Taschenbuch für den Maschinenbau

Bearbeitet von

Prof. Dr.-Ing. H. Baer - Frauenchiemsee, Dipl.-Ing. Ch. Bouché - Berlin, Prof. H. Dubbel - Berlin, Dipl.-Ing. E. Dürre - Berlin, Dr.-Ing. Bruno Eck - Köln, Prof. K. Gottwein - Breslau, Dr.-Ing. W. Gumz - Essen, Dipl.-Ing. R Hänchen - Berlin, Dr. V. Happach - Stettin, Dr.-Ing. H. Holdt - Mannheim, Dr.-Ing. W. Meyer zur Capellen - Aachen, Prof. Dr.-Ing. Fr. Oesterlen - Hannover, Prof. Dr.-Ing. W. Pauer - Dresden, Prof. Dr.-Ing. A. Pröll - Hannover, Dr.-Ing. W. Reichel - Solingen-Ohligs, Dipl.-Ing. E. Schulz - Berlin, Prof. Dr.-Ing. E. Sörensen - Augsburg, Prof. Dr. A. Thum - Darmstadt, Dr.-Ing. F. Wettstädt - Berlin.

Herausgegeben von

Prof. Heinrich Dubbel

Ingenieur, Berlin

Neunte, verbesserte Auflage

Mit etwa 3000 Textfiguren

In zwei Bänden

Zweiter Band

Berlin
Springer-Verlag
1943

Inhaltsverzeichnis des zweiten Bandes.

Ausführliches Inhaltsverzeichnis s. Bd. I, S. V ff.

Seite

Die Dampferzeugungsanlagen. Bearbeitet von Dipl.-Ing. E. Schulz, Berlin 3

Die Kraft- und Arbeitsmaschinen mit Kolbenbewegung.

I. Die Dampfmaschinen. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel, Berlin . . 79

II. Die Brennkraftmaschinen. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel, Berlin, und Dr.-Ing. F. Wettstädt, Berlin 108

III. Die Kolbenverdichter. Bearbeitet von Dipl.-Ing. Ch. Bouché, Berlin 169

IV. Die Kolbenpumpen. Bearbeitet von Dipl.-Ing. Ch. Bouché, Berlin . 180

V. Pumpen und Verdichter verschiedener Bauart. Bearbeitet von Dipl.-Ing. Ch. Bouché, Berlin 191

Schwungräder, Massenausgleich, Schwingungen und Regler. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel, Berlin 196

Die Kondensation. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel, Berlin 214

Die umlaufenden Kraft- und Arbeitsmaschinen.

I. Wasserturbinen. Bearbeitet von Prof. Dr.-Ing. Fr. Oesterlen, Hannover 226

II. Die Kreiselpumpen. Bearbeitet von Prof. Dr.-Ing. E. Sörensen, Augsburg 273

III. Die Dampfturbinen. Bearbeitet von Prof. Dr.-Ing. H. Baer, Frauenchiemsee 291

IV. Turbokompressoren und Gebläse. Bearbeitet von Prof. Dr.-Ing. H. Baer, Frauenchiemsee 328

Abwärmeverwertung. Bearbeitet von Prof. Dr.-Ing. W. Pauer, Dresden 338

Rohrleitungen. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel, Berlin 361

Hebe- und Fördermittel Bearbeitet von Dipl.-Ing. R. Hänchen, Berlin 367

Werkzeugmaschinen. Bearbeitet von Prof K. Gottwein, Breslau, und Dr.-Ing. W. Reichel, Solingen-Ohligs 479

Kraftwagen. Bearbeitet von Dr.-Ing. F. Wettstadt, Berlin 635

Flugtechnik. Bearbeitet von Prof. Dr.-Ing. A. Pröll, Hannover 665

Bau-Elemente des Flugzeugs. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel, Berlin 704

Elektrotechnik. Bearbeitet von Dipl.-Ing. E. Dürre, Berlin 722

Sachverzeichnis des zweiten Bandes 815

ISBN 978-3-642-98871-4 ISBN 978-3-642-99686-3 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-642-99686-3

Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten.
Copyright 1929, 1935, 1940, 1941 and 1943 by Springer-Verlag OHG., Berlin.

Softcover reprint of the hardcover 9th edition 1929, 1935, 1940, 1941 and 1943

Die Dampferzeugungsanlagen.

Bearbeitet von Dipl.-Ing. E. Schulz, VDI, Berlin.

Als Dampfkessel, im Sinne der einschlägigen Reichsgesetzgebung[1]), gelten alle geschlossenen Gefäße, die den Zweck haben, Wasserdampf von höherer als atmosphärischer Spannung zur Verwendung außerhalb des Dampfentwicklers zu erzeugen.

Ausgenommen werden: 1. Niederdruckkessel, sofern sie mit einem höchstens 5 m hohen, nicht verschließbaren Standrohr versehen sind. 2. Zwergkessel, deren Heizfläche $^1/_{10}$ m² und deren Dampfspannung 2 atü nicht übersteigt, wenn sie mit einem zuverlässigen Sicherheitsventil ausgerüstet sind. 3. Zentralüberhitzer.

I. Die Leistungsfähigkeit einer Kesselanlage.

A. Größe der Leistung.

a) Leistung des Rostes: $\frac{B}{F_r} = \frac{\text{stdl. Brennstoffmenge}}{\text{gesamte Rostfläche}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{h}}\right]$ = Rostbelastung,

$q_r = \frac{B \cdot H_u}{F_r} = \frac{\text{stdl. der Feuerung zugeführte Wärmemenge}}{\text{gesamte Rostfläche}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{m}^2\text{h}}\right]$ = Rostwärmebelastung. (Vgl. auch Bd. I, S. 341.)

Beide Leistungsgrößen sind abhängig vom Brennstoff (Stückgröße, Verhalten im Feuer, Rückstände), von der Temperatur der zugeführten Verbrennungsluft und vom Luftdurchsatz. Durch Verwendung von Unterwind, Zonenregelung, Lufterhitzung, Vergrößerung des Feuerraumes, Zufuhr von erhitzter Zweitluft kann die Rostbelastung erheblich gesteigert werden.

Mittlere Werte für B/F_r und q_r.

Rostart	Unterer Heizwert kcal/kg	Rostbelastung kg/m²h	Rostwärmebelastung 10^6 kcal/m²h
Steinkohlenroste:			
Starrer Planrost	7500	80—100	0,6 —0,7
Wanderrost ohne Unterwind . .	7500	100—120	0,75—0,9
Wanderrost mit Unterwind . . .	7500	120—160	0,9 —1,2
Zonenwanderrost	7500	180—200	1,35—1,5
Unterschubrost (Stoker)	7500	200—240	1,5 —1,8
Rückschubrost	2500	700—800	1,8 —2,0
Braunkohlenroste:			
Starrer Treppen- und Muldenrost	2300	200—300	0,46—0,69
Mech. Treppenrost (Vorschubrost)	2300	300—450	0,65—0.9
Mech. Muldenrost	2300	300—450	0,65—0,9

Brennstoffe mit viel Flüchtigem, das über dem Rost verbrennt, und hohem Gehalt an Feuchtigkeit, die dampfförmig wird und den Rost nicht belastet, wie z. B. Holz, Torf, Braunkohle, ergeben hohe Rostbelastung, aber nur geringe Rostwärmebelastung. Da die Asche den Rost belastet, so haben Brennstoffe mit viel Unverbrennlichem eine geringe Rostbelastung. Hinsichtlich der Rostwärmebelastung sind die Steinkohlenroste den Braunkohlenrosten weit überlegen.

[1]) Allgemeine polizeiliche Bestimmungen über die Anlegung von Landdampfkesseln und von Schiffsdampfkesseln vom 17. XII. 1908.

Die Steigerung der Rostbelastung wird begrenzt durch die Gefahr unvollkommener Verbrennung, starke Zunahme der Flugkoksverluste, Instabilität der Schüttung bei Braunkohlenrosten.

b) Leistung der Heizfläche: $\frac{D}{F_k} = \frac{\text{stdl. Dampfmenge}}{\text{wasserberuhrte Heizfläche}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{h}}\right]$ = mittlerer Heizflächenbelastung, meist bezogen auf Normaldampf (trocken gesättigter Dampf von 1 at abs, entstanden aus Wasser von 0° C, also 639 kcal Erzeugungswärme).

Sie ist abhängig von der Größe des Wärmeüberganges, d. h. von der Feuertemperatur, der Abmessung der direkt vom Feuer bestrahlten Heizfläche, der mehr oder weniger guten Durchwirbelung der Gase, der Zuggeschwindigkeit, der Reinheit der Heizfläche und dem Wasserumlauf. Ihre obere Grenze findet die Heizflächenbelastung durch die mit wachsender Belastung zunehmende Dampfnässe.

Mittlere Werte für D/F_k (bezogen auf Normaldampf).

Kesselbauart	Heizflächenbelastung kg/m²h
Stehende Kessel	bis 15
Flammrohrkessel	20 „ 23
Lokomobilkessel	14 „ 20
Lokomotivkessel	40 „ 50
Schiffskessel	25 „ 50
Wasserrohrkessel	25 „ 40
Wasserrohrkessel mit Strahlungsheizfläche	40 „ 80
Strahlungskessel	80 und mehr

Da diese Leistungsziffer nur ein Maß für die in der Kesselanlage aufgenommene Wärmemenge, umgerechnet auf die Kesselheizfläche, ist, so haben Kessel mit großer nachgeschalteter Heizfläche, die nach den A. p. B.[1]) nicht zur Kesselheizfläche gerechnet wird (vgl. S. 34), hohe Heizflächenbelastungen. Daher kann diese Leistungsgröße, die in der Praxis sehr gebräuchlich ist, leicht zur unrichtigen Beurteilung der Kesselleistung führen.

Richtiger ist die Angabe der von 1 m² Kesselheizfläche im Mittel stündlich aufgenommenen Wärmemenge, die Heizflächenwärmebelastung

$$q_k = D\,(i'' - i_{w_2})/F_k \quad [\text{kcal/m}^2\text{h}],$$

worin bedeuten:

i'' = Wärmeinhalt des trocken gesättigten Dampfes [kcal/kg],

i_{w_2} = Wärmeinhalt des Speisewassers beim Austritt aus dem Speisewasservorwärmer [kcal/kg].

Auch diese Leistungsgröße ist als Vergleichsmaßstab nur brauchbar, wenn die Heizfläche einheitlich berechnet und nicht etwa bei der Strahlungsheizfläche die projizierte Fläche eingesetzt wird.

c) Breitenleistungen (bezogen auf die äußere Breite):

1. Leistung des Rostes: $\frac{B}{b} = \frac{\text{stdl. Brennstoffmenge}}{\text{Feuerraumbreite}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{mh}}\right]$ oder $\frac{B \cdot H_u}{b}$ = $\frac{\text{stdl. der Feuerung zugeführte Wärmemenge}}{\text{Feuerraumbreite}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{mh}}\right]$, abhängig von der Rostflächenbelastung und der Rostlänge.

2. Leistung des Kessels: $\frac{D}{b} = \frac{\text{stdl. Normaldampfmenge}}{\text{Feuerraumbreite}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{mh}}\right]$ oder $\frac{D\,(i^2) - i_w)}{b} = \frac{\text{stdl. im Kessel nutzbar gemachte Wärmemenge}}{\text{Feuerraumbreite}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{mh}}\right]$, abhängig von der Heizflächenbelastung und der Kesseltiefe.

[1]) Allg. pol. Best. über d. Anlegung v. Landdampfkesseln v. 17. XII. 1908.

[2]) Bei überhitztem Dampf $i_{\ddot{u}}$, bei Sattdampf i''.

Die Breitenleistung ist die Höchstleistung (Grenzleistung), die je 1 m Rostbreite bei wirtschaftlichster Rostlänge erreicht wird. Diese Leistungszahl gibt einen guten Anhalt bei der Planung von Neuanlagen und für die Auswahl der Brennstoffe.

Die Breitenleistung der Steinkohlenfeuerung kann die Grenzleistung des Kessels übertreffen im Gegensatz zur Braunkohlenfeuerung.

Ungefähre Werte für B/b und D/b[1]):

Rostart	B/b in t/m h	D/b in t/m h	
Starrer Treppenrost o. U.	1,0	3,0	Braunkohle
Mech. Schrägrost m. U.	3,0	9,3	Braunkohle
Doppelrost m. U.	3,5	11,0	Braunkohle
Muldenrost m. U.	2,8	8,8	Braunkohle
Rückschubrost m. U.	4,0	7,5	Braunkohle
Wanderrost	3,6	11,0	Braunkohle
Mühlenfeuerung	5,6	15	Braunkohle
Wanderrost m. U.	2 bis 3	17 bis 20	Steinkohle
Unterschubrost	2 bis 3	17 bis 20	Steinkohle
Rückschubrost	bis 1,7	bis 15	Steinkohle
Staubfeuerung	2,3	20	Steinkohle

d) Feuerraumwärmebelastung:

$$q_f = \frac{B \cdot H_u}{V_f} = \frac{\text{stdl. der Feuerung zugeführte Wärmemenge}}{\text{Feuerrauminhalt}} \left[\frac{\text{kcal}}{\text{m}^3\text{h}}\right].$$

Sie darf mit Rücksicht auf auftretende Verluste infolge unvollkommener Verbrennung (Flugkoks, Ruß, unverbrannte Gase) nicht zu hoch gewählt werden. Steigerung der Brenngeschwindigkeit durch Flammenwirbelung, Einführung erhitzter Zweitluft in den Brennraum und Auskleidung der Brennkammer mit Kühlrohren ermöglichen Erhöhen der Belastung und Verkleinern der Brennkammer. Bei sehr aschenreichen Kohlen muß die Belastung niedriger gewählt werden zwecks Beherrschung der Aschenschwierigkeiten.

Für die Bemessung des Feuerraumes können folgende Anhaltszahlen dienen[1]):

Feuerung	Feuerraumwärmebelastung in 1000 kcal/m³h
Unterwind-Wanderroste und Unterschubroste für Steinkohle ohne Kühlfläche	200 bis 225
mit Kühlfläche	300 „ 450
Unterwind-Wanderroste und Muldenroste für Braunkohle	300 „ 450
Kohlenstaubfeuerung ohne Kühlfläche	100 „ 150
Kohlenstaubfeuerung mit teilweiser Kühlfläche	150 „ 200
„ „ vollständiger Kühlfläche	200 „ 250
„ „ vollständiger Kühlfläche und Eckenfeuerung	300 „ 350
„ für Lokomotiven	1000 „ 1500
Velox-Kessel	4000 „ 8000
Öl- und Gasfeuerungen	bis 8000

Bezüglich Bedeutung der Feuerraumgröße s. S. 10.

e) Zum Vergleich von Kesselanlagen dienen auch Angaben über die Dampfleistung je m² Grundfläche, über den Raumbedarf und den Werkstoffaufwand, d. i. der Werkstoffbedarf je kg/h erzeugte Dampfmenge[2]).

[1]) Münzinger: Dampfkraft. 2. Aufl. Berlin: Springer 1933.

[2]) E. Schulz, Der Werkstoffaufwand in Dampfkraftwerken. Z. VDI 1937 S. 1393.

B. Güte der Leistung.

a) Wirkungsgrad der Feuerung:

$$\eta_1 = \frac{\text{im Feuerraum entbundene Wärme}}{\text{im Brennstoff enthaltene Wärme}} = 1 - \frac{1}{100}(V_B + V_R + V_G)^{1}).$$

Mittelwerte: $\eta_1 = 0{,}85$ bis $0{,}96$.

b) Wirkungsgrad der Heizfläche:

$$\eta_2 = \frac{\text{nutzbar gemachte Wärme}}{\text{in der Feuerung entbundene Wärme}} = 1 - \frac{V_{Sch} + V_{St}}{100 - (V_B + V_R + V_G)}.$$

In η_1 ist auch der Verlust durch Strahlung und Leitung, soweit dieser für den Feuerraum in Frage kommt, eingeschlossen. Eine scharfe Trennung beider Wirkungsgrade ist bei neuzeitlichen Kesseln, deren Feuerung und Heizfläche eine geschlossene Einheit bilden, kaum noch möglich.

c) Wirkungsgrad der gesamten Anlage:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 = \frac{\text{nutzbar gemachte Wärme}}{\text{im Brennstoff enthaltene Wärme}} = \frac{D \cdot (i - i_w)}{B \cdot H_u}.$$

Mittelwerte: $\eta = 0{,}72$ bis $0{,}78$ für kleine Kesselanlagen, insbesondere Flammrohrkessel, $\eta = 0{,}75$ bis $0{,}83$ für größere Kesselanlagen mit mech. Feuerungen, Staub-, Öl- oder Gasfeuerungen, $\eta = 0{,}84$ bis $0{,}88$ für Großkessel. Die angegebenen Zahlen sind nur rohe Anhaltszahlen.

Es ist $\eta = \varepsilon_k + \varepsilon_{\ddot{u}} + \varepsilon_w$, worin $\varepsilon_k = D \cdot (i'' - i_{ws})/B H_u$ = Wirkungsgradanteil des Kessels, $\varepsilon_{\ddot{u}}$ = Wirkungsgradanteil des Überhitzers (s. S. 50), ε_w = Wirkungsgradanteil des Abgas-Speisewasservorwärmers (s. S. 54).

II. Die Leistungsfähigkeit der Brennstoffe

wird beurteilt nach der bei ihrer Verfeuerung erreichten

Verdampfungsziffer: $x = D/B = H_u \cdot \eta/(i - i_w)$,

die angibt, wieviel kg Dampf mit 1 kg Brennstoff erzeugt wurden.

Sie erleichtert Betriebsüberwachung für denselben Betrieb bei gleichbleibenden Dampf- und Brennstoffverhältnissen. Die Nettoverdampfung x', bezogen auf Normaldampf, gestattet Vergleich der Leistung desselben Brennstoffes in verschiedenen Kesselanlagen

$$x' = x \cdot (i - i_w)/639.$$

Durch Umrechnung der Nettoverdampfung auf einen einheitlichen Heizwert, z.B. 1000 [kcal/kg] ist auch ein Vergleich bei verschiedenen Kohlen möglich[2])

$$x_s = x' \cdot 1000/H_u = 1{,}563 \cdot \eta.$$

Diese Verdampfungsziffer steht somit in einfacher Beziehung zum Wirkungsgrad der Kesselanlage.

III. Die Wärmeverluste

werden allgemein auf 100 kcal des Brennstoffheizwertes bezogen.

***V_B*, Verlust durch Unverbranntes in den Herdrückständen,** umfaßt den Verlust durch Rostdurchfall, der die Folge der Verwendung ungeeigneter Roststäbe ist, und den Verlust durch mangelhaften Ausbrand der Rückstände, der bei zu hoher Rostbelastung oder auch bei Fließschlackenbildung auftritt.

$$V_B = R \cdot c \cdot 8080/B H_u \cdot 100 \text{ vH}.$$

R = Herdrückstände [kg/h], c = Kohlenstoffgehalt in R [kg/kg].

Mittelwerte: $V_B = 1$ bis 2 vH bei geeignetem Rost und richtiger Feuerführung, bis zu 5 vH bei Verfeuerung von Feinkohle.

[1]) Über die Bedeutung der einzelnen Größen V s. folgenden Abschnitt

[2]) Höhn: Die Verdampfungszahl. Wärme 1931 S. 36.

V_R, Verlust durch Flugkoks und Ruß. Die Flugkoksbildung hängt ab von der Art des Brennstoffes (Feinkohle, Magerkohle), der Windpressung, der Rost- und Feuerraumbelastung, der Rauchgasgeschwindigkeit im Feuerraum, dem Flugkoksweg vom Rost bis zur Heizfläche.

(Bei großen Flugkoksmengen Einbau von Flugkoks-Rückführungsanlagen zweckmäßig!)

Rußbildung kann durch hohen Feuerraum, gute Gaswirbelung und hohe Feuertemperatur eingeschränkt, bei neuzeitlichen Feuerungen ganz vermieden werden. Mittelwerte: V_R = 1 bis 3 vH.

Auf die Berechnung des Verlustes wird meist verzichtet, da die Feststellung der Koks- und Rußablagerungen im Feuerraum und in den Kesselzügen schwierig ist. Daher meist im Restverlust einbegriffen.

Bei Verfeuerung minderwertiger Brennstoffe kann unter Umständen wirtschaftlicher gearbeitet werden, wenn mehr Wert auf guten Ausbrand als auf hohen CO_2-Gehalt gelegt wird, da bei hohem CO_2-Gehalt der Verlust durch die mit der Schlacke abgeführten unverbrannten Kohleteilchen viel größer sein kann als der Gewinn.

V_G, Verlust durch unverbrannte Gase, entsteht durch Gehalt der Rauchgase an unverbrannten Gasen wie CO, H_2, CH_4 und C_nH_n, deren Feststellung mit Orsat ungenau ist.

Der Verlust wird daher auch im Restverlust eingeschlossen.

Durch große Feuerräume, Zweitluftzuführung, Zonenluftregelung, Gaswirbelung kann der Verlust sehr klein gehalten werden. Mittelwert: V_G = bis 1 vH.

V_{Sch}, Verlust durch freie Wärme der Abgase (Schornsteinverlust), ist abhängig von der Menge der Rauchgase und deren Temperatur, ferner von dem Wassergehalt des Brennstoffes. Soll dieser Verlust eingeschränkt werden, so wird es nötig: 1. die Rauchgasmenge für 1 kg Brennstoff recht gering zu halten — durch möglichst geringen Luftüberschuß (vgl. Bd. I, S. 334) —; 2. die Abgastemperatur, die gewöhnlich zwischen 300 und 400° C schwankt und die mit dem Anstrengungsgrad des Kessels wächst, möglichst zu erniedrigen durch Einbau von Nachschaltheizflächen, z. B. Abgas-Speisewasservorwärmer oder Abgas-Luftvorwärmer und Reinhaltung der Kesselheizfläche

$$V_{Sch} = V_g \cdot c_{p_g} \cdot (t_{g_2} - t_{l_1})/H_u \cdot 100 \text{ vH},$$

worin V_g = Abgasmenge je 1 kg Brennstoff [Nm^3/kg],
c_{p_g} = mittlere spez. Wärme des Abgases [$kcal/Nm^3$],
t_{g_2} = Abgastemperatur am Ende der Kesselanlage [° C],
t_{l_1} = Temperatur der Außenluft [° C].

Überschlägige Rechnung nach Siegert (mit CO_2 in Raumprozenten):

$$V_{Sch} = v \cdot (t_{g_2} - t_{l_1})/CO_2 \text{ vH}^1).$$

Die v-Werte sind bei bekanntem Feuchtigkeitsgehalt der Brennstoffe und bekanntem Werte für CO_2 aus Kurventafel Fig. 1 zu entnehmen.

Mittelwerte: V_{Sch} = 9 bis 11 vH bei einer Abgastemperatur von 170 bis 180° und CO_2 = 12 vH.

Genaue Bestimmung des Schornsteinverlustes nach Bunte s. Loschge, Die Dampfkessel (Berlin: Springer 1937). S. auch Eberle; Arch. Wärmewirtsch. 1926, S. 287.

V_{St}, Verlust durch Strahlung und Leitung, ist abhängig von der Größe der Kesselanlage, der Güte der Kesselisolierung, dem Dichthalten des Mauerwerks und der Auskleidung des Feuerraumes mit Kühlelementen. Direkte Bestimmung durch Messung ist nur angenähert möglich, daher im Restverlust eingeschlossen.

Mittelwerte: $V_{St} \leqq 1$ vH bei Großanlagen, bei kleinen Anlagen bis 10 vH.

Restverlust. Bei dem Verdampfungsversuch werden festgestellt die in der Kesselanlage nutzbar gemachte Wärmemenge in Hundertteilen von H_u und die

[1]) Die Siegertsche Formel ist brauchbar, solange die unverbrannten Gase < 0,3 vH.

Verluste V_B und V_{Sch}. Was an 100 fehlt, wird als Restverlust bezeichnet, der $V_G + V_R + V_{St}$, außerdem den Einfluß etwaiger Beobachtungs- und Rechenfehler enthält.

Bei Betriebsunterbrechungen entstehen noch Stillstandsverluste, die sich aus äußeren Abkühlungsverlusten und inneren Auskühlverlusten zusammensetzen. Hinzu kommen die Anheiz- und Einlaufverluste, welche die ver-

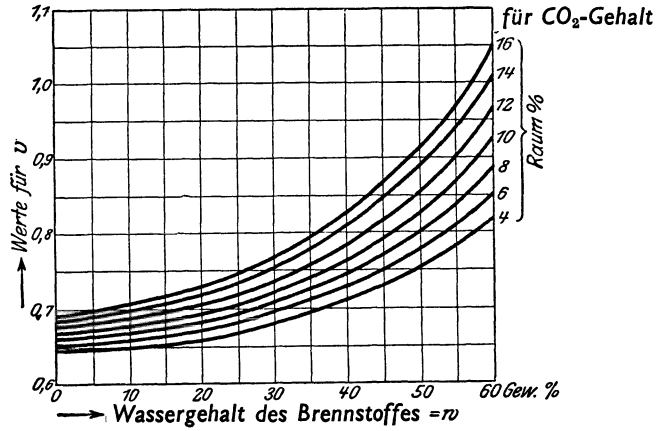


Fig. 1.

lorengegangene Speicherwärme ersetzen, und Abschlämmverluste. Durch dichtes Mauerwerk, guten Abschluß des Rostes, der Feuertüren, Schauluken und vor allem durch Einbau einer Zugsperre[1]), die Feuerraum und Kesselzüge völlig vom Schornstein trennt, können die Stillstandsverluste fast ganz beseitigt werden.

IV. Bericht über einen Verdampfversuch[2]).

a) Mechanische Verhältnisse der Anlage.

Bauart des Kessels, Überhitzers, Rauchgas-Speisewasservorwärmers, Luftvorwärmers und der Feuerung.

Kesselkennzahlen: Größen der Kesselheizfläche F_k[m²], Überhitzerheizfläche $F_ü$[m²], der Heizfläche des Wasservorwärmers F_w[m²], des Luftvorwärmers F_l[m²], der Rostfläche F_r[m²], des Feuerrauminhaltes V_f[m³], der Feuerraumbreite b[m].

b) Nummer des Versuches, Art der Kesselbelastung, Versuchstag, Versuchsdauer.

c) Versuchsergebnisse.

1. Brennstoff.

Art, Zusammensetzung, Heizwert H_u [kcal/kg], gesamte Brennstoffmenge [kg], stündl. Brennstoffmenge B [kg/h].

2. Rückstände.

Gesamtmenge der Asche und Schlacke [kg], stündl. Menge der Rückstände R [kg/h], Gehalt an Unverbranntem c [kg/kg].

3. Verbrennungsluft.

Temperatur vor Eintritt in die Feuerung bzw. hinter dem Luftvorwärmer t_{l_2}[° C], vor dem Luftvorwärmer t_{l_1}[° C].

4. Heizgase.

CO_2-Gehalt am Kesselende, am Ende des Wasser- und Luftvorwärmers [vH], CO_2- und $CO_2 + O_2$-Gehalt am Ende der Kesselanlage [vH], Temperatur der Gase am Ende des Kessels, des Wasservorwärmers und des Luftvorwärmers t_{g_2}[° C] (Temperatur im Feuerraum, vor und hinter dem Überhitzer).

[1]) Vgl S 28.

[2]) Regeln für Abnahmeversuche an Dampfkesseln. VDI-Verlag 1937.

5. Speisewasser.
Gesamtmenge [kg], stündl. Menge D [kg/h], Temperatur vor dem Wasservorwärmer t_{w_1} [° C], hinter dem Vorwärmer t_{w_2} [° C].
6. Dampf.
Mittlere Dampfspannung p [atü], Temperatur unmittelbar hinter dem Überhitzer $t_ü$ [° C], Erzeugungswärme im Kessel $i'' - i_{w_2}$ [kcal/kg], im Überhitzer $i_ü - i''$ [kcal/kg], im Wasservorwärmer $i_{w_2} - i_{w_1}$ [kcal/kg], gesamte Erzeugungswärme $i_ü - i_{w_1}$ [kcal/kg].
7. Zug- und Druckverhältnisse.
Druck unter dem Rost [mm WS], Zug im Feuerraum [mm WS], Zug am Ende des Kessels, des Wasservorwärmers und des Lufterhitzers [mm WS].

d) Rechnungswerte.

1. Kesselbelastung D/F_k [kg/m²h],
2. Kesselbelastung bezogen auf Normaldampf [kg/m²h],
3. Heizflächenwärmebelastung
$q_k = D(i'' - i_{w_2})/F_k$ [kcal/m²h],
4. Rostbelastung B/F_r [kg/m²h],
5. Rostwärmebelastung
$q_r = B \cdot H_u/F_r$ [kcal/m²h],
6. Breitenleistung des Rostes B/b [kg/mh] und $B \cdot H_u/b$ [kcal/mh],
7. Breitenleistung des Kessels D/b [kg/mh] und $D(i'' - i_{w_2})/b$ [kcal/mh],
8. Verdampfung bezogen auf Betriebsdampf x [kg/kg],
Verdampfung bezogen auf Normaldampf x' [kg/kg].

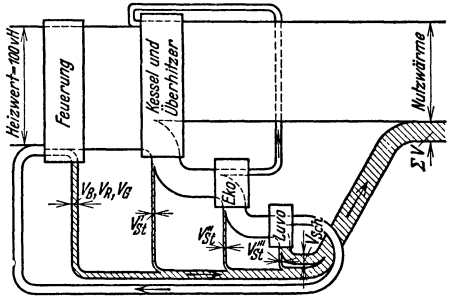


Fig. 2. Wärmestrom in einem mit Wasser- und Luftvorwärmer ausgerüsteten Dampfkessel.

e) Wärmenachweis.

Heizwert der Kohle H_u	= 100 vH
Nutzbar: im Kessel $x(i'' - i_{w_2}) \cdot 100/H_u$	= ...vH[1])
im Überhitzer $x(i_ü - i'')100/H_u$	= ... vH[2])
im Abgas-Wasservorwärmer $x(i_{w_2} - i_{w_1}) \cdot 100 H_u$	= ... vH
Zusammen	= ... vH
Verloren:	
durch freie Wärme der Abgase V_{Sch}	= ... vH
durch Unverbranntes in den Herdrückständen V_B	= ... vH
durch Flugkoks, Ruß, unverbrannte Gase u. Strahlung als Restverlust	= ... vH
Zusammen	= ... vH.

V. Die Feuerungen.

Vgl. Bd. I, S. 339.

A. Lage der Feuerung zum Kessel.

a) Innenfeuerung: Umgeben von wassergekühlten Wänden. Verwendung bei Flammrohr-, Feuerbüchs- und Strahlungskessel, starke Absenkung der Feuerraumtemperatur, daher für kalorisch minderwertige Brennstoffe ungeeignet; geringer Strahlungsverlust.

b) Unterfeuerung bei Schräg- und Steilrohrkesseln. Durch teilweise Auskleidung der Brennkammer mit Kühlrohren Übergang zur Innenfeuerung.

c) Vorfeuerung in besonderem Mauerwerk, bei ausziehbarem Lokomobilkessel in einem fahrbaren eisernen Gestell untergebracht. Gleichmäßig hohe Temperatur kann leicht gehalten werden, daher für Verfeuerung von heizwertarmen, insbesondere feuchten Brennstoffen geeignet. Großer Strahlungsverlust, Vergrößerung der Kesselgrundfläche, hohe Unterhaltungskosten für Mauerwerk.

[1]) Soll w vH Dampfnässe berücksichtigt werden (s. S. 50), dann ist statt $i'' - i_{w_2}$ zu setzen:
$$i'' - i_{w_2} - w/100 \cdot r.$$

[2]) Für nassen Dampf wäre einzusetzen:
$$x\left(i_ü - i'' + \frac{w}{100} \cdot r\right) \cdot \frac{100}{H_u}.$$

B. Die Rostfläche.

Die Leistungsfähigkeit festen, stückigen Brennstoffes hängt vor allem ab von der Größe der Rostoberfläche bzw. der Rostbreite bei wirtschaftlichster Rostlänge (vgl. Breitenleistung S. 4).

Totale Rostfläche — F_r m² —, gesamte im Feuerraum befindliche, mit Brennstoff bedeckte und mit Öffnungen für den Luftdurchtritt versehene Fläche, gemessen an der Oberfläche des Rostes, nicht projiziert.

Freie Rostfläche — F_{rf} m² —, Summe der Luftöffnungen im Rost (Rostspalten, Düsenlöcher).

Berechnung der Rostfläche für eine nach der geforderten Dampfmenge ermittelte Brennstoffmenge unter Zugrundelegung einer normalen Rostbelastung oder Rostwärmebelastung

$$F_r = B/(B/F_r) = B \cdot H_u/q_r .$$

Freie Rostfläche im Verhältnis zur totalen stets so groß wie möglich. Obere Grenze ist durch Mindestdicke der Roststäbe und die für die einzelnen Fälle verschieden zulässige Höchstweite der Rostspalten gegeben, die nämlich bei Planrosten so eng bemessen wird, daß möglichst wenig kleine Brennstoffstücke hindurchfallen können. Vergrößerung von F_{rf} für feinkörnigen und zerfallenden Brennstoff durch besonders geformte Roststäbe (s. S. 12). Bei Treppenrosten wird Weite der Luftspalten so gewählt, daß Rostplatten leicht von Asche gereinigt werden können. Es ist

F_{rf}/F_r = 0,2 bis 0,5 bei Plan- und Schrägrosten,
= 0,2 „ 0,3 bei Wanderrosten ohne Unterwind,
$\leqq$ 0,1 bei Wanderrosten mit Unterwind,
= 0,03 „ 0,05 bei Zonenwanderrosten,
= 0,6 „ 0,7 bei starren Treppenrosten,
= 0,1 „ 0,2 bei vollmechanischen Treppenrosten (Vorschubrosten).

Luftgeschwindigkeit in den Rostspalten
0,75 bis 1,5 m/sek bei natürlichem Zug,
2 „ 5 m/sek bei Anwendung von Unterwind.

C. Der Feuerraum.

Gesteigerte Brennleistung erfordert Vergrößerung des Feuerraumes. Kleine Feuerräume haben außer Erhöhung der Verluste V_R und V_G vor allem zu hohe Feuerraumtemperatur zur Folge. Die Schlacke wird flüssig, fließt in die Rostspalten, wo sie erstarrt und R_f verkleinert. Außerdem greift die Schlacke die Roststäbe und das feuerfeste Mauerwerk, dessen Schmelztemperatur womöglich überschritten wird, an. Durch die flüssige Schlacke wird die Heizfläche verschmutzt und die Rohrgassen durch Aschenansinterungen verstopft.

Große Feuerräume ermöglichen außer Herabsetzung der Brennkammerbelastung auch bessere Ausnutzung der Gas- und Flammenstrahlung auf Heizfläche und Rostbahn. Dadurch ist bei den meisten Brennstoffen sichere Zündung möglich ohne besonderes Zündgewölbe (s. S. 18), insbesondere wenn durch Luftvorwärmung die Zündung noch unterstützt wird. Zufuhr von vorgewärmter Zweitluft in den Feuerraum ist vorteilhaft, um Schichtenströmung in der großen gewölbelosen Kammer zu vermeiden und durch Gaswirbelung ein vollkommenes Ausbrennen des Gases zu bewirken. Luft muß mit genügend hoher Geschwindigkeit in den Brennraum eintreten (Luftpressung 200 bis 300 mm WS), damit sie die Gasschichten durchdringt.

Da meistens der lichte Kammerquerschnitt gegeben ist, z. B. durch die Größe der Rostfläche, so bedeutet Vergrößerung gleichzeitig Erhöhung der Brennkammer. Es werden Kammerhöhen von 4 bis 6 m, bei Kesseln, deren Feuerraum dem Kessel vorgelagert ist, sogar bis 10 m ausgeführt (Großfeuerraumkessel s. Fig. 53).

Durch Auskleiden der Brennkammer mit Kühlrohren wird das Mauerwerk geschützt. Auch kann die Feuerraumtemperatur so beeinflußt werden, daß Überschreitung der Schmelztemperatur der Asche sicher vermieden wird. Die an den Kessel angeschlossenen Kühlrohre nehmen große Wärmemengen auf, so daß trotz größerer zulässiger Feuerraumbelastung (vgl. S. 44) die Grenztemperatur nicht überschritten und die ersten höchst beanspruchten Reihen des Rohrbündels entlastet werden. Bei kalorisch minderwertigen Brennstoffen bringt Vergrößerung der Strahlungsheizfläche im allgemeinen keinen Vorteil, wenn nicht die Grenztemperatur ungewöhnlich niedrig ist.

Bei hoher Breitenleistung ist dagegen vollständige Auskleidung der Brennkammer mit Kühlrohren erforderlich (Strahlungskessel s. Fig. 54). Für Kessel mit großem Leistungsbereich, die oft mit Schwachlast gefahren werden, sind stark gekühlte Kammern jedoch unzweckmäßig.

Auskleidung der Kammer durch glatte Rohre, deren Teilung größer oder gleich Rohrdurchmesser, oder durch Flossenrohre mit angeschweißten Längsrippen, die nicht breiter als ungefähr 30 mm und nicht durchgehend, sondern mit Unterbrechungen ausgeführt sein müssen, um Verzunderung und Abreißen an der Anschweißstelle zu vermeiden. Die Rohre werden in die Kesseltrommeln oder besonders runde oder viereckige Sammelkästen eingewalzt. Als untere Sammelkästen für seitliche Kühlrohre finden meist die seitlichen Rostkühlbalken Verwendung.

Unmittelbar nebeneinanderliegende Kühlrohre bedingen wegen Einwalzung in zwei Reihen größere Sammelkästen. Die Schmidtsche Heißdampfgesellschaft verwendet Gabelrohre, die Anschluß an die Kästen mit größerer Teilung ermöglichen. Durch vorgesetzte Platten aus Gußeisen mit und ohne feuerfeste Einsätze (Bailey-Wände) wird verhindert, daß flüssige Schlacke an das hinter den Rohren liegende Mauerwerk gelangen kann. Die im Bereich des Brennstoffbettes gelegenen Rohre werden durch die Platten gegen mechanische Beanspruchung geschützt.

Bei minderwertigen Brennstoffen (Mittelprodukt, Schlamm, Koks) kann durch Verkleidung der Kühlrohre mit Platten bis zu etwa 2 m über Rost eine Zone genügend hoher Temperatur zur Sicherung der Zündung geschaffen werden.

Bei beschränkten Platzverhältnissen kann Einbau von Kühlschirmen mit Zwangumlauf Vorteile bieten (La Mont-Verfahren, vgl. S. 46).

D. Feststehende Roste.

Planrost mit Handbeschickung. Oberfläche annähernd waagerecht, gut zu übersehen. Rostlänge aus Bedienungsrücksichten nicht über 2,5 m. Größte Rostfläche 5 m^2 bei Doppelrost. Höhe über Flur etwa 0,7 bis 0,8 m. Rostfläche läßt sich durch Abdecken leicht verkleinern. Geeignet für Innen-, Unter- und Vorfeuerung.

Auf dem Rost lassen sich alle guten Steinkohlensorten, Braunkohlenbriketts, Holz und Holzabfälle verbrennen.

Verluste auch bei geschickter Bedienung hoch. Anwendung von Unterwind, um billigere Brennstoffe zu verbrennen. Zuführung von möglichst warmer Zweitluft vorne oder hinten durch die hohle Feuerbrücke zweckmäßig bei Verbrennung gasreicher Brennstoffe.

Roststäbe aus hitzebeständigem Guß oder Stahl mit Zusatz von Chrom werden am vorteilhaftesten als einzelne glatte Balken von nach unten sich verjüngendem Querschnitt ausgeführt. Stablänge etwa 600 mm, Stabhöhe etwa 80 bis 100 mm. Roststab zweckmäßig auf ganzer Länge gleich hoch, um ungleichmäßiger Erwärmung vorzubeugen. Form muß dem Brennstoff angepaßt werden. Lagerung auf gußeisernen Rostbalken, die auf Trägern — hochkant gestellte Flacheisen — liegen.

Gerade Rostspalten können am besten gereinigt werden und sind daher für schlackende Kohle geeignet. An den Enden, den Stabköpfen, deren Querschnittshöhe nur auf etwa $^1/_3$ der sonstigen Höhe bemessen wird, sind entsprechend der Rostspaltweite entweder einseitig oder besser auf beiden Seiten Ansätze angegossen (Fig 3). Stäbe von etwa 500 mm Länge und darüber haben diese Ansätze auch in der Mitte. Das Verhältnis Höhe zur oberen Roststabdicke soll den Wert 6 : 1 möglichst nicht unterschreiten, damit die an Brennbahn übertragene Wärme rasch abgeführt wird.

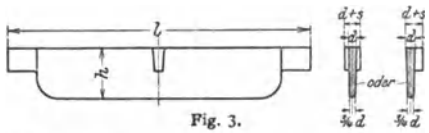


Fig. 3.

Fig. 4 zeigt einen Roststab, bei dem durch seitliche Kühlrippen dieses Verhältnis wesentlich unterschritten wird. Statt Roststabköpfe sind versetzte Distanznocken angegossen.

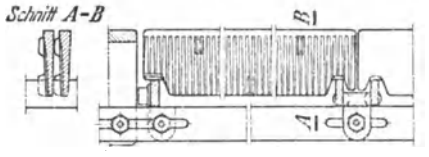


Fig. 4. Roststab mit Kühlrippen.

Formroststäbe, z. B. Schlangenroststäbe (Fig. 5), ergeben bei geringer Spaltbreite und kräftigem, gegen Verziehen widerstandsfähigen Querschnitt große freie Rostfläche. Wegen schwierigerer Reinigung sind Formroststäbe nur geeignet für feinkörnigen, wenig schlackenden Brennstoff.

Bei Feuerungen mit Unterwind, der auch in kleinen Anlagen bei geringwertigen billigen Brennstoffen immer mehr angewandt wird, werden auch Rostplatten und Roststäbe mit düsenartigen Rostspalten verwendet. Fig. 6: Roststab mit eingegossenen Luftdüsen. Durch diese wird die Verbrennungsluft seitlich in die Brennstoffschicht eingeblasen, wodurch die bei Unterwind unvermeidlichen Flugkoksverluste verringert werden. Die quer hintereinander gelagerten Stäbe bilden den muldenförmigen Rost. Kühlrippen führen die Wärme rasch ab und versteifen den Roststab.

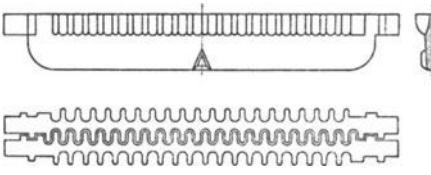


Fig. 5.

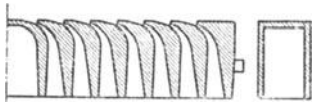


Fig. 6. Düsenroststab (Wilh Küsters, Aachen).

Um bei schlackenden Brennstoffen Festbacken der Schlacken auf den Rost zu verhindern, können Hohlroststäbe mit Wasserkühlung verwendet werden oder der Verbrennungsluft wird Dampf zugesetzt.

Die Feuerbrücke verhindert beim Planrost, daß die Kohle über das hintere Ende des Rostes hinwegfällt und begünstigt ein auf der ganzen Rostfläche gleichmäßiges Abbrennen. Mit Hilfe der Feuerbrücke läßt sich überdies unmittelbar hinter dem Rost eine Einschnürung des Zugquerschnittes erzeugen, die eine gute Mischung der Gase mit der Verbrennungsluft bewirkt. — Bei Planrostinnenfeuerung besteht die Feuerbrücke aus einem gußeisernen Gestell, das oben mit Schamottesteinen ausgelegt wird. Im unteren Teil ist eine Öffnung zum Entfernen von Asche aus dem Flammrohr vorgesehen, auf deren möglichst dichten Verschluß besonders Wert zu legen ist.

Planrost mit mechanischer Beschickung. Die Kohle (am zweckmäßigsten solche von gleichmäßiger Korngröße) wird entweder durch ein beständig umlaufendes Schleuderrad oder durch eine in regelmäßigen Zwischenräumen wirkende Wurfschaufel (Fig. 7) auf den Rost gestreut. Durch besondere Ein-

richtungen: bewegte Prellklappen, Einwirkung verschieden großer Antriebskräfte auf die Wurfschaufeln (bis 9), wird gleichmäßige Verteilung der Kohle über den Rost angestrebt. Kraftbedarf $^1/_8$ bis $^1/_4$ PS je Apparat.

Schrägrost. Brennstoff gelangt aus einem Schütttrichter auf den unter etwa 40° geneigten Rost. Als Ausbrennrost dient ein kleiner waagerechter, etwa 0,5 m langer Rost, von dem durch Zurückziehen oder Kippen die Herdrückstände entfernt werden. Geeignet für Holzabfälle, für Steinkohle kaum noch verwendet.

Für Schrägrost wendet man weniger häufig als bei Planrost glatte Roststäbe an, da leicht ein Abbrennen der unteren Stabenden eintritt, falls die Spaltweite auf der ganzen Länge die gleiche ist. Soll das Hindurchfallen kleiner Stücke im oberen Teil des Rostes, wo ein Zusammenbacken noch nicht stattgefunden hat, verhindert werden, so verengt man dort die Spaltweite durch stufenartige Ansätze an den Stäben (Fig. 8).

Da beim Schrägrost nur ausnahmsweise mehrere Roststäbe hintereinander aufgebaut werden, so schwankt die Stablänge hier zwischen 1000 und 1600 mm.

Treppenrost (Fig. 9) mit mehreren nebeneinanderliegenden Feuerläufen, unter Rutschwinkel der Kohle geneigt mit waagerechten Luftspalten, so

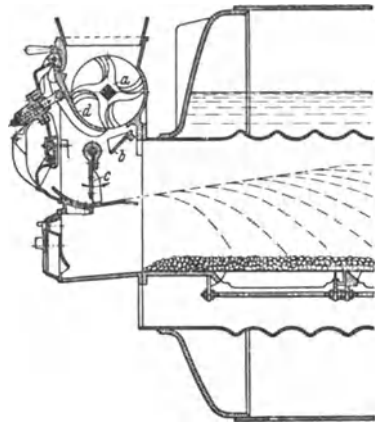


Fig. 7. Planrost mit automatischem Rostbeschicker (Seyboth-Feuerung G. m. b. H.). *a* Zerkleinerungs- und Speisewalze, *b* Rutschplatte, *c* Wurfschaufel, *d* Brechplatte.

Fig. 8.

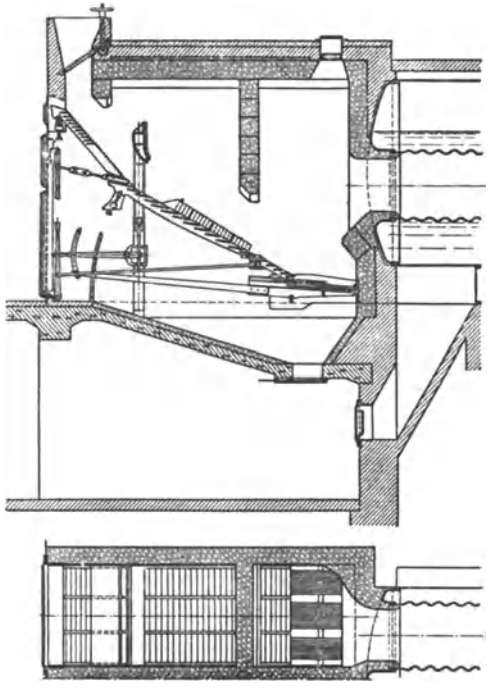


Fig. 9. Treppenrostvorfeuerung (Keilmann & Völcker, Bernburg).

daß Brennstoff nicht unverbrannt durch die Spalten fallen kann. Große freie Rostfläche, Spaltweite etwa 20 bis 30 mm, ermöglicht gute Beobachtung des Feuers und leichte Schürung. Verwendung von Rostplatten — etwa 500 mm lang, 150 mm breit und 12 mm stark — als Roststäbe (Fig. 10). Auflagerung derart, daß zwischen ihnen waagerechte Spalten von 20 bis 30 mm Weite entstehen. An den gußeisernen Treppenwangen sind Leisten angegossen, auf denen die Rostplatten lagern. Die auf den Rostplatten liegende Kohlenglut bildet das Grundfeuer für die darüber rutschende Kohle. Brennstoffbewegung abhängig von Böschungswinkel, Körnung und Zugstärke. Rostneigung verstellbar zur Vermeidung großer Schürarbeit oder Überschüttung. (Bezüglich Böschungswinkel s. Tafeln am Schluß von Bd. I).

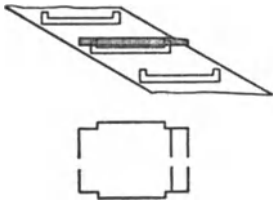


Fig. 10.

Verwendbar ist jeder staubige oder zerfallende Brennstoff, dessen Schlacke nicht auf den Rostplatten festbrennt, z. B. Rohbraunkohle, Holzspäne, Lohe. Der Heizwert soll nach Möglichkeit 4000 kcal nicht überschreiten, damit Verschleiß des Rostes nicht zu hoch wird, daher Verheizung von Braunkohlenbriketts nur in Mischung mit kalorisch minderwertigen Brennstoffen $H_u < 3000$).

Zur Erhöhung der Wärmeleistung und Entlastung des Rostes werden Treppenrostfeuerungen auch mit Vortrocknungs- und Entgasungsschacht ausgeführt. Durch Öffnungen in der Schachtwand nach dem Brennraum hin können Brüden und Schwelgase in diesen entweichen, wo sie mit vorgewärmter Luft gemischt verbrennen (Halbgasfeuerung).

Bei hohen Brennräumen kann infolge der starken Gas- und Flammenstrahlung auf die Kohlenschicht auf Vortrocknungsschacht verzichtet werden.

Der Wirkungsgrad des Treppenrostes hängt in hohem Maße von der richtigen Lage und Bemessung des Fangrostes ab, auf dem die Kohle vollends ausbrennt. Bei geringer Kesselbelastung trocknet die Braunkohle auf dem oberen Teil des Treppenrostes aus, Böschungswinkel und Schüttgewicht ändern sich und es treten Überschüttungen auf, die zu Verlusten an verbrennlichen Bestandteilen in den Rückständen führen, wenn nicht ein genügend großer Fangrost vorhanden ist. Brennlänge der Treppenroste ohne Vortrocknungsschacht bis 4,0 m, mit solchem bis 7,0 m bei einer Breite von 1,2 bis 1,5 m. Zahl der Rostbahnen bis 5.

Um bei derart langen Rosten ein Überschütten zu verhüten, wird bei dem Topf-Rost der Neigungswinkel des Rostes verhältnismäßig flach gewählt und die Rostbahn mit mehreren von Hand oder maschinell betriebenen Nachschürvorrichtungen ausgestattet, mit denen der Rost gut mit Kohle bedeckt wird. Durch von Hand zu betätigende Staustufen wird Brennschicht aufgehalten, so daß diese beim Ziehen des Schlackenrostes nicht abrutscht.

Bei sehr großen Rostlängen ist ein regelmäßiges Nachrutschen überhaupt nicht zu erreichen, man verwendet deshalb bei Großkesseln mechanische Treppenroste (Vorschubroste s. S. 20).

Muldenrost. Zwei kleine gegenüberliegende Treppenroste bilden mit einem untenliegenden Planrost eine Mulde. Rostlänge bis 6 m. Daher Brennstoffgeschwindigkeit kleiner und Schichthöhe niedriger als bei dem Treppenrost. Ausführung ähnlich Fig. 23. Zahl der Rostmulden bis 5. Rostlänge einer Mulde bis zu 3,5 m. Erleichterung der Rostbedienung durch eine am Austritt der Kohle aus dem Schacht eingebaute Kohlennachschubvorrichtung (halbmechanischer Muldenrost).

Zur Beherrschung der Feuerraumtemperatur und Vermeidung von Ansinterungen werden mitunter Feuerraumwände mit Kühlrohren ausgekleidet.

Auf starren Treppen- und Muldenrosten können Dampfleistungen bis 30 t/h mit einem Kessel erzielt werden.

E. Mechanische Roste

haben die starren Roste bei großen Kesseleinheiten ganz verdrängt, finden aber auch in Kleinbetrieben immer mehr Verwendung.

Ketten- und Wanderrost. (S. auch Bd. I, S. 340.) Bei dem Kettenrost bilden die Roststäbe, die mittels hindurchgesteckter Stangen gelenkig verbunden

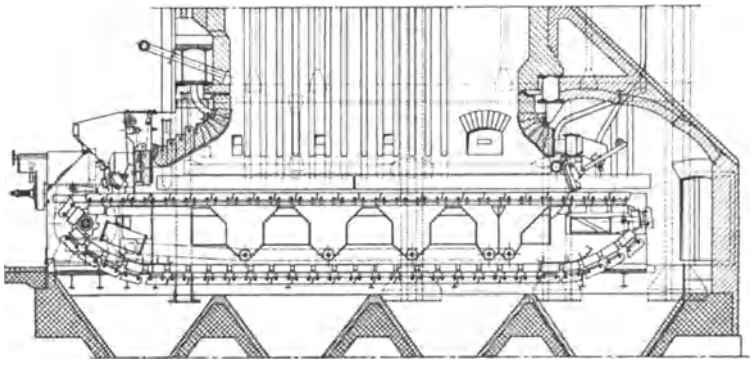


Fig. 11. Steinmüller-Zonen-Wanderrost.

sind, das Band, während bei dem Wanderrost die Roststäbe leicht auswechselbar auf Roststabquerträgern aufgeschoben (Fig. 11) oder pendelnd (Fig. 14) befestigt werden. Die Roststabträger sind durch zwei oder bei breiten Rosten durch mehrere Rostzugketten zum endlosen Band verbunden. Fortbewegung des Bandes durch vordere Welle, die durch Elektromotor über Schnecken- oder Stirnradgetriebe, die bis zu zehn Geschwindigkeitsstufen haben, oder durch stetig regelbare Getriebe angetrieben wird. Die Seitenwangen des Rostwagens haben Laufschienen, in denen die an den Rostketten angebrachten Rollen laufen.

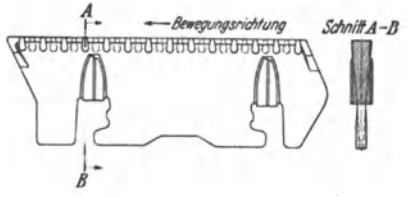


Fig. 12. Roststab des Steinmüller Wanderstabes.

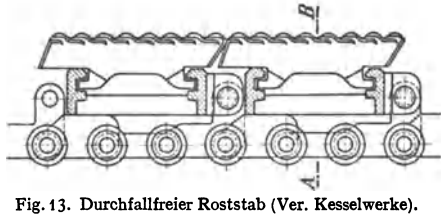


Fig. 13. Durchfallfreier Roststab (Ver. Kesselwerke).

Regelung der Kohlenmenge durch Änderung der Schichthöhe (40 bis 100 mm) oder der Vorschubgeschwindigkeit, die etwa 100 bis 200 mm/min und bei Unterwind das Doppelte und mehr (bis 800 mm/min) beträgt; Schichtregler mit und ohne Wasserkühlung, auch besonders geformt ausgeführt, um schnellerem Abbrand des Brennstoffes an den Rostseiten infolge Strahlung des Mauerwerks zu begegnen. Roststäbe aus Gußeisen ohne und mit Chromzusatz. Roststabform entspricht der Kohlenkörnung, glatte oder schlangenförmige Roststäbe. Glatten Stab des Steinmüller-Wanderrostes zeigt Fig. 12. Für feinkörnigen, nichtbackenden Brennstoff eignet sich der sogenannte durchfallfreie Roststab (Fig. 13). Das Verhältnis der gekühlten Stabfläche F_2 zur beheizten Stabfläche F_1 darf nicht zu klein gewählt werden. Bei dem Wanderroststab nach Fig. 12 ist

$F_2/F_1 = \sim 12$ und die freie Rostfläche = 6,43 vH. Roststabenden vielfach abgeschrägt, so daß keine Lücken zwischen Stabreihen. Durch besondere Abklopfer am Anfang oder Ende des Rostbandes oder durch Schlagwirkung der beim Umlenken des Rostbandes um die hintere Welle ausschwingenden Klapp-

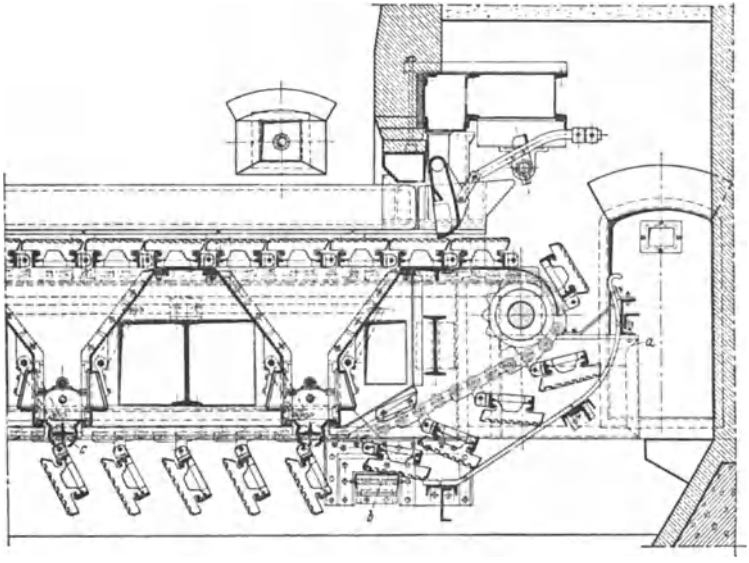


Fig. 14. Hinterer Teil des Zonen-Wanderrostes der Ver. Kesselwerke mit Abklopfvorrichtung für die Roststäbe. *a* Führungsbahn, *b* Sperrgewichte, *c* Entaschungsschnecke.

roststäbe oder durch Aneinanderklappen der Roststäbe wird Reinigung von Asche und Schlacke erzielt. Bei dem Zonen-Wanderrost Fig. 14 Reinigung des Rostbelages durch Anschlag gegen die Führungsbahn *a* und Sperrgewichte *b*. Verhütung von Schlackenansätzen und Verringerung des Verschleißes der Seitenmauer durch besondere Seitenrostkörper mit Luftkühlung oder durch wassergekühlte Hohlkörper, die vielfach als Sammelkasten für die seitlichen Kühlrohre dienen. Rostabschluß bilden Abstreifer mit auswechselbarer Spitze oder meist unabhängig voneinander ausschwingende Staupendel. Diese werden als gußeiserne Körper mit und ohne Wasserkühlung oder auch geschützt durch hochhitzebeständige Formsteine ausgeführt.

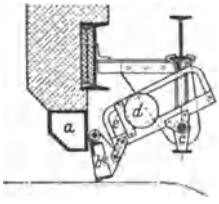


Fig. 15. Steinmüller-Feuerbrücke.
a Kühlbalken, *b* Staupendel, *c* Hebel *d* Rollgewicht, *e* Anschlag.

Die in Fig. 15 gezeigte Steinmüller-Feuerbrücke besteht aus einem hohlen wassergekühlten Balken, an dem rostartig ausgebildete Pendel nebeneinander aufgehängt sind. Diese bewegen mittels eines an ihrer Rückseite befestigten Hebels *c* einen kippbaren Rahmen, in dem das Rollgewicht *d* läuft. Vor den Pendeln stauen sich die Herdrückstände so lange an, bis sie den Widerstand des Pendels überwinden, worauf das betreffende Pendel nach hinten ausschwingt und die Rückstände an dieser Stelle unter der Feuerbrücke hindurch in den Aschenfall abgeführt werden. Dadurch sollen die Rückstände, auch bei schnellerem Rostvorschub, Gelegenheit haben, möglichst vollkommen auszubrennen, außerdem sollen sie abgeführt werden können, ohne daß dabei zu viel falsche Luft in den Feuerraum eindringt.

Wanderroste sind geeignet für jeden Brennstoff außer sehr feuchter Rohbraunkohle und sehr aschenreichem, stark backendem oder feinkörnigem Brennstoff.

Bei gasarmen und feinkörnigen Kohlensorten ist Unterwind erforderlich. Bessere Verbrennung und erhöhte Lebensdauer der Roststäbe infolge kräftiger Luftbespülung bei Unterwind machen Leistungsbedarf des Gebläses bezahlt. Luftbedarf je nach Brennstoff am größten am Rostanfang in der Entgasungszone oder in Rostmitte in der Hauptbrennzone. Luftbedarf am kleinsten am Rostende. Infolge Abnahme der Schichtdicke Luftzufuhr gerade diesen Forderungen entgegengesetzt. Wirtschaftlichkeit der Verbrennung und spezifische Wärmeleistung kann daher erhöht werden durch zonenweise Zuführung des Unterwindes in Verbindung mit großen Feuerräumen und Einblasung von vorgewärmter Zweitluft. Die Zoneneinrichtung besteht aus gut gegeneinander abgedichteten 3 bis 5 (bis 11) Kammern (Zonen), die durch Klappen verschlossen werden können. Der Unterwind wird entweder von der Seite — bei großen Rostbreiten doppelseitig — oder von unten her in den Rost eingeführt. Bei letzterer Anordnung muß der gesamte Schlackenraum unter Druck gesetzt werden, doch bietet diese Bauart den Vorteil der besseren Kühlung des zurücklaufenden Bandes. Sie ist geeignet für Kohlen mit hohem Gehalt an flüchtigen Bestandteilen. Seitliche Luftzufuhr wird bevorzugt für Brennstoffe mit geringem Gehalt an flüchtigen Bestandteilen, die in hoher Schicht verfeuert werden müssen und den Rost wenig erwärmen (Zonen-Wanderroste Fig. 11, 14). Regelung der Windmenge und Windpressung jeder Zone durch Drosselklappen vom Heizerstand aus. Windpressung 20 bis 40 mm WS. Die Zonensättel, welche die einzelnen Zonen gegeneinander abdichten, verhindern eine Luftzufuhr zu den über den Sätteln liegenden Rostgruppen, was besonders bei Verheizung von Magerfeinkohlen Verwehungen und ungleichmäßigen Abbrand bewirkt. Durch besondere Hilfssteuerung[1]) oder besondere Ausbildung der Roststabträger, die eine Verkleinerung der Sättel gestatten[2]), wird eine bessere Luftzufuhr erreicht. Eine gleichmäßige Rostbelüftung ermöglicht der Wanderzonenrost[3]), dessen Luftkästen (Zonen) von der Länge eines Roststabes mit der Rostbahn wandern. Die Luft wird von 11 bis 20 regelbaren Öffnungen in der Rostseitenwand zugeführt. Durch die vielen Öffnungen und Zonen kann die Luftzufuhr vollkommen dem Luftbedarf angepaßt werden, was sich besonders günstig bei Brennstoffen mit schwierigen Zünd- und Brenneigenschaften auswirkt. Auf gute seitliche Abdichtung des Rostbandes ist zu achten. Bei dem Rost der Maschinenfabrik Eßlingen greifen zu diesem Zweck vorspringende Lappen in labyrinthartig ausgebildete Gußleisten ein (Fig. 16).

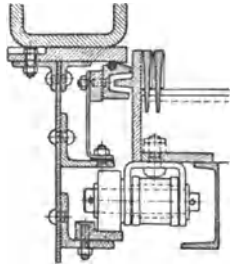


Fig. 16.

Beim Vielzonen-Wanderrost der Vereinigten Kesselwerke (VKW), Düsseldorf, sind die Zonensättel kleiner als die Roststablänge. Dabei wird unter Verzicht auf dauernde Dichtheit zwischen zwei benachbarten Zonen das Rostband dauernd voll beaufschlagt.

Elastizität sehr hoch. Die zur Steigerung von Halblast auf Vollast erforderliche Zeit beträgt nur etwa 15 bis 30 sek. Durch Stillsetzen des Rostes und Schließen der Luftregelklappen kann Dampferzeugung augenblicklich abgestellt werden. Entaschung der Zonen zeitweise durch Betätigung von Schiebern am Boden der einzelnen Kammern oder dauernd durch seitliche Austragung der Rückstände mittels Transportschnecken.

Auf Zonen-Wanderrosten können fast alle Brennstoffe von hochwertiger Steinkohle bis Koksgrus und auch alle minderwertigen Brennstoffe, wie Mittelprodukt, Waschberge usw., wirtschaftlich verbrannt werden. Zonenroste in

[1]) Schulze: Einfluß der Zonensättel von Unterwind-Zonenwanderrosten auf die Verbrennung. Arch. Wärmewirtsch. 1936 S. 227.
[2]) Schulze-Manitius: Neuerungen für Wanderroste. Wärme 1936 S. 326.
[3]) Marcard u. Presser: Der Wanderzonenrost. Z. VDI 1934 S. 326.

großen Feuerräumen (Abstand zwischen Rost und erster Wasserrohrreihe im Mittel 4,5 bis 5,5 m) ermöglichen im allgemeinen Zündung des Brennstoffes durch Wärmestrahlung aus dem Feuerraum ohne besonderes Zündgewölbe. Für gasreiche Kohlen werden Zündung und vollkommene Verbrennung durch niedrigere Feuerräume und Einblasen erhitzter Oberluft erreicht. Ist bei schwer zündlichem Brennstoff Zündgewölbe erforderlich, so finden statt der früher üblichen gemauerten Stichgewölbe, deren Länge 30 bis 40 vH der Rostlänge betrug, Hängedecken (Fig. 38) Verwendung, deren Länge und Abstand vom Rostbett dem Gasgehalt des Brennstoffes angepaßt werden muß. Hängedecken können im Gegensatz zum Bogengewölbe für beliebige Rostbreiten gebaut werden. Die feuerfesten Steine lassen sich leicht auswechseln. Bei sehr gasarmen Kohlen können Rückführungsgewölbe am Rostende Vorteile bieten durch Rückführung der Verbrennungsgase zum Rostanfang, wo sie verbrennen und die Zündung unterstützen. Im allgemeinen wird durch Rückführgewölbe Schlackenbildung

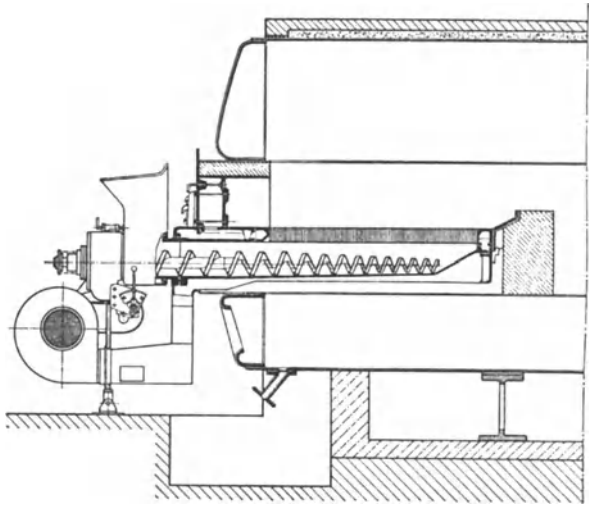


Fig. 17. Unterschubfeuerung (Kohlenscheidungs-Gesellschaft).

begünstigt und der Flugkoksverlust erhöht. Zur Vermeidung des Schlackenansatzes an den Seitenwänden werden wassergekühlte Kästen dicht über dem Rost angeordnet.

Da eine Schürung der Brennstoffschicht fehlt, werden Wanderroste für backende und schlammartige Brennstoffe mit besonderen Schüreinrichtungen, z. B. Schürwalzen oder schwingbar gelagerten wassergekühlten Stau- oder Schürrohren ausgerüstet.

Bei Verfeuerung von heizwertarmen Brennstoffen, bei denen die Durchzündung durch ein Grundfeuer unterstützt werden kann, also insbesondere von Braunkohlenbriketts und hochwertiger Rohbraunkohle, wird der Wanderrost auch mit Bessert-Vorrost ausgerüstet: An der Unterkante des Schütttrichters sind hakenförmige Roststäbe aufgehängt, die unten auf dem Kettenbande aufliegen. Sie bilden eine Mulde, in der Feuer unterhalten wird. Ein Teil der ankommenden Briketts wird daher dort anbrennen, dadurch zerfallen und so ein Grundfeuer auf der Rostfläche erzeugen, das zur Zündung des übrigen Frischbrennstoffes ausreicht.

Wanderroste werden ausgeführt bis zu 7,5 m Länge und 6,5 m Breite; bei größeren Breiten als Doppelrost mit zwei Rostbändern, die ohne Zwischenmauer direkt nebeneinanderliegen, oder es wird ein schmaler Balken dazwischen angeordnet.

Unterschubrost (Stoker). Ein geneigter Rost, bestehend aus nebeneinanderliegenden, gegen das Rostende verflachenden Rostmulden (Retorten) mit anschließendem Ausbrennrost und Schlackenschacht. Auf den Retortenseitenwänden liegen dachziegelförmig übereinander angeordnete Platten mit Luftdüsen zur Zuführung der Verbrennungsluft. Die Kohle wird durch Kolben in die Retorten unter die Glutschicht geschoben, steigt aufwärts und gelangt

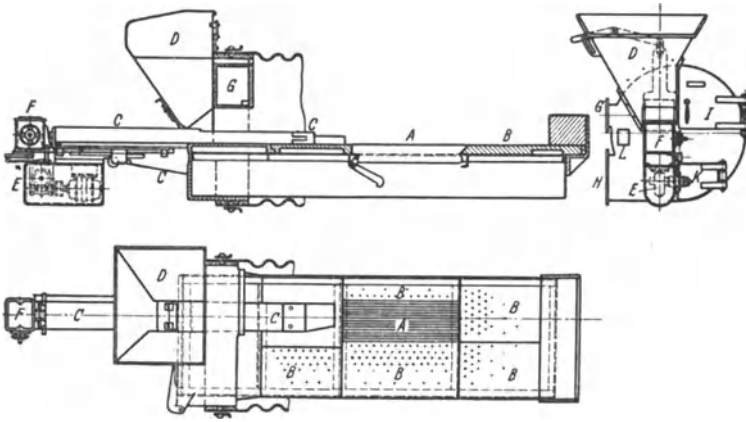


Fig. 18. Doby-Planstoker. *A* Hauptrost, *B* Ausbrandrost, *C* Vorschubkolben, *D* Kohlentrichter, *E* El.-Motor, *F* Wechselgetriebe, *G* Oberwindkammer, *H* Unterwind, *I* Feuertür, *L* Schauloch.

schließlich in die Brennzone. Die flüchtigen Bestandteile müssen durch die Kohlenglut hindurchstreichen, wo sie sicher zünden und verbrennen.

Der Rostverschleiß ist verhältnismäßig groß und die Auswahl der verfeuerbaren Kohlen zu gering, so daß diese Roste in Deutschland keine größere Verbreitung finden konnten.

Dagegen werden für Feuerungen kleiner Einheiten, z. B. Flammrohrkessel und kleiner Wasserrohrkessel sog. Kleinstoker immer mehr angewendet. Zufuhr der Kohle in verschiedener Weise, z. B. durch nach dem Ende hin sich verjüngende Schnecke (Fig. 17) oder durch Aufgabekolben in eine Rostmulde. Brennstoff steigt infolge dauernden Nachschubes in der Mulde empor und verteilt sich beiderseits über die schräg gestellte Rostfläche. Schlackenaustragung seitlich von Hand. Auch Aufgabe und Weiterbewegung der Kohle auf einem Planrost durch einen Stößel, der den frischen Brennstoff unter die Kohlenglut schiebt, Stoker von Doby (Fig. 18) und Thost.

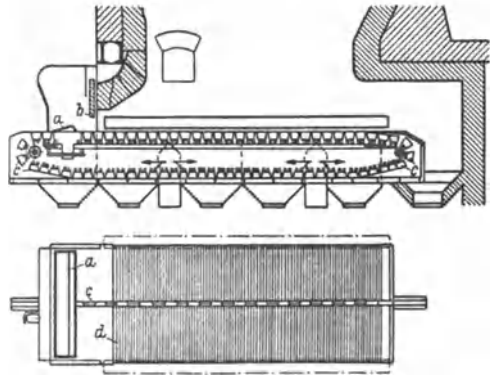


Fig. 19. Steinmüller vollmech. Planrost. *a* Räumer, *b* Kohlenwehr, *c* bewegliche Roststäbe, *d* unbewegliche Roststäbe.

Der Steinmüller-L-Rost (Fig. 19) ist eine vollmechanische Feuerung, bei der mit Hilfe eines einzigen quer über die Rostbreite liegenden vor- und rückwärts laufenden Schüreisens

(Räumer) das Brenngut auf den Rost gebracht wird und gleichzeitig die Schürung und Entschlackung erfolgt. Im Ruhezustand befindet sich der Räumer unter der grünen Kohle vorn auf dem Rost. Die Kraft für die Bewegung des Räumers wird durch die Gallsche Kette übertragen, die in der Mitte jeden Rostlaufes in seiner Längsrichtung angeordnet ist. Die Rostfläche besteht aus zwei Längsseiten querliegender Roststäbe. Die Häufigkeit der Räumerhübe wird durch eine Schaltuhr geregelt, je nach Leistung und Brennstoff etwa $1^1/_2$ bis 6 Minuten. Der Rost erhält Unterwind mit oder ohne Zonen. Eine Feuerbrücke ist nicht erforderlich. Der Rost ist auch für schwierige und stark backende Brennstoffe, ferner für größte und kleinste Dampfleistungen geeignet.

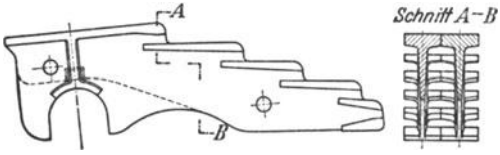


Fig. 20. Steinmüller-Vorschubroststab.

Vorschubrost, eignet sich für die Verbrennung von Brennstoffen mit niedrigem Heizwert, z. B. Rohbraunkohle.

Formgebung der Rostplatten und Anordnung der Luftdurchtrittsöffnungen nach Größe, Form und Anzahl richtet sich nach Brennstoffart. Fig. 20 zeigt einen Steinmüller-Vorschubroststab.

Rostlänge bis 8 m, Breite der einzelnen Rostläufe etwa 2,0 bis 2,5 m, Luftpressung 10 bis 50 mm WS.

Zahl der Stufen (Platten- oder Bündelrost-Stabreihen), die eine hin- und hergehende oder schwingende Bewegung machen, ist verschieden.

Entweder wechseln feste und bewegliche Stufenreihen ab, oder es befinden sich nur einzelne Schubstufen in dem sonst starren Rost, oder Rost ist in schachbrettartige Felder unterteilt, die abwechselnd fest und beweglich sind. Antrieb der beweglichen Stufen durch Elektromotor über Drehzahlverminderungsgetriebe mit meist drei Geschwindigkeitsstufen oder durch Drucköl-motoren mit stufenloser Regelung. Die Rostbahnen werden direkt nebeneinander angeordnet, da Hängedecken keine Zwischenwände zwischen den Bahnen erfordern. Dadurch wird wirksame Rostfläche gewonnen und der Rost ist übersichtlich. Rückwandkühlung durch Kühlschirme. Einbau von schachbrettartig verteilten Öffnungen im Mauerwerk für die Zugabe von Zweitluft an den Stellen hoher Temperatur.

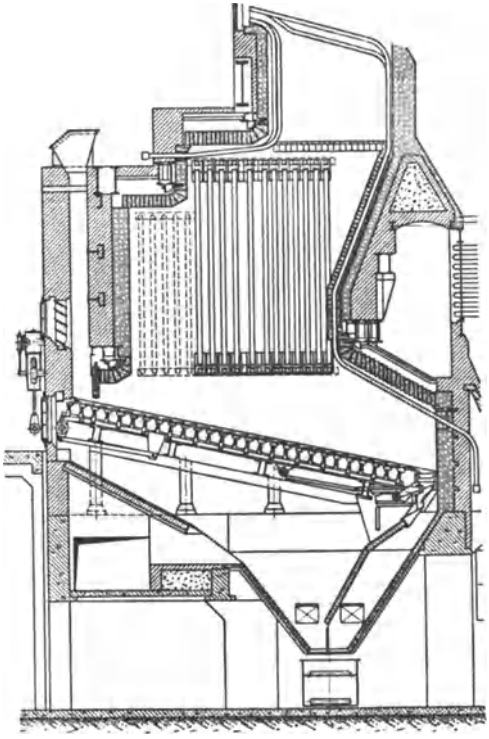


Fig. 21. Mechanischer Topf-Rost (J. A. Topf u. Söhne, Erfurt.)

Durch Einstellung verschiedener Hubgrößen der einzelnen Rostläufe kann verschieden starkem Abbrand begegnet werden.

Zur Erreichung hoher Breitenleistung ist Zoneneinteilung und Zuführung erhitzter Verbrennungsluft zweckmäßig. Statt Zoneneinteilung auch Rostplatten mit verschiedener Zahl von Düsenöffnungen.

Auf besonderen Vortrockenschacht kann bei hohem Brennraum (Abstand des Rostes bis erste Wasserrohrreihe bis 7 m) verzichtet werden. Bei Brennstoffen mit niedrigem Aschenschmelzpunkt Rost mit Heißluft- und Ausbrennrost mit Kaltluftzuführung.

Fig. 21 zeigt den mechanischen Topf-Rost (J. A. Topf u. Söhne, Erfurt). Aus dem Vorschacht fällt die Kohle auf eine um etwa 12° geneigte Rostfläche. Bei dieser geringen Rostneigung sind die Einflüsse wechselnden Böschungswinkels der Kohle ausgeschaltet. Zwangläufige Fortbewegung der Kohle durch gegenläufig bewegte Rostplattenreihen in der Weise, daß, wenn die erste, dritte, fünfte usw. Rostplattenreihe vorschiebt, die zweite, vierte, sechste usw. Rostplattenreihe zurückgezogen wird. Ein weiteres Merkmal des Rostes ist die Verwendung von Rostplatten mit feinen, düsenförmigen, etwa 3 bis 5 mm großen Öffnungen, die den Unterwind wirksam aufteilen. Anpassung der freien Rostfläche an jeweiligen Luftbedarf der einzelnen Verbrennungsphasen durch Verwendung von Platten mit verschiedener Anzahl Düsenöffnungen. Rostdurchfall sehr gering, zumal der Unterwind entgegenwirkt. Rostlänge bis 8 m, Rostbreite unbeschränkt durch Nebeneinanderreihung schmaler Einzelroste, die nur durch gußeiserne Zwischenwände von 30 mm Stärke voneinander getrennt sind. Der Rost ist auch für Braunkohlenbriketts und Schwelkoks geeignet.

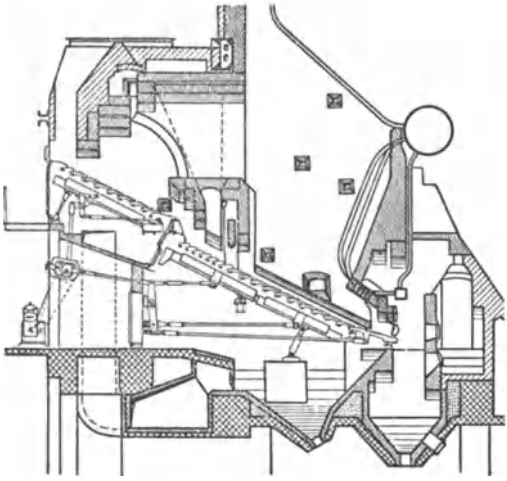


Fig. 22. Doppel-Vorschubrost (L. u. C. Steinmüller).

Erhöhung der Breitenleistung wird bei dem Steinmüller-Doppel-Vorschubrost (Fig. 22) dadurch erreicht, daß zwei Roste hintereinandergeschaltet werden. Der frische Brennstoff wird auf den Vorrost wie auch auf den Hauptrost aufgegeben. Die Gase des Vorrostes treten in den Hauptfeuerraum durch Öffnungen, die zwischen den Kohlenzuführungsschächten zum Hauptrost liegen.

Mechanischer Muldenrost (Fig. 23). Vorschub der Kohle auf meist abwechselnd feststehenden und beweglichen Rostreihen nach der Mitte zum zweiteiligen auseinanderfahrbaren Schlackenwagen. Unterteilung in mehrere Rostmulden und Gaskammern, die nach der Heizfläche weit geöffnet sind, so daß unter der Heizfläche ein gemeinsamer

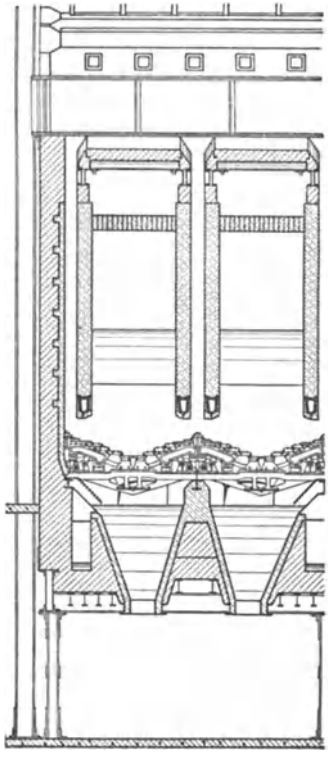


Fig. 23. Mechanischer Vorschub-Muldenrost der Firma Fränkel & Viebahn.

großer Brennraum entsteht. Bei schlackender Kohle Auskleidung der Rückwand des Brennraumes mit Kühlrohren zur Beherrschung der Feuerraumtemperatur. Vermehrte Zugabe von Zweitluft an den Stellen der stärksten Ansinterungen.

Rostlängen bis zu 6 m, Breitenabmessung einer Mulde 3 bis 4 m.

Unter Abschlackrost wird vielfach noch besonderer Ausbrennrost vorgesehen.

Dampfleistungen von 70 bis 90 t/h je Kessel mit mechanischem Treppen- und Muldenrost erreichbar. Bei größeren Leistungen Schlackenschwierigkeiten auf dem Rost. Ansätze am Mauerwerk und an den Siederohren und starke Flugkoksverluste.

Schürrost. Auf ihm werden Brennstoffe mit höherem Heizwert verbrannt. Weiterbewegung des Brennstoffes ähnlich wie bei dem Vorschubrost. Von wesent-

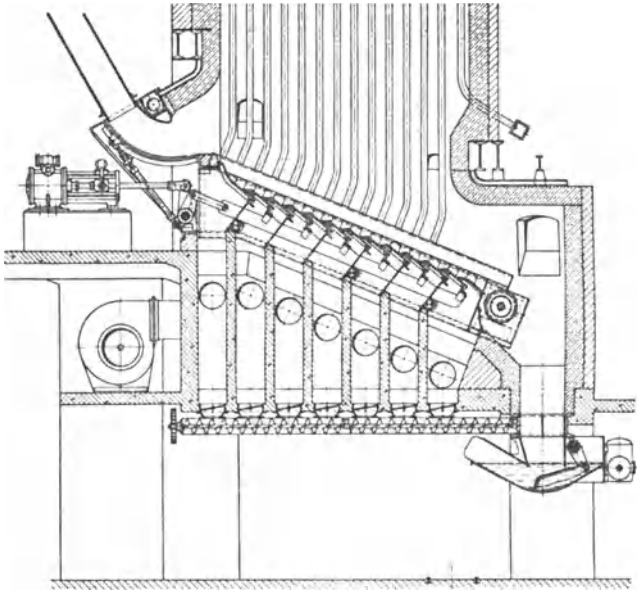


Fig. 24. Martin-Rückschubrost (Josef Martin, Feuerungsbau, München).

licher Bedeutung ist die kräftige Schürung der Rostglieder. Rostlänge bis 7 m, Rostbreite bis 6 m.

Rückschubrost dient zur Verbrennung sehr aschenreicher, heizwertarmer Brennstoffe, z. B. Hausmüll, die eine starke Auflockerung erfordern.

Der Rückschubrost (Bauart Martin), den Fig. 24 zeigt, hat etwa 24° Neigung und besteht aus Aufgaberost, einigen beweglichen Schürgliedern, die für starke Umschichtung des Brennstoffes sorgen, und Schlackenrost. Der gezündete Brennstoff wird im Gegensatz zu anderen Rosten gegen die Richtung der Brennstoffaufgabe durch hin- und hergehende, kräftig schürende Rostglieder geschoben, während der frische Brennstoff über die Kohlenglut auf der schrägen Rostbahn nach unten rutscht, so einen Abbrand auf der ganzen Rostfläche bewirkend. Zündung von unten durch das dauernd geschürte Grundfeuer. Zerkleinerung von Schlackenkuchen durch die Schürglieder. Brennstoffschicht ist verhältnismäßig hoch (300 bis 400 mm), so daß hohe Windpressung nötig ist (bis 120 mm WS). Zoneneinteilung gestattet Anpassung der Windzufuhr an den Abbrand auf dem

Rost. Selbsttätige Schlackenaustragung durch schwingenden Schlackenrost. Gute Regel- und Steigerungsfähigkeit. Ähnlich ist der Kaskadenrost mit ansteigendem statt abfallendem Brennstoffbett.

F. Kohlenstaubfeuerungen. (S. auch Bd. I, S. 341.)

Trockener, auf das feinste zermahlener Kohlenstaub läßt sich mit der Verbrennungsluft sehr innig mischen und daher mit geringem Luftüberschuß verbrennen (infolgedessen: hohe Feuertemperatur, günstige Verhältnisse für die Wärmeübertragung, niedriger Schornsteinverlust). — Vorteile:

a) Einfacher Aufbau, einfache Bedienung — daher Eignung der Staubfeuerung für große und größte Kesseleinheiten, Ersparnis an Betriebspersonal;

b) Fortfall des Rostes, der durch zu starke Wärmeeinwirkung beschädigt werden kann — daher höhere Lufterhitzung möglich als bei Rostfeuerung;

c) sauberer, elastischer und leicht regelbarer Betrieb — daher Ersparnis an Reservekesseln;

d) stete Betriebsbereitschaft, sofortiges Aufhören des Brennstoffverbrauches bei Einstellung des Betriebes — daher geeignet für Spitzenkessel.

Nachteile:

a) Starker Mühlenverschleiß;

b) Gefahr der Selbstentzündung und Explosion bei Bunkerung des Staubes;

c) Gefahr des Auswurfes von Flugasche aus der Schornsteinmündung.

Brennstoffe: In erster Linie billige Brennstoffe, welche die Kosten der Aufbereitung am leichtesten vertragen. Es handelt sich meist um feinkörnige, aschenreiche oder gasarme Brennstoffe, die auf Rostfeuerungen nur unwirtschaftlich verbrannt werden können. Bei häufig unterbrochenem Betriebe und stark schwankender Last sind jedoch gasreiche Brennstoffe vorzuziehen, die gröbere Ausmahlung gestatten, also geringeren Kraftbedarf der Mühlen erfordern. Für die Verwendung von Brennstaub aus Braunkohlen spricht, namentlich in nächster Nähe der Gruben, ihr niedriger Wärmepreis und ihr hoher Gasgehalt.

Aufbereitung des Staubes. Dazu dienen:

Vorbrecher, Trockner, Mahlanlage. — Vorbrecher nur bei großstückigen Kohlen notwendig. Als Trockner werden benutzt: (Drehrohr-) Trommeltrockner, die durch Abdampf, Abgase oder durch eigenes Feuer beheizt werden. Aufstellung der Trockner zweckmäßig oberhalb der Mühlen, um besondere Fördermittel zwischen Trockner und Mühlen zu sparen.

Man unterscheidet Zentral- und Einzelaufbereitung. Bei ersterer sind Aufbereitungsanlage und Feuerung voneinander unabhängig. Nach der Trocknung und anschließender Vermahlung wird der Staub in Bunker befördert, aus denen er in die Brennkammer eingeblasen wird. Die Bunkerung der zeitweilig im Überschuß erzeugten Staubmenge bietet Vorteil einer Brennstoffreserve. Zentrale Mahlanlagen sind räumlich getrennt von der Kesselanlage. Die Mühlen arbeiten vollständig unabhängig von den Belastungsschwankungen der Kessel und werden für den mittleren Tagesverbrauch bemessen. Zentrale Anlagen erfordern hohe Anlagekosten und kommen nur für große Kraftwerke in Frage. Beförderung des Staubes von der Mühle zum Bunker durch Kohlenstaubpumpen mit Druckluft, bei kleinerer Entfernung durch Schnecken und Elevatoren.

Wegen geringeren Anlage- und Unterhaltungskosten und kleinerem Platzbedarf werden jetzt Einzelmahlanlagen besonders für Grundlastwerke bevorzugt. Die Mühle, in der während der Vermahlung der Brennstoff durch heiße Rauchgase oder Heißluft getrocknet wird (Mahltrocknung), ist unmittelbar vor dem Kessel aufgestellt. Zur Durchführung der Mahltrocknung darf der Feuchtigkeitsgehalt der Kohle nicht zu hoch sein, z. B. bei Steinkohle < 12 bis 14 vH und Braunkohle < 30 vH. Bei Einzelmahlanlagen kann Mahlfeinheit, die bei Niedrigbelastung des Kessels größer sein muß, der Kesselleistung leicht angepaßt werden.

Durch Einfachheit im Aufbau und Betriebsweise, geringe Mahl- und Anlagekosten zeichnet sich die Krämer-Mühlenfeuerung aus. Trocknung, Mahlung und Sichtung des Brennstoffes in einer Vorkammer, die mit dem Brennraum durch eine Brennöffnung verbunden ist. In einer Schlägermühle, der Heißluft von 100 bis 300° oder gegebenenfalls Luft gemischt mit Rauchgas aus dem Feuerraum (Rauchgasrückführung) zuströmt, wird der Brennstoff nur so fein gemahlen, daß Zünd- und Brennmöglichkeit der Kohle gewahrt bleiben. Die genügend fein gemahlenen Teilchen werden durch die Schläger der Mühle und durch den Luftstrom in der Mahlkammer emporgetragen und durch die geräumige Öffnung in die Brennkammer übergeleitet. Entzündung des Staub-Luft-Gemischs unmittelbar an den Feuergasen und Verbrennung in der Schwebe. Die gröberen Staubteilchen können auf einem im Brennraumunterteil

gelegenen Rost ausbrennen. Die Mühlenfeuerung ist für fast alle Brennstoffe verwendbar und unempfindlich gegen Brennstoffwechsel.

Die Naßkohlenfeuerung der KSG findet Verwendung für den Fall, daß 15 bis 20 vH Feuchtigkeit aus dem Brennstoff ausgetrieben werden muß. Für alle Staubfeuerungen ist die Kohle so weit aufzubereiten, daß alle Teilchen in der Schwebe verbrennen.

Zwecks Steigerung der Leistung vorhandener Flammrohrkessel wird Kohlenstaub vielfach unmittelbar in das Flammrohr eingeblasen. Die Vorfeuerung in dem gekühlten Raum setzt eine Feinvermahlung der Kohle voraus und bedingt Anwendung von Wirbelbrennern. Neuere Bauart sucht Mahlung zu vermeiden durch Vorbau einer Zündkammer vor das Flammrohr, deren Sohle als Steinplatten-Düsenrost ausgebildet ist als Träger des Groben bis zum völligen Ausbrand.

Mahlfeinheit. Zwecks Kleinhaltung der Betriebskosten wird Mahlfeinheit nur so groß gewählt, wie Gas- und Aschengehalt des Brennstoffes es erfordern, da unnötig feine Ausmahlung nicht gerechtfertigt wird durch entsprechend feinen Ausbrand. Je gasärmer und aschenreicher der Brennstoff ist, um so feiner die Vermahlung. Es ist wirtschaftlicher, geringe Verluste durch Unverbranntes im Flugstaub in Kauf zu nehmen, als die Mahlfeinheit zu weit zu treiben. Im übrigen richtet sich die Mahlfeinheit nach Ausbildung des Feuerraumes und Vorwärmung der Verbrennungsluft. Angabe der Mahlfeinheit durch Menge der Rückstände auf genormtem Sieb,

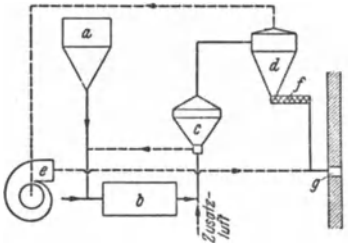


Fig. 25. Schema der Einblasemahlanlage mit Zwischenbunkerung. *a* Kohlenbunker, *b* Mühle, *c* Windsichter, *d* Zyklon mit Zwischenbunker, *e* Ventilator, *f* Speiseschnecke, *g* Brenner.

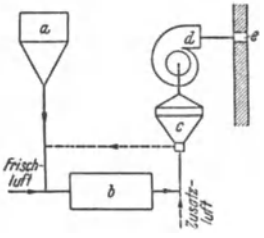


Fig. 26. Schema der Einblasemahlanlage, *a* Kohlenbunker, *b* Mühle, *c* Windsichter, *d* Ventilator, *e* Brenner.

z. B. Norm-Sieb Nr. 70 = 4900 Maschen je cm². Mahlfeinheit im Mittel bei gasarmer Steinkohle 10 bis 12 vH, gasreicher Steinkohle 15 bis 25 vH, Braunkohle 30 bis 40 vH auf Sieb Nr. 70. Vgl. Bd. I, S. 343.

Platzbedarf, Kraftbedarf, Verschleiß und Empfindlichkeit gegen feuchte Kohle bestimmen die Eignung einer Mühle für eine bestimmte Anlage; Verschleiß ist abhängig von der Kohlenhärte, Aschenmenge, Ascheneigenschaft und Durchsatz. Großer Verschleiß besonders bei Koksgrus und Schwelkoks. Für stark schleißende Kohlen Verwendung von Manganhartstahl und Auftragsschweißung von Stahl. Einen verhältnismäßig geringen Verschleiß haben die Pneukomühlen, trieblose Mühlen, in denen die Kohlen durch einen Heißdampf-Heißluftstrahl von etwa 4 at Druck mit hoher Geschwindigkeit gegen eine Prallplatte geschleudert und dadurch zerkleinert werden. Kraftbedarf der Staubaufbereitung etwa 15 kWh je t Staub bei Einzelaufbereitung, bis 30 kWh je t Staub bei Zentralaufbereitung.

Aus dem Bedürfnis nach Ersparnis der Mahlkosten und der Anlagekosten entstand die Rohstaubfeuerung. In ihr kann die aus der trockenen Separation gewonnene Staubkohle ohne Mahlkosten verfeuert werden. Das genügend feine Korn des Rohstaubes verbrennt in der Schwebe, das gröbere Korn fällt auf einen Schamotte-Düsenplattenrost auf dem Boden der Brennkammer. Regelung der Luftzufuhr zu diesem Rost entsprechend dem Anfall von Grobkorn. Durch eine Flugkoksrückführung kann der Wirkungsgrad erhöht werden.

Brenner. Durch einen Zubringer, z. B. Schnecke oder Zellenrad am Bunkerauslauf, wird Staub vom Bunker in einen Luftstrom (Trägerluft) gebracht und das Staub-Luft-Gemisch den Brennern zugeführt. Der Zuteiler, der ein oder mehrere Brenner speist, regelt die Staubmenge nach der Kesselbelastung. Brenner vertikal nach unten blasend in die Brennkammerdecke oder horizontal blasend in Vorder- und Rückwand der Brennkammer eingebaut. Die Verringerung des Zündverzuges, die starke Beschleunigung der Verbrennung und die dadurch bedingte Verkürzung des zur Verbrennung erforderlichen

Flammenweges durch Flammenwirbelung und die gute Mischung von Staub und Luft hat daher zur Bevorzugung von Wirbelbrennern (Fig. 27) statt der früher üblichen nach unten blasenden Flachbrenner geführt. Die Wirbelung des Staub-Luft-Gemisches wird erreicht durch Leitbleche, die in den Brenner eingebaut sind.

Den gleichen Zweck erreicht die Kohlen-Scheidungs-Ges., Berlin, durch Anordnung von Rundbrennern an den vier unteren Ecken der Brennkammer und Einblasen des Staub-Luft-Gemisches in Richtung von Tangenten an einen gedachten Kreis in der Kammermitte. Unter und zwischen Flach- und Wirbelbrenner sind Luftdüsen für Zweitluft vorgesehen oder auch Zuführung der Zweitluft mantelförmig um den Brenner Bei gleicher Kessellänge und Leistung wird die Kesselbreite erheblich verkleinert.

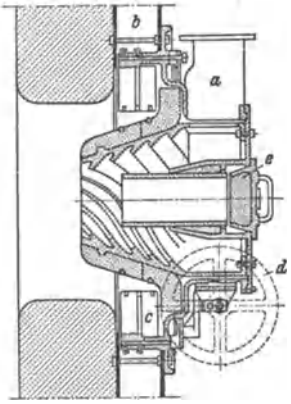


Fig. 27. Lopulco-Wirbelbrenner. *a* Zuführungsrohr für das Staub-Luft-Gemisch, *b* Zweitluftkammer, *c* Regelklappen für die Zweitluft, *d* Antrieb der Regelklappen, *e* Zündöffnung.

Bei gasarmen Kohlen oder grobem Korn wird Flachbrenner mit unterer Flammenumkehr und Zuführung vorgewärmter Zweitluft auf dem Brennwege durch Öffnungen der meist ungekühlten Kammerstirnwand bevorzugt, da dadurch die Geschwindigkeit des Staubkornes verringert wird, was für die erforderliche lange Brennzeit erwünscht ist. Zufuhr der Zweitluft verteilt über den Brennweg und nicht durch den Brenner selbst hat den Vorteil höherer Flammentemperatur in der Nähe des Brenners, die aber nur bis zu einer gewissen Grenze zulässig ist.

Regelbereich enger als bei Rostfeuerung; Mindestlast bei Braunkohle = 10 vH, bei Steinkohle = 25 vH der Vollast.

Feuerraum. Sorgfältige Ausmauerung und Kühlung der Brennkammer erforderlich. Kühlung durch wasserführende Rohre, die dem Mauerwerk vorgelagert oder in ihm eingebettet sind (vgl. S. 11). Größe der Kühlfläche richtet sich nach dem Gasgehalt der Kohle, Feinheit der Ausmahlung, Temperatur der Verbrennungsluft und Kesselbelastung. Auch bei gasreichen Kohlen Kühlrohre meist nicht bis unmittelbar an die Brenner und Zweitluftöffnungen geführt.

Da eine hohe Brennkammerbelastung eine feine Ausmahlung erfordert und die Größe der Strahlungsfläche von beiden abhängig ist, so ist wirtschaftlicher Betrieb nur durch richtige Abstimmung der drei Faktoren möglich.

Granulierung der Schlacke durch Kühlrost, der oberhalb des Schlackentrichters angeordnet ist und ebenfalls aus schräggestellten Wasserrohren, die im Kreislauf des Kessels eingeschaltet sind, besteht. Die Schlacke wird abgeschreckt und gekörnt, so daß sie nicht im Aschentrichter zusammenschmilzt. In einigen Fällen hat sich flüssiger Schlackenabzug bewährt.

G. Ölfeuerungen.

Öle können rauchfrei, ohne Rückstände und ohne Funkenauswurf (wichtig für Lokomotiven) verbrannt werden. Die Vorteile der Ölfeuerungen sind annähernd dieselben wie die der Kohlenstaubfeuerungen. Weitere Vorzüge: Geringste Frachtkosten für die Wärmeeinheit, kleinster Raumbedarf für die Lagerung, keine Abnahme des Heizwertes durch Lagerung wie bei Kohlen. Nachteile: Hoher Brennstoffpreis und Kosten für Erwärmung und Reinigung des Öles.

Für Landanlagen in Deutschland werden Ölfeuerungen nicht verwendet; als Zusatzfeuerungen haben sie den Vorteil, daß die Anheizzeit herabgesetzt, die

Höchstlast gesteigert und der Kessel mit sehr geringer Teillast gefahren werden kann. Auf Überseedampfern sind Ölfeuerungen weit verbreitet.

Aus einem gewöhnlich 2 bis 3 m hoch liegenden, mit Dampfheizung versehenen Behälter fließt das auf 60 bis 70° C vorgewärmte Öl durch eine mit Siebfiltern ausgestattete Rohrleitung der Feuerung zu, wo es in einem Brenner fein zerstäubt wird.

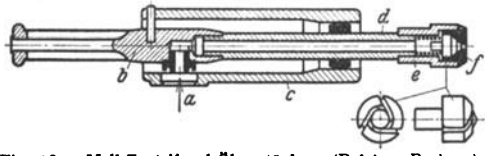


Fig. 28. Moll-Zentrifugal-Ölzerstäuber (Balcke, Bochum). *a* Ölzufluß, *b* Zerstäuberfassung, *c* Führung, *d* Rohr mit Wulst, *e* Kopfstück, *f* Düsenmundstück.

S. Bd. I, S. 343.

Fig. 28 zeigt einen Zentrifugal - Zerstäuber, dem das Öl unter Druck zugeführt wird; der Ölstrahl wird in Kegelform zerstäubt.

H. Gasfeuerungen. (S. Bd. I, S. 344.)

Die Verwendung von Industrieabfallgasen (Hochofen- und Koksofengas) zum Beheizen von Kesseln und Industrieöfen gewinnt durch die Ferngasversorgung wieder an Bedeutung. Verwendung von Generatorgas bisher nur in einzelnen Fällen wirtschaftlich.

Guten Wirkungsgrad zeigen Feuerungen mit Brennern, da die Luftzuführung genau einstellbar und eine gute Durchmischung von Gas und Luft erreichbar ist (Fig. 29). Zwecks besserer Regelbarkeit werden bei Großkesseln viele kleine Brenner an Stelle von wenig großen Brennern angebracht.

Gas oder Verbrennungsluft wird dabei mit so großem Druck zugeführt, daß Brennerleistung unabhängig vom Schornsteinzug. Explosionsgefahr, die bei Wiederanzünden des Gases nach Betriebsunterbrechung oder nach einem durch Druckstoß in der Gaszuleitung verursachten Abreißen der Flamme besteht, kann behoben werden: durch dauernd am Brennerkopf brennende, von besonderer Gasleitung gespeiste Zündflämmchen — durch Sicherheitsventil in der Gasleitung, das sich bei Rückgang des Druckes automatisch schließt und von Hand wieder geöffnet werden muß — durch ausschwenkbare Brenner, an denen das Gas zunächst außerhalb des Verbrennungsraumes angezündet werden kann, ferner für große Leistungen durch unterteilte Brenner.

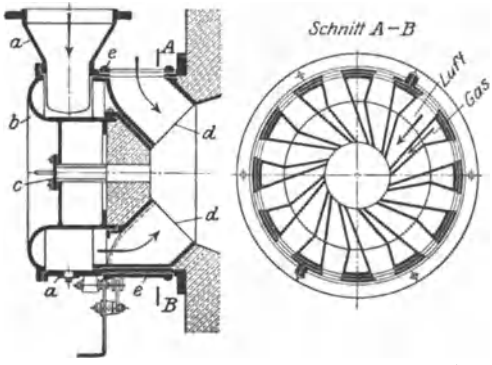


Fig. 29. Moll-Torsions-Gasbrenner, Ausführung Balcke, Bochum. *a* Gehäuse, *b* Gehäusedeckel, *c* Zündöffnung, *d* Leitgehäuse, *e* Luftdrehschieber.

J. Beheizung durch Abhitze und elektrischen Strom. (S. auch S. 360.)

Aus den verschiedenen Öfen der hüttenmännischen Betriebe stehen reichliche Mengen von Abgasen teilweise mit Temperaturen über 1000° zur Verfügung. Zur Verwertung dieser Abhitze werden die Gase, unter Zwischenschaltung eines möglichst kurzen Kanals, Abhitzekesseln (meist Heizrohrkessel) als Heizgase

zugeführt. Da in fast allen dieser Öfen mit reduzierender Flamme gearbeitet wird und deswegen häufig noch Unverbranntes in den Abgasen enthalten ist, so hat man den Gasen mit Erfolg in einem Feuerraum vor dem Kessel Luft zugeführt, um eine nachträgliche Verbrennung zu bewirken.

Bei Schweißöfen werden mit 1 kg Brennstoff 3 bis 4 kg Dampf, bei Glühöfen mit 1 kg Brennstoff 1,5 bis 2,5 kg Dampf erzeugt.

Bei Öfen mit Regeneratoren, in denen die Abgastemperatur etwa 650° beträgt, läßt sich noch 1 kg Dampf und darüber für 1 kg verbrauchte Kohle erzeugen.

Billige überschüssige elektrische Energie, z. B. Nachtstrom von Wasserkraftwerken, kann in Elektrokesseln zur Dampferzeugung dienen. Diese Kessel werden bei Gleichstrom mit Heizwiderständen und bei Wechselstrom mit Elektroden im Wasserraum ausgerüstet. Der Wirkungsgrad ist sehr hoch (98 vH und mehr).

VI. Die Feuerzüge — Zugkanäle.

A. Querschnitt der Züge

ist im allgemeinen unter Berücksichtigung der fortschreitenden Abkühlung der Gase für eine Gasgeschwindigkeit von etwa 4 bis 6 m/sek zu bemessen. Höchstgrenze für natürlichen Zug 6 m/sek und 10 m/sek und mehr für künstlichen Zug. Für kurze Zugeinschnürungen und Züge in oder zwischen Rohren, die häufig durch Bürste oder Dampfstrahl gereinigt werden können, Gasgeschwindigkeiten bis 15 m/sek.

Ist die Temperatur t° C an einer bestimmten Stelle des Gasweges ermittelt, so kann unter Berücksichtigung des dort vorhandenen Zugquerschnittes f m² die Gasgeschwindigkeit v m/sek berechnet werden zu:

$$v = \frac{V_{rf}(273 + t)}{3600 \cdot f \cdot 273} \left[\frac{\text{m}}{\text{sek}}\right];$$

darin ist V_{rf} das stündliche Rauchgas-Normalvolumen [Nm³/h].

Bei der Querschnittsbemessung ist zu berücksichtigen, daß die Kanäle zwecks Reinigung möglichst befahrbar sein sollen. Zu diesem Zweck muß sich in die Querschnittsfläche ein Quadrat von etwa 45 × 45 cm einzeichnen lassen.

B. Lage der Züge.

Höchster Punkt der Züge mindestens 100 mm [1]) unter N.W. Im übrigen dürfen nichtwasserberührte Kesselwände den Heizgasen ausgesetzt werden, wenn die vorher bestrichene Heizfläche bei natürlichem Zuge das 20fache, bei künstlichem [2]) das 40fache der Rostfläche beträgt.

C. Ausführung der Züge.

Da Richtungsänderungen den Zugwiderstand nicht unwesentlich vermehren, so sind scharfe Ecken zu vermeiden.

Nicht genügend gerundete Kanten können zu periodischen Wirbelablösungen innerhalb des Gasstromes führen, die Ursache für das lästige Brummen sein sollen.

Andererseits führen Richtungsänderungen infolge Durchwirbelung der Gase immer neue heiße Gasteilchen an die Heizfläche und beeinflussen dadurch den Wärmedurchgang günstig. Man führt daher in längeren geraden Zugkanälen durch eingebaute Wände kurze Zugverengungen herbei. Durch solche Verengungen (z. B. durch Drallsteine in Flammrohren), die eine örtliche Steigerung der Gasgeschwindigkeit verursachen, lassen sich auch Aschenablagerungen verhindern.

---

[1]) § 3 der Allg. pol. Best. über Landkessel und § 3 der Allg. pol Best. über Schiffskessel.
[2]) Siehe S. 31.

Der Kesselfuchs — Abgaskanal — ist so kurz wie möglich zu machen. Bei künstlichem Zug wird der Saugzugventilator oft auf der Kesseldecke aufgestellt, so daß nur ein kurzer Verbindungskanal zwischen Kessel und Schornstein erforderlich ist. Zum Entfernen der abgelagerten Flugasche und zur Reinigung der Heizfläche von Ruß- und Aschenansatz müssen die Kanäle durch Einfahröffnungen im Mauerwerk zugänglich sein. Lichtweite derselben 45 × 45 cm [1]). Bei Wasserrohrkesseln werden in den Mauerwerkwänden Öffnungen vorgesehen, durch welche die zum Abblasen von Ruß und Flugasche dienenden Strahlrohre eingeführt werden können. Im Bereich niedriger Temperaturen werden die Rußbläser meistens fest eingebaut. — Um das Entfernen von Asche und Schlacke ohne Verunreinigung der Anlage und ohne Betriebsunterbrechungen zu ermöglichen, werden besondere nach unten trichterförmig zusammengezogene Schlacken- und Aschenbunker eingebaut, aus denen die angefallenen Mengen mit Hilfe von Bodenverschlüssen von Hand abgelassen oder durch besondere Entaschungseinrichtungen abgeführt werden können. Bewährt haben sich die hydraulischen Verfahren: Aschenentfernung durch Spül- oder Druckwasser.

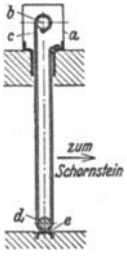


Fig. 30. Union-Zugsperre. *a* Gehäuse, *b* Rolle, *c* Asbestvorhang, *d* Belastungsgewicht, *e* Rahmen.

Bei Verfeuerung von feinkörnigen, sehr aschenreichen Brennstoffen, insbesondere bei Kohlenstaubfeuerungen und künstlichem Zug mit niedrigen Blechschornsteinen, sind besondere Entstaubungseinrichtungen zur Verringerung des Flugaschenauswurfes aus dem Schornstein nötig. Außer Entstaubungskammern zwischen Kessel und Schornstein, in denen infolge starker Geschwindigkeitsverminderung die Flugasche aus dem Gasstrom ausfällt, finden mechanische Entaschungsvorrichtungen, wie Trocken-Fliehkraft-Entstäuber (Zyklone), Elektrofilter und Naßentstaubung Verwendung.

Um bei dem Zugregler im Fuchs das Einsaugen kalter Luft zwischen Schieber und Führungsrahmen zu vermeiden, ist es vorteilhaft, auf den Rahmen außerhalb des Mauerwerks einen dichtschließenden Kasten zur Aufnahme des herausgezogenen Schiebers aufzusetzen.

Absperrschieber oder Drehklappe dichten selten vollkommen ab. Folge: Abführung der Speicherwärme nach Betriebsschluß und damit Vergrößerung der Stillstandsverluste (s. S. 8). Außerdem wird durch die Auskühlung das Mauerwerk stark beansprucht. Durch Einbau besonderer Vorrichtungen, z. B. Walther-Sperre, Union-Zugsperre (Fig. 30) usw., zwischen Schieber und Schornstein kann praktisch eine vollkommene Abdichtung des Rauchkanals erzielt werden.

Als Absperrorgan dient ein aufrollbarer Asbestvorhang *c*, der in der Schließstellung durch das Belastungsgewicht *d* fest auf das Rahmenstück *e* gepreßt wird, während durch die saugende Wirkung des Schornsteinzuges sich der Vorhang dicht an die drei Seiten des in den Fuchs eingebauten Führungsrahmens anlegt.

VII. Das Mauerwerk.

Baustoffe. Grund- und Umfassungsmauerwerk wird mit Ziegeln ausgeführt. An Stellen, wo das Mauerwerk mit heißen Gasen von über 450° C dauernd in Berührung kommt, ist Schamottefutter in Schamottemörtel erforderlich. Für Feuerräume ist saurer oder basischer Schamotte in Übereinstimmung mit dem Verhalten der entstehenden Asche zu wählen. Feuerfeste Steine müssen neben der chemischen Widerstandsfähigkeit und solche gegen hohe Temperatur auch Raumbeständigkeit (mäßige Wärmeausdehnung und kleine bleibende Formänderung bei wiederholtem Erhitzen und Abkühlen) und mechanische Festigkeit aufweisen. (Vgl. Bd. I, Werkstoffkunde.)

[1]) Vgl. Jaeger-Ulrichs: Bestimmungen über Anlegung und Betrieb der Dampfkessel, S. 131. Berlin 1926.

Aschentrichter, Decke und Wände des Aschenkellers werden vielfach aus Beton hergestellt; soweit dieser mit heißen Herdrückständen in Berührung kommt, erhält er Futter aus Schamotte oder auch Bailey-Platten, s. S. 11.

Außenmauern des Kesselmauerwerks müssen (nach § 16 der A. p. B.) einen Mindestabstand von 80 mm von den Kesselhauswänden haben. Stärke der Außenmauern $1^1/_2$ bis $2^1/_2$ Stein, und zwar die größeren Stärken für die besonders dem Anprall heißer Gase ausgesetzten Mauern. Wo notwendig, $^1/_2$ bis 1 Stein starkes Schamottefutter. Zur Verminderung der Wärmeausstrahlung dienen: Verblenden mit weißen Glasurziegeln, ferner $^1/_4$ bis $^1/_2$ Stein starke Isolierschichten, ausgefüllt entweder mit Flugasche, Schlackenwolle, Kieselgurerde oder mit im Verbande eingemauerten Kieselgursteinen (Fig. 31). Für die Dichtigkeit der Seitenmauern besonders vorteilhaft ist deren Herstellung im Bogensystem (Fig. 32). Ragen Kesselteile aus dem Mauerwerk heraus, so sind sie durch Asbestschnureinlage gegen das Mauerwerk abzudichten, nicht durch Mörtelfuge.

Fig. 31.

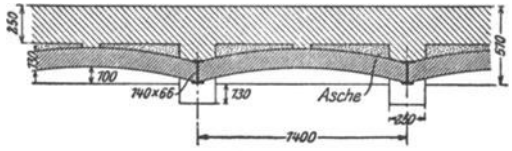


Fig. 32.

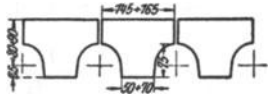


Fig. 33. Zwischenwand parallel zu den Wasserrohren.

Zwischenmauern, d. s. Trennungswände zwischen 2 Kesseln mit gemeinsamem Mauerwerk, sind (nach § 16 der A. p. B.) mindestens 34 cm stark auszuführen.

Scheidewände zwischen Zugkanälen werden als halbsteinstarke Mauerzungen oder bei Wasserrohrkesseln durch zwischen die Rohre eingebaute Platten

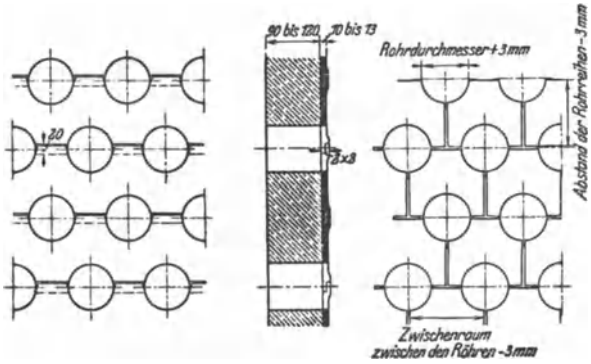


Fig. 34. Zwischenwand senkrecht zu den Wasserrohren.

(Fig. 33 u. 34) ausgeführt, aus Schamotteformsteinen (etwa 100 mm stark), gehalten durch gußeiserne Platten, aus gußeisernen Formstücken oder aus beiden — Feuerseite Schamotte, dahinter Gußeisen — zusammengesetzt.

Schutzmauerwerk. Bei Hochdruckkesseln sind die Trommeln vor der Einwirkung der Heizgase zu schützen. An den Untertrommeln läßt sich dazu eine aus Formsteinen zusammengesetzte Mauerwerkschicht auflegen, dagegen

sind an den Obertrommeln entweder Hängedecken — Fig. 35, Bauart Steinmüller — anzubringen oder es wird Drahtgeflecht um die Trommeln gespannt und Isoliermasse aufgespritzt — Torkret-Isolierung.

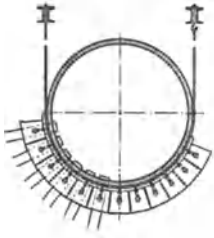


Fig. 35.

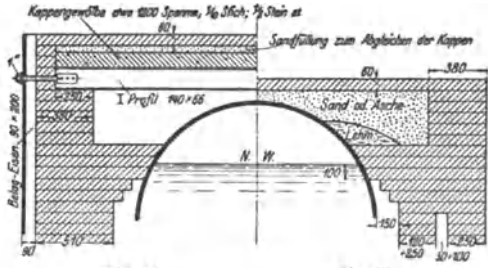


Fig. 36.

Fig. 37.

Die Zugkanäle von Flammrohrkesseln werden durch Auskragung der Seitenmauern (Fig. 36 u. 37) abgedeckt. Darauf werden 3 bis 4 Steinschichten gegen den Kessel gestoßen. Auf diese gibt man eine etwa 100 mm starke Lehmschicht, dann als Füllstoff Sand od. ä., endlich als Abschluß eine Flachschicht. Fig. 36 zeigt eine Ausführung, bei der die Füllung fehlt. Besonderer Vorzug dieser Ausführung: das Abdeckungsmauerwerk wird durch die eigentliche Kesseldecke nicht belastet.

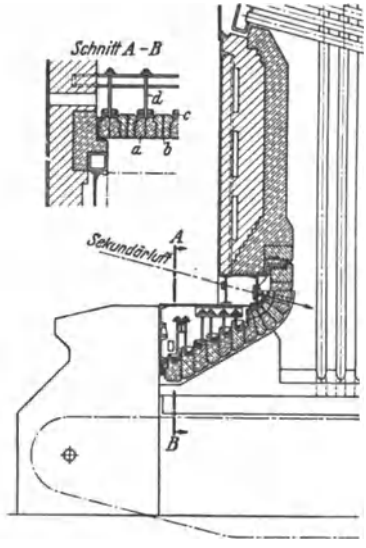


Fig. 38. Hängedecke (L. u. C. Steinmüller). *a* Aufhängestein, *b* Füllstein, *c* Gasrohr, *d* Aufhängebügel.

Gewölbe: Am besten aus glatten Keilsteinen. Widerlager aus Formsteinen. Feuergewölbe nicht von oben belasten, daher besondere Entlastungsgewölbe darüber anordnen. Seitenschub der Gewölbe stets durch Anker aufnehmen. Solche Gewölbe aber nur für geringere Spannweiten bis etwa 2500 mm empfehlenswert. Stets haben sie und die Stützmauern unter der Feuerraumtemperatur derart zu leiden, daß sie von Zeit zu Zeit zu erneuern sind. Kostspielig an sich und wegen der dadurch bedingten Betriebsunterbrechung. Günstiger sind: freihängende, aus einzelnen Formsteinen zusammengesetzte Decken, die schnelle und bequeme Auswechslung schadhafter Steine ermöglichen. Bei der Steinmüller-Hängedecke (Fig. 38) können die einzelnen pendelnd aufgehängten Steine sich frei ausdehnen. Die Aufhängesteine *a* sind höher als die von ihnen getragenen Zwischensteine *b* und werden durch eingelegte Gasrohre *c*, um welche die Aufhängebügel *d* greifen, getragen.

Verankerungen und Kesselgerüst: An den Seitenwänden und an den Ecken werden passende Profileisen aufgestellt und durch Längs- und Queranker (etwa 1″ Dmr.) miteinander verbunden, die in nicht zu heiße Stellen des Mauerwerks zu verlegen sind. Bezüglich Mauerwerk für Steilrohrkessel s. S. 45.

Blechummanteltes Mauerwerk: Dünnwandiger als gewöhnliches Mauerwerk, daher geringerer Raumbedarf und geringeres Gewicht, dabei von guter Dichtigkeit und wenig Instandsetzungen erfordernd. Demgegenüber: Hohe Herstellungskosten. Vielfach angewandt bei Feuerräumen mit Flossenkühlrohren und Schiffskesseln (Fig. 39).

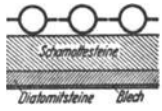


Fig. 39.

VIII. Die Zugerzeugung.

A. Schornsteinzug.

Er wird vornehmlich erzeugt durch den Gewichtsunterschied der Gassäule im Schornstein und einer Luftsäule gleicher Abmessungen unter den durch Barometerstand und äußere Temperatur gegebenen Verhältnissen. Auftrieb der Gase, statischer Zug, dessen Stärke am Fuße eines H_{Sch} m hohen Schornsteins ist:

$$Z = H_{Sch}(\gamma_l - \gamma_{gm}) \text{ [mm WS]},$$

darin γ_l spez. Gewicht der Außenluft [kg/m³],

γ_{gm} spez. Gewicht der Gase in halber Schornsteinhöhe [kg/m³].

Die Zugstärke kann bei völlig geschlossenem Schieber am Schornsteinfuße als Unterdruck gemessen werden. — Durch Einwirkung des Windes kann sich die Zugstärke eines Schornsteines etwas größer, zuweilen aber auch kleiner als die statische ergeben. Dieser Einfluß ist jedoch, weil zu unbestimmt, rechnerisch nicht zu erfassen.

Die Zugstärke wird aufgebraucht:

1. zum Herbeischaffen der Verbrennungsluft (Rostwiderstand);
2. zum Überwinden der Strömungswiderstände in den Zugkanälen, im Fuchs und im Schornsteinrohr;
3. zur Erzeugung der Geschwindigkeit, mit der die Gase an der Schornsteinmündung ausströmen sollen.

B. Künstlicher Zug.

Nach den gesetzlichen Bestimmungen[1]) liegt künstlicher Zug vor, wenn andere Mittel als der Schornstein zur Zugerzeugung dienen und bei Druckzug mehr als 30 mm WS Überdruck unter dem Rost, bei Saugzug mehr als 25 mm WS Unterdruck im Abgaskanal herrschen.

Künstlicher Zug wird zur Erhöhung und auch als Ersatz des Schornsteinzuges angewandt, und zwar Druckzug zur Überwindung hohen Rostwiderstandes, Saugzug im allgemeinen bei niedriger Abgastemperatur und in allen Fällen, in denen es auf eine bequeme Regelung der Leistung in weiten Grenzen ankommt. Der Saugzug gewährt außerdem noch folgende Vorteile: Geringere Anschaffungskosten, was bei Kesseln mit großem Strömungswiderstand in den Zügen besonders ins Gewicht fällt. Weitergehende Ausnutzung des Wärmeinhaltes der Rauchgase möglich. Geringer Platzbedarf, niedriges Gewicht (wichtig bei schlechtem Baugrunde und bei beweglichen Kesseln). Unabhängigkeit von Wind und Wetter. — Nachteile: Geringere Betriebssicherheit, dauernde Betriebskosten, erhöhte Anforderungen an die Wartung der Anlage. Durch unnötig hohe Zugstärke Vergrößerung des Luftüberschusses.

a) Druckzug, erzeugt als

Oberwind, wird ausschließlich bei der Marine angewandt, wo er gleichzeitig als wirksame Lüftung der tiefliegenden Heizräume dient. Dazu wird in dem durch Doppeltüren dicht gesetzten Heizraum mittels Ventilators ein Überdruck erzeugt bis zu 60 mm WS für Rostbelastungen von etwa 250 kg und in besonderen Fällen bis zu 120 mm für 400 kg Rostbelastung.

[1]) Allg. pol. Best. § 3, Abs 4.

Für Feuerungen von Landdampfkesseln wird vorgewärmte Oberluft als Zweitluft zugeführt zur Unterstützung des vollkommenen Ausbrandes der Gase und zur Verringerung des Flugkoksverlustes (vgl. S. 10).

Unterwind wird erzeugt durch Einblasen oder Einsaugen von Luft in den dicht gesetzten Aschenfall. Die Ventilatoren versorgen entweder eine Kesselgruppe oder meistens einen Einzelkessel mit Unterwind. Für die Verfeuerung gasarmer feinkörniger und stark schlackender Brennstoffe und für Roste mit hoher Schütthöhe ist Unterwind unentbehrlich. Ferner werden alle Hochleistungsroste mit Unterwind gefeuert. Die Unterwindpressung richtet sich nach dem Widerstand der Brennstoffschicht und kann z. B. bei Unterschub- und Rückschubrosten mit hoher Brennstoffschicht weit über 200 mm WS betragen.

Die Unterwindpressung wird begrenzt durch den entstehenden Flugkoksverlust, der besonders bei feinkörnigen Kohlen und niedrigem Brennraum erheblich werden kann. Da der Widerstand der Brennstoffschicht auf der Rostfläche sich mit dem Abbrand ändert, so ist bei großen Rostflächen und Hochleistungsrosten der Windraum unter dem Rost in mehrere Windkammern (Zonen) zu unterteilen (vgl. S. 17). Dadurch gleichmäßige Windverteilung über die ganze Rostfläche und weniger schädliche Wirkung bei Eintritt eines Winddurchbruches.

b) Saugzug

mittelbar erzeugt durch: Dampfstrahlgebläse — hauptsächlich bei Lokomotiven, Lokomobilen und Schiffen (Abdampf-Auspuff-Blasrohr im unteren Teile des Schornsteines). — Schleudergebläse, die Frischluft oder einen Teil der Abgase ansaugen, um sie einer Ejektordüse zuzuführen, die in den unteren Teil eines 10 bis 15 m hohen, eisernen Abzugrohres eingebaut ist. — Durch die Saugwirkung des Ejektors werden die Abgase bewegt;

unmittelbar erzeugt, indem ein Ventilator die gesamte Abgasmenge ansaugt, um sie in einen etwa schon vorhanden gewesenen gemauerten oder eisernen Schornstein zu drücken. Für große Einheiten beträgt der Dampfverbrauch des Ventilatorantriebes etwa 0,5 bis 1 vH der Kesselleistung (je nach der verlangten Rostbelastung), gegenüber 1 bis 2,5 vH bei mittelbarem Saugzug. Deswegen wird der unmittelbare Saugzug immer mehr bevorzugt, da bei ihm die Schornsteinform für den Auftrieb der Gase günstiger gestaltet werden kann und es daher möglich wird, den Kessel bei einer Störung des Ventilatorbetriebes schwach belastet in Betrieb zu halten. Kraftbedarf des Ventilators in PS:

$$N_e = VH/75\eta_e \text{ (S. Bd. I, S. 248).}$$

Hierin ist V die wirklich geförderte Luft- oder Rauchgasmenge [m³/sek], H die Förderhöhe [mm WS], η_e der Ventilatorwirkungsgrad = 0,5 bis 0,7.

IX. Der Schornstein.

Es bezeichnen:

H_{Sch} die Schornsteinhöhe über dem Rost [m],
d_m den mittleren lichten Schornsteindurchmesser [m],
u den Umfang des mittleren Schornsteinquerschnittes [m], F_m den mittleren Querschnitt [m²],
d_o den lichten Durchmesser an der Mündung [m],
F_o den lichten Querschnitt an der Mündung [m²],
t_{g_m} die Temperatur der Abgase in halber Höhe des Schornsteines [° C],
t_{g_0} die Temperatur am Schornsteinkopfe [° C], t_l die Temperatur der Außenluft [° C],
γ_g das Gewicht von 1 m³ wasserdampfhaltigem Abgas bei 0° und 760 mm Barometerstand [kg/Nm³],
γ_l das Gewicht von 1 m³ Außenluft bei 0° und 760 mm Barometerstand [kg/Nm³],
ϱ die Reibungszahl für die Reibung der Gase an den Schornsteinwänden,
g die Erdbeschleunigung [m/sek²],
v_{g_m} die mittlere Gasgeschwindigkeit im Schornstein [m/sek],
v_{g_0} die Gasgeschwindigkeit am Schornsteinende [m/sek],
V_{rf} das stündliche Rauchgasvolumen [Nm³/h],
B das stündlich verfeuerte Brennstoffgewicht [kg/h], b der Barometerstand [mm QS].

Dann ergibt sich

A. der nutzbare Schornsteinzug,

bezogen aut 760 mm QS gemessen am Schornsteinfuße bei offenem Zugschieber:

$$Z_n = Z - Z_b - Z_r = \frac{b}{760} \cdot 273 \cdot H_{Sch} \left[\frac{\gamma_l}{273 + t_l} - \frac{\gamma_g}{273 + t_{g_m}} \right] - Z_b - Z_r \text{ [mm WS]}.$$

Die nutzbare Zugstärke Z_n ist gleich der statischen Zugstärke Z vermindert um die Zugverluste im Schornstein.

Zugverlust durch Geschwindigkeitshöhe des Gases im Schornstein:

$$Z_b = \frac{b}{760} \cdot \frac{273}{273 + t_{g_m}} \cdot \gamma_g \cdot \frac{v_{g_m}^2}{2g} \text{ [mm WS]},$$

Zugverlust durch Reibung des Gases im Schornsteinrohr:

$$Z_r = \frac{b}{760} \cdot \frac{273}{273 + t_{g_m}} \cdot \gamma_g \cdot \frac{v_{g_m}^2}{2g} \cdot H_{Sch} \cdot \frac{u}{F_m} \cdot \varrho \text{ [mm WS]}.$$

Es kann gesetzt werden:

γ_l = 1,29 für mittelfeuchte Luft [Nm³/kg],

γ_g = 1,27 für Abgase mit ~10 vH CO_2-Gehalt aus Braunkohle,
= 1,33 für Abgase mit ~10 vH CO_2-Gehalt aus Steinkohle,

t_{g_m} = Temperatur der Abgase in halber Schornsteinhöhe.
Für jedes m Schornsteinhöhe kann 0,2 bis 0,3° (in besonders ungünstigen Fällen bis 1°) Temperaturabfall angenommen werden.

ϱ = etwa 0,007.

Den größten Einfluß auf die Zugstärke hat die Rauchgastemperatur. Wird die Gasgeschwindigkeit v_{g_m} so gewählt, daß der Zugverlust etwa 10 vH des statischen Zuges beträgt, so kann genügend genau gesetzt werden[1]):

$$Z_n = 0{,}9 \cdot Z = 0{,}324 \cdot H_{Sch} \cdot b \left[\frac{\gamma_l}{273 + t_l} - \frac{\gamma_g}{273 + t_{g_m}} \right].$$

B. Die Schornsteinhöhe

folgt aus vorstehender Gleichung, wenn Z_n gegeben.

Der Zugstärkenbedarf wird hauptsächlich durch die Strömungsgeschwindigkeit des Rauchgases bestimmt. Hohe Geschwindigkeit beeinflußt günstig die Wärmeübertragung der Berührungsheizfläche [vgl. Veloxkessel S. 46 u. Schnellkessel von Münzinger[2])]. Strahlungskessel haben trotz hoher Leistung einen verhältnismäßig kleinen Zugstärkenbedarf, da der Strahlungswärmeübergang nicht von der Gasgeschwindigkeit beeinflußt wird. Der Zugbedarf der Kesselanlage kann nach Münzinger[2]) berechnet werden; er steigt bei Wasserrohrkesseln etwa mit 2,1-ter Potenz des sekundlichen Rauchgasvolumens.

C. Die Lichtweite des Schornsteins an der Mündung.

$$F_0 = \frac{B \cdot V_{rf} \cdot (273 + t_{g_0})}{3600 \cdot v_{g_0} \cdot 273}$$

darin kann ohne genauere Kenntnis der Kohle für einen mittleren Luftüberschuß gesetzt werden:

V_{rf} [Nm³ je kg Brennstoff] = 15 für Koks und Steinkohle,
12 für böhmische Braunkohle und Braunkohlenbriketts,
8 für Holz, Torf und erdige Braunkohle,

t_{g_0} ≈ 300°, wenn kein Rauchgasvorwärmer vorhanden,
≈ 150°, wenn ein Rauchgasvorwärmer vorhanden;

für v_{g_0} kann gewählt werden: für kleinere Kesselanlagen 4 bis 5 m/sek,
für größere Kesselanlagen 5 bis 7 bis 9 m/sek

oder errechnet werden unter Berücksichtigung des Temperaturabfalles im Schornstein:

$$v_{g_0} = \sqrt{6 \frac{Z_n (273 + t_{g_0})}{\gamma_g \cdot b}} \left[\frac{\text{m}}{\text{sek}} \right].$$

Soll der Schornstein in Anbetracht einer späteren Betriebsvergrößerung bemessen werden, so ist es vorteilhaft, zunächst einen Deckring aufzulegen, damit v_{g_0} nicht unter 4 m/sek sinkt.

$d_0 = \frac{2}{\alpha} \sqrt{F_0}$, wenn gesetzt wird: $\alpha = 1{,}77$ bei Kreisquerschnitt, $\alpha = 1{,}82$ bei achteckigem Querschnitt, $\alpha = 2$ bei quadratischem Querschnitt.

Als kleinster oberer Schornsteindurchmesser kommt 0,6 m zur Ausführung.

[1]) Guhlke: Der Fabrikschornstein. Wärme 1932 S. 527.
[2]) Münzinger: Dampfkraft. Berlin: Springer 1933.

D. Vereinfachte Schornsteinberechnung.

Erfahrungsgemäß kann gesetzt werden:
Schornsteinhöhe: $H_{Sch} = (25 \text{ bis } 30) \cdot d_m$ für $d_m \leqq 2$ m,
$= 20 \cdot d_m$ für $d_m > 2$ m.
Gasgeschwindigkeit: $v_{g_0} \approx 0{,}1 \cdot H_{Sch}$, jedoch nicht über 7 bis 8 m/sek.
Zugstärke: $Z \approx 0{,}4 \cdot H_{Sch}$ bei 175° bis 200° C mittlerer Rauchgastemperatur,
$\approx 0{,}5$ bis $0{,}55 \cdot H_{Sch}$ bei 250° bis 300° C mittlerer Rauchgastemperatur.

E. Ausführung der Schornsteine.

Baustoffe: Ziegelmauerwerk, Beton (in Deutschland nur vereinzelt angewandt) und Flußeisenblech. Für Schornsteine aus Mauerwerk ist die vorteilhafteste Querschnittsform die runde. Dabei werden am besten gelochte Radialsteine angewandt. Bis zu etwa $^1/_4$ der Gesamthöhe wird mit Vorteil im Schornsteinrohr vom Grundbau aus ein Schutzfutter, $^1/_2$ bis 1 Stein stark, aus Schamotte- oder Hartbrandziegeln, frei hochgeführt (Standfutter). Der etwa 5 cm weite Zwischenraum zwischen dem tragenden Mantel und dem Futter wird am besten mit einer Wärmeschutzmasse ausgefüllt. Schamotte ist für das Futter zu verwenden, falls es vor der Einwirkung sehr heißer — über 350° —, saurer Gase schützen soll. Billigere Ausführung des Schutzfutters als Etagenfutter, das mit dem Schornstein fest verbunden ist.

Für die Verwendung von Blechschornsteinen spricht ihr geringes Gewicht und die daher niedrigen Grundbaukosten, die verhältnismäßig schnelle Aufstellung und die Möglichkeit, den abgebrochenen Schornstein an anderer Stelle wieder zu errichten, namentlich bei schlechtem Baugrunde und für vorübergehend aufgestellte Anlagen. Da ihre Zugwirkung infolge stärkerer Abkühlung der Rauchgase geringer ist als bei gemauerten, muß die Anlage mit künstlichem, meist direktem Saugzug arbeiten. Der Blechschornstein kann mit dem Ventilator auf die Dachkonstruktion aufgesetzt werden, was insbesondere bei Schrägrohrkesseln eine einfache Zugführung ermöglicht.

Eiserne Schornsteine mit kleineren Abmessungen werden entweder aus einzelnen kegeligen Schüssen so zusammengenietet, daß der obere Schuß über den unteren greift, oder in den Längs- und Quernähten geschweißt. Zur Sicherung der Standfestigkeit werden die Rohre durch Seile oder Ketten verspannt.

Bei mittelbarem Saugzug erhalten die eisernen Schornsteine eine nach oben sich erweiternde Form. Die einzelnen Schüsse werden mit Hilfe von Winkelringen zusammengenietet oder geschraubt.

Letztere Verbindung wird auch bei zylindrischen Schüssen von Schornsteinen für unmittelbaren Saugzug angewandt.

X. Die Dampfkessel.

A. Gemeinsames.

a) Heizfläche. Hierunter ist nach §3 der A. p. B. zu verstehen: „der auf der Feuerseite[1]) gemessene Flächeninhalt der einerseits von den Heizgasen, andererseits vom Wasser berührten Wandungen".

Zur gesetzlichen Heizfläche gehört also auch die Oberfläche der den Feuerraum auskleidenden Kühlrohre, der Kühlroste usw. Bei Flossenrohren gehören die Flossen zur Heizfläche; abgedeckte Kühlflächen der Brennkammer sind nicht als Heizfläche zu betrachten.

Als direkte Heizfläche wird im allgemeinen diejenige Kesseloberfläche bezeichnet, welche die Wärme hauptsächlich durch Strahlung aus dem Feuer aufnimmt (Feuerraum-, Strahlungsheizfläche), im Gegensatz zur indirekten Heizfläche, auf welche die Wärme fast nur durch Berührung mit den Verbrennungsgasen übergeht (Berührungsheizfläche).

Die Größe der für eine bestimmte Dampfleistung — D in kg/h — erforderlichen Heizfläche läßt sich berechnen nach den Erfahrungswerten für die Heizflächenbelastungen — D/F_k — bei den einzelnen Kesselbauarten (s. S. 4). An Stelle der Heizflächenbelastung kann auch die Heizflächenwärmebelastung q_k (s. S. 4) gesetzt werden. Bei Großkesseln wird die Dampfleistung in t/h als Kenngröße angegeben. Die frühere Normalleistung wird jetzt als Regelleistung, die Maximalleistung als höchste Dauerleistung bezeichnet. Genaue Bestimmung der Heizfläche und wärmetechnische Kesselberechnung, ausgehend von der Feuerraumtemperatur, ist möglich mit Hilfe des I-t-Diagrammes[2]) und den Tafeln von

[1]) Bei Schiffskesseln „der auf der Wasserseite gemessene" usw.

[2]) Rosin u. Fehling: Das I-t-Diagramm der Verbrennung. Berlin: VDI-Verlag 1929. Siehe Bd. I, S. 336. — Stroehlen: Berechnung der Wärmeaufnahme bestrahlter Kesselflächen. Arch. Wärmewirtsch. Juli 1936

Münzinger[1]). Für die Wahl der Bauart ist in modernen Anlagen sehr häufig das Verhältnis von Heizfläche zur Grundfläche und der spez. Werkstoffaufwand (s. S. 5) des Kessels maßgebend.

Anschließend an die aufgestellte Reihe der Nenndrücke für Rohrleitungen DIN 2401 wurden für Dampfkessel Druck-, Temperatur- und Leistungsstufen genormt.

Die Regelleistung liegt bei etwa 80 vH der höchsten Dauerleistung. In Anlehnung an DIN 2901 wurden Einheitskessel entwickelt: Kessel mit natürlichem Wasserumlauf und Sonderkessel mit Rost- und Staubfeuerung.

b) Der Wasserraum, der im Betriebe mit Wasser angefüllte Teil des Kessels stellt wegen des großen Wärmeinhaltes, der in ihm aufgespeichert ist, für den Dampfkessel einen Spannungsregler dar (vgl. S. 62). Allgemein gilt, daß der Wasserraum groß zu wählen ist für stark schwankende Dampfentnahme; daß dagegen ein kleiner Wasserraum die Schnelligkeit des Anfeuerns wesentlich begünstigt. — Ohne eine scharfe Grenze zu ziehen, werden danach die verschiedenen Bauarten eingeteilt in:

Groß(wasser)raumkessel — Walzen-, Flammrohr- und Heizrohrkessel.
Klein(wasser)raumkessel — Wasserrohrkessel.

c) Der Dampfraum soll verhindern, daß die mit dem Dampf emporgeschleuderten Wasserteilchen in die Rohrleitung gelangen. Besondere Vergrößerungen dieses Raumes — Dom oder Dampfsammler —, ferner eingebaute Prallbleche und Dampfentnahmerohre begünstigen das Abscheiden mitgeführten Wassers aus dem Dampf. Zwecks Verringerung des Schäumens und Mitreißens von Wasser darf die Dampfraumbelastung (m^3/h Dampf je m^3 Dampfraum) nicht zu hoch gewählt werden. Da das spez. Dampfvolumen mit der Erhöhung des Dampfdruckes kleiner wird, können die Dampfräume bei hohem Dampfdruck kleiner als bei niedrigem Druck angenommen werden.

d) Der Speiseraum wird begrenzt durch die Ebene des festgesetzten „Niedrigsten Wasserstandes" und der des höchsten, der im Einzelfalle zulässig erscheint, ohne daß man ein Überkochen des Kesselinhaltes zu befürchten hat. Ein großer Speiseraum erleichtert es, vorausgesehene Perioden höchster Beanspruchung zu bewältigen und ferner ein zu hohes Ansteigen der Dampfspannung während der Betriebspausen zu vermeiden.

e) Die Verdampfungsoberfläche ist die jeweilige Trennungsfläche zwischen Wasser- und Dampfraum. Je größer diese Fläche im Verhältnis zur erzeugten Dampfmenge ist, um so weniger naß der Dampf. Als Maßstab für die Belastung des Wasserspiegels wird die Ausdampfziffer, d. i. das Dampfvolumen in m^3/h bezogen auf 1 m^2 Wasserspiegelfläche angegeben.

Bezüglich der Verhältnisse bei Wasserrohrkesseln s. S. 40.

B. Die gebräuchlichsten Kesselbauarten.

a) Die Walzenkessel. Zylindrische Kessel, ohne irgendwelche Einbauten. Sie fanden als Batteriekessel Verwendung. Letztere bestehen aus mehreren neben- und übereinander gelagerten Kesselwalzen, die durch Stutzen miteinander in Verbindung stehen.

b) Die Flammrohrkessel. Liegende Walzenkessel, die von einem Boden bis zum andern durch ein oder mehrere weite Rohre von 800 bis 1000 mm Durchm. durchzogen werden (Fig. 40). Die fast ausnahmslos gewölbten Böden werden mit Ein- oder Aushalsungen zur Aufnahme der Flammrohre versehen. Diese werden entweder glatt mit Adamson-Versteifungsringen in den Schußverbindungen oder meistens als Wellrohre ausgeführt. Der Dampf wird dem Dom entnommen, der entweder auf dem mittelsten oder dem nächsten nach hinten folgenden Mantelschuß aufgenietet wird.

Vorteile: Gute Wärmeausnutzung, Unempfindlichkeit gegen Belastungsschwankungen und schlechtes Speisewasser, gute Reinigungsmöglichkeit und einfache Bedienung.

[1]) Münzinger; Dampfkraft. Berlin: Springer 1933.

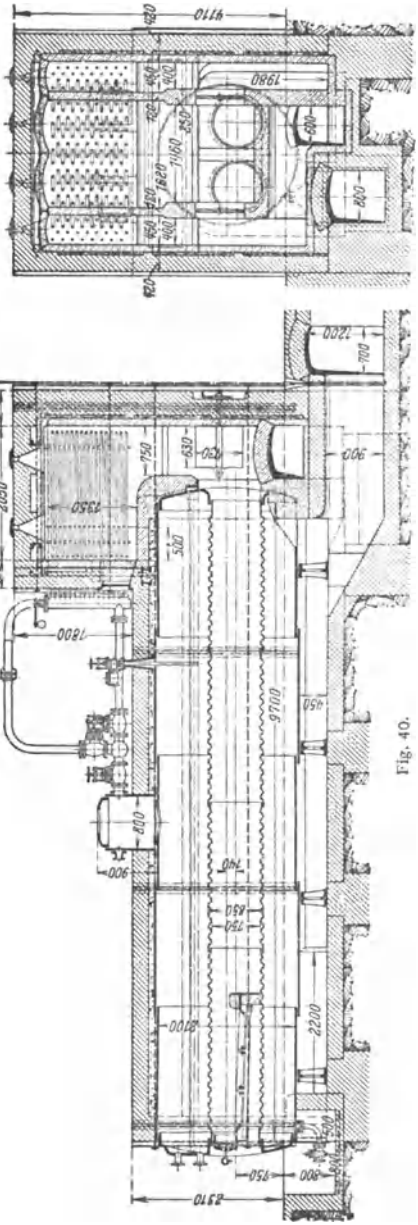


Fig. 40.

Nachteile: Geringe spez. Dampfleistung, da die Rostfläche beschränkt und der Wasserumlauf träge ist. Verhältnismäßig lange Anheizdauer (etwa 10 bis 12 h). Großer Platzbedarf. Niedriger Betriebsdruck. Wärmeübergang sucht man durch Einbau von Drallsteinen in das Flammrohr zu verbessern.

Heizflächengrößen: 20 bis 150 m². Höchster Dampfdruck: 20 atü.

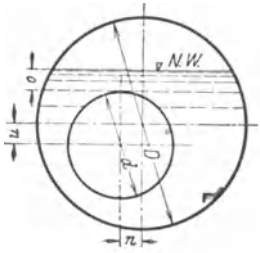


Fig. 41.

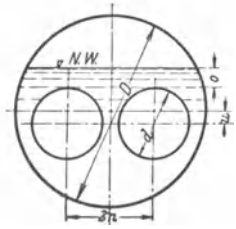


Fig. 42.

Kesseldurchmesser: bis 2500 mm. Kessellänge: bis 15 m mit Überhitzer.

Höchste Dampfleistung: rd. 3 t/h.

Feuerungen: Planrost-Innenfeuerung von Hand oder als mechanische Wurffeuerung. Ferner: Kleinstoker, Kohlenstaubfeuerung und Treppenrost-Vorfeuerung.

Feuerzüge: I. Zug: Flammrohre; II. Zug: a) ein Seitenzug oder b) zwei Seitenzüge oder c) Unterzug; III. Zug: a) ein Seitenzug oder b) Unterzug oder c) zwei Seitenzüge.

Lagerung: Auf Kesselstühlen.

Überhitzeranordnung: Liegender oder hängender Überhitzer am hinteren Kesselende, im allgemeinen nicht regelbar. Heizgase steigen zu diesem aus den Flammrohren auf.

Einflammrohrkessel: Für Heizflächen bis zu etwa 50 m² für größere besser Zweiflammrohrkessel (Fig. 40), die den Vorteil größeren Dampfraumes und gleichmäßigerer Dampfentwicklung (2 getrennte Feuerungen!) haben.

Flammrohranordnung: Fig. 41 u. 42.

Durch die Seitrohranordnung wird das Kesselinnere besser zugänglich, dazu soll auch die Laufschiene beitragen.

d bezeichnet bei Wellrohren den mittleren Durchmesser. Ihre Heizfläche wird zu etwa 14 vH größer gerechnet als die des glatten Rohres

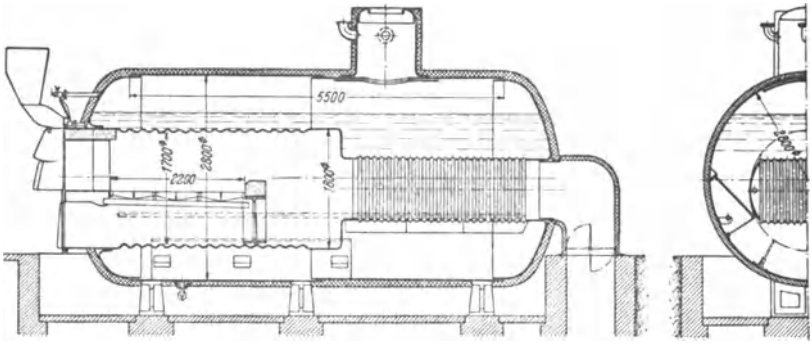


Fig. 43. Flammrohr-Wasserrohrkessel (Walther & Cie, Köln-Dellbrück). $F_k = 75$ m², $F_r = 3{,}85$ m², $p = 6$ atü.

vom inneren Durchmesser *d*. Durch DIN-Normen sind Kessel- und Flammrohrdurchmesser sowie Anordnung der Flammrohre festgelegt.

Kessel- und Flammrohrdurchmesser sind durch DIN festgelegt. Eine Sonderbauart ist der Flammrohr-Wasserrohrkessel von Walther & Cie (Fig. 43). Vorteile gegenüber dem Flammrohrkessel: Infolge intensiver Verdampfung in dem hinteren Wasserrohrteil ergibt sich guter Wasserumlauf und höhere Heizflächenbelastung, hohe Gasgeschwindigkeit und gute Durchwirbelung. Größere Heizfläche auf demselben umbauten Raum und geringeres Materialgewicht. Fortfall des Mauerwerks.

c) Feuerbüchskessel. Formen der Feuerbüchse: quaderförmig (Feuerkisten) oder rund, flammrohrartig.

Stehender Feuerbüchskessel, Fig. 44, Heizfläche höchstens 25 m², Überdruck 12 at, Ausführung entweder mit Quersiedern oder mit Heizrohrbündel.

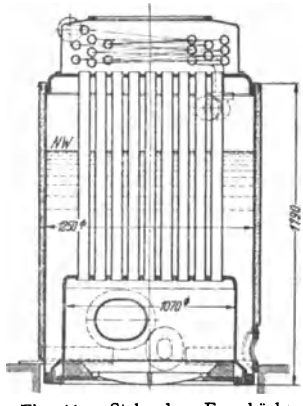


Fig. 44. Stehender Feuerbüchs-Heizrohrkessel. $F_k = 14$ m², $F_ü = 3$ m², $F_r = 0{,}5$ m².

Liegende Feuerbüchskessel mit vorgehenden Heizrohren werden hauptsächlich als Lokomotiv- (Fig. 45), Lokomobil- und Dampfpflugkessel angewendet; aber auch als feststehende Kessel (Fig. 46) haben sie weite Verbreitung gefunden. — An einen stehenden viereckigen Kesselteil, die äußere Feuerbüchse, schließt sich ein zylindrischer liegender Kessel, der Langkessel, an. Diesem ist die Rauchkammer angebaut. Die quaderförmige Feuerbüchse ist in die äußere Feuerbüchse so eingebaut, daß sich zwischen beiden eine 70 bis 100 mm starke Wasserschicht (bei kleinen Kesseln 55 mm) befindet. Die ebenen Wände der Feuerbüchse benötigen eine ausreichende Verankerung durch Stehbolzen (vgl. S. 72) und Deckenanker. Bei den Lokomotivkesseln (Fig. 45) werden Feuerbüchse und Stehbolzen zwecks besserer Aufnahme von Wärmespannungen in der Regel aus Kupfer hergestellt. Trotz

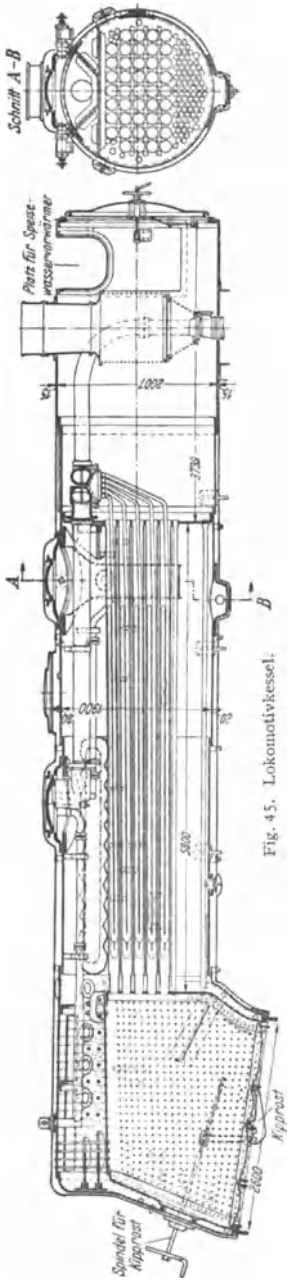


Fig. 45. Lokomotivkessel.

gewisser Schwierigkeit wird in Zukunft Stahlblech Verwendung finden. Ein Feuerschirm aus Schamotte schützt die Rauchrohre vor der Flamme und begünstigt die Durchwirbelung der Rauchgase mit der Luft.

Wird statt der eckigen eine runde Feuerbüchse eingesetzt, so kann der Kesselmantel in seiner ganzen Länge zylindrisch gemacht werden. Diese einfache Kesselform ermöglicht durch Anwendung geeigneter Schraubenverbindungen an den Stirnböden Ausziehbarkeit der Feuerbüchse samt dem Rohrbündel.

Fig. 46. Ausziehbarer Kessel, der ebenfalls mit oben aufgestellter Dampfmaschine als fahrbarer, namentlich aber als feststehender Kessel weitverbreitet ist. Dieses verdankt er dem geringen Raumbedarf und den niedrigen Aufstellungskosten für Kessel und Maschine, falls diese auf dem oberen Mantel liegt (Lokomobilen). Außerdem läßt sich sein Hauptmangel: der durch die geringe Zuglänge bedingte etwas höhere Schornsteinverlust durch Einbau eines Überhitzers wirksam einschränken, im übrigen wird dieser Nachteil dadurch aufgewogen, daß der Dampf zwischen Kessel und Maschine fast keinen Spannungsabfall erleidet.

Ferner wurden einige Sonderbauarten entwickelt, z. B. der Dingler-Wellrohr-Rauchrohrkessel mit ausziehbarem Flammrohr.

Fig. 47: Hollandkessel der Vereinigte Kesselwerke A.-G.[1]). An ein Flammrohr mit großem Durchmesser und großem Feuerraum schließen sich Heizrohre in 3 Zügen. Den ersten Zug bilden einige Rohre mit großem Querschnitt, so daß die Gase bei Verfeuerung von langflammigen Kohlen gut ausbrennen können. Im zweiten Zuge ziehen die Gase durch ein Bündel enger Heizrohre mit großer Geschwindigkeit, die im dritten Zuge zur Erzielung guten Wärmeüberganges noch gesteigert wird. Wegen leichterer Reinigung hat der dritte Zug Rohre mit größerem Durchmesser bei kleinerem Gesamtquerschnitt.

Feuerung: Planrostfeuerung mit Hand- oder mechanischer Beschickung und Kleinstoker.

Liegende Feuerbüchskessel mit rückkehrenden Heizrohren (Fig. 48) kommen als Schiffskessel bei der Handelsmarine zur Verwendung.

In einen kurzen zylindrischen Kessel mit ebenen Böden werden 1- bis 4 flammrohrartige Feuerbüchsen eingebaut. An diese schließen sich Wendekammern an, deren dem Heizerstande zugekehrte ebenen Wände durch nach vorn wenig

[1]) Schulze: Neuere Kleinkesselbauarten als Weiterentwicklung des Flammrohrkessels. Wärme 1938 Nr. 51.

ansteigende Heizrohre mit dem vorderen Kesselboden verbunden sind. Für große Heizflächen: „Doppelender", die von beiden Stirnseiten aus befeuert werden. Die Wendekammern sind dabei gewöhnlich für die jetzt nach beiden Stirnböden zu gelegenen Heizrohre gemeinsam. Die ebenen Wandungen des Kessels und der Wendekammer erfordern zahlreiche Verankerungen.

Vorteile: Große Heizfläche bei kleiner Grundfläche; weniger empfindlich als Wasserrohrkessel.

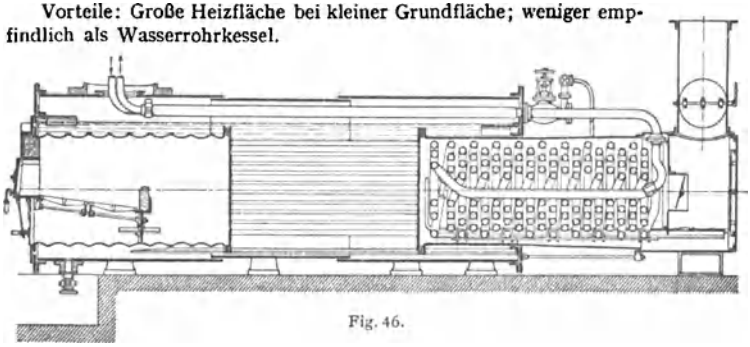


Fig. 46.

Nachteile: Geringe Heizflächenbelastung, da kein geregelter Wasserumlauf, niedrigerer Betriebsdruck und größeres Gewicht bei gleicher Heizfläche als Wasserrohrkessel, Steifheit des Aufbaues, schlechte Befahrbarkeit.

Überhitzeranordnung: Rauchkammer- oder Rauchrohrüberhitzer.

d) Die Wasserrohrkessel zeichnen sich besonders durch geringen Platzbedarf und schnelle Betriebsbereitschaft aus. Durch Verbindung mit elastischen Feuerungen ist ein leicht anpassungsfähiger Betrieb möglich, so daß

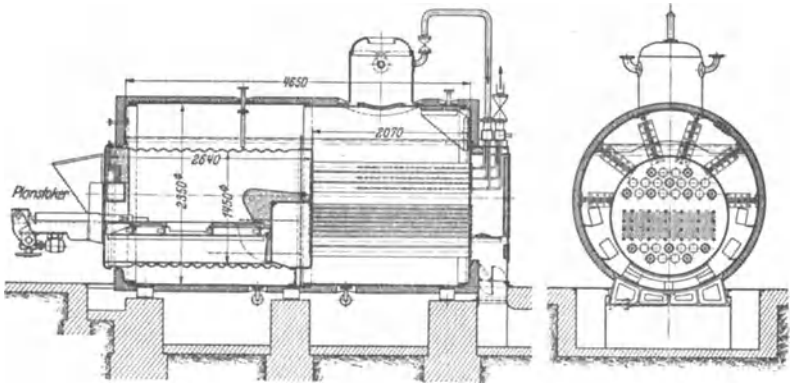
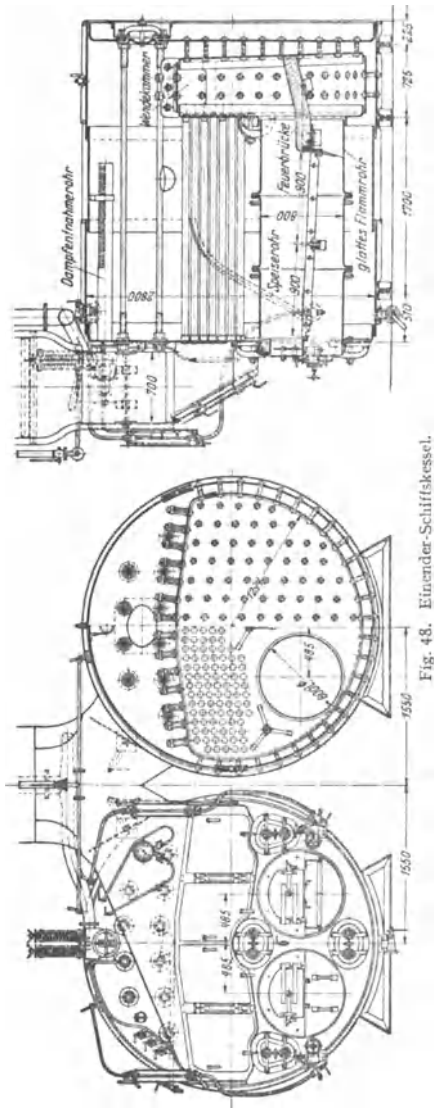


Fig. 47. Hollandkessel mit Doby-Stoker und Rauchrohrüberhitzer (Ver. Kesselwerke).

besondere Speicher (s. S. 62) nur in Ausnahmefällen bei besonders stark schwankender Dampfentnahme erforderlich sind. Bau bis zu den größten Einheiten und höchsten Drücken; sie ermöglichen Ausbildung großer Feuerräume und Unterbringung großer Strahlungsheizflächen. Geregelter Wasserumlauf ermöglicht hohe Heizflächenbelastung.

Ausführung der Wasserrohrkessel als Schrägrohr- oder Steilrohrkessel. Neuzeitliche Kessel bestehen nur noch aus Trommeln, Rohren, Sammel-, Kühlkästen und Teilkammern. Zwecks Vereinfachung und Verbilligung des Aufbaues wird von den Kesselverbänden eine Normung der Bauteile angestrebt.

Beiden Kesselarten ist gemeinsam, daß bei großen Leistungen der Feuerraum durch Kühlflächen (s. S. 11) begrenzt wird, die als Strahlungsheizflächen gemäß dem Stefan-Boltzmannschen Gesetz (Bd. I, S. 294) wirksamer als Berührungsheizflächen sind. Während beim „Zweizugkessel" die Wasserrohre durch Anordnung einer Scheidewand, welche die Wasserrohre durchsetzt, in zwei Zügen liegen, ist beim „Einzugkessel" hinter dem Überhitzer keine Berührungsheizfläche mehr vorhanden.



Dreizugkessel werden nur für kleinere Leistungen ausgeführt. Bei weitgehender Anzapfvorwärmung in Turbinenkraftwerken wirkt der Eko (Ekonomiser) als Verdampfungsekonomiser, der einen Teil der Dampfmenge erzeugt und als Zwangdurchlaufheizfläche angesehen werden kann. Die hohe Rauchgastemperatur zwingt dann zur Anlage von Luvo (Luftvorwärmer), um den Kesselwirkungsgrad zu steigern.

Von besonderer Bedeutung ist der Wasserumlauf, der entstehende Dampfblasen fortführt und Wärmestauung und Korrosion (Eisen + Wasserdampf = Eisenoxyd + Wasserstoff) verhindert, was namentlich an Stellen wichtig, wo Rauchgastemperatur $>600°$. Maßgebend für die Erzeugung trockenen Dampfes ist das erzeugte, auf den Dampfraum der Obertrommel bezogene Dampfvolumen in m^3/m^3h (vgl. S. 35). Erhebliche Herabsetzung der Leistung, wenn infolge Vorhandenseins von Salzen, Soda oder Natronlauge „Schäumen" auftritt (s. auch S. 35).

In Schrägrohrkesseln ist der Wasserumlauf um so eindeutiger, je geringer die Anzahl der Rohrreihen und je größer der Abstand zwischen Trommel und Rohrbündel.

In den langen Rohren der Steilrohrkessel findet eine Entspannungs- oder „Selbstverdampfung" infolge Abnahme des hydrostatischen Druckes statt, die bei Steigrohren zu der Dampferzeugung durch Beheizung hinzuzufügen, bei Fallrohren abzuziehen ist.

Da die entstehenden Dampfblasen bei hohem Druck oft nicht vom Wasser kondensiert werden, so daß der Wasserumlauf behindert wird, und da weiterhin

mit steigendem Druck der Unterschied der spezif. Gewichte von Dampf und Wasser abnimmt, so werden bei Drücken >40 at die Fallrohre der Einwirkung der Heizgase entzogen. Bei Drücken <40 at wird zweckmäßig der Überhitzer zwischen Rohrbündel und Trommel gelegt, damit der Unterschied in der Beheizung der Steig- und Fallrohre möglichst groß wird. Für die vorderen höchstbelasteten Rohrreihen wird zur Verhinderung einer Verschlackung der Rohre größere Rohrteilung vorgesehen.

Die stärkstbelasteten Wasserrohre läßt man in die Trommel oberhalb des Wasserspiegels münden, damit dieser nicht aufgewühlt wird. Meist Anordnung von Dampfsammlern oberhalb der Obertrommel.

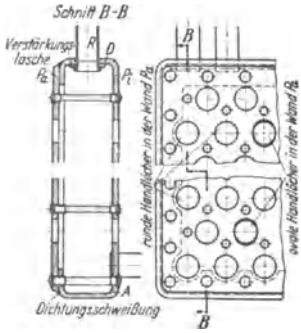


Fig. 49. Ungeteilte Wasserkammer (Großkammer).

Schrägrohrkessel (Großkammer- und Teilkammerkessel) mit geraden Rohren, die 1 : 5 bis 1 : 3,5, in Ausnahmefällen 1 : 1 gegen die Waagerechte geneigt sind. Rasches Auswechseln schadhafter Rohre ist möglich, ohne daß Abkühlen von

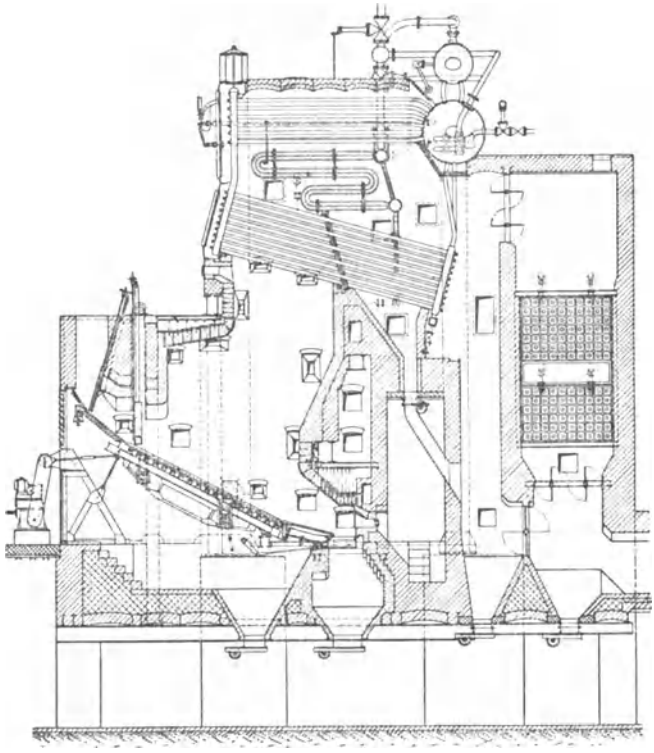


Fig. 50. Teilkammer-Dreizüge-Kessel mit mechanischem Treppenrost für Naturzug (Babcockwerke). $F_k = 600$ m², $F_ü = 324$ m², $F_r = 37$ m², $p = 37$ atü, $t_ü = 398°$ C, $D = 30$ t/h.

Kessel und Mauerwerk abgewartet zu werden braucht. Verbindung der Rohrenden durch ebenwandige Wasserkammern, die senkrecht zu den Rohren oder senkrecht im Raume liegen. Bei letzterer Anordnung sind zur Einwalzung der Rohre stufenförmige Einpressungen erforderlich, die der Kammer sägenartige Gestalt geben. Neuerdings werden diese Sägekammern nicht mehr angewendet. Die Kammern werden entweder in einem Stück (gemeinsam für das ganze Bündel) ausgeführt (Großkammerkessel) oder besonders für hohe Betriebsdrücke in senkrecht nebeneinanderliegende Teilkammern oder Sektionen zerlegt (Teilkammer- oder Sektionalkessel Fig. 50, 51).

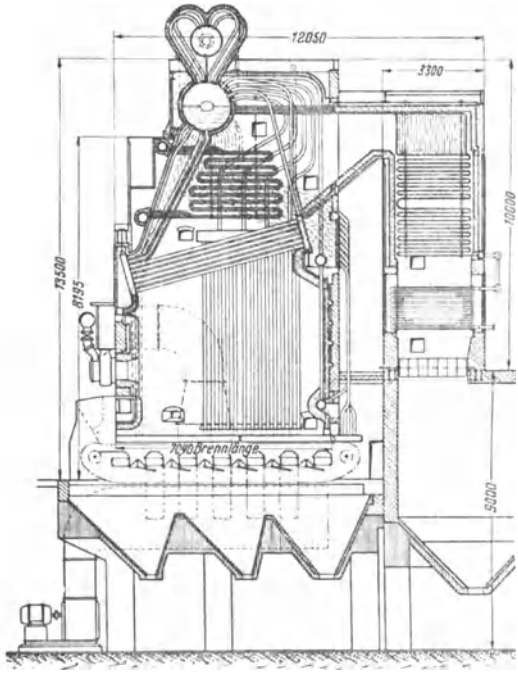


Fig. 51. Teilkammer-Einzug-Kessel mit Zonenwanderrost und Koksofengas-Zusatzfeuerung) (Rheinmetall-Borsig). $F_k = 500$ m², $F_r = 45$ m², $p = 23$ atü, $t_u = 425°$ C. $D = 50$ t/h.

Die Ausführung mit 1 bis 2 Längstrommeln wird nur noch bevorzugt, wenn große Wasserräume gewünscht werden, sonst findet meist nur eine Quertrommel Verwendung. Bei der Queranordnung besteht die Möglichkeit, das Dampf-Wassergemisch direkt in den Dampfraum der Trommel zu führen. Die Zuführung und Entnahme ist auf die ganze Trommellänge gleichmäßig verteilt. Kessel mit einer Quertrommel sind sehr elastisch und ermöglichen einen bequemeren Einbau des Überhitzers und besseren Zusammenbau mit Wasser- und Luftvorwärmer. Eine Quertrommel genügt für höchste Kesselleistung.

Die am Feuerraum liegende Blechwand der Großkammer wird mit dem Umlaufblech aus einem Stück gepreßt und die äußere Blechwand mit ihr vernietet oder verschweißt (s. Fig. 49). Bei 4 bis 5 m Breite sind sie bis 25 at geeignet. Ebene Kammerwände werden durch eine große Zahl Stehbolzen versteift.

Die Aufteilung der Wasserkammern bietet Vorteile bei hohem Betriebsdruck, für Herstellung und Transport. Größere Elastizität, da jede Sektion sich unabhängig von der benachbarten frei ausdehnen kann. Die Teilkammern (Fig. 95) werden aus dem vollen Block gezogen und dann schlangenförmig gepreßt, so daß die Wasserrohre versetzt gegeneinander eingewalzt werden können. Die Rohrreihen werden nicht so stark versetzt wie bei Großkammern (≈ 76 mm), um eine zu starke Verformung des Werkstoffes bei der Pressung zu vermeiden. Bei neuzeitlichen hochbelasteten Kesseln werden die Kammern nicht gewellt, so daß die Rohrreihen fluchtend angeordnet werden müssen. Da der Anteil der Wärmeaufnahme des Rohrbündels, das häufig nur aus 4 bis 5 Rohrreihen besteht, durch Strahlung größer als durch Berührung ist, so ist die fluchtende Anordnung nicht nachteilig für die Wärmeübertragung. Außerdem sind die geraden Sektionen billiger und gestatten eine leichte Anordnung gerader durchgehender Rückwandkühlrohre. Reicht eine Sektion zur Unterbringung der Rohrzahl nicht aus, so werden mehrere Sektionen durch Rohrstummel verbunden. Bei Längslage der Trommel

erhält jede Teilkammer nur ein Verbindungsrohr mit der Trommel, während bei Querlage der Trommel jede Teilkammer durch eine beliebige Zahl Wasserrohre mit der Trommel verbunden werden kann, so daß auch bei hoher Dampfleistung genügend großer Steigrohrquerschnitt erhalten wird. Auch kann bei letzterer Anordnung der Kessel so breit gebaut werden wie die Trommellänge es gestattet (bis 20 m). Die Kesseltrommeln und die Verbindungsrohre der vorderen Kammern

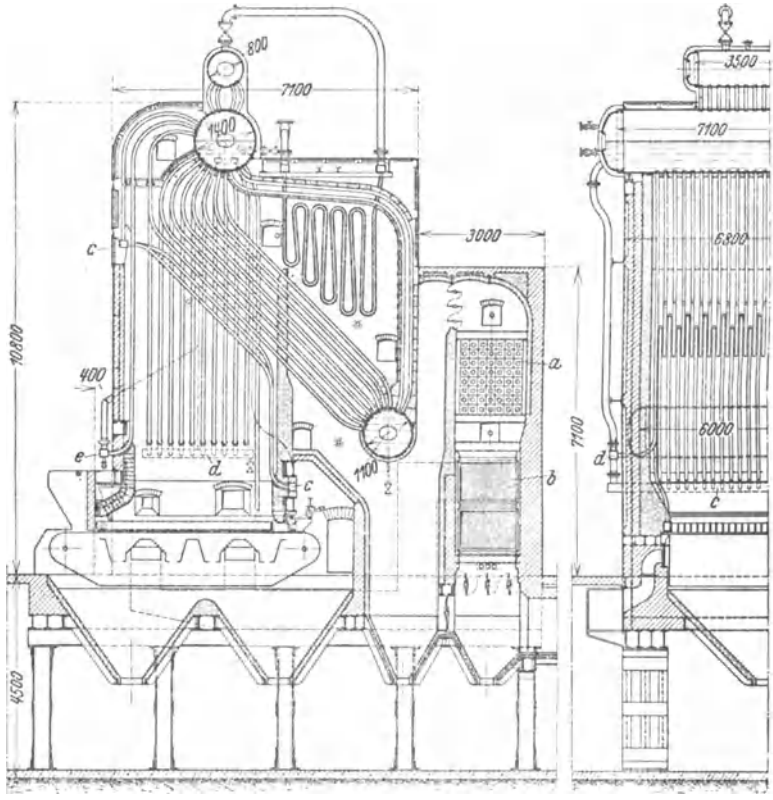


Fig. 52. Zweitrommel-Steilrohrkessel (Ver. Kesselwerke). $F_k = 500\,m^2$, $F_w = 600\,m^2$, $F_l = 650\,m^2$, $F_r = 20\,m^2$, $p = 28$ atü, $t_{ü} = 400°$ C, $D = 25$ t/h.

a Wasservorwärmer, *b* Luftvorwärmer, *c* Sammelkammern, *d* Sammelkammern der Seitenwandkühlrohre, *e* Sammelkammern der Vorderwandkühlrohre.

mit der Trommel werden der Einwirkung der heißen Gase entzogen. An die Hinterkammern ist meist ein gemeinsamer Schlammsammler angeschlossen.

Lagerung. Die vorderen Teilkammern und die Quertrommeln werden in einem Traggerüst durch besondere Aufhängevorrichtungen aufgehängt. Die hinteren Kammern hängen durch die Verbindungsrohre an den Trommeln. Diese frei pendelnde Aufhängung gibt dem Rohrsystem volle Beweglichkeit und vermeidet Biegungsspannungen in den Einwalzstellen und Druck auf das Mauerwerk.

Überhitzeranordnung: In der Regel zwischen Rohrbündel und Trommel. Früher wurde auch der Überhitzer im Bündel angeordnet (Zwischendecküber-

hitzer), was jedoch zu Innenkorrosionen der obersten Rohrreihen infolge mangelhaften Wasserumlaufes geführt hat.

Schrägrohrkessel werden bevorzugt wegen der Einfachheit des Aufbaues, der großen Elastizität und der Verwendung gerader Rohre. Der Teilkammerkessel mit Quertrommel ist der in den Kraftwerken der Welt meist gebrauchte Kessel.

Steilrohrkessel. Zur Verbindung der steil gestellten gebogenen Wasserrohre dienen querliegende Trommeln.

Kleine Trommelzahl begünstigt eindeutigen Wasserumlauf, was bei hohem Betriebsdruck und hoher Leistung von größter Bedeutung ist. Bevorzugt werden Zweitrommelkessel (Fig. 52, 53).

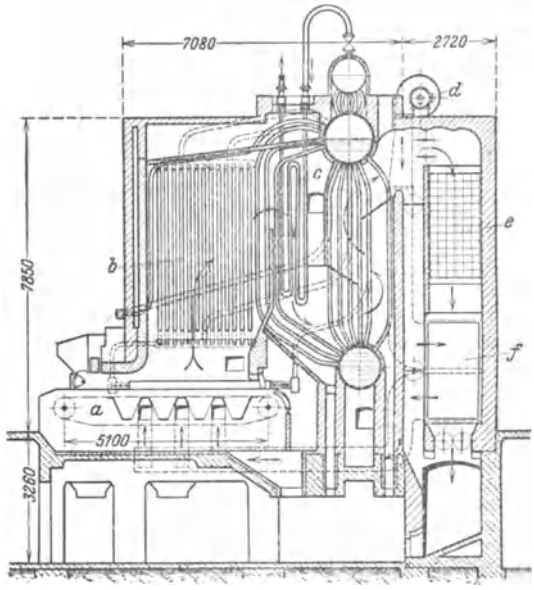


Fig. 53. MAN-Großfeuerraumkessel. $F_k = 200$ m², $F_{ü} = 130$ m², $F_w = 630$ m², $F_r = 14{,}67$ m², $p = 14$ atü, $t_{ü} = 450°$ C, $D = 20$ t/h. *a* Zonenrost, *b* Strahlungsheizfläche, *c* Überhitzer, *d* Unterwindventilator, *e* Speisewasservorwärmer, *f* Luftvorwärmer.

Das Fallrohrbündel des Zweitrommelkessels wird zweckmäßig möglichst tief an die Obertrommel angeschlossen, damit bei etwaiger starker Absenkung des Wasserspiegels der Wasserzufluß gesichert bleibt. Insbesondere sind die Fallrohre den Heizgasen zu entziehen, wenn das Rauchgas mit hoher Temperatur den Kessel verläßt, z. B. bei Hochdruckkesseln mit nachgeschalteten Verdampfungsvorwärmern oder Überhitzern und bei Hochdruck - Steilrohrkesseln mit schwach geneigten Rohren. Zwecks leichterer Austauschbarkeit müssen die Wasserrohre fluchtende Anordnung erhalten.

Bei einzelnen Bauarten wird die Brennkammer dem Kessel vorgelagert und ihre Höhe erreicht fast die Bauhöhe des Kessels (Großfeuerraumkessel, Fig. 53); zur Erhöhung der Breitenleistung wird der Feuerraum möglichst mit Kühlfläche ausgekleidet. Diese „Strahlungskessel" (Fig. 54) erzielen hohe spez. Kesselleistungen bei verhältnismäßig geringem Zug, da die Feuerzüge auf ein Mindestmaß beschränkt werden können. Der Leistungsbereich der Strahlungskessel ist besonders bei schwer zündenden Brennstoffen klein; die Kessel sind daher ungeeignet für Anlagen, die oft mit Schwachlast gefahren werden müssen.

Durch die starke Kühlwirkung der Rohrwände werden Ansinterungen an den ersten Rohrreihen verhindert.

Die Kühlfläche erhält einen vom Hauptkessel unabhängigen Kreislauf, so daß die Wasserbewegung bei jeder Belastung gesichert bleibt.

Strahlungskessel erhalten oft nur eine Trommel (Fig. 54). Zur Verbindung der Rohre sind jedoch viele Sammler erforderlich, die bei Hochdruck runden oder D-förmigen Querschnitt erhalten, Fig. 55. Zum Einwalzen der Rohre und zur Reinigung erhalten sie die erforderlichen Handlöcher. In manchen Fällen

wird zur Vermeidung der vielen Sammler eine Untertrommel mit verhältnismäßig kleinem Durchmesser angeordnet.

Lagerung. Die Obertrommel wird im Kesselgerüst frei beweglich gelagert oder pendelnd aufgehängt, die Rohrbündel tragen die Untertrommel. Die Träger des Gerüstes sind vor Erwärmung möglichst zu schützen und werden durch Luft gekühlt. Die Einmauerung ist so auszuführen, daß ihre Entfernung ohne Einfluß auf die Kessellagerung bleibt. Das Mauerwerk muß reichlich Spielraum gegen die Kesselteile haben, an den Durchbrechungsstellen wird es mit Asbesteinlagen abgedichtet. Die Obertrommeln werden durch Torkretisieren oder aufgehängte Mauerwerk-Ummantelung gegen die Rauchgase geschützt (s. S. 30), damit die Einwalzstellen geschont und Festigkeitsverringerung durch hohe Temperatur vermieden wird.

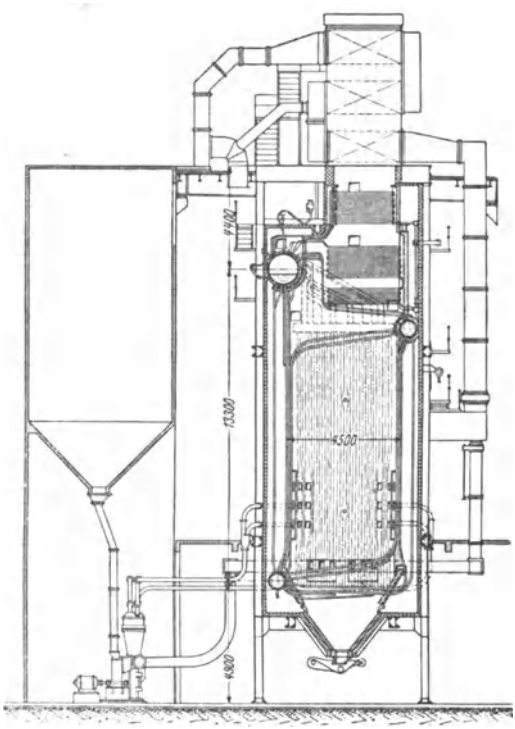


Fig. 54. KSG-Einzug-Strahlungskessel (Kohlenscheidungs-Gesellschaft). $F_k = 260$ m², $F_ü = 485$ m², $F_w = 220$ m², $F_l = 2200$ m², $p = 64$ atü, $t_ü = 475°$ C, $D = 62{,}5$ t/h.

C. Erzeugung von Höchstdruckdampf.

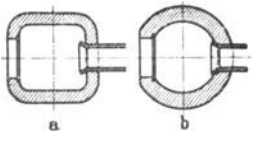


Fig. 55. Sammelkästen für niederen (*a*) u. hohen (*b*) Druck.

Dampf bis 100 atü und mehr wird in Naturumlaufkesseln erzeugt, die in ihrem Aufbau den für niedrigere Drücke benutzten gleichen, oder in Sonderkesseln. Das Rohrbündel des Schrägrohrkessels mit wenig Rohrreihen erhält eine tiefe Lage gegenüber der Obertrommel. Als Kesselbaustoff finden legierte Stähle Verwendung zwecks Vermeidung übermäßiger Wanddicken und zusätzlicher Wärmespannungen. Ferner wird die Biegsamkeit des Rohres infolge seiner geringeren Wandstärke vergrößert, seine Außentemperatur wird niedriger und es können größere Steig- und Fallrohrquerschnitte geschaffen werden.

Das Rohrbündel des Höchstdruck-Teilkammerkessels nach Fig. 56 für 125 atü Betriebsdruck hat nur 4 Rohrreihen, die vorne in gerade Sektionen und hinten in Sammelkammern eingewalzt sind. Die seitlichen Kühlrohre sind gerade, die Niederfallrohre und Dampfüberströmrohre unbeheizt. Außer dem Überhitzer, der am Kesselgerüst vollständig aufgehängt ist, ist ein gesonderter Zwischenüberhitzer vorgesehen, die beide entwässerbar sind. Der Eko hat Stahlrohre. Die nahtlosen Trommeln mit angekümpelten Böden sind aus Mo-Stahl von 50 bis 60 kg/mm² bzw. Cr-Mo-Stahl von 60 bis 70 kg/mm² Festigkeit hergestellt, die Sammler aus Cr-Mo-Stahl von 60 bis 70 kg/mm², die Kesselrohre aus Mo-Stahl von 35 bis 45 kg/mm² und die Überhitzerrohre aus Mo-Stahl von 45 bis 55 kg/mm² bzw. Cr-Mo-Stahl gleicher Festigkeit. Zur Verfeuerung von Rohbraunkohle dient eine Krämer-Mühlenfeuerung.

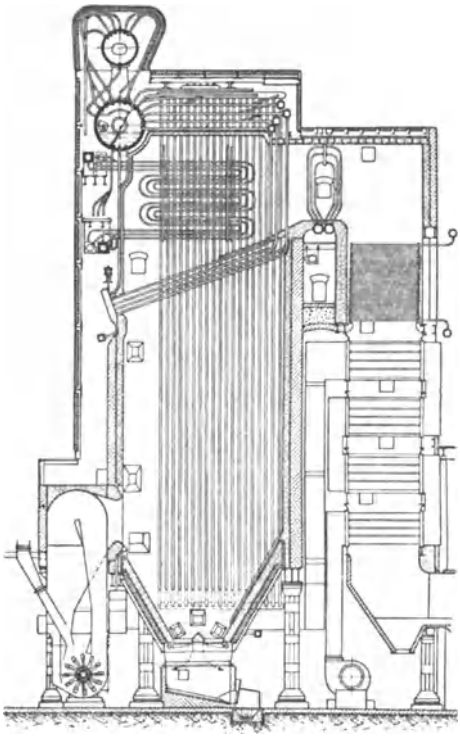


Fig. 56. Höchstdruck-Eintrommel-Teilkammerkessel (L. u. C. Steinmüller). $F_k = 264$ m², $p = 125$ atü, $t_ü = 485°$ C, $D = 41$ t/h.

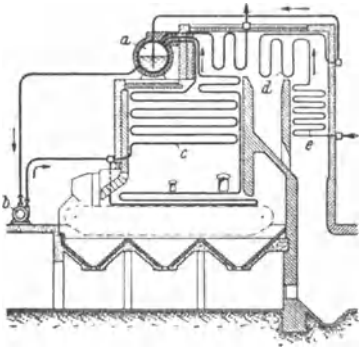


Fig. 57. Schema des La Mont-Kessels. *a* Kesseltrommel, *b* Umwälzpumpe, *c* Verdampfungsheizfläche, *d* Überhitzer, *e* Wasservorwärmer.

D. Sonderbauarten.

In den Zwangumlaufkesseln werden Wasser und Dampf dauernd umgewälzt, in den Zwangdurchlaufkesseln wird nur soviel Wasser durch die Rohre gedrückt, wie verdampft wird.

a) Zwangumlaufkessel. Der La Mont-Kessel, Fig. 57, hat sehr enge Wasserrohre (20/26 bis 26/32), die an Sammelkästen angeschlossen sind. Eine Umwälzpumpe, deren Dampfverbrauch etwa 0,6 vH der erzeugten Dampfmenge beträgt, fördert das Wasser aus einer Sammeltrommel durch das Röhrensystem. Drosselvorrichtungen vor den einzelnen parallel geschalteten Rohrsträngen regeln die Wasserverteilung. Wassergeschwindigkeit $c = 1{,}5$ bis 2 m/sek gegenüber Umlaufkesseln mit $c = 0{,}3$ bis 1,2 m/sek. Außer dem guten Wärmeübergang wird durch die zwangläufige Wasserbewegung und die gute Biegefestigkeit der engen Rohre Anpassung der Heizfläche an jeden gegebenen Raum erreicht. Daher finden La Mont-Heizflächen auch oft zur Feuerraumkühlung anderer Kessel Verwendung (vgl. S. 11). Der Wasserinhalt beträgt etwa 50 vH des Wasserinhaltes der Wasserrohrkessel normaler Bauart und gleicher Leistung. Zwangumlaufkessel stellen daher erhöhte Anforderung an die Regelung, so daß selbsttätige Regler zweckmäßig sind. Auch ist regelmäßiges Abschlämmen erforderlich.

Der Velox-Kessel von BBC (Fig. 58). Starke Steigerung des Wärmeübergangs und dadurch bedeutende Verminderung der Abmessungen werden erreicht durch hohe Rauchgasgeschwindigkeiten (bis 300 m/sek) und durch Zwangumlauf des Wassers. Die heiße Verbrennungsluft wird auf 2,5 bis 3 ata verdichtet mit dem Brennstoff, z. B. Rohöl oder gereinigtes Gas, der Brennkammer

zugeführt, in der Leistungen von $4 \cdot 10^6$ bis $8 \cdot 10^6$ kcal/m³h erzielt werden. Wirtschaftliche Luftverdichtung durch Axialkreiselverdichter *f*, angetrieben durch die Abgasturbine *e*, in der die Energie der vom Überhitzer *d* kommenden Rauchgase ausgenutzt wird. Das Heizöl fördert eine Pumpe (Öldruck 15 bis 25 at), das Brenngas ein Kreiselverdichter in die Brennkammer. Die Antriebsleistung der Pumpengruppe, die als Anfahr- und Zusatzmotor einen Elektromotor oder eine Frischdampfturbine erhält, wird zu 25 vH der Leistung der erzeugten Dampfmenge angegeben. Die Rauchgase durchströmen zunächst senkrechte Verdampferelemente, die in ihrer Gesamtheit den Brennraum bilden. In die Elemente sind Überhitzerschlangen eingebaut oder der Überhitzer ist getrennt angeordnet. Sodann gelangen die Gase in die Gasturbine *e* und den Vorwärmer *h*. Gasgeschwindigkeit im letzteren noch etwa 100 m/sek. Die Umlaufpumpe *k* wälzt etwa 10 bis 15 kg Wasser je kg zu gewinnenden Dampfes um mit einem Überdruck von 1,5 bis 2,5 at. Trennung von Wasser und Dampf in besonderem Fliehkraft-Dampfabscheider *i*. Die außerordentlich kleinen Abmessungen der Anlage ermöglicht Unterbringung auch im

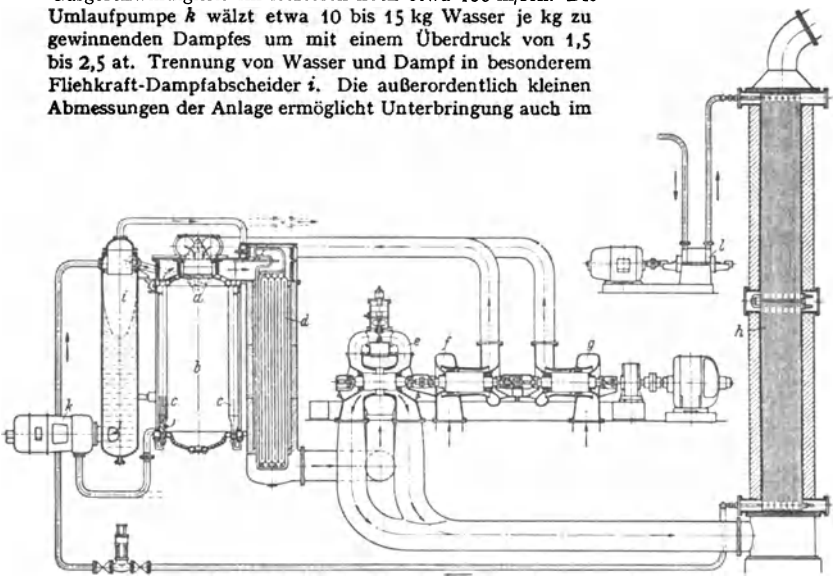


Fig. 58. Velox-Dampferzeugeranlage für Hochofengas. *a* Brenner, *b* Brennkammer, *c* Verdampferelemente mit Heizrohren, *d* Überhitzer, *e* Gasturbine, *f* Luftverdichter, *g* Gasverdichter, *h* Wasservorwärmer, *i* Dampfwasserabscheider, *k* Umwälzpumpe, *l* Speisepumpe.

Maschinenraum. Daher besonders geeignet bei beschränktem Platz, z. B. Schiff. Infolge kleinen Wasserinhalts Inbetriebsetzung in etwa 3 bis 6 min, daher auch Eignung für Spitzen- und Reservekraftwerke. Energieaufwand für das Anfahren etwa 25 kW/min für 1 t/h Verdampfungsleistung.

Regelung selbsttätig durch Änderung der Drehzahl des Verdichters und der Brennstoffpumpe abhängig von der Dampfentnahme.

b) Zwangdurchlaufkessel. Der Benson-Kessel ist ein trommelloser Dampferzeuger, dessen Heizfläche ein Rohrsystem bildet, das unterteilt ist in den Vorwärmer, Strahlungsteil, Übergangsteil und Überhitzer (Fig. 59). Die Speisepumpe drückt das Wasser mit dem kritischen Druck durch die Rohre, das sich bei Erreichung der Siedetemperatur ohne Vergrößerung des spez. Volumens in Dampf verwandelt, so daß eine Trommel entbehrlich ist. S. Bd. I, S. 307. Es hat sich gezeigt, daß der Kessel auch trockenen Dampf mit niedrigerem Druck

erzeugt, wenn der Übergang von Wasser in Dampf in einem Teil der Heizfläche erfolgt, der nur geringen Rauchgastemperaturen ausgesetzt ist (Übergangsteil). Die Verdampfung beginnt schon im Strahlungsteil, der aus einer Anzahl parallel geschalteter Rohre, angeschlossen an Sammelkammern, besteht. Salzabscheidung hauptsächlich im Übergangsteil, dessen Rohre in bestimmten Zeitabständen gespült werden müssen. Bedingung für einwandfreien Betrieb sind Speisung absolut steinfreien Wassers und Verwendung sicher wirkender Regler. Durch Anwendung einer Gleitdruckregelung wird der Dampfdruck stets der jeweiligen Maschinenbelastung angepaßt. Der Kessel zeichnet sich durch einen besonders geringen Wasserinhalt und kleinen Bauaufwand aus. Anfahrzeit etwa 15 min.

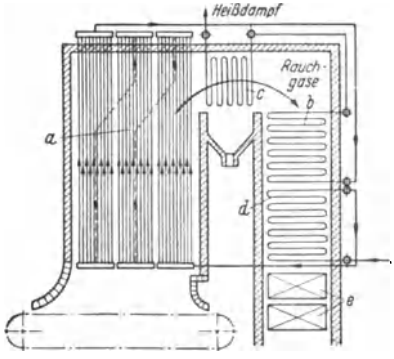


Fig. 59. Schema des Bensonkessels. *a* Strahlungsteil der Heizfläche, *b* Übergangsteil der Heizfläche, *c* Überhitzer, Wasservorwärmer, *e* Luftvorwärmer.

Der Sulzer-Einrohrkessel hat an Stelle von parallelen Rohren eine Rohrschlange aus fortlaufend zusammengeschweißten Rohren, die sich über Vorwärmer, Verdampfer und Überhitzer erstreckt. Da der Druckabfall in dieser Schlange verhältnismäßig groß und die Dampfleistung begrenzt ist, so sind bei großen Einheiten mehrere Rohrschlangen erforderlich, die jedoch nur beim Wassereintritt und Dampfaustritt in Verbindung stehen. Die Geschwindigkeit im Rohr nimmt von der Vorwärmerzone bis zur Überhitzungszone infolge des großen Dampfvolumens erheblich zu. Im Verdampferteil sind Entsalzungsvorrichtungen erforderlich.

Der Doble-Kessel, wie der Sulzer-Kessel ein Einrohrkessel, dient zum Einbau in Fahrzeuge.

c) Kessel mit mittelbarer Dampferzeugung durch kondensierenden Heißdampf von hohem Druck in dem Löffler-Kessel und durch kondensierenden Sattdampf in dem Schmidt-Hartmann-Kessel, die beide im Gegensatz zu den anderen Sonderbauarten größere Wasserräume haben. Ersterer arbeitet mit Zwangumlauf von Heißdampf, letzterer mit natürlichem Wasserumlauf.

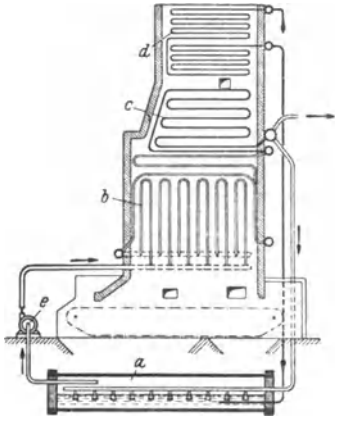


Fig. 60. Schema des Löffler-Kessels. *a* Verdampfungstrommel, *b* Strahlungsüberhitzer, *c* Nachüberhitzer, *d* Wasservorwärmer, *e* Dampf-Umwälzpumpe.

Der Löffler-Kessel, schematisch dargestellt in Fig. 60. Die Speisepumpe drückt das Wasser durch den Vorwärmer in die Verdampfungstrommel *a*. Der dort entstandene Höchstdruckdampf wird durch die Umlaufpumpe *e* dem Strahlungsüberhitzer *b* und Überhitzer *c* zugeführt. Der sehr hoch überhitzte Dampf (etwa 500°) strömt zum Teil (etwa $^1/_4$) der Verbrauchsstelle zu, zum Teil (etwa $^3/_4$) in die Trommel *a* zurück. Dort dient seine Überhitzungswärme zur Dampferzeugung. Die unbeheizte Kesseltrommel kann an beliebiger Stelle aufgestellt werden. Durch die zwangläufige Bewegung werden die Überhitzerrohre genügend gekühlt. Bei Inbetriebsetzung ist fremder Dampf von beliebigem Druck erforderlich. Das Löffler-Verfahren ist nur für Höchstdruck

über 100 at geeignet, da bei niedrigerem Druck der Kraftbedarf und die Abmessungen der Umwälzpumpe zu groß werden. Bei Drücken über 100 at beträgt der Kraftbedarf bis etwa 4 vH der Nutzdampfmenge.

Der Schmidt-Hartmann-Kessel, Fig. 61. In dem im ersten Zuge liegenden Röhrensystem *c* wird Sattdampf von höherer Spannung als die Betriebsspannung erzeugt. Der Druckunterschied zwischen Heizdampf und Betriebsdampf ergibt das erforderliche Temperaturgefälle zwischen Heizrohrsystem *b* und dem zu verdampfenden Wasser der Trommel *a*, so daß der Heizdampf seine Verdampfungswärme und einen Teil seiner Flüssigkeitswärme abgibt und zu dem Röhrensystem *c* zurückfließt. Im Heizrohrsystem macht daher dasselbe Wasser immer wieder einen natürlichen Umlauf. Die Trommel *d* dient zur Wasserabscheidung. Speisung des Kessels über Vorwärmer *f*. Überhitzung des Betriebsdampfes im Überhitzer *e*. Der Kessel ist unempfindlich gegen chemisch aufbereitetes Speisewasser, da Kesselstein sich nur in Rohren absetzen kann, die in einer Zone niedriger Temperatur liegen.

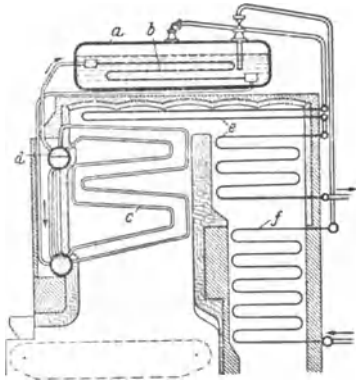


Fig. 61. Schema des Schmidt-Hartmann-Kessels. *a* Kesseltrommel, *b* Heizschlange, *c* Verdampfungsheizfläche, *d* Zwischentrommel, *e* Überhitzer, *f* Wasservorwärmer.

Über Betriebserfahrungen mit dieser Kesselart s. Z. VDI 1939 Heft 2 S. 45.

d) Ferner wurden entwickelt: **Drehkessel** mit umlaufender Heizfläche von Hüttner, von Vorkauf und der Atmoskessel sowie der **Schnellkessel** oder Hochgeschwindigkeitskessel von Münzinger mit Rauchgasgeschwindigkeiten von 25 bis 50 m/sek.

XI. Die Überhitzer.

Zu unterscheiden sind: besonders beheizte Zentralüberhitzer und Kesselzugüberhitzer. Erstere kommen nur noch ausnahmsweise in Betracht, z. B. zur Verwertung von Abhitze. Dabei dürfen die Überhitzerrohre nicht zu hohen Temperaturen (nicht über 900° C) ausgesetzt werden, was durch Vorschaltung von Kessel- oder Vorwärmheizflächen und durch Führung des Dampfes in dem zuerst getroffenen Teil (etwa $^1/_3$) des Überhitzers im Gleichstrom mit den Gasen erreicht werden kann. In Kraftbetrieben werden Kesselzugüberhitzer angewandt, die dem Kessel angegliedert sind. Sie lassen sich fast durchweg ohne nennenswerte Vergrößerung der Abkühlungsflächen in die Kesselzüge einbauen. Im Feuerraum angeordnete Strahlungsüberhitzer werden in Deutschland noch selten und möglichst mit erzwungener Dampfströmung ausgeführt, da sie durch Übererwärmung, besonders beim Anfahren des Kessels, stark gefährdet sind.

Die Höhe der Überhitzung hängt nicht nur von der Güte der Verbrennung (Heizgasmenge), sondern auch von der Kesselbelastung ab. Wächst diese, so erhöht sich auch im Berührungsüberhitzer die Dampftemperatur, während bei dem Strahlungsüberhitzer die Temperatur fällt. Durch Anordnung des Überhitzers in einer Zone hoher Rauchgastemperatur, z. B. Zwischendecküberhitzer bei Schrägrohrkesseln, wird ein verhältnismäßig flacher Temperaturverlauf bei verschiedenen Belastungen erreicht.

A. Berechnung des Überhitzers.

Es bedeute:

$F_ü$ die den Heizgasen ausgesetzte Oberfläche des Überhitzers [m²],

D die stündliche Dampfmenge [kg/h],

$i_ü$ Wärmeinhalt des Heißdampfes [kcal/kg], i'' Wärmeinhalt des Sattdampfes [kcal/kg],

$Q_ü$ die stündlich an den Dampf übertragene Wärmemenge [kcalh],

so ist die spezifische Wärmeleistung des Überhitzers oder die von 1 m² Überhitzerheizfläche aufgenommene Wärmemenge:

$$q_ü = Q_ü / F_ü = D\,(i_ü - i'')/F_ü\ ^{1}) = k \cdot \vartheta_m .$$

k = Wärmedurchgangszahl, deren Größe abhängig ist von der Dampf- und Rauchgasgeschwindigkeit und der Reinheit der Überhitzerheizfläche.

Mittelwerte: $k = 25$ bis 40 (bis 60). Genauere Werte von k s. Bd. I, S. 295. Für den meist vorliegenden Fall des Gegenstromes ist genügend genau

$$\vartheta_m \approx \frac{t_{g_1} + t_{g_2}}{2} - \frac{t_ü + t_s}{2},$$

worin t_{g_1} Temperatur der Rauchgase vor dem Überhitzer [° C],

t_{g_2} „ „ „ hinter „ „ [° C],

$t_ü$ „ des überhitzten Dampfes [° C],

t_s „ „ Sattdampfes [° C] bedeuten.

Genauer ist nach Fig. 1 a, S. 291, Bd. I:

Gegenstrom $\vartheta_m = \dfrac{(t_{g_1} - t_s) - (t_{g_2} - t_ü)}{2{,}303 \log \dfrac{t_{g_1} - t_s}{t_{g_2} - t_ü}}$; Gleichstrom $\vartheta_m = \dfrac{(t_{g_1} - t_ü) - (t_{g_2} - t_s)}{2{,}303 \log \dfrac{t_{g_1} - t_ü}{t_{g_2} - t_s}}$.

t_{g_1} kann geschätzt werden zu:

450° bis 600° für Flammrohrkessel, 650° bis 800° (900°) für Wasserrohrkessel,

je nach der Zuglänge vor dem Überhitzer und der Kesselbelastung.

$$t_{g_2} = t_{g_1} - Q_ü / V_{rf}\, C_{p_g}\, \eta_ü ,$$

worin V_{rf} die durch den Überhitzer strömende Gasmenge [Nm³/h],

C_{p_g} mittlere spez. Wärme des Gases [kcal/Nm³] (im Mittel $C_{p_g} = 0{,}33$),

$\eta_ü$ Gütegrad des Überhitzers = 100 — Strahlungsverluste des Überhitzers vH.

Im Mittel $\eta_ü = 90$ bis 95 vH.

Anteil der Dampfüberhitzung an dem Gesamtwirkungsgrad der Kesselanlage (s. S. 6):

$$\varepsilon_ü = Q_ü / B H_u \cdot 100\,[\text{vH}] .$$

Mittlere Geschwindigkeit in den Überhitzerrohren $c_m = D\, v_ü / 3600 \cdot f = 15$ bis 20 m/sek, worin $v_ü$ = spezifisches Volumen des überhitzten Dampfes bei der Temperatur $(t_s + t_ü)/2$ gesetzt wird.

B. Ausführung der Überhitzer.

Die Überhitzerkammern verteilen den Rohdampf in die einzelnen Rohre und sammeln den Heißdampf, so daß also gewöhnlich zwei Kammern vorhanden sind. Eine dritte kommt noch hinzu, wenn man die Rohrelemente wegen zu großer Länge in je zwei Äste zerlegt, die hintereinander durchströmt werden. Der Weg des Dampfes im Überhitzer ist dann: Rohdampfkammer — erste Hälfte des Rohrweges — Umkehrkammer — zweite Hälfte des Rohrweges — Heißdampfkammer (Fig. 62).

Die Kammern werden für niedrigere Drücke aus Flußstahl gezogen mit quadratischem Querschnitt von 150 bis 200, im Mittel 175 mm Vierkant oder rechteckigem Querschnitt, für hohe Drücke auch geschmiedete runde Kästen aus legiertem Stahl. Fig. 63. Vier Rohrenden sind durch eine Verschlußöffnung

---

[1]) Gelangt Wasser mit dem Dampf in den Überhitzer, so wird das mitgerissene Wasser in dem Überhitzer verdampft. Die Heißdampftemperatur fällt infolgedessen mit Zunahme der Dampfwärme ab. Es wird $Q_ü = D\,(i_ü - i'' + w/100 \cdot r)$. Hierin bedeutet w in Hundertsteln des Gewichts den Feuchtigkeitsgehalt des Rohdampfes. Im allgemeinen $w < 2$ vH.

sichtbar. Die Rohre werden in die Sammelkästen eingewalzt, angeschweißt oder angeschraubt.

Die Kammern werden im allgemeinen so weit in das Mauerwerk eingebaut, daß die Schraubenverbindungen an den Rohren und an den Verschlüssen, die

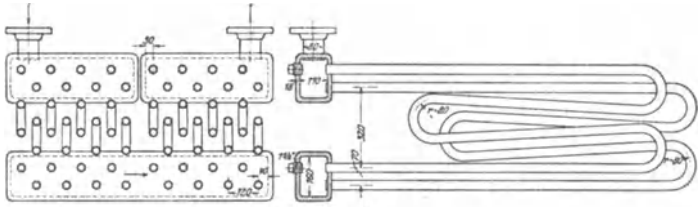


Fig. 62.

bei Flußstahl-Kammern gegenüber jedem Rohr angebracht sind (Pfropfen oder Deckelinnenverschluß), zugänglich bleiben.

Bei hohen Temperaturen und Drücken haben sich legierte Stähle, besonders Molybdänstähle wegen ihrer hohen Warmfestigkeit und Zunderbeständigkeit, bewährt. Die Mehrkosten werden zum großen Teil durch Wanddickenersparnisse ausgeglichen. Die kleineren Wandstärken erleichtern einwandfreies Einwalzen in den Sammler, der vorteilhaft aus härterem Werkstoff hergestellt wird als die Rohre zwecks Schonung der Walzlöcher. Bei zweiteiliger Ausführung des Überhitzers kann der von den Heizgasen zuerst bestrichene Teil aus Sonderstahl und der andere aus Flußstahl hergestellt werden.

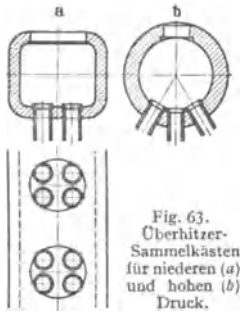


Fig. 63. Überhitzer-Sammelkästen für niederen (*a*) und hohen (*b*) Druck.

Die Rohre des Überhitzers von 30/38 bis 34/42 mm Dmr., bis 425° aus Flußstahl, darüber aus unlegiertem Izett-Stahl oder aus niedriglegiertem Chrom-Molybdän-Stahl, werden glatt nahtlos gewalzt. Meistens werden daraus verschieden geformte ebene Schlangen gebogen, die aus stumpf zusammengeschweißten Rohren bestehen und nebeneinander geschaltet werden. Dadurch werden folgende Vorteile erzielt: Einfache, billige Überhitzer. Gleichmäßige Überhitzung. Freie Ausdehnung der einzelnen Rohre. Trotz Schäden an einigen Rohren kann der Überhitzer, nach Verschließen dieser Rohre durch Einschlagen von Stopfen, vorläufig weiter betrieben werden. Der Krümmungshalbmesser darf besonders bei starkwandigen Rohren nicht zu klein bemessen werden, um Querschnittsverengung und Schwächung der Wandstärke des äußeren Bogenteils zu verhindern. Zwecks Raumersparnis werden Rohre mit besonderen Umkehrenden versehen (Fig. 64). Die Rohrelemente werden hängend oder liegend angeordnet. Liegende Überhitzer werden gleichmäßiger erwärmt, verschlacken aber leichter. Die Aufhängung wird stärker erwärmt.

Fig. 64.

Die Ausrüstung der Überhitzer[1]). Verlangt werden ein Sicherheitsventil und eine Entwässerungseinrichtung für den Überhitzer und für die Dampfleitung kurz vor diesem. Angebracht wird außerdem am Dampfaustritt immer ein Thermometer. Ferner wird der Überhitzer durch Anordnung von Absperrventilen in der Dampfleitung so eingerichtet, daß er ausgeschaltet werden kann.

[1]) Jaeger-Ulrichs: Bestimmungen über Dampfkessel, S. 70. Berlin 1926.

Die Sicherheitsventile sind mit Sitz und Kegel aus wärmebeständiger (Nickel-) Legierung herzustellen und am besten mit Hebelbelastung zu bauen.

Die Entwässerungseinrichtung ist, falls sie nicht am tiefsten Punkt des Überhitzers angebracht werden kann, durch eine Ausblasevorrichtung zu ersetzen.

Der Einbau der Kesselzugüberhitzer. Bei Flammrohrkesseln Einbau des Überhitzers hinter den ersten Zug (s. Fig. 40), bei Lokomobilkesseln in die Rauchkammer (s. Fig. 46). Bei Schrägrohrkesseln Anordnung des Überhitzers zwischen Rohrbündel und Kesseltrommel (s. Fig. 50 u. 51) oder als sog. Zwischendeckküberhitzer im Rohrbündel. Bei Steilrohrkesseln liegt der Überhitzer hinter dem ersten Steigrohrbündel oder bei hohen Abgastemperaturen und Nichtbeheizung des Fallrohrbündels hinter der gesamten Kesselheizfläche (s. Fig. 52). Zwischenüberhitzer mit gleichem Aufbau liegen hinter dem Frischdampfüberhitzer, da für Zwischenüberhitzung eine niedrigere Temperatur ausreicht.

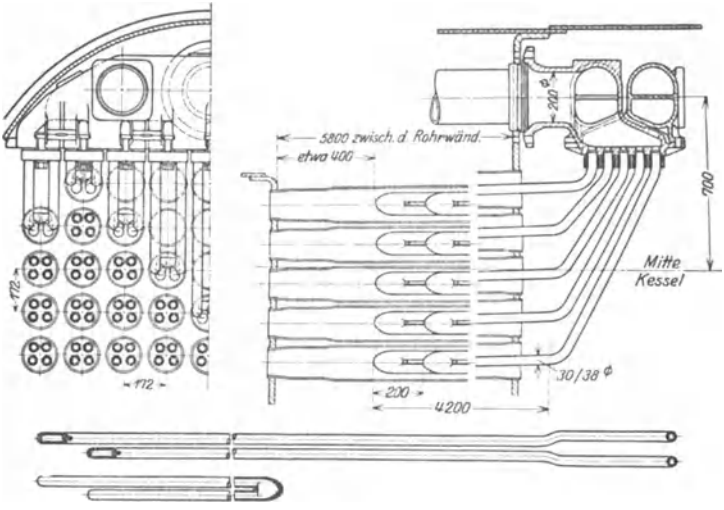


Fig. 65. Rauchrohrüberhitzer. Ausführung: Wilhelm Schmidt.

Bemerkenswert ist der Einbau von Überhitzern in Heizrohre, sog. Rauchrohrüberhitzer, wie er bei Schiffskesseln und Lokomotiven angewandt wird. Er hat gegenüber den früher üblichen Rauchkammerüberhitzern den Vorteil, daß sich die einzelnen Rohrelemente leicht auswechseln lassen (Fig. 65).

C. Regelung der Überhitzungstemperatur.

1. Durch Klappen oder Schieber, die nur einen Teil der Heizgase über den Überhitzer zu leiten gestatten. Nachteilig ist hierbei, daß die Absperrorgane, wenn sie längere Zeit im Heizgasstrom verbleiben, sich leicht verziehen und verzundern, daher Eignung nur für niedrigere Gastemperaturen.

2. Durch Zurückleiten einer zu regelnden Menge des Heißdampfes mittels Umwälzpumpe durch den Wasserraum des Kessels und durch Mischung dieses so abgekühlten Dampfes mit dem übrigen überhitzten Dampf.

3. Durch Einspritzen von fein verteiltem heißen Wasser.

Einspritzkühler eignen sich zur Abkühlung großer Dampfmengen um große Temperaturspannen. Vorteil: geringe Trägheit der Regelung. Nachteil: Verschmutzung des Kühlers bei unreinem Wasser, Übergang der Verunreinigungen in den Dampf, so daß durch deren Ablagerung unzulässig hohe Wandtemperaturen entstehen können.

4. Oberflächenkühlung: der Wärmeüberschuß wird in Wärmeaustauschern ähnlich den Dampfvorwärmern, Fig. 72, S. 57, dem Kessel- oder Speisewasser zugeführt. Regelung durch Umführung oder bei verdampfenden Kühlern durch Ein- und Ausschalten von Heizfläche mit Hilfe des Wasserspiegels.

Sind Einrichtungen, wie sie unter 1. genannt, zur Ausschaltung aus dem Gasstrom nicht vorhanden, so sind die Kesselzugüberhitzer durch Füllung mit Wasser beim Anfeuern des Kessels zunächst als Vorwärmer zu betreiben oder zu einem Teile des Kessels zu machen. Die Grenztemperatur von 500° C soll nicht überschritten werden, da sonst Dampfzersetzung eintritt und der Wasserstoff das Rohr schnell zerstört (Innenkorrosion).

XII. Die Speisewasservorwärmer.

A. Die Rauchgasvorwärmer (Ekonomiser).

Wichtigste Vorteile der Abgasvorwärmung:

1. Verringerung der Anlagekosten infolge Ersatz der teueren Kesselheizfläche durch Vorwärmerfläche.
2. Verringerung der Betriebskosten durch möglichst weitgehende Ausnutzung der Rauchgaswärme und die dadurch bedingte Brennstoffersparnis.
3. Vermeidung zusätzlicher Wärmespannungen und starker Wasserspiegelschwankungen durch Speisen von warmem Wasser.

Bei Herstellung aus Gußeisen werden gerade, bei Verwendung von Flußstahl verschiedenartig gebogene Rohre in Bündeln vereinigt und in den Abgasstrom eingebaut. Mitunter Ausführung der stärkstbelasteten Rohre im Verdampfungsteil als Stahlrippenrohre, denen sich gußeiserne Rohre anschließen. Wegen des größeren Temperaturunterschiedes zwischen dem Vorwärmerinhalt und den Abgasen nützt man die Abgaswärme in Abgasvorwärmern besser aus als bei Verlängerung des Gasweges an der Kesselheizfläche.

Die Oberfläche des Ekonomisers ist besonders sorgfältig reinzuhalten. Letzteres kann erreicht werden, indem das Wasser, ehe es in den Rauchgasvorwärmer gelangt, im Abdampfvorwärmer oder durch Mischung mit bereits vorgewärmtem Wasser möglichst bis auf 40° angewärmt wird. Dadurch wird das Schwitzen der Rohre — Niederschlagen des in den Abgasen enthaltenen Wasserdampfes — vermieden, das sonst Ansetzen von Ruß und Flugasche begünstigt und außerdem starkes Rosten auf der äußeren Rohroberfläche zur Folge hat. — Eine Reinigung des Vorwärmers im Innern ist an sich und wegen der längeren Außerbetriebsetzung kostspielig. Infolgedessen wird die Enthärtung des Speisewassers ganz besonders notwendig, wenn ein Abgasvorwärmer verwendet wird. — Besonders bei nachträglichem Einbau und bei natürlichem Zug ist zu berücksichtigen, daß die Zugstärke beeinträchtigt wird.

a) Berechnung des Rauchgasvorwärmers.

Es bedeute:

F_w Heizfläche des Vorwärmers [m²],
D die stündlich zu erwärmende Wassermenge [kg/h],
t_{w_1} Wassertemperatur vor dem Vorwärmer [° C],
t_{w_2} „ hinter „ „ [° C],
V_{rf} die durch den Vorwärmer strömende Gasmenge [Nm³/h],
C_{p_g} mittlere spez. Wärme des Gases [kcal/Nm³],
t_{g_1} Gastemperatur vor dem Vorwärmer [° C],
t_{g_2} „ hinter „ „ [° C],
η_w Gütegrad des Vorwärmers = 100 — Strahlungsverluste im Vorwärmer [vH],

so ist die im Vorwärmer stündlich nutzbar übertragene Wärmemenge

$$Q_w = D\,(t_{w_2} - t_{w_1}) = V_{rf} \cdot C_{p_g}\,(t_{g_1} - t_{g_2}) \cdot \eta_w \ ,$$

daraus folgt die Vorwärmtemperatur

$$t_{w_2} = t_{w_1} + \frac{Q_w}{D} .$$

Je gleichmäßiger der Speisebetrieb ist, um so näher darf mit der Vorwärmtemperatur an die Siedetemperatur herangegangen werden.

t_{w_1} soll über dem Taupunkt des Wasserdampfes liegen, um Schwitzwasserbildung zu vermeiden. Angaben über den Taupunkt s. Bd. I, S. 335.

t_{g_1} liegt je nach der Kesselbelastung 120 bis 150° C über der Siedetemperatur, kann also zu etwa 350 bis 400° C geschätzt werden.

Tritt das Rauchgas nach Verlassen des Vorwärmers in den Schornsteinfuchs, so ist t_{g_2} nach den Zugverhältnissen zu wählen, bei Schornsteinzug $\geqq 180°$ C, bei künstlichem Zug $\geqq 130°$ C. Bei Rauchgasen mit hohem Wasserdampfgehalt ist Abkühlung unter 170° C nicht ratsam.

$\eta_w = 0{,}9$ bis $0{,}97$.

Die spezifische Wärmeleistung des Vorwärmers oder die von 1 m² Vorwärmerheizfläche aufgenommene Wärmemenge beträgt

$$q_w = \frac{Q_w}{F_w} = \frac{D\,(t_{w_2} - t_{w_1})}{F_w} = k \cdot \vartheta_m .$$

Die Wärmedurchgangszahl k ist abhängig von der Gasgeschwindigkeit, Heizflächenbelastung, Durchwirbelung des Gases und der Reinheit der Heizfläche und ist für Rippenrohre in Fig. 66 angegeben. Bei glatten Rohren wird k nach Bd. I, S. 295 bestimmt, wobei λ vernachlässigt werden kann.

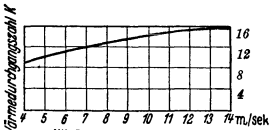


Fig. 66.

Für Kreuz-, Gegen- oder Gleichstrom ist genügend genau

$$\vartheta_m = \frac{t_{g_1} + t_{g_2}}{2} - \frac{t_{w_2} + t_{w_1}}{2} .$$

Wassergeschwindigkeit: bis zu 0,75 m/sek; Rauchgasgeschwindigkeit: 6 bis 8 (bis 12) m/sek.

Anteil der Wasservorwärmung an dem Gesamtwirkungsgrad der Kesselanlage (s. S. 6):

$$\varepsilon_w = 100 \cdot Q_w / B H_u \text{ [vH]} .$$

b) Ausführung der Rauchgasvorwärmer. Meistens werden sie mit Umlaufkanal, also aus dem Gasstrom ausschaltbar eingerichtet.

Rauchgasvorwärmer aus Gußeisen.

a) Mit glatten Rohren. Gerade Rohre von 85 bis 100 mm Dmr., bei 2,7 bis 5 m Länge, werden zu je 6, 8, 10, 12 Stück nebeneinander durch Einpressen der Rohrenden in gemeinsame Kammern zu einem Rohrelement vereinigt. Rohre aus Edelguß DIN Ge 26·91, Perlit-, Schleuder-, Elektroguß, sowie aus dem nach dem Thyssen-Emell-Verfahren hergestellten Guß. — Auf- und abwärtslaufende Schaber entfernen von der Rohroberfläche den Rußansatz, der sich in einer unterhalb der Rohrelemente vorgesehenen Rußkammer sammelt. Durch die Kettenlöcher wird Falschluft eingesaugt, wodurch der Wirkungsgrad des Vorwärmers und die Zugstärke des Schornsteins verringert werden. Die Wasserbewegung in den Rohren ist nicht geregelt. Glattrohrvorwärmer, die bis höchstens 40 atü Betriebsdruck geeignet sind, werden in neuzeitliche Anlagen nur noch selten eingebaut und finden meist als Sammelekonomiser Verwendung.

b) Mit Rippenrohren (Fig. 67). Das Rippenrohr, dessen Heizfläche mehr als das Siebenfache von der des glatten Rohres mit gleichem Wasserinhalt betragen kann, ergibt eine nur wenig geringere Wärmedurchgangszahl. Saubere Rohroberfläche läßt sich praktisch durch geeignete Rußbläsereinrichtungen erreichen. Erfahrungsgemäß soll ferner Schwitzen der Rippenrohre sich nicht bemerkbar machen, was sich wohl auf die Oberflächentemperatur der Rippen zurückführen läßt, die höher ist als beim glatten Rohr. Die Rippen versteifen die Rohre derart, daß sie bei Verwendung hochwertigen Gußeisens (DIN 26·91, Perlit-, Elektroguß usw.) für Drücke bis zu 100 atü gebaut werden können. Die Abmessungen der einzelnen Rohre bewegen sich in den Grenzen: Länge 0,75 bis 2,3 m, l. W. 60 bis 110 mm, Wandstärke 10 bis 13 mm. Die Rohre werden fluchtend oder versetzt angeordnet. Im letzteren Falle finden auch Rohre mit elliptischem Querschnitt Verwendung, damit der Zugverlust nicht so groß wird. Die Rippen werden kreisförmig oder jetzt meist quadratisch mit abgerundeten Ecken ausgeführt. (Bauart Heerdter Economiser G. m. b. H.) Mit Rücksicht auf die Rippen wird eine Teilung von 18 bis 20 mm nicht unterschritten. Quadratische

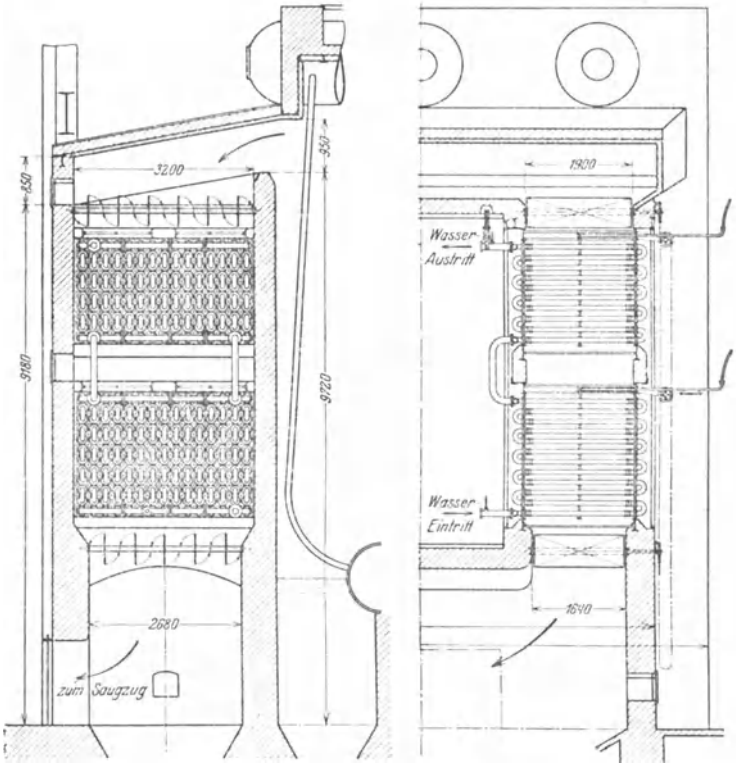


Fig. 67.

Rippen erhalten zusammenstoßende Rippenköpfe, so daß das Gas getrennt nebeneinander liegende Wege hat und die Heizfläche restlos ausgenutzt wird. Bevorzugt wird neuerdings das Kurzrippenrohr mit 15 bis 25 mm Rippenhöhe und etwa 60 mm Rohrdmr. (Fig. 68), das bei annähernd gleichem k-Wert eine größere Vorwärmerfläche als das Normalrippenrohr in gleichem Raum unterzubringen ermöglicht. Die einzelnen Rohre werden durch Krümmer mittels Flanschenverschraubung, die möglichst außerhalb des Gasstromes leicht zugänglich liegen sollen, verbunden. Fig. 69 zeigt eine Konstruktion, bei der Flanschen und Dichtungen vermieden sind.

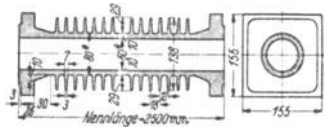


Fig. 68. Kurzrippenrohr.

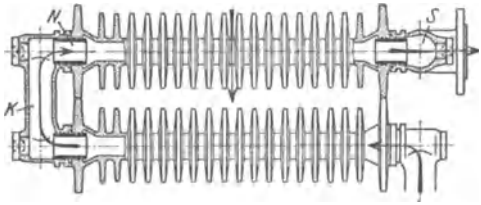


Fig. 69. Element eines Rippenrohr-Ekonomisers. S Verteilungsrohr, K Umlenkkappe, N Einwalznippel.

Saugzug-Ekonomiser mit Ventilator über oder hinter dem Vorwärmer finden Verwendung bei Kesselanlagen, in denen der natürliche Zug zu schwach ist. Vorteile: geringer Platzbedarf, hoher Wärmegewinn. Nachteil: Stromkosten für den Ventilator u. U. ziemlich hoch.

Sonderbauarten: Schnecken-, Nadelrohr- und umlaufende Vorwärmer. Durch Anordnung der Rippen in Schneckenform um das Rohr wird besonders hohe Festigkeit des Rohres erreicht. Bei dem Nadel-Ekonomiser, Fig. 70, bestehen die Heizelemente aus Doppel- oder Einrohren mit eng aneinander liegenden Rippen, auf denen tropfenförmig gestaltete Nadeln angegossen sind. Die Nadeln sollen die Heizfläche vergrößern und den Wärmeübergang verbessern. Durch die Wirbelung an den Nadeln außerdem erschwerte Ablagerung von Ruß und Asche. Rohre auch in Schräglage. Gußeiserne Vorwärmer sind weitgehend unempfindlich gegen schweflige Säure.

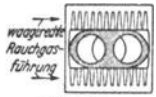


Fig. 70.
Nadel-Doppelrohr.

Die Heizfläche des Simmon-Wärmezuges, Fig. 71, die aus Rohren mit aufgepreßten Stahlblechlamellen besteht, läuft mit 25 bis 70 m/sek um. Durch die hohle Welle Zuleitung des Wassers zu und von den Rohren.

Vorteile: Platzbedarf gering, guter Wärmeübergang, da Gasgeschwindigkeit zwischen den Lamellen hoch ist und gute Durchwirbelung erfolgt.

Nachteile: Heiß liegende Lager, Störungen durch Erschütterungen und Verziehen der Bauteile unter dem Einfluß der hohen Temperatur. Schwerpunktverlagerung durch Kesselstein und Flugasche.

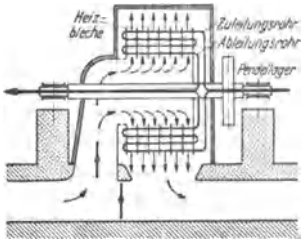


Fig. 71. Schema der Wasser- und Gasführung im Wärmezug.

Rauchgasvorwärmer aus Flußstahl. Die Verwendung von Rauchgasvorwärmern aus Schmiedestahl-Glattrohrschlangen, vielfach mit aufgeschweißten Rippen, kommt in Frage bei sehr hohem Betriebsdruck oder bei Verdampfungsvorwärmern[1]). Aus Flußstahl hergestellte Ekonomiser sind ihrem ganzen Aufbau nach elastischer, so daß sie gegen Dampfstöße weniger empfindlich sind. Es ist zweckmäßig, den Teil des Ekonomisers, in dem Verdampfung eintritt, mit Rohren aus legiertem Stahl, z. B. Chrom-Molybdän-Stahl herzustellen. Bei Stahlrohren besteht die Gefahr der Korrosion auf der Wasserseite, wenn nicht sorgfältig entgastes, reinstes Wasser gespeist wird (Sauerstoffgehalt unter 0,1 mg/l), auf der Gasseite, wenn der Taupunkt unterschritten wird. Es muß Wasser mit mindestens 70° gespeist werden.

Der Durchmesser der nahtlosen Rohre ist meistens gering, 30 bis 50 mm. Zu Verbindung der einzelnen Rohre untereinander dienen nahtlos gezogene oder geschweißte Kammern, ferner Walzen von 800 bis 1200 mm Durchmesser. Der lose Belag auf der Rohraußenfläche wird durch Abblasen mit Dampf entfernt.

Da sich die aus Schmiedestahl hergestellten Vorwärmer besonders für hohe Drücke eignen, schaltet man ihnen auch Rippenrohr-Niederdruck-Ekonomiser vor (zweistufige Vorwärmung). Die Kesselspeisepumpe liegt dann zwischen den beiden Vorwärmern. Für den Vorwärmer aus Stahl ist diese Anordnung von Vorteil, da sich Schwitzwasser nicht mehr auf den Rohren niederschlagen kann.

B. Dampfbeheizte Oberflächenvorwärmer[2]).

Das Wasser strömt entweder durch die Rohre (leichtere Reinigung von Kesselstein) oder umspült diese (geringere Strahlungsverluste). Wasser und Dampf sind möglichst im Gegenstrom zu führen. Nach der Art der Wasserführung

[1]) A. p. B. verbieten Verwendung von Gußeisen als Wandung für Dampferzeuger von mehr als 10 atü.

[2]) Möllmann: Betriebseignung von dampfbeheizten Oberflächenvorwärmern. Arch. Wärmewirtsch. 1938 Nr. 6.

werden Ein- und Mehrflußvorwärmer unterschieden. Ferner nach Ausbildung des Rohrsystems Geradrohr-, Bogenrohr- und U-Rohr-Vorwärmer.

Bestimmung der Abmessungen.

Die Größe der Querschnitte. Durchflußgeschwindigkeit des Dampfes durch den Vorwärmer: $v_d = 7$ bis 20 m/sek, bezogen auf den Eintrittszustand des Dampfes. Für das Ausfällen des Schlammes sind Wassergeschwindigkeiten $v_w = 0{,}25$ bis 1,5 m/sek von Vorteil.

Bei der Berechnung der Querschnitte sind vielleicht vorkommende Unterbrechungen der Speisung zu berücksichtigen. Soll z. B. die stündliche Wassermenge D kg den Vorwärmer in z Minuten durchströmen, so ist er für $D' = 60\,D/z$ kg stündliche Leistung zu berechnen.

Die Größe der Vorwärmfläche F_w in m² berechnet sich aus der Gesamtwärme Q kcal, die D' kg Wasser von t_{w_1} auf t_{w_2}° C erwärmt, zu:

$$F_w = Q_w / k\,\vartheta_m .$$

Für überschlägliche Berechnung kann gewählt werden:

$k = 1400$ bis 2000 bei Abdampf von 1,1 bis 1,5 ata,
2000 „ 2500 „ „ „ 1,5 „ 5 ata.

Genaue Berechnung s. Bd. I, S. 295.

Ausführung der Abdampfvorwärmer. Sie werden einerseits in die Abdampfleitung von Auspuffmaschinen, andererseits in die Druckleitung der Speisepumpen eingebaut. Das äußere Gehäuse wird aus Flußstahl geschweißt, bei lufthaltigem Heißdampf auch Gußeisen, Rohrböden aus Flußstahl; Bronze, Kupfer oder Muntzmetall bei Korrosionsgefahr. Die Rohre aus Stahl, bis 250° auch Messing, Aluminiummessing und Kupfer. Das Rohrbündel ist so einzubauen, daß es sich frei ausdehnen kann. Der als Kolben ausgebildete Rohrboden wird in einer Stopfbüchse geführt (Fig. 72). Die Rohre werden eingewalzt, bei kleineren Rohren eingedornt. Führung des Wassers fast immer durch die Rohre, was Reinigung der Rohre erheblich erleichtert.

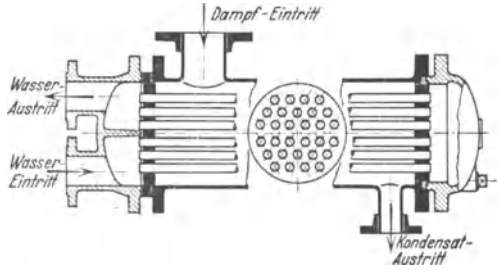


Fig. 72. Gegenstrom-Vorwärmer.

XIII. Die Abgasluftvorwärmer.

Vorteile: 1. Erhöhung der Feuertemperatur und damit der Reaktionsgeschwindigkeit, Verminderung der Feuerungsverluste (s. S. 7) und Verkürzung der Flamme bei fetten und gasreichen Brennstoffen. 2. Vergrößerung des Temperaturgefälles zwischen Rauchgas und Kesselinhalt.

Außerdem wird größere Regelfähigkeit und schnelleres Hochheizen erreicht. Lufterhitzung bedeutet für den Kesselbetrieb im allgemeinen Steigerung der Rost- und der Heizflächenleistung, ferner eine Verringerung der Schwierigkeiten beim Verfeuern minderwertiger Brennstoffe und ist im allgemeinen um so höher zu wählen, je größer der Feuchtigkeitsgehalt und je geringer der Gasgehalt des Brennstoffes ist.

Die Höhe der Luftvorwärmung wird begrenzt durch die Schmelztemperatur der Asche, die bei Rostfeuerungen nicht überschritten werden darf, da sonst die Feuerungsverluste so stark zunehmen können, daß die Luftvorwärmung sogar schädlich wird. Bei Kohlenstaubfeuerungen werden auch bei Abzug der Asche in flüssigem Zustand (vgl. S. 25) gute Erfolge erzielt, so daß bei Staub-

feuerungen im allgemeinen die Luft höher vorgewärmt werden kann (auf 350 bis 400°) als bei Rostfeuerungen (bis etwa 220° C), bei stark backender Kohle bis höchstens 150° C. Außerdem wird bei steigender Lufttemperatur, wegen geringeren Gefälles an der Luftvorwärmerheizfläche, die Wirtschaftlichkeit höherer Lufterhitzung zweifelhaft, auch werden bei zu hoher Verbrennungstemperatur Rost und Mauerwerk des Feuerraumes stark abgenutzt.

Schaltung des Vorwärmers: Meistens hinter den Ekonomiser, um die billigere Heizfläche des Luftvorwärmers mit kleineren Temperaturunterschieden arbeiten zu lassen als die Ekonomiserheizfläche. Außerdem tritt bei Anwendung des Anzapf-Verfahrens das Wasser bereits so hoch vorgewärmt in den Ekonomiser, daß seine Schaltung direkt hinter dem Überhitzer bzw. Kessel erforderlich ist. Da der Flußstahl-Luftvorwärmer hinsichtlich Anrostung und Verschmutzung wesentlich empfindlicher ist als der Ekonomiser, so kann es in manchen Fällen, besonders bei Verbrennung von wasserhaltigen Brennstoffen, z. B. Braunkohle, von Vorteil sein, den Luftvorwärmer vor den Rippenrohr-Ekonomiser zu schalten.

Die Blechtemperatur des Luftvorwärmers muß über Taupunkttemperatur der Rauchgase liegen, wenn schnelle Verschmutzung der gasführenden Kanäle und Korrosionen vermieden werden sollen. Zu diesem Zweck kann ein Teil der vorgewärmten Luft zum Ansaugestutzen des Ventilators zurückgeführt werden (Nachteil: Vergrößerung der Antriebleistung des Ventilators) oder die angesaugte Luft durch andere Abwärme vorgewärmt oder heiße Verbrennungsgase aus dem Kessel mit angesaugt werden. (Bezüglich Taupunkt s. Bd. I, S. 335.)

A. Röhrenluftvorwärmer (Rekuperativprinzip).

Das Rauchgas durchzieht gerade Rohre aus Flußstahl oder Gußeisen von 60 bis 100 mm l. Dmr. und 2 bis 6 m Länge, die Luft strömt um die Rohre

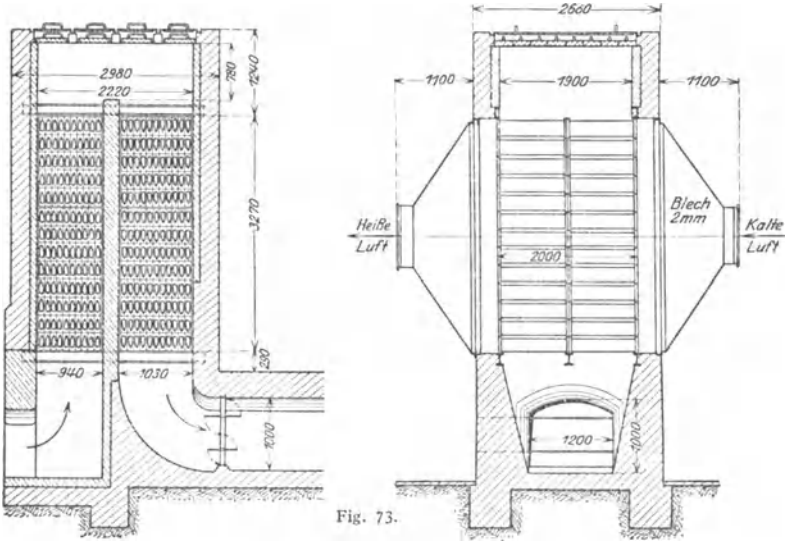


Fig. 73.

im Gegen- oder Kreuzstrom zum Gas. Seltener wird die umgekehrte Anordnung gewählt, so daß die Luft die Rohre durchströmt. Bei dem Babcock-Luftvor-

wärmer zieht die Luft durch den Ringraum von Doppelrohren, wodurch auf einem bestimmten Raum eine größere Heizfläche untergebracht werden kann.

Fig. 73 zeigt einen Föge-Luftvorwärmer mit gußeisernen Rohren, deren Querschnitt tropfenförmig gestaltet und so angeordnet ist, daß die Tropfenspitze dem Gasstrom abgekehrt liegt. Dadurch wird der Gasquerschnitt jeder Rohrreihe, nachdem sich das Gas zwischen den Rohren hindurchgezwängt hat, diffusorartig erweitert, wodurch der geringste Druckverlust erreicht werden soll. Daher besonders geeignet bei schlechten Zugverhältnissen.

Für sehr heiße Gase soll sich der Nadelluftvorwärmer besonders eignen (Fig. 74). Ovale gußeiserne Rohre tragen innen und außen Nadeln, die die Wärmeaustauschfläche vergrößern.

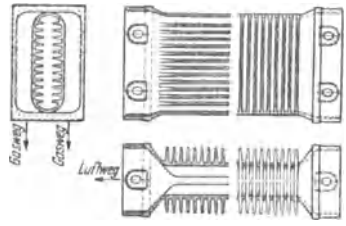


Fig. 74. Lufterhitzer-Rippenrohr (Babcockwerke).

B. Taschen- oder Plattenluftvorwärmer.

Durch Zusammenschweißen (nicht Nieten!) von Eisenblechen werden Taschen hergestellt, durch welche die Luft in dünnen Schichten hindurchgeführt wird, während zwischen ihnen — gewöhnlich im Kreuzstrom zur Luft — das Gas hindurchströmt (Fig. 75). Der Plattenabstand wird gesichert durch eingelegte Ringe und gewellte Blechstreifen, die gleichzeitig als Leitbleche für den Gas- bzw. Luftstrom dienen. Die Platten haben einen Abstand von etwa 20 bis 40 mm für die Gaskanäle, also im Hinblick auf Querschnittsverengung durch Rußansatz etwas mehr als in den Luftkanälen (15 bis 20 mm). Die Blechstärke beträgt 2 bis 4 mm. Da man bei Kreuzstrom an der Lufteintrittsseite Gastemperaturen erreichen kann, die unter dem Taupunkt liegen, so werden dort die Bleche zweckmäßig stärker gewählt (z. B. 4 mm) als die übrigen (z. B. 2 mm).

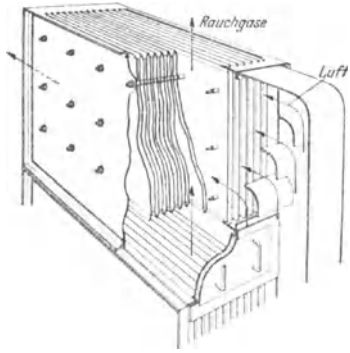


Fig. 75. Element des Plattenluftvorwärmers (Kohlenscheidungsgesellschaft).

Die zu Taschen zusammengeschweißten Bleche werden durch Schrauben so zu einem kastenförmigen Element verbunden, daß die Taschen sich mindestens nach einer Richtung frei ausdehnen können. Taschenlänge bis über 5 m, Taschenbreite bis 2,5 m. Die Elemente können je nach dem verfügbaren Platz neben- oder übereinander angeordnet und dabei je nach der gewünschten Lufttemperatur für den Luftstrom parallel oder hintereinander geschaltet werden. Werden die Elemente übereinander aufgestellt, so läßt sich große Heizfläche über geringer Grundfläche unterbringen, Fig. 76; etwa 35 m^2 Heizfläche je 1 m^3 umbauten Raum.

Die Taschenlufterhitzer zeigen eine bemerkenswert gute Wärmeübertragung, was einmal auf die Unterteilung des Luft- und des Gasstromes in viele dünne Einzelschichten, dann auf die verhältnismäßig hohen Durchtrittsgeschwindigkeiten zurückzuführen ist. Die Heizflächen sind durch Rußbläser zu reinigen.

Neuerdings wird mit Luft und Sand geblasen, da Dampf die Heizfläche verschmiert. — Zur Kontrolle von Undichtheiten zwischen Luft- und Gaskanälen empfiehlt sich laufende Feststellung des CO_2-Gehaltes vor und hinter dem Luftvorwärmer.

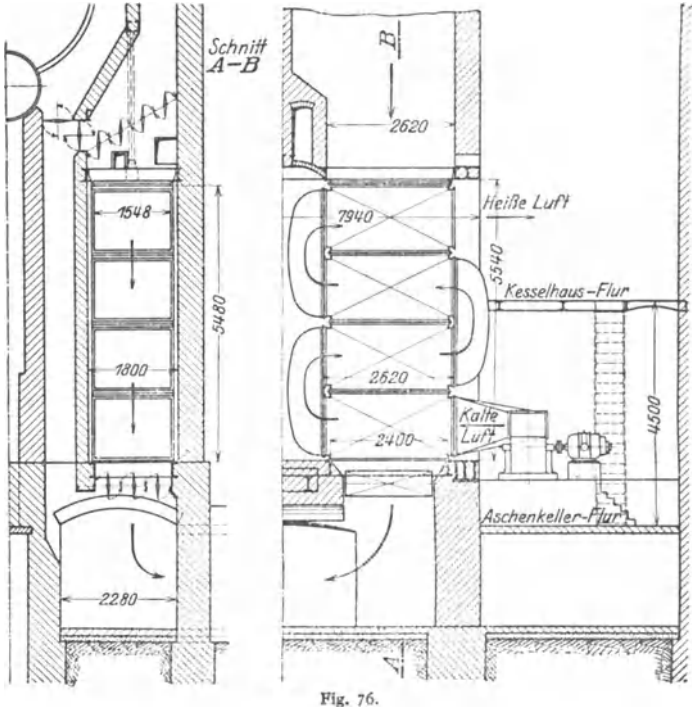


Fig. 76.

C. Berechnung des Luftvorwärmers.

Es bedeute:

F_l Heizfläche des Vorwärmers [m²],

V_l stündlich durch den Vorwärmer strömende Luftmenge [Nm³/h],

C_{p_l} mittlere spez. Wärme der Luft [kcal/Nm³],

t_{l_1} Lufttemperatur vor dem Vorwärmer [° C],

t_{l_2} „ hinter „ „ [° C],

so ist die spezifische Wärmeleistung des Luftvorwärmers oder die von 1 m² Vorwärmerheizfläche nutzbar übertragene Wärmemenge

$$q_l = \frac{Q_l}{F_l} = \frac{V_l \cdot C_{p_l}(t_{l_2} - t_{l_1})}{F_l} = k \cdot \vartheta_m .$$

Wärmedurchgangszahl k ist abhängig von der mittleren Durchströmgeschwindigkeit von Gas und Luft, der Weite der Luft- und Gasspalten und der Reinheit der Heizfläche.

Für Kreuz-, Gegen- oder Gleichstrom ist genügend genau

$$\vartheta_m = \frac{t_{g_1} + t_{g_2}}{2} - \frac{t_{l_1} + t_{l_2}}{2},$$

worin t_{g_1} Gastemperatur vor dem Vorwärmer [° C], t_{g_2} Gastemperatur hinter dem Vorwärmer [°C]. Genaue Formeln s. S. 50.

t_{g_2} ist nach den Zugverhältnissen zu wählen. Bei natürlichem Zug $t_{g_2} > 180°$ C, bei künstlichem Zug $t_{g_2} > 130°$ C.

Mit $Q_l = V_{rf} \cdot C_{pg} \cdot (t_{g_1} - t_{g_2}) \cdot \eta_l$ wird $t_{g_1} = \frac{Q_l}{V_{rf} \cdot C_{p_g} \cdot \eta_l} + t_{g_2}$.

V_{rf} Rauchgasmenge, die durch den Vorwärmer strömt [Nm³/h],

C_{p_g} mittlere spez. Wärme des Gases [kcal/Nm³],

η_l Gütegrad des Vorwärmers = 100 — Strahlungsverluste im Vorwärmer [vH].

Im Mittel kann gesetzt werden: $C_{p_l} = 0{,}32$, $C_{p_g} = 0{,}33$, $\eta_l = 0{,}95$.

Anteil der Luftvorwärmung an dem Gesamtwirkungsgrad der Kesselanlage (s. S. 6): $\varepsilon_l = Q_l / B H_u \cdot 100$ [vH].

D. Regenerativluftvorwärmer.

Die Erhitzung der Verbrennungsluft nach dem Regenerativverfahren hat für den Kesselbetrieb erst Bedeutung erhalten durch Anwendung von Blechen (statt der sonst üblichen Mauerwände) für die Wärmespeicherung und durch

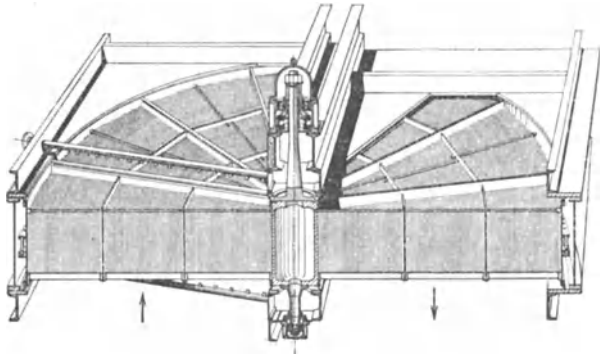


Fig. 77. Ljungström-Luftvorwärmer.

Benutzung der Drehbewegung zur ununterbrochenen Umschaltung. Diese Art der Lufterhitzung gewährt den Vorteil, daß die Wärmeübertragung nicht durch eine trennende Wand hindurch stattfindet, infolgedessen ein Rußbelag auf der Heizfläche nur von geringem Einfluß ist und durch Anfressungen zerstörte Heizflächenteile nicht zum Übertreten der Luft in den Abgasstrom Anlaß geben können.

Der bekannteste Regenerativluftvorwärmer ist der in Fig. 77 dargestellte Ljungström-Luftvorwärmer.

Bei diesem macht der etwa 700 bis 1000 mm hohe Drehkörper 3 bis 4 U/min bei einer Antriebsleistung von 0,5 bis 1 PS. Der Drehkörper dient zur Unterbringung der etwa 0,5 mm starken, eisernen Heizbleche.

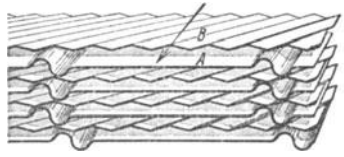


Fig. 78. Heizfläche des Ljungström-Vorwärmers.

Das Blechgehäuse, das den Drehkörper umgibt, ist zweiteilig; durch die eine Gehäusehälfte strömen die Rauchgase, durch die andere strömt in entgegengesetzter Richtung die Luft. Luft- und Rauchgaskanal, in dem Unterdruck herrscht, sind am Drehkörper sorgfältig gegeneinander abzudichten.

Der Abstand der Bleche wird durch Längsrillen in der Strömungsrichtung eingehalten, Fig. 78. Die Wellen in den Blechen laufen schräg zur Strömungsrichtung. Antrieb des Drehkörpers durch Motor mittels Ritzel und einem auf dem Drehkörper befindlichen Zahnkranz oder durch einen Motor direkt gekuppelt mit Welle. Bei einer Heizflächenhöhe von etwa 500 bis 700 mm wird die Bauhöhe des Vorwärmers sehr gering. Einbau wird besonders einfach bei künstlichem Saugzug mit über dem Kessel befindlichen Schornstein. Ein wichtiger Vorteil liegt in der Korrosionssicherheit.

Die Gas- und Luftgeschwindigkeit beträgt 5 bis 10 m/sek. Für jede Anlage gibt es eine wirtschaftlichste Geschwindigkeit, die von Brennstoff, Anlagekosten, Benutzungsdauer und Stromkosten abhängig ist.

Oberhalb und unterhalb des Drehkörpers ist je ein Blasrohr fest eingebaut, die Ruß- und Flugaschenansätze entfernen und unzulässig hohen Zugverlust verhindern. Schweißstellen in der Heizfläche sind vermieden. Die Ljungström-Luftvorwärmer werden je nach den räumlichen Verhältnissen waagerecht oder senkrecht aufgestellt.

XIV. Die Wärmespeicher.

Für Spitzenbedarf ist die Deckung aus Speichern in der Regel dann billiger, wenn die Basis der Spitze nicht mehr als 1 bis $^1/_2$ *h* beträgt. Durch elastische Kessel können zwar kurzzeitige Spitzen mitübernommen werden, jedoch nur dann, wenn sie nicht ausgelastet sind. Am zweckmäßigsten ist, mit ausgelasteten Kesseln zu fahren und kurzzeitige Spitzen aus Speichern zu decken.

Hochelastische Kessel haben eine kurze Anfahrzeit. Es ist deshalb nicht notwendig, Reservekessel zu betreiben, wenn bei Ausfall eines Kessels oder plötzlichem Leistungszuwachs der Bedarf aus einem Speicher so lange gedeckt werden kann, bis der Reservekessel in Betrieb ist. Bei entsprechender Bemessung können Speicher zur Spitzendeckung gleichzeitig als solche Überbrückungsspeicher wirken.

Bei weitgehend selbsttätig geregelten Kesseln mit kleinem Wasserraum werden Speicher als Regelspeicher verwandt, um Belastungsübergänge abzuflachen, damit die Regelung allmählich ansprechen kann und Überregelung und Pendelungserscheinungen vermieden werden.

Die Speicher sollen möglichst nahe an der Stelle aufgestellt werden, an der die Schwankungen auftreten, um diese hier aufzufangen. In vielen Fällen ist die Anordnung an einer zentralen Stelle, z. B. an einem Knotenpunkt der Wärmeverteilungsanlagen oder bei der Wärmekraftzentrale zweckmäßiger.

In Frage kommen Gleichdruckspeicher als Gebrauchswasserspeicher oder als Speisewasserspeicher und Gefällespeicher als Niederdruckspeicher oder auch als Hochdruck- und sogar Höchst-

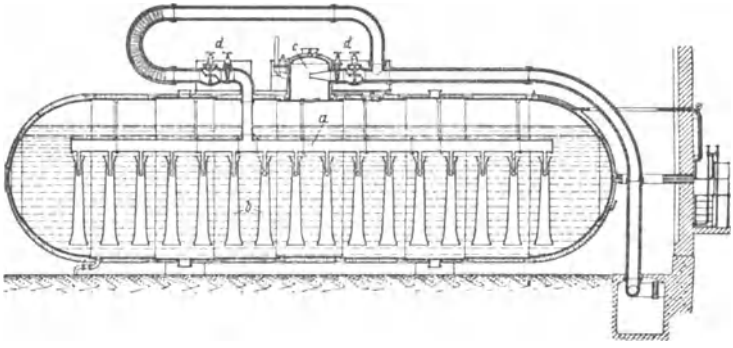


Fig. 79. Schnitt durch den Ruths-Gefällespeicher. *a* Verteilungsrohr, *b* Zirkulationsrohr, *c* Sicherheitsdüse, *d* Rückschlagklappen.

druckspeicher, da auch im letzteren Falle durch das große verfügbare Druckgefälle und die große Stahlmasse genügend große Speicherkapazität erreicht wird.

Gleichdruckspeicher eignen sich besonders für Kraftwerksanlagen, wo Druckschwankungen nicht auftreten und Gefälleverluste vermieden werden; sie werden zweckmäßig als Verdrängungsspeicher betrieben. Bei diesen ist das erwärmte Wasser über dem kälteren geschichtet. Die Speicherfähigkeit ist um so größer, je höher der Unterschied zwischen dem zu erwärmenden und dem erwärmten Wasser ist.

Speisewasserspeicher erhalten dann eine besonders hohe Speicherfähigkeit, wenn sie mit der stufenweisen Speisewasservorwärmung verbunden werden. Bei entsprechender Schaltung kann der Speisewasserbehälter ausgenützt werden.

Bei Gebrauchswasserspeichern wird die Speicherfähigkeit dadurch erhöht, daß das Wasser über Gebrauchstemperatur erwärmt und bei Abgabe an den Betrieb durch Zumischung von kälterem Wasser auf Vorlauftemperatur gebracht wird.

Der Gefällespeicher, Fig. 79, wird zwischen zwei Netze verschiedenen Druckes eingeschaltet. Der bis zu 95 vH mit Wasser gefüllte Behälter speichert überschüssigen Dampf, der unter Drucksteigerung in dem Wasser kondensiert. Dampfabgabe durch Wasserverdampfung infolge Druckabsenkung. Speichervermögen je m³ Wasser nimmt mit Zunahme des Speicherdruckes ab. Wirtschaftlicher Arbeitsbereich für Kraftanlagen zwischen etwa 13 und 0,5 atü. Meistens ist der Druckbereich durch die Art der Schaltung bedingt. Bei Heiz- und Kochbetrieb richtet sich der Enddruck nach dem Heizdruck. Höchstes Ladevermögen des Speichers etwa 45 t Dampf, größter Speicherraum etwa 400 m³. Die Speicher sind hoch überlastbar und können daher kurzzeitige hohe Dampfspitzen augenblicklich decken.

Gefällespeicher werden in erster Linie dort aufgestellt, wo kurzzeitige, scharfe Schwankungen im Wärmebedarf auftreten. Eine Schaltungsmöglichkeit zeigt Fig. 80. Der Dampf wird aus dem Frischdampfnetz aufgeladen und in das Heizdampfnetz entladen.

In reinen Kraftwerksbetrieben ist in der Regel ein zweites Drucknetz nicht vorhanden. Die Anwendung von Gefällespeichern in solchen Anlagen setzt Sonderturbinen voraus, die neben Frischdampf auch Speicherdampf verarbeiten können.

Schaltung einer Speicherturbine parallel zur Grundlastturbine zeigt Fig. 81.

Bei Vorschaltanlagen können Höchstdruckspeicher zwischen Frischdampfnetz und Mitteldrucknetz parallel zur Vorschaltanlage angeordnet werden und gliedern sich dann ebenso einfach ein wie in Heizbetriebe. Durch Aufladung mit Überhitzungswärme mittels Wärmeaustauschflächen können Höchstdruckspeicher auf höheren als Frischdampfdruck aufgeladen und in das Frischdampfnetz entladen werden. Bei solchen Anlagen werden Gefälleverluste vermieden. Eine

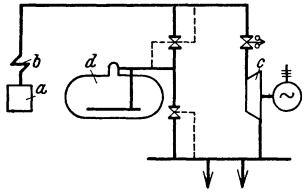


Fig. 80.

a Dampfkessel, *b* Überhitzer, *c* Dampfturbine, *d* Wärmespeicher.

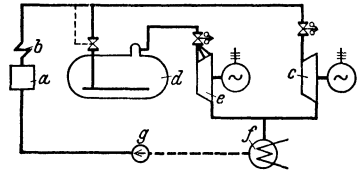


Fig. 81.

a Dampfkessel, *b* Überhitzer, *c* Dampfturbine, *d* Wärmespeicher, *e* Speicherturbine, *f* Kondensator, *g* Speisepumpe.

Abgrenzung der Verwendungsgebiete der Gefälle- und Gleichdruckspeicher ist nicht möglich, da Schwankungen im Kraftbedarf auf der Wärmebedarfsseite ausgeglichen werden können und umgekehrt.

In bestimmten Fällen, z. B. bei Betrieben mit hohen und breiten Spitzen, finden zweckmäßig beide Speicherarten Verwendung derart, daß der hohe schmale Teil der Spitze durch den Gefällespeicher und der untere breite Teil durch den Gleichdruckspeicher gedeckt wird[1].

XV. Reinigung und Aufbereitung des Speisewassers. Dampfumformer.

Bearbeitet von Professor **H. Dubbel**, Berlin.

Reinigung. Die wichtigsten Kesselsteinbildner sind: Karbonate des Kalks und der Magnesia; Kalziumsulfat und Kieselsäure. Die Bildner der Karbonathärte oder vorübergehenden Härte sind schwerlöslich und fallen z. T. schon bei mäßiger Erwärmung als Karbonatstein aus. Die Sulfathärtebildner (Gips und schwefelsaure Magnesia) sowie die Kieselsäure sind leichtlöslich, so daß die ersteren nur bei hoher Temperatur oder bei starker Konzentration ausfallen; die Kieselsäure fällt als Natrium- oder Magnesium-Silikatstein aus.

Messung des spez. Gewichtes des Kesselwassers durch Baumé-Aräometer. Mit n = Aräometergraden (° Bé) bei 15° wird: $\gamma = 144{,}3/(144{,}3 - n)$. In Hochdruckkesseln soll die Konzentration nicht mehr als 0,3 bis 0,5° Bé betragen. Schmidt-Kessel nach Fig. 61 arbeiten noch bis 3° Bé zufriedenstellend. Regelung der Kesselwasserdichte durch zeitweises oder dauerndes Abschlämmen. Verringerung des dadurch bedingten Wärmeverlustes durch Ausnutzung der Schlämmwasserwärme für Rohwasseraufwärmung, Wasseraufbereitung u. dgl.

Messung der Härte durch Härtegrade; ein deutscher Härtegrad (1° *d*) entspricht 10 mg CaO (Kalk) in 1 Liter Wasser. (Diesem entsprechen beispielsweise als Gleichwerte: 7,85 mg CO_2 oder 14,28 mg SO_3.) Kesselstein verschlechtert die Wärmeübertragung und verursacht Wärmestauungen, welche die Festigkeit der Baustoffe vermindern. Rauchrohrkessel vertragen bis zu 12° *d*, Schrägrohrkessel mit geraden Rohren bis 5° *d*, während Hochdruckkessel mit gebogenen

[1]) Ölschläger: Gekuppelter Gleichdruck- und Gefällespeicher für Belastungsausgleich in Dampfkraftwerken. Wärme 1930 S. 469.

Wasserrohren völlig enthärtetes Speisewasser verlangen. Hohe Wassergeschwindigkeit (wie bei Zwangumlauf- und Einrohrkesseln) hemmt den Steinansatz, der vor allem an Stellen stärkster Beheizung und Dampfbildung auftritt. Der Stein setzt um so rascher an, je höher der Kesseldruck ist.

Salzgehalt des Speisewassers verursacht „Schäumen" und setzt die Grenzleistung des Kessels herab, d. h. die stündliche Dampfleistung in m^3, bezogen auf 1 m^3 Dampfraum.

Verölung der Heizflächen tritt bei Hochdruckkesseln nicht ein, da das Öl größtenteils verdampft, der Rest sich ohne Zusammenballung absetzt und durch Abblasen entfernt werden kann.

Anfressungen der Kesselwände durch chemisch reines Wasser — auch bei Abwesenheit von gelöstem Sauerstoff auftretend — werden durch Zusatz alkalisch reagierender Chemikalien verhindert, wobei die „Natronzahl" (NZ = NaOH + 0,22 [Na_2CO_3 + Na_2SO_3] + 3,33 P_2O_5 mg/l) maßgebend ist. Auf der Eisenoberfläche entsteht eine Schutzhaut.

1. Mechanische Reinigung, selten angewendet, durch Klärbecken oder Filter mit Kies, Koks oder Holzwolle, letztere für ölhaltiges Wasser.

2. Chemische Reinigung. Die Härtebildner fallen entweder in den Reinigungsvorrichtungen aus oder werden im Kessel gelöst, so daß sie bei der Verdampfung als Schlamm ausfallen. Hohe Erwärmung beschleunigt die Enthärtung. Bei Dampfkesseln, die größtenteils oder nur mit chemisch aufbereitetem Speisewasser arbeiten, nehmen dessen Dichte und Salzgehalt erheblich zu.

Nach Münzinger[1]) arbeiten Steilrohrkessel bis 120 at einwandfrei, die nur mit chemisch aufbereitetem Wasser von 170 mg/l Salzgehalt gespeist werden und in denen die Salzkonzentration 0,1 bis 0,2° Bé beträgt. In den Turbinen entstehen jedoch bei kieselsäurehaltigem Wasser Ätznatron-Verkrustungen in den Hochdruckstufen und Kieselsäure-Verkrustungen in den Niederdruckstufen, daher Verringerung der Natronzahl auf 40 bis 60 mg/l.

a) Das Sodaverfahren erfordert hohe Umsetzungstemperatur und Zusetzen der Soda in großem Überschuß. Geeignet für Wasser mit überwiegender Nichtkarbonathärte und niedrigem Gehalt an Magnesiumsalzen. Die Kalksalze werden unlöslich ausgeschieden, die Magnesiasalze werden in lösliche Karbonate umgesetzt. Diese werden erst im Kessel als Magnesiumhydrat ausgefällt. Das Verfahren wird meist in Verbindung mit der Kesselwasser-Rückführung ausgeführt, so daß die im Kessel durch Sodaspaltung entstandene Natronlauge im Reiniger die Magnesiasalze ausfällt.

b) Das Kalk-Sodaverfahren beseitigt die vorübergehende (Karbonat-) Härte durch den billigen Kalk, die bleibende (Sulfat-) Härte durch Soda. Die entstehende Schlammenge ist sehr groß, daher umfangreiche Filter erforderlich. Vorschaltung von Brocken von kohlensaurem Kalk vor den eigentlichen Reaktionsraum setzt die Enthärtungszeit von 2 auf $^1/_2$ h herab, noch mehr bei Anwärmung des Wassers. Von Bedeutung ist richtige Wahl der im Filter verwendeten Kiessorte (möglichst einkristallige Kiese).

c) Das Ätznatron-Sodaverfahren arbeitet ähnlich. Bei der Umsetzung des Ätznatron mit der freien Kohlensäure der Karbonathärte entsteht Soda, welche die Nichtkarbonate fällt. Anwendung dieses teuren Verfahrens auf Wasser mit hohem Magnesiumgehalt.

d) Das Permutitverfahren hat den Vorteil, daß bei gewöhnlicher Temperatur enthärtet werden kann. Die Permutite (Basenaustauschmassen) tauschen das in ihnen enthaltene Natron gegen die Härtebildner aus, die in lösliche Natriumsalze, Soda, Glaubersalz und Kochsalz umgewandelt werden. Permutiertes Wasser enthält Natriumbikarbonat, bei dessen Zerfall Kohlensäure ausscheidet, daher Enteisenung und Entgasung — durch Vorwärmung auf 90 bis 100° — wichtig. Geeignet für kohlensaure- und karbonatarme Wasser.

e) Das Trinatriumphosphat-Verfahren. Bei den vorgenannten Verfahren bleibt stets noch Resthärte, vorwiegend Karbonathärte, außerdem Schlammrückstand und hoher Salzgehalt zurück, was bei Kesseln über 15 atü bedenklich ist. Bei Anwendung von Triphosphat dagegen fallen auch die letzten Härtespuren als Phosphatschlamm aus. Da Triphosphat (Na_3PO_4) sehr teuer ist, so arbeitet man zweckmäßig mit dem billigeren Ätznatron oder Soda, bis eine Resthärte von etwa 1 bis 2° *d* erreicht ist; diese wird dann durch Triphosphat beseitigt. Fig. 82 zeigt das Balcke-Rapid-Stufen- (Barastu-) Verfahren, das eine Resthärte von praktisch 0° *d* erreichen läßt.

Das Rohwasser tritt bei *a* in den Entkalker *b* ein zwecks hoher Vorwärmung, Entgasung und thermischer Enthärtung (1. Stufe). Der Heizdampf wird bei *c* eingeleitet. Im Mischer *d* wird NaOH-(Ätznatron-)Lauge zur Vorenthärtung im Reaktor *e* zugegeben (2. Stufe). Das

[1]) Leichte Dampfantriebe. Berlin: Springer 1937.

vorenthärtete Wasser fließt durch *f* in das Vorfilter *g* zwecks Entfernung des Karbonatschlammes und tritt dann durch die Mischer *h* zur restlosen Enthärtung in den Reaktor *i* über (3. Stufe). Die Na_3PO_4-Lauge wird bei *h* zugeführt. Durch die Leitung *k* gelangt das Reinwasser in das für die Entfernung des Phosphatschlammes bestimmte Fertigfilter *l* und fließt bei *m* völlig enthärtet ab. Der in den Reaktoren abgesetzte Schlamm wird bei *n* und *o* abgelassen, während die Gase bei *p* abziehen.

3. Kaskadenvorwärmer und Plattenkocher. In diesen wandeln sich etwa 40 vH der Karbonathärtebildner bei 80 bis 90° in unlösliches Kalzium in Form von Schlamm oder Stein um. Siedetemperatur ermöglicht weitergehende, aber niemals vollständige Umwandlung.

Durch Zusatzstoffe lassen sich auch Magnesia- und Nichtkarbonathärte, unter Umständen auch der Rest der Karbonathärte, beseitigen.

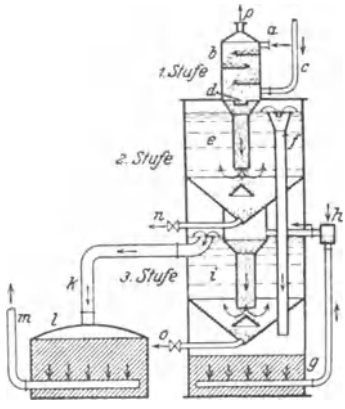


Fig. 82.

Aufbereitung. Wasser nimmt aus der Luft begierig Sauerstoff auf, Kohlensäure entsteht bei der Zersetzung kohlensaurer Salze. Ein Gehalt $>0{,}01$ mg/l freier Sauerstoff ist bei Drucken von 40 bis 50 at unzulässig. Namentlich bei Hochdruckkesseln verursacht der Gasgehalt pockennarbige Anfressungen, so daß im Kreislauf durch Undichtheiten verlorengegangenes Kondensat der Oberflächenkondensation — etwa 5 bis 10 v. H. der gesamten Speisewassermenge — durch destilliertes Wasser ersetzt werden muß. Die hierzu dienenden Verdampfer werden (bei großen Abdampfmengen und hoher Destillattemperatur) einstufig, sonst mehrstufig ausgeführt. Der Verdampfung geht eine Enthärtung des Rohwassers voraus.

Das Rohrbündel der ersten Stufe wird durch Heizdampf, das der zweiten Stufe durch den Brüdendampf der ersten Stufe geheizt. Kondensation des Brüdendampfes in Oberflächen-Wärmeaustauschern durch Rohwasser und durch das in den Kessel zurückzuspeisende Kondensat der Kraftmaschinen. Das Destillat aus den Verdampfern wird gemeinsam mit dem Heizdampfkondensat aus den Heizkörpern der beiden Verdampfer in einen Vorratsbehälter gefördert. Das im Mischvorwärmer weiter erwärmte und mit Chemikalien behandelte Rohwasser wird enthärtet durch die Verdampferspeisepumpe in die Wasserräume des Verdampfers gedrückt.

Die Entgasung kann auch chemisch durch schweflige Säure oder schwefligsaures Natrium bewirkt werden, wobei sich Vorwärmung des Speisewassers auf etwa 90° empfiehlt; hierauf wird der geringe Sauerstoffrest durch Sulfit chemisch entfernt.

Dampfumformer. In Kraftwerken mit Abgabe von Heizdampf kann dessen Kondensat nur selten zurückgewonnen werden. Zur Vermeidung der Zufuhr entsprechender Wassermengen zum Dampfkessel wird der Heizdampf in „Dampfumformern" als Zweitdampf in Rohrbündeln erzeugt, die durch Anzapfdampf oder Dampf von Gegendruckmaschinen, deren Kondensat zurückgeleitet wird, beheizt werden. Trennen des Heizdampfes vom Rohwasser in einem hohen Dampfaustrittsraum über dem Rohrbündel, in den die Wassertropfen vor Erreichen des Dampfaustrittsrohres zurückfallen, oder durch Zyklon, vor Eintritt in den Trennraum angeordnet, oder durch Filter mit Füllkörpern. Reinheit des Dampfes von höchstens 5 mg NaCl je Liter erreichbar.

Ablassen eines Teiles des durch Dampfabgabe an Salzen konzentrierten Rohwassers als Lauge, um allzu starke Konzentration zu vermeiden.

Temperatursturz im Verdampfer: meist 8 bis 15° C.

XVI. Einzelheiten aus dem Kesselbau und Festigkeitsrechnungen.

Bearbeitet von Dipl.-Ing. E. Schulz, VDI, Berlin.

Auf Grund der Werkstoff- und Bauvorschriften für Landdampfkessel[1]) (Beschlüsse des Deutschen Dampfkesselausschusses vom 18. Juni 1926, ergänzt und abgeändert durch die Beschlüsse vom März 1927, vom 25. Oktober 1927 und vom 26. Februar 1929) ist bei der Berechnung der Kesselteile folgendes zu beachten[2]):

A. Bleche und Kesseltrommeln.

Blechstärke mindestens 7 mm, nur bei Kleinkesseln, z. B. für Feuerspritzen, Automobile u. ä., darf diese Grenze unterschritten werden.

Festigkeit und Dehnung der Bleche sind durch Prüfungen nachzuweisen.

Werkstoff: Flußstahl (Martin-, Thomas-, Elektrostahl) unlegiert und legiert.

Zugfestigkeit in kg/mm² . . .	über 46	45	44	43	42	41 bis 37	36	35
Geringste Dehnung δ_1 in vH	20	21	22	23	24	25	26	27

Es kommen 4 Blechsorten in Anwendung, und zwar:

I. Bleche mit 35 bis 44 kg/mm² Zugfestigkeit . . . . . 36 kg/mm² Berechnungsfestigkeit,
II. „ „ 41 „ 50 „ „ . . . . . 41 „ „
III. „ „ 44 „ 53 „ „ . . . . . 44 „ „
IV. „ „ 47 „ 56 „ „ . . . . . 47 „ „

Blechsorte I und II für Wandungen im ersten Feuerzuge und für Kesselteile, die gebördelt werden.

Für Mantelbleche, die nicht gebördelt und nicht beheizt werden, ist auch ein Werkstoff von mehr als 56 kg/mm² Zugfestigkeit zulässig.

Trommeln.

Wassergas- oder elektrisch geschweißte Trommeln werden verwandt bis zu etwa 42 atü mit vorgeschweißten Böden und bis etwa 80 atü mit angekümpelten Böden. Nahtlose Trommeln sind bis zu den höchsten Betriebsdrücken geeignet. Außer den Kesselblechen I bis IV finden bei hohem Druck legierte Stähle mit Zusätzen von Mangan, Silizium, Molybdän, Chrom, seltener Kupfer und Nickel für die Trommeln Verwendung. Bevorzugt werden Mo- und Mo-Si-Stähle der Festigkeitsgruppen II bis IV und Cr-Mo-Stähle mit noch höherer Festigkeit. Legierte Stähle haben neben hoher Festigkeit große Hitze-, Zunder- und Korrosionsbeständigkeit. Mit Molybdän legierte Stähle zeigen ein besonders günstiges Verhalten bei hoher Temperatur (vgl. Bd. I, Werkstoffkunde).

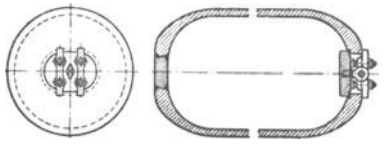


Fig. 83. Hochdruck-Kesseltrommel.

Bei hohem Druck werden die Trommelenden halbkugelförmig zugestaucht mit nach dem Mannloch hin vergrößerter Wanddicke (Fig. 83).

Ausführungsmaße von Hochdrucktrommeln.

1. Wassergasgeschweißte mit offenen Enden:
für $D = 600$ bis 850 mm L bis 8000 mm
„ $D = 850$ u. mehr L bis 12000 mm } ohne Rundschweißnaht.

Wassergasgeschweißte Trommel mit angestauchten Böden:
$D = 650, 700, 750, 800, 850, 900, 950, 1000, 1100, 1200$ usw. bis 1800 mm;
zylindrische Länge L bis rd. 10000; s bis 70 mm.

2. Nahtlos gewalzte Trommeln mit angestauchten Böden:
$D = 800, 900$ usw. bis 1800 mm;
zylindrische Länge $L = 3900$ bis 17000 mm; $s = 25$ bis 160 mm.

3. Geschmiedete Schüsse mit beiderseits offenen Enden:
bis $D = 2000$ mm bis etwa $L = 20000$ mm; über $D = 2000$ mm entsprechend kürzer,
unter $D = 1000$ mm von 50 zu 50 mm gestuft, über $D = 1000$ mm von 100 zu 100 mm gestuft.

4. Geschmiedete Trommeln beiderseits halbkugelförmig zugekümpelt:
D bis 1700 mm, L bis 16000 mm.

---

[1]) Werkstoff- und Bauvorschriften für Landdampfkessel, 2. Auflage. Berlin: Beuth-Verlag 1929.

[2]) Für Schiffsdampfkessel gelten abweichende Bestimmungen: Werkstoff- und Bauvorschriften für Schiffsdampfkessel. Berlin: Beuth-Verlag 1928.

B. Blechstärken zylindrischer Kesselwandungen.

Auf inneren Druck:

Bezeichnet D den größten inneren Durchmesser eines zylindrischen Mantels [mm],
s seine Blechstärke [mm],
p den genehmigten höchsten Betriebsüberdruck [kg/cm²],
σ_B die oben angegebene Berechnungsfestigkeit des Bleches [kg/mm²],
x einen Zahlenwert,
v das Güteverhältnis $\frac{t-d}{t}$, d. i. das Verhältnis der Festigkeit des durch die Nietlöcher verringerten Blechquerschnittes in der Nietnaht zu der des vollen Bleches,

so ergibt sich:

$$s = \frac{D \cdot p \cdot x}{200 \cdot v \cdot \sigma_B} + 1.$$

Werte für v s. Bd. I, Vernietungen, für nahtlose Schüsse kann $v = 1$ gesetzt werden. Nach neuen Vorschriften[1]) dürfen die Schweißnähte unabhängig von der Art des Verfahrens allgemein bis $v = 0{,}7$ bewertet werden. Wird der Nachweis der Zuverlässigkeit durch den Hersteller im Wege einer Verfahrensprüfung erbracht, so bis $v = 0{,}9$.

Der Zuschlag von 1 mm kann bei $s > 30$ auf 0,5 vermindert und bei $s > 40$ ganz fortgelassen werden.

Zulässige Werte für x:

$x = 4{,}75$ bei überlappten oder einseitig gelaschten Nähten,
4,25 „ einreihigen, doppelgelaschten Nähten, sowie bei zweireihigen, deren eine Lasche nur einreihig genietet ist, und bei geschweißten Nähten,
4 „ mehrreihigen, doppelt gelaschten Nähten, bei drei- und mehrreihigen, auch wenn die eine Lasche eine Nietreihe weniger faßt als die andere, ferner bei nahtlosen Schüssen.

Für Schiffskessel hiervon abweichende Bestimmungen vgl. Bauvorschriften, Abschn. III.

Auf äußeren Druck:

Die Rechnung ist für glatte Flammrohre und flammrohrartige Feuerbüchsen durchzuführen. Bezeichnungen außer den obigen:

d in mm der mittlere innere Durchmesser zylindrischer oder kegeliger Flammrohrschüsse,
l „ mm die Länge des unversteiften Rohres oder die größte Entfernung zweier aufeinanderfolgender wirksamer[2]) Versteifungen (meistens Adamson-Ringe).
a eine von der Art der Längsnaht und der Lage des Flammrohres abhängige Zahl.

Dann ist:

$$s = \frac{p \cdot d}{2400}\left(1 + \sqrt{1 + \frac{a}{p} \cdot \frac{l}{l+d}}\right) + 2.$$

Hierin für a:

Art der Längsnaht	Lage des Flammrohres	
	liegend	stehend
überlappt genietet	100	70
gelascht genietet oder geschweißt	80	50
nahtlos oder geschweißt, wenn Unrundheit 1 vH des Solldurchmessers nicht überschreitet	75	45

Für Werkstoffe, die höheren Temperaturen ausgesetzt werden, wird neben der Streckgrenze die Dauerstandfestigkeit maßgebend angesehen. Bei mittlerer Wandungstemperatur $< 350°$ C wird mit der Warmstreckgrenze und einer Sicherheitszahl von 1,8 bis 2,0, bei Temperaturen von 350 bis 400° C mit der Dauerstandfestigkeit und einer Sicherheitszahl 1,2 bis 1,5 gerechnet.

C. Gewölbte Böden.

a) Gepreßte Vollböden. Normaler flacher Boden (Fig. 84); normaler gewölbter Boden (Fig. 85) mit Durchmessern D = 300, 350, 400 usf. bis 3000, 3100, 3200, 3300, 3400 und 3500 mm bei Blechdicken s = 6 bis 26 mm.

Für höhere Drücke finden nur noch tiefgewölbte Böden in Korbbogen- oder Ellipsenform Verwendung.

[1]) Vigener: Die neuen Vorschriften für geschweißte Dampfkessel. Z. VDI 1936 S. 1215.
[2]) Bauvorschriften, Abschn. II.

Fig. 86. Korbbogenform. $R = 0{,}8 \cdot D$; $r = D/6{,}5$, $D = 600$, 700 usf. bis 3000 mm, bei $s = 8$ bis 48 mm.

Fig. 87. Ellipsenform. $R_{max} = D$; $r_{min} = D/8$. $D = 600$, 700 usf. bis 2100 mm, bei $s = 8$ bis 48 mm.

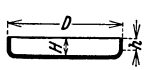


Fig. 84. Ebener Boden.

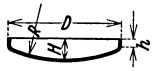


Fig. 85. Flachgewölbter Boden.

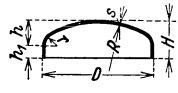


Fig. 86. Korbbogenboden.

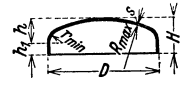


Fig. 87. Ellipsenboden.

b) Einflammrohrböden nur noch mit seitlichem Flammrohr und Durchmessern von 1300, 1400, 1500 usf. bis 1900 mm bei Blechdicken s = 15 bis 22 mm.

Rohrlochdurchmesser ausgehalst 675 bis 950, eingehalst 675 bis 900 mm.

Gewölbte Seitwellrohrböden mit anormal großem Rohrlochdurchmesser: $D = 1400$, 1600, 1800 usw. bis 2400 mm; s = 18 bis 24 mm, Rohrlochdurchmesser (nur eingehalst) 815 bis 1500 mm.

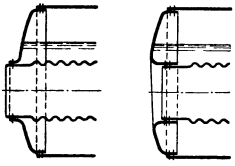


Fig. 88.

c) Zweiflammrohrböden.

$D = 1800$, 1900, 2000 usw. bis 2800 mm, $s = 20$ bis 30 mm, $d = 650$ bis 1225 mm (ausgehalst), $d = 625$ bis 1150 mm (eingehalst).

d) Wellen-Flammrohr.

Durchmesser $D = 700/800$, 750/850 usw. bis 1900/2000 mm, $s = 10$ bis 22 mm.

Vereinigte Stahlwerke liefern von $D = 650/750$ bis 2000/2100 mm bei Höchstlängen Fox-Wellrohr $L = 3300$ bis 6100 mm und Morison-Wellrohr $L = 3300$ bis 5100 mm.

e) Domböden mit Mannloch.

Durchmesser $D = 600$, 650 usw. bis 950 mm; Wölbungshalbmesser $R = D$; Mannlochlichtweiten normal 320 × 425 und (300 × 400).

D. Berechnung gewölbter Böden.

a) Kesselböden ohne Verankerung bei innerem Druck.

Es bezeichne:

s die Blechdicke [mm], D den äußeren Bodendurchmesser [mm],
R den inneren Halbmesser in der Mitte der Wölbung [mm],
r den inneren Krempenhalbmesser [mm],
h die Höhe der Bodenwölbung einschließlich der Wanddicke [mm],
σ_B die Berechnungsfestigkeit des zu dem Boden verwendeten Bleches (kg/mm²],
x die Verhältniszahl zwischen Berechnungsfestigkeit und zulässiger Spannung,
y einen der Bodenform entsprechenden, auf die Halbkugel bezogenen Zahlenwert,
c in mm einen Zuschlag zur Wanddicke.

Dann wird:

$$s = D \cdot y \cdot \frac{p \cdot x}{200 \cdot \sigma_B} + c\,.$$

Werte für y.

h/D	r_{min}/D	y	h/D	r_{min}/D	y
0,18	0,065	2,8	0,28	0,16	1,1
0,19	0,072	2,3	0,3	0,18	1,0
0,2	0,08	2,0	0,35	0,25	0,8
0,22	0,10	1,6	0,4	0,32	0,7
0,24	0,115	1,4	0,45	0,405	0,6
0,25	0,125	1,3	0,5	0,5	0,55
0,26	0,135	1,2			

Der Wert r_{min}/D entspricht dem vorgesehenen Mindestwert $r = 2\,h^2/D$ (kleinster Krümmungshalbmesser der Ellipse). Sind Böden nachzuprüfen, bei denen der Krempenhalbmesser r kleiner ist als in der Vorschrift für neue Böden vorgesehen, so ist y nicht nach der Spalte h/D, sondern nach der Spalte r_{min}/D der Zahlentafel zu wählen, wobei der wirkliche Wert für den ausgeführten Krempenhalbmesser r einzusetzen ist.

Werte für x.

$x = 3{,}5$ für volle Böden ohne Ausschnitt,
$= 3{,}75$ für Böden mit Durchbrechungen, deren größte Abmessung gleich oder kleiner als $4s$ ist. Wird durch aufgesetzte Verstärkungen die Schwächung jedoch ausgeglichen, so kann $x = 3{,}5$ betragen,
$= 4{,}25$ für Böden mit Mannloch in der Mitte, $> 4{,}25$ für Böden mit Mannloch an einer Seite.

Werte für c.

$c = 2$ mm für volle Böden und solche mit Durchbrechungen, aber ohne Mannloch,
$= 3$ „ für Böden mit Mannloch, ergibt danach die Rechnung $s < 15$, so sind weitere 2 mm zuzuschlagen, und ergibt sich $15 < s < 17$, so ist $s = 17$ auszuführen.

b) Flammrohrböden.

Bezeichnet:
R den inneren Halbmesser in der Mitte der Wölbung [mm],
σ_{zul} (hier $\sigma_{zul} \leqq 7{,}5$) die zulässige Zugbeanspruchung [kg/mm²],
so ist

$$s = p\,R/200\,\sigma_{zul}\,.$$

E. Wellen-Flammrohre

mit Durchmessern 700/800, 750/850 usf. bis 1900/2000 mm bei Blechdicken $s = 10$ bis 22 mm ausgeführt als Fox-Wellrohr (Fig. 89) oder Morison-Wellrohr (Fig. 90).

Wandstärke des Flammrohres $s = p\,d/1200 + 2$,
wenn d in mm den kleinsten inneren Flammrohrdurchmesser bedeutet.

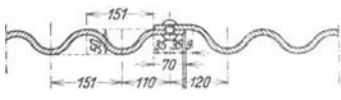


Fig. 89. Fox-Wellrohr.

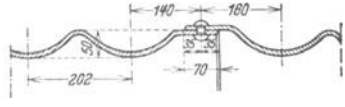


Fig. 90. Morison-Wellrohr.

F. Mannloch-Ausschnitte und Verschlüsse.

Mannloch-Ausschnitte sind durch Innenverschluß zu dichten (Fig. 91 und 92.) Die Ränder des Deckels sind so zu gestalten, daß die Packung nicht herausgedrückt werden kann. Die Bolzen der Deckelschrauben (von $1^1/_8$" Dmr.) sind in den Deckel einzuschrauben und zu vernieten. Für Deckel und Bügel darf Gußeisen, auch getempert, nicht verwendet werden.

Versteifung der Ausschnitte durch Flacheisenringe, die um die Öffnung herum aufgenietet werden (Fig. 93).

Für den Ring und seine Nietung gilt:

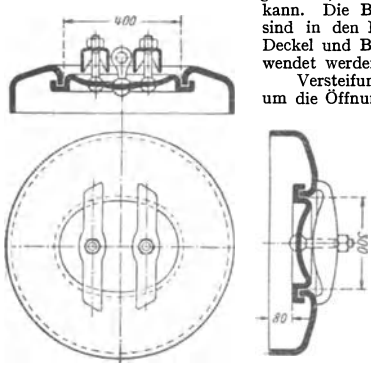


Fig. 91 u. 92.

$$b_r = \delta + \frac{v \cdot l \cdot s}{2 \cdot r}\,,$$

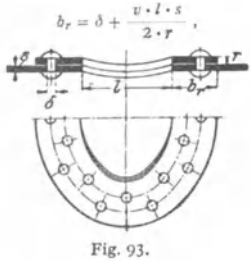


Fig. 93.

worin v das Güteverhältnis in der Mantellängsnaht bedeutet. Die übrigen Bezeichnungen siehe Fig. 93. Ist ferner n die Anzahl der Nieten im halben Ring und D in mm der Kesseldurchmesser, dann ist:

$$n = \frac{D \cdot l \cdot p}{1000 \cdot \pi\,\delta^2/4}\,,$$

δ ist nach der Stärke des Mantelbleches zu wählen.

Dichtung: im Wasserraum durch Gummi, im Dampfraum durch Klingerit oder Asbest, bei hohem Druck Kupfer oder Weicheisen.

Fig. 94 zeigt einen Verschluß von Rheinmetall-Borsig für Kesseldruck von 30 bis 37 atü. Der Dichtungsring besteht aus Kupfer mit beiderseitiger Asbestauflage.

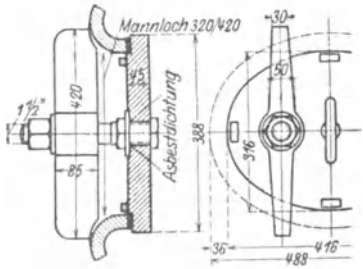


Fig. 94.

G. Wasserkammern (Großkammern und Teilkammern).

Verbindung der Rohrwand und der Putzlochwand bei Großkammern Fig. 49.

Teilkammern werden aus nahtlosen Vierkantrohren wellenförmig gepreßt (Fig. 95) oder jetzt meist ungewellt hergestellt, Fig. 96, wodurch die Auswirkung der Kaltverformung vermieden wird, jedoch fluchtende Rohranordnung erforderlich ist (vgl. S. 42).

Die Kopfenden werden eingekümpelt, die infolge der Kümpelung entstehenden Bodenfaltungen wieder aufgebohrt und durch Gewindestopfen, die noch elektrisch verschweißt werden, verschlossen.

Fig. 95.

Die Kammern mit stufenförmigen Einpressungen, sog. Sägekammern, werden nicht mehr verwendet, da das Einwalzen der Rohre unter spitzem Winkel zu der Kammer schwierig ist.

Bei Herstellung von Teilkammern sind Längsriefen und scharfe Ecken tunlichst zu vermeiden. Die Wanddicken der Vierkantrohre, die zur Herstellung von gewellten Teilkammern dienen, sollen bei Verwendung

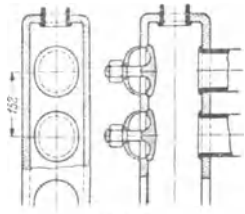


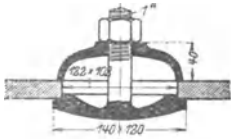
Fig. 96.

eines Werkstoffes von 41 bis 50 kg/mm² Festigkeit mindestens der nachstehenden Zahlentafel entsprechen. Für Werkstoff mit einer anderen Festigkeit sind die Zahlen der Tafel mit $\sqrt{41/\sigma_B}$ zu multiplizieren. Stegbreite zwischen zwei Verschluß- oder Rohrlöchern $\leqq 1/4$ der Rohrmittelentfernung. Wandstärken in Zahlentafel gelten auch für glatte Enden der Teilkammern. Ist innerer Radius der Kanten $> 1/10$ der lichten Flächenbreite, so ist Verringerung der Wandstärke um 10 vH zulässig.

Lichte Flächenbreite in mm	Betriebsdruck							
	bis 22 kg/cm²		bis 28 kg/cm²		bis 36 kg/cm²		bis 50 kg/cm²	
	ungebohrte Seite	gebohrte Seite	ungebohrte Seite	gebohrte Seite	ungebohrte Seite	gebohrte Seite	ungebohrte Seite	gebohrte Seite
110	8,5	10,5	10,0	12,0	11,0	13,5	13,0	16,0
115	9,0	11,0	10,0	12,5	11,5	14,0	13,5	16,5
120	9,5	11,5	10,5	13,0	12,0	15,0	14,0	17,5
125	10,0	12,0	11,0	13,5	12,5	15,5	14,5	18,0
130	10,0	12,5	11,5	14,0	13,0	16,0	15,5	19,0
135	10,5	13,0	12,0	14,5	13,5	16,5	16,0	19,5
140	11,0	13,5	12,5	15,0	14,0	17,0	16,5	20,5
145	11,5	14,0	13,0	16,0	14,5	18,0	17,0	21,0
150	11,5	14,5	13,0	16,5	15,0	18,5	17,5	21,5
155	12,0	15,0	13,5	17,0	15,5	19,0	18,0	22,5

Die Reinigungsöffnungen vor jedem Rohr in der Wasserkammer erhalten Verschlüsse, deren Deckel durch besondere ovale Standlöcher, die von außen verschlossen werden (Fig. 97 und 98), eingebracht werden.

Die Abmessungen der Kammern und Verschlüsse sind zur Normung vorgeschlagen.



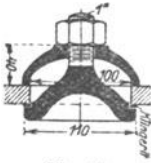


Fig. 97.

H. Sammelkästen.

Als Sammelkästen für Überhitzer, Vorwärmer und Feuerraum-Kühlrohre dienen außer runden Trommeln glatte Vierkantrohre (s. Fig. 55). Größte Beanspruchung bei ungebohrten Rohren in den Kanten, bei gebohrten Rohren in der Mittellinie der einzelnen Rohrreihen. Für hohen Druck und hohe Temperatur auch legierter Stahl. Über Berechnungen und Werkstoffe s. Fußnote [1]).

Fig. 98.

[1]) VDDA Düsseldorf, Merkblatt für Entwurf und Berechnung von Profilrohren (Vierkantrohren). — Houdremont, E.: Werkstofffrage im neuzeitlichen Kesselbau. Mitt. VDB Heft 63.

J. Wasser-, Anker-, Heiz- und Überhitzerrohre.

Die nahtlosen Rohre werden eingewalzt, Ankerrohre eingeschraubt. Nach dem Einwalzen Aufreiben der Rohrüberstände. Heiz- und Ankerrohre werden an den Enden, gegen die die Flamme oder heißen Gase stoßen, umgebördelt, Wasser- und Heizrohre, Fig. 99, werden eingewalzt, Ankerrohre, Fig. 100, durch Einschrauben befestigt. Werkstoff: unleg. Kohlenstoffstahl und Molybdän-Kupferstahl, Chrom-Molybdänstahl und Chrom-Silizium-Molybdänstahl (St 35·29, St 45·29, St 55·29). Auch unterhalb 400° C haben sich Mo-Stähle zur Herabsetzung

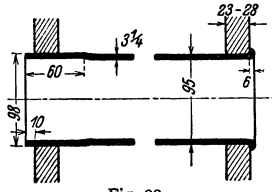


Fig. 99.

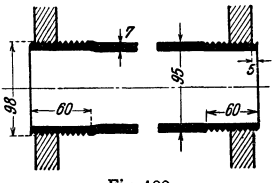


Fig. 100.

der zusätzlichen Wärmespannung infolge des beträchtlichen Temperaturunterschiedes innerhalb der Rohrwandung, oberhalb 500° C die zunderbeständigen Cr-Mo-Stähle mit Si-Zusatz eingeführt.

Die Wanddicke der Wasserrohre ist nach folgender Formel zu berechnen:

$$s = p\,d/200\,\sigma_{zul} + 1 \text{ mm},$$

worin d den Innendurchmesser des Rohres [mm], p den größten Betriebsüberdruck [kg/cm²], σ_{zul} die zulässige Spannung [kg/cm²] bedeuten.

Für σ_{zul} ist einzusetzen:

für Rohre aus Flußstahl mit einer Festigkeit von 35 bis 45 kg/mm² . . . . . 6,4 kg/mm²
„ „ „ „ „ „ „ „ 45 „ 55 „ . . . . . 8,0 „

Werden Rohre aus legiertem Stahl verwendet, dann ist der Wert σ_{zul} so zu wählen, daß 1,8fache Sicherheit gegen den Wert der Streckgrenze des Werkstoffes bei 400° gewährleistet ist.

Für Rohre aus Flußstahl und legiertem Stahl, bei denen stärkere mechanische oder chemische Angriffe zu erwarten sind, sind die σ_{zul}-Werte entsprechend herabzusetzen.

Für stark gekrümmte Rohre mit Krümmungsradien unter dem 5fachen Außendurchmesser sind Zuschläge zur errechneten Wanddicke zu machen.

Ausführungsmaße. Überhitzerrohre: $d = 25$, 32, 38, 44,5 mm; Wanddicken $s = 3{,}5$, 4, 4,5, 5, 5,5, 6 und 7 mm.

Wasserrohre: $d = 57$, 70, 83 und 102 mm.

Rauchrohre: $d = 60$, 70, 76, 95 mm bei folgenden Wanddicken: $s = 2{,}75$, 3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6, 7 und 8 mm.

K. Schrauben [1]).

Der Mindestdurchmesser für im Kesselbau zu verwendende Schrauben ist 13 mm Außendurchmesser. Ihre Herstellung aus härtbarem Stahl ist unzulässig. Flußeiserne Schrauben sollen kein scharfes, sondern abgerundetes Gewinde erhalten (nach DIN 11).

Für Schrauben, die nur auf Zug beansprucht werden, ohne daß in ihnen erhebliche Biegungsspannungen auftreten können, sind folgende Mindestabmessungen einzuhalten:

$$d = \sqrt{1{,}05\,\frac{x}{\varphi}\cdot\frac{P_1}{k_s}} + 5{,}5\ [\text{mm}],$$

wenn bedeutet:

P_1 den auf die einzelne Schraube entfallenden Teil des Gesamtdruckes P [kg],
d den Kerndurchmesser der Schraube [mm],
k_s die Berechnungs-Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes [kg/mm²],
x eine Sicherheitszahl = 2,5 für unlegierten Flußstahl, = 2,0 für legierten Flußstahl,
φ ein Zahlenbeiwert, der die Güte der Ausführung und bei höheren Temperaturen die dadurch bedingte Herabsetzung der Werkstoffestigkeit berücksichtigt.

$\varphi = 0{,}5$ bei Rohausführung der Schrauben und Dichtungsflächen und Betriebstemperaturen $\leqq 200°$ C; $\varphi = 0{,}75$ bei guter Ausführung der Schrauben und bearbeiteten Dichtungsflächen und Betriebstemperaturen $\leqq 300°$ C; $\varphi = 1{,}0$ bei guter Ausführung der Schrauben und Muttern, gut bearbeiteten Schraubensitzen und Betriebstemperaturen $\leqq 300°$ C; bei Dampftemperaturen $> 300°$ ist je 20° Mehrtemperatur 4 vH von 1,0 abzuziehen.

[1]) Vgl. Werkstoff- und Bauvorschriften vom 21. Juni 1939.

L. Anker und Stehbolzen.

Längsanker zwischen ebenen Wänden: Fig. 101, 102.
Stehbolzen für nahe beieinanderliegenden Wänden: Fig. 103.
Für die Berechnung ist zugrunde zu legen die zulässige Zugbeanspruchung in kg/mm²:

bei geschweißten Ankern und Stehbolzen aus Schweißstahl	. .	3,5 kg/mm²
„ ungeschweißten „ „ „ „ „	. .	5 „
„ „ „ „ „ „ Flußstahl	. . . .	6 „
„ „ „ „ „ „ Kupfer für Dampftemperaturen bis 200° C	. . . . .	4 „
„ Ankerrohren im Kernquerschnitt des Gewindes	. . . . .	5,3 „

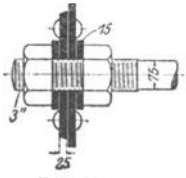


Fig. 101.

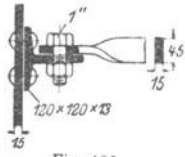


Fig. 102.

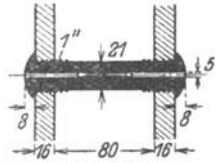


Fig. 103.

Bei Versteifung feuerberührter ebener Flächen durch Stehbolzen soll ihr Abstand 200 mm nicht überschreiten.

XVII. Die Kesselausrüstung.

Der Kessel ist mit verschiedenen Vorrichtungen auszurüsten, die zum Teil als Sicherheitsvorrichtungen gesetzlich vorgeschrieben sind[1]).

A. Speisevorrichtungen.

„Jeder Dampfkessel muß mit mindestens zwei zuverlässigen Vorrichtungen zur Speisung versehen sein, die nicht von derselben Betriebsvorrichtung abhängig sind. Mehrere zu einem Betriebe vereinigte Dampfkessel werden hierbei als ein Kessel angesehen." (§ 4.)

Für die Kesselspeisung kommen in Betracht: Kolben-, Dampfstrahl- und insbesondere für größere Kesselanlagen Kreiselpumpen mit Antrieb durch Dampfturbine oder Elektromotor.

Die Größe der Speisevorrichtungen ist so zu bemessen, daß jede derselben (oder mehrere zusammen, die dann als eine Vorrichtung gelten) imstande ist, dem Kessel doppelt soviel Wasser zuzuführen, wie seiner normalen Verdampfungsfähigkeit entspricht.

B. Speiseventile und Speiseleitungen.

„In jeder zum Dampfkessel führenden Speiseleitung muß möglichst nahe am Kesselkörper ein Speiseventil (Rückschlagventil) angebracht sein, das bei Abstellung der Speisevorrichtungen durch den Druck des Kesselwassers geschlossen wird." (§ 5.)

Um ein Ecken des Kegels in diesen Ventilen durch den einseitig wirkenden Wasserstrom zu verhindern, ist eine obere Führung des Ventilkegels vorzusehen.

Die Größe des Ventils berechnet sich unter der Voraussetzung, daß sein Hub gleich 0,15 seines Durchmessers, d mm, und daß D kg die maximale stündliche Dampfleistung ist, zu: $d \approx 1{,}1\sqrt{D/c}$, wenn c in m/sek die Wassergeschwindigkeit beim Ventildurchtritt ist ($c = 0{,}5$ bis $0{,}8$ m/sek).

Durch selbsttätige Einwirkung auf das Speiseventil (und auch auf das Dampfventil der Pumpe), die von sog. Speisereglern ausgeübt wird, sucht man mit Vorteil den Wasserstand im Kessel in bestimmten engen Grenzen zu halten. Betätigung des Regelventils durch Schwimmer, Membrane oder Thermostaten, z. B. Hannemann-Regler, Stahlschwimmer-Speiseregler der Arca-Regler A.G., Copes-Regler. Bei letzterem (Fig. 104) wirkt das schrägliegende Rohr als Ausdehnungsrohr (Thermostat), indem bei sinkendem Wasserstand ein größerer Rohr-

[1]) Abschn. III der Allg. pol. Best.

teil mit Dampf gefüllt ist, sich erwärmt und sich ausdehnt, wodurch das Regelventil geöffnet wird. Trotz zuverlässigen Arbeitens dieser Apparate ist jedoch dabei die dauernde Beobachtung des Wasserstandes durch den Heizer dringend geboten.

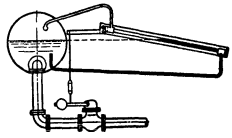


Fig. 104. Copes-Speiseregler.

„Die Speiseleitung muß so beschaffen sein, daß sich der Dampfkessel bei undichtem Rückschlagventil nicht durch die Speiseleitung entleeren kann." (§ 5.)

Dieser Anforderung wird durch die sogenannte „Hochspeisung" entsprochen, d. h. man läßt das anschließende Einhängerohr der Speiseleitung, welches das eintretende Wasser durch den Dampfraum führt, höchstens 50 mm unter dem festgesetzten niedrigsten Wasserstand endigen. Dadurch kann sich der Kessel bei undichtem Speiseventil nicht viel unterhalb der höchsten Stelle der Feuerzüge vom Wasser entleeren. Weiterer Vorteil: Die im Wasser enthaltene Luft und Kohlensäure kann in den Dampfraum gelangen, ohne sich an der Kesselwandung festzusetzen.

Durch eine Rinne unterhalb des nur am Ende schwach gekrümmten Einhängerohres (Speiseströge) oder durch Löcher auf der oberen Seite waagerechter Speiserohre erzielt man eine günstige Verteilung des Frischwassers im Kessel. Auch läßt sich dadurch verhüten, daß das eintretende Wasser seinen gesamten Kesselstein an Kesselwänden absetzt, die im ersten Feuer liegen.

C. Absperr- und Entleerungsvorrichtungen.

„Jeder Dampfkessel muß mit einer Vorrichtung versehen sein, durch die er von der Dampfleitung abgesperrt werden kann." (§ 6.)

Ausführung der Ventile oder Schieber siehe Maschinenteile, Absperrvorrichtungen.

Für die **Größe des Absperrventiles** gilt: $d \approx 19\sqrt{D/\gamma c}$, darin bedeuten:

d den Ventildurchmesser [mm], c die Dampfgeschwindigkeit [m/sek],

D die größte stündliche Dampfmenge [kg/h], γ das spezifische Dampfgewicht [kg/m³],

Für c wählt man im allgemeinen:

$c = 20$ bis 30, für überhitzten Dampf bis 50 m/sek.

Selbstschluß-(Rohrbruch-)Ventile werden nur in vereinzelten Fällen bei gußeisernen Leitungen behördlich gefordert.

„Wenn mehrere Kessel, die für verschiedene Dampfspannung genehmigt sind, ihre Dämpfe in gemeinschaftliche Dampfleitungen abgeben, so müssen die Anschlüsse der Kessel mit niedrigerem Drucke an die gemeinsame Dampfleitung unter Zwischenschaltung eines Rückschlagventils erfolgen." (§ 6.)

Es dürfte sich empfehlen, in die Anschlüsse der Kessel mit höherem Druck Regler-Ventile einzubauen, die nach der Hochdruckseite abgesperrt werden können. Ferner wäre die gemeinsame Dampfleitung mit Manometer und Sicherheitsventil zu versehen.

„Jeder Dampfkessel muß zwischen dem Speiseventil und dem Kesselkörper eine Absperrvorrichtung erhalten, auch wenn das Speiseventil abschließbar ist." (§ 6.)

Das Absperrventil ist mit Vorteil so einzusetzen, daß das durchströmende Wasser den von der Spindel gelösten Kegel nicht auf den Sitz niederdrücken würde.

„Jeder Dampfkessel muß mit einer zuverlässigen Vorrichtung versehen werden, durch die er entleert werden kann." (§ 6.)

An der tiefsten Stelle des Kessels, geschützt gegen die Einwirkung der Heizgase und leicht zugänglich, wird zu diesem Zweck entweder ein Absperrventil oder ein Hahn oder beides hintereinander, das Ventil dem Kessel zunächst, möglichst nahe dem Kesselkörper angebracht. Letztere Anordnung gewährt die größte Sicherheit und gestattet auch bei einfachster Bauart der Absperrorgane

ein gefahrloses Abschlämmen des Kessels — Ablassen des Kesselinhaltes nach längeren Betriebspausen bis zum niedrigsten Wasserstande —.

Abschlämmventile mit selbsttätigem Schluß, bei denen der Ventilkegel nur durch andauernde Betätigung eines Hebels offengehalten wird, haben sich gut bewährt. Bei dem Ventil nach Fig. 105 ist das Gehäuse stromlinienförmig durchgebildet, so daß der Kesselschlamm beim Öffnen aus dem Ventil leicht hinausgespült wird. Die Stopfbüchse ist entlastet. Die Dichtungen im Gehäuse und am Kegel sind aus hartem, korrosionsbeständigem Sonderstahl auflegiert.

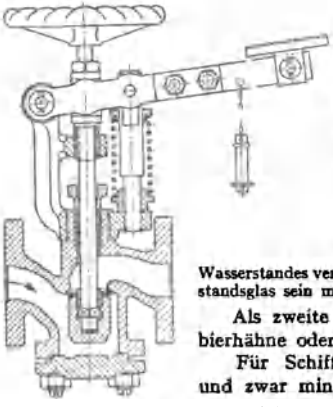


Fig. 105. Abschlämmventil (Schäffer & Budenberg).

D. Wasserstandsvorrichtungen.

„Jeder Dampfkessel muß mit mindestens zwei geeigneten Vorrichtungen zur Erkennung seines Wasserstandes versehen sein, von denen wenigstens die eine ein Wasserstandsglas sein muß." (§ 7.)

Als zweite Vorrichtung werden statt eines Glases Probierhähne oder Probierventile angewendet (bis 25 kg/cm²).

Für Schiffskessel werden 3 Vorrichtungen gefordert, und zwar mindestens 2 Gläser. Diese sollen in einer zur Längsrichtung des Schiffes senkrechten Ebene in gleicher Höhe und in gleicher möglichst großer Entfernung von der Kesselmitte angebracht werden. Doppelender erhalten außerdem an der anderen Stirnseite noch mindestens ein Wasserstandsglas möglichst nahe der Kesselmitte.

Höhenlage der Vorrichtungen am Kesselkörper (Fig. 106 u. 107).

Jede Wasserstandsvorrichtung ist im allgemeinen für sich mit dem Kessel zu verbinden, und zwar durch Rohre ohne scharfe Krümmung (unter Vermeidung von Wasser- und Dampfsäcken); die Rohre sind gegen die Einwirkung der Heizgase zu schützen.

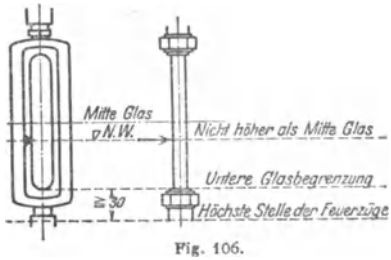


Fig. 106.

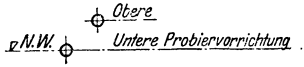


Fig. 107.

Im Kesselinnern dürfen gebogene Zuleitungsrohre an den Wasserstandseinrichtungen nicht angebracht werden.

Ausführung der Vorrichtungen.

Mindestlichtweite für die Gläser und die Bohrungen 8 mm.

Die Hähne und Ventile aller Wasserstandsvorrichtungen müssen sich während des Betriebes in gerader Richtung durchstoßen lassen.

Die Wasserstandsköpfe sind so zu gestalten, daß das Dichtungsmittel (Gummiringe) nicht eine Verstopfung der Glasenden herbeiführen kann. — Das Glas muß einen ausreichenden Bewegungsspielraum haben, da sonst Biegungsspannungen auftreten.

Zur Erkennung der Wasserstandshöhe in den Wasserstandsgläsern sind statt der Glasrohre (Fig. 108) auch ebene Glaswände, Reflexionsgläser, in denen das Wasser schwarz und der Dampf silbern erscheint, im Gebrauch.

Zur Vermeidung von Kantenpressungen des Glaskörpers sowie zusätzlichen Biegungsbeanspruchungen muß das Glas gleichmäßig auf seine Unterlage aufgepreßt werden. Bei dem Cardo-Wasserstandsanzeiger (Fig. 109) dient zum Aufpressen des Glases auf seine Unterlage eine einzige Reihe von zentral angeordneten Druckschrauben, die mittels Schwinghebeln aus gezogenem Stahl den Anpreßdruck ganz gleichmäßig auf das Glas übertragen. Das Glas kann schnell durch Lösen der Schrauben und Aufklappen der Hebel (s. Fig. 109) ausgewechselt werden.

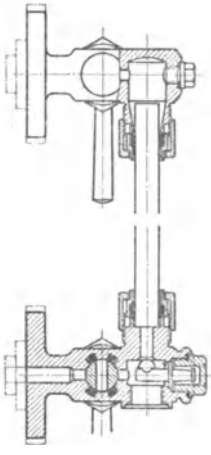


Fig. 108. Wasserstand. Bauart: Dreyer, Rosenkranz & Droop.

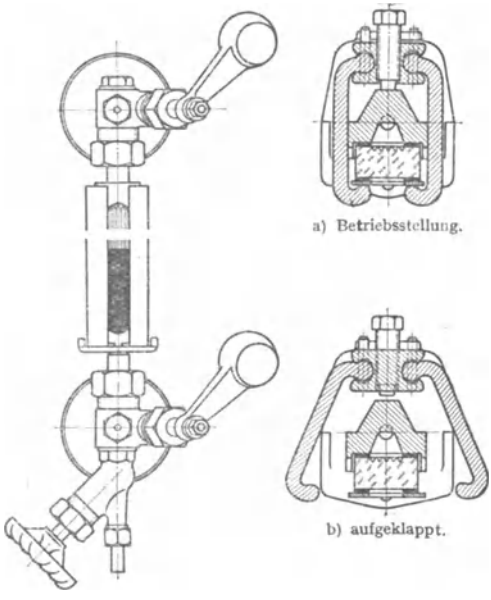


Fig. 109. Cardo-Wasserstandzeiger (Schäffer & Budenberg).

Fig. 110 zeigt den Schnitt durch den Ventilkopf mit Schrägspindelventil, automatischen Kugelselbstschluß und Durchstoßverschluß.

Gehäuse aus Spezialbronze, Sitz und Kegel aus nichtrostendem gehärteten Stahl.

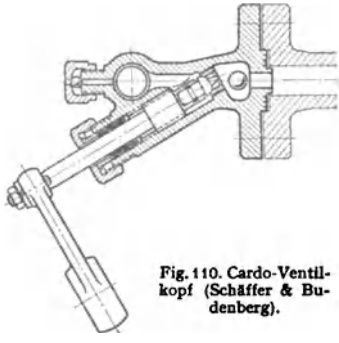


Fig. 110. Cardo-Ventilkopf (Schäffer & Budenberg).

Rohr-Wasserstände mit Bronze- (möglichst zinkfrei!) Gehäusen lassen sich im allgemeinen nur bis zu Betriebsdrucken von etwa 16 atü, Reflexions-Wasserstände bis 25 atü bei Stahlguß- oder Stahlgehäusen anwenden. Bei noch höheren Kesseldrucken dagegen macht das Einbringen von Reflexionsgläsern sonst üblicher Baulänge besondere Schwierigkeiten, daher werden für solche Drucke Wasserstandsanzeiger mit Glimmerplatten gebaut, Fig. 111. Außer den großen mechanischen Festigkeiten haben die Glimmerscheiben auch bei hohen Drucken und Temperaturen eine große Widerstandsfähigkeit gegen chemische Einflüsse des Kesselwassers. Hinter dem Anzeiger ist zur besseren Sichtbarmachung des Wasserstandes eine Lampe angeordnet.

Auch sind für höhere Drucke Sonderbauarten entwickelt worden, die auf hydrostatischer Grundlage oder Wägung beruhen und den Wasserstand mittelbar anzeigen. Solche glaslosen Wasserstandsanzeiger dürfen nach den gesetzlichen Bestimmungen nur als zweite Vorrichtung neben einem Wasserstandsglas benützt werden. Der Gewichtswasserstand von Dr. Pfleiderer, Oppau (Fig. 112), besteht aus

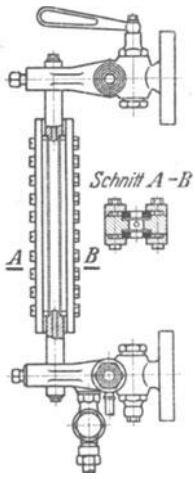


Fig. 111. Glimmer-Wasserstandzeiger (A. Borsig).

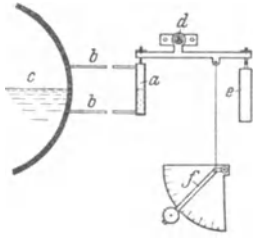


Fig. 112. Gewichtswasserstand von Dr. Pfleiderer, Oppau. *a* Druckgefäß, *b* federnde Rohre, *c* Kesseltrommel, *d* Aufhängung, *e* Gegengewicht, *f* Zeiger.

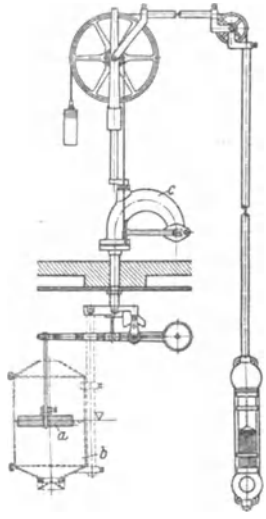


Fig. 113. Wasserstands-Fernanzeiger. *a* Tauchkörper, *b* Schutzkorb, *c* Lagergehäuse.

einem aufgehängten Druckgefäß *a* mit Gegengewicht, das durch dünne, federnde Rohre *b* mit dem Dampf- und Wasserraum des Kessels verbunden ist. Das Gefäß hebt oder senkt sich je nach seinem Wasserinhalt. Die Bewegung

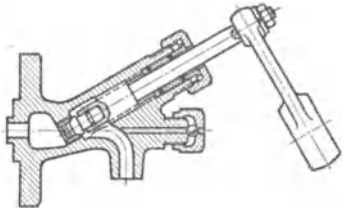


Fig. 114. Probierventil (Schäffer & Budenberg).

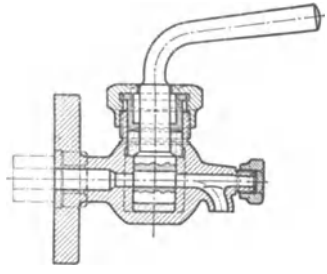


Fig. 115. Ablaßhahn mit Asbestfutter (Dreyer, Rosenkranz & Droop).

wird auf eine Waage übertragen, deren Ausschläge ein Maß für den jeweiligen Wasserstand sind.

Bei hochbauenden Kesseln ist die Beobachtung des Wasserspiegels vom Heizerstande aus erschwert. Daher „heruntergezogene Wasserstände" mit mittelbare Anzeige: Bei dem Hannemann-Fernanzeiger (Fig. 113) dient zur Aufnahme der Wasserspiegelbewegung ein gewichtsentlasteter Tauchkörper, der durch ein Stahldrahtseil mit einem lichtundurchlässigen Spiegelkörper in Verbindung steht. Es wird also rein mechanisch der Wasserstand auf einen leuchtenden zweifarbigen Anzeiger übertragen. Ferner sind zu erwähnen die Wasser-

stands-Fernanzeiger von Merkens, Aachen, Hübner & Mayer, Wien, Siemens & Halske, Berlin, Schäffer & Budenberg, Magdeburg.

Als Absperrorgane kommen, auch bei den Probiervorrichtungen, Ventile (Fig. 114) und Hähne (Fig. 115) vor. Die ersteren werden bei hohen Kesseldrucken fast ausschließlich angewandt.

E. Wasserstandsmarke.

„Der für den Dampfkessel festgesetzte niedrigste Wasserstand ist durch eine an der Kesselwandung anzubringende feste Strichmarke von etwa 30 mm Länge, die von den Buchstaben N. W. begrenzt wird, dauernd kenntlich zu machen." (§ 8.)

Ferner sind neben oder hinter den Gläsern ein waagerechter Zeiger und ein Schild mit der Aufschrift „Niedrigster Wasserstand" in Höhe der festen Strichmarke je nach der Lage der Vorrichtung entweder an der Kesselwand oder am Wasserstandskörper zu befestigen, bei Schiffskesseln außerdem noch ein Schild mit der Aufschrift „Höchster Feuerzug", das die Lage der höchsten Feuerzüge nach der Richtung der Schiffsbreite angeben soll.

F. Sicherheitsventil.

„Jeder feststehende Dampfkessel ist mit wenigstens einem zuverlässigen Sicherheitsventil, jeder bewegliche Dampfkessel mindestens mit zwei solchen Ventilen zu versehen." (§ 9.)

Für Schiffskessel werden wenigstens zwei Ventile verlangt.

„Die Sicherheitsventile dürfen höchstens so belastet werden, daß sie bei Eintritt der für den Kessel festgesetzten Dampfspannung den Dampf entweichen lassen."

Anbringung und Bau der Ventile.

Sie sind, nicht vom Kessel absperrbar, möglichst unmittelbar an einer zugänglichen Stelle des Kesselkörpers zu befestigen, damit Anlüften und Drehen des Ventilkegels auf dem Sitz leicht möglich ist.

Sind zwei Ventile vorgeschrieben, so muß ihre Belastung unabhängig voneinander sein.

Für feststehende Kessel werden allgemein Ventile mit Gewichtsbelastung, für bewegliche Kessel meist solche mit Federbelastung gebraucht. Die Sicherheitsventile der Schiffskessel und auch vielfach die der Überhitzer zeigen unmittelbaren Angriff der Feder am Ventil.

Größe der Ventilfläche.

Für den Gesamtventilquerschnitt — F in mm² — der Sicherheitsventile eines Kessels ergibt sich, wenn:

p den genehmigten Höchstdruck [atü], F_k die Heizfläche des Kessels [m²], γ [kg/m³] das Gewicht des Dampfes beim Drucke p bedeuten:

$$F = 15 \cdot F_k \cdot \sqrt{1000/p\,\gamma}\,.$$

Die nach obiger Formel berechneten Ventile erhalten zu kleine Querschnitte bei Heizflächenbelastungen $D/F_k > 30$. In solchen Fällen finden Hochhub-Sicherheitsventile Verwendung, deren Hub $h \geqq d/4$ ist. Für solche gewichtbelastete Ventile ist

$F = 3{,}7\,D/p$, wenn $h/d = 0{,}25$ bis $0{,}33$, $F = 3{,}3\,D/p$, wenn $h/d \geqq 0{,}33$ ist.

D ist die im Dauerbetrieb erzeugte stündl. Dampfmenge, mindestens aber

$= 30 \cdot F_k$ bei Wasserrohrkesseln, $= 20 \cdot F_k$ bei Großwasserraumkesseln,
$= 15 \cdot F_k$ bei Abhitzekesseln.

Bei Ventilen, die durch Hebel oder Gewicht belastet werden, darf die Größe des Dampfdruckes auf die Ventilfläche 600 kg nicht überschreiten. Ergibt die Rechnung danach eine zu große Ventilfläche, so sind mehrere Ventile anzubringen.

Ausführungen von Sicherheitsventilen s. Bd. I, Absperrvorrichtungen.

G. Manometer.

„Mit dem Dampfraum jedes Dampfkessels muß ein (bei Schiffskesseln zwei) zuverlässiges, nach Atmosphären geteiltes Manometer verbunden sein." (§ 10.)

Seine Anbringung an einem (zwei Wasserstandsvorrichtungen gemeinsamen) Wasserstandskörper ist zulässig.

„An dem Zifferblatte des Manometers ist die festgesetzte höchste Dampfspannung durch eine unveränderliche, in die Augen fallende Marke zu bezeichnen." (§ 10.)

Die Teilung soll im allgemeinen bis 5 at über diese Marke fortgeführt sein.

Das Manometer ist so anzubringen, daß es vor der strahlenden Wärme möglichst geschützt ist. Vor dem Manometer sind in das Zuleitungsrohr ein Wassersack und ein mit einem Dreiweghahn versehener Stutzen zur Anbringung des Kontrollmanometers einzubauen.

H. Fabrikschild.

An jedem Dampfkessel muß, fest am Kesselkörper, und stets sichtbar bleibend, ein metallenes Schild (§ 11) angebracht werden, das folgende Angaben zu enthalten hat:

Festgesetzte höchste Dampfspannung, Namen und Wohnort des Fabrikanten, laufende Fabriknummer, Jahr der Anfertigung.

Außerdem noch bei Schiffskesseln den Mindestabstand des festgesetzten niedrigsten Wasserstandes von der höchsten Stelle der Feuerzüge.

J. Armaturstutzen

dürfen, falls aus Gußeisen oder Temperguß hergestellt, nur für Kessel bis einschließlich 10 at Überdruck benutzt werden, wenn ihre lichte Weite 250 mm nicht übersteigt. (§ 2.) In allen übrigen Fällen sind Stutzen aus Stahlguß oder geschmiedeten Stahl zu verwenden.

Die Stutzen, an denen die verschiedenen Ventile oder Rohrleitungen angeschraubt werden, sind am Kesselkörper durch Nietung zu befestigen; bei höherem Druck eingeschraubt oder elektrisch geschweißt, um Schädigung des Bleches durch Nietung zu vermeiden. Dabei ist unter den gegossenen zum Abdichten ein bis zu 10 mm starkes Stemmblech einzunieten.

Die Kraft- und Arbeitsmaschinen mit Kolbenbewegung.

Bearbeitet von Prof. H. Dubbel, Berlin.

Schrifttum.

Dubbel, H.: Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen. 6. Aufl. Berlin: Springer 1923. — Dubbel, H.: Die Steuerungen der Dampfmaschinen. 3. Aufl. Berlin: Springer 1923. — Graßmann, R.: Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine. 4. Aufl. Berlin: Springer 1924. — Graßmann, R.: Geometrie und Maßbestimmung der Kulissensteuerungen. 2. Aufl. Berlin: Springer 1927. — Gutermuth, M. F.: Die Dampfmaschine. Berlin: Springer 1928.

I. Die Dampfmaschinen.

Es bezeichnen:

PS_i die indizierte Pferdestärke, PS_e die nutzbare oder effektive Pferdestärke,
N_i die Anzahl der PS_i, N_e die Anzahl der PS_e,
$\eta_m = N_e/N_i$ den mechanischen Wirkungsgrad,
p die Einströmspannung in kg/cm² absolut,
p_g die Ausströmspannung in kg/cm² absolut,
p_e den Expansionsenddruck, p_m den mittleren Druck in kg/cm²,
D den Kolbendurchmesser in m,
F die wirksame Kolbenfläche unter Berücksichtigung des Kolbenstangenquerschnittes in m²,
s den Hub in m, $r = 0{,}5\,s$ den Kurbelradius, n die minutliche Drehzahl,
$c = 2\,n \cdot s/60 = n \cdot s/30$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek.

A. Das Dampfdiagramm.

Fig. 1 stellt das Dampfdiagramm einer Einzylindermaschine dar. Es bedeuten die Strecken: fa Voreinströmung, ab Füllung, bc Expansion, cd Vorausströmung, de Auslaß, ef Kompression. s_0 gibt die Größe des schädlichen Raumes an. Als solchen bezeichnet man denjenigen Raum, der bei Totlage des Kolbens von diesem, den Steuerungsorganen und den Zylinderwandungen eingeschlossen wird. Sein Inhalt leistet Expansions-, aber keine Volldruckarbeit. Die Voreinströmung ist so zu wählen, daß in der Kolbentotlage schon der volle Eintrittsdruck im Zylinder vorhanden ist. Im Kurbelwinkel gemessen, beträgt die Voreinströmung 8 bis 15°, wobei die kleineren Werte für langsamlaufende, die größeren für raschlaufende Maschinen gelten.

Die Größe der Füllung wird durch die Rücksicht auf möglichst wirtschaftlichen Betrieb bestimmt. Wo dieser angestrebt wird, sind unter gewöhnlichen Verhältnissen Enddrücke von 0,6 bis 1,0 at Überdruck bei Auspuff, bzw. 0,6 at für Verbundmaschinen bis 1,0 at absolut für Einzylindermaschinen mit Kondensation normale Grenzwerte. Bei den Zweizylindermaschinen mit Auspuff geht die Expansion bis auf eine absolute Endspannung von 1,25 at herunter. Bei hohen Kohlenpreisen und ununterbrochenem Betrieb sind kleinere Werte p_e zu wählen, womit die Anlagekosten wegen der größeren Maschine zunehmen, also ebenso Verzinsung und Abschreibung, während infolge der besseren Dampfausnutzung die Betriebskosten abnehmen. Es ist zu beachten, daß bei gleicher Expansions-

endspannung mit zunehmendem Eintrittsdruck und mit Verkleinerung des schädlichen Raumes die Füllung abnimmt, die eine bestimmte Größe nicht unterschreiten soll. Aus diesem Grunde wird bei besonders weitgetriebener Expansion die Verbundwirkung zur Notwendigkeit. S. S. 102. Vollständige Expansion bis auf den Gegendruck, durch welche die in Fig. 1 schraffierte Fläche gewonnen würde, verbietet sich auch bei Verbundwirkung mit Rücksicht auf die höheren Anlagekosten und die mit der Zylindergröße wachsende Eigenreibung und verstärkte Kondensation des eintretenden Dampfes an den ausgedehnteren Zylinderwandungen.

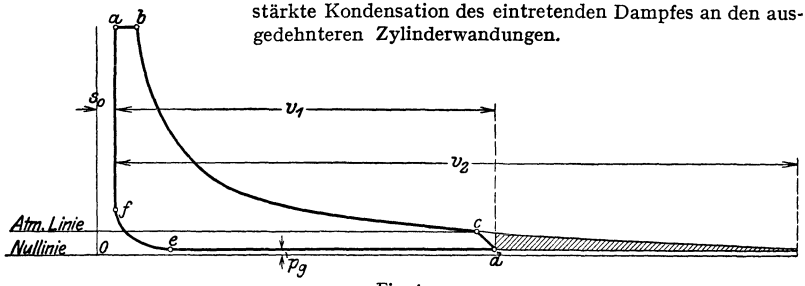


Fig. 1.

Grassmann empfiehlt, der Normalleistung folgende mittlere Drucke zugrunde zu legen und die Füllung so zu bestimmen, daß die angegebenen Werte p_m erreicht werden:

für Einzylindermaschinen mit	Kondensation	$p_m = 1{,}2 + 0{,}2\,p'$
„ „ „	Auspuff	$p_m = 1{,}2 + 0{,}25\,p'$
„ Zweiverbundmaschinen „	Kondensation	$p_m = 1{,}2 + 0{,}09\,p'$
„ Dreiverbundmaschinen		$p_m = 1{,}2 + 0{,}05\,p'$.

p' = mittlerer absoluter Einströmspannung.

Bei den beiden letzten Maschinenarten bezieht sich p_m auf den Niederdruckzylinder. Bei reichlicherer Bemessung ist p_m um 0,1 bis 0,2 zu verringern.

Höchstfüllung: bei Einzylindermaschinen etwa 40 vH, bei Hochdruckzylindern von Verbundmaschinen etwa 60 vH, damit die Maschinen leicht anspringen und vorübergehend größere Beschleunigungsarbeit leisten können. Kleinste Füllung 0 bis 3 vH, je nach dem Widerstande, der im Leerlauf zu überwinden ist. Da Voreinströmung häufig eine gleich große Mindestfüllung bedingt, so wird von Kondensationsmaschinen auch bei dieser 0-Füllung eine erhebliche Arbeit geleistet, welche die Leerlaufarbeit der Maschine erheblich übersteigt. Hier deshalb oft „00-Füllung“ (oder absolute Nullfüllung): es findet keine Voreinströmung statt.

In Auspuffmaschinen sinkt bei kleinen Füllungen die Expansionslinie u. U. unter die atmosphärische Linie: es entsteht eine die Diagrammfläche verkleinernde Schleife.

Die Expansionslinie zeigt bei gesättigtem Dampf und normalem Verlauf annähernde Übereinstimmung mit einer vom absoluten Nullpunkt O aus entworfenen gleichseitigen Hyperbel. Ist der Zylinder geheizt, der Dampf trocken, so ist der Exponent der Gleichung $p\,v^m = \text{konst.}$ in der ersten Hälfte der Expansionslinie häufig größer als 1, im Niederdruckzylinder kleiner als 1. Für schwach überhitzten Dampf ist $m \cong 1{,}05$, für hochüberhitzten Dampf $m = 1{,}25$. Für größere Exponenten fällt die Expansionslinie stärker, bei gleicher Füllung nimmt sonach der Diagramminhalt ab.

Mit der Vorausströmung wird Erzielung niedrigsten Gegendruckes schon in Totlage bezweckt. Die Vorausströmung soll sich über einen Kurbelwinkel von 30 bis 40°, je nach Drehzahl, erstrecken.

Rasche Eröffnung des Auslasses, strömungstechnisch richtige Gestaltung der Kanäle und große Vorausströmung werden von besonderer Bedeutung bei raschlaufenden (Auto-) Maschinen. S. auch S. 99.

Um bei Gegendruckmaschinen Schleifenbildung zu verhindern, ist die Vorausströmung durch Abhängigkeit der Auslaß- von der Einlaßsteuerung so zu steuern, daß sie ungefähr im Schnittpunkt der Expansionslinie mit der Gegendrucklinie beginnt, oder es ist nachzuöffnen: der bis Hubende expandierte Dampf wird beim Kolbenrückgang verdichtet, bis der Auslaß in dem erwähnten Schnittpunkt öffnet. S. auch S. 351.

Die Gegendrucklinie soll möglichst tief liegen. Ihr Verlauf hängt — wie bei der Einströmlinie — von der Größe der Vorausströmung und den in den Kanälen zugelassenen Dampfgeschwindigkeiten ab. Bei normalen Auspuffmaschinen ist $p_g = 0{,}1$ bis 0,15 at Überdruck, bei Kondensationsmaschinen $p_g = 0{,}15$ bis 0,2 at absolut, bei Schlitzmaschinen auch weniger. Die Kompressionslinie wird meist als gleichseitige Hyperbel gezeichnet, richtiger ist bei Heißdampfmaschinen Aufzeichnung als Polytrope mit $m = 1{,}1$ bei mäßiger, $m = 1{,}2$ bis 1,3 bei hoher Überhitzung. Bezüglich des durch die Kompression beeinflußten Druckwechsels in den Lagern des Kurbeltriebes siehe S. 200.

Meist steigt die Kompression etwa bis zu $^2/_3$ der Eintrittsspannung an.

Ermittlung der Leistung aus dem Diagramm.

Es ist: $N_i = 10000 \cdot F \cdot p_m \cdot c/75 = 4{,}44\, F \cdot p_m \cdot s \cdot n$; $N_e = \eta_m \cdot N_i$.

$\eta = 0{,}88$ bis 0,93 je nach Ausführung der Maschine; bei stehender Anordnung ist η etwas größer als bei liegender.

p_m wird durch Aufzeichnung des Diagramms ermittelt. Fig. 2 zeigt das Verfahren bei einem Sattdampfdiagramm. Von Punkt O aus, dessen Lage durch die Größe von s_0 gegeben ist, werden Strahlen nach den beliebigen Teilpunkten *1, 2, 3* gezogen, die die durch Füllungsende *b* gehende Senkrechte in *I, II, III* schneiden. Die Übertragung dieser Schnittpunkte auf die Teillinien durch *1, 2, 3* ergibt Punkte der gleichseitigen Hyperbel. Eintragung der Vorausströmungslinie nach Gutdünken. Durch den Endpunkt der gewählten Kompression wird eine Waagerechte gelegt, die zum Schnitt mit dem durch Punkt x (Schnittpunkt der verlängerten Gegendrucklinie mit der die Kolbentotlage bezeichnenden Senkrechten) gezogenen Strahl Oy gebracht wird Ist hingegen Kompressionsbeginn gegeben, Fig. 3, so legt der Schnittpunkt c der im Anfangspunkt b der Kompression errichteten Senkrechten mit der Verlängerung von Oa den Kompressionsdruck p_c fest.

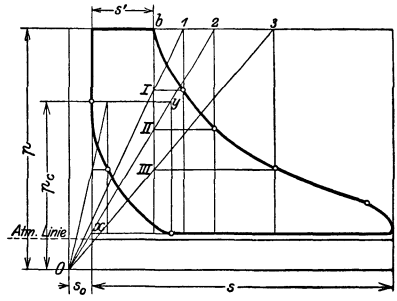


Fig. 2.

Da der Inhalt des schädlichen Raumes Expansionsarbeit leistet, so liegt die Expansionslinie um so höher, je größer s_0 ist.

Aufzeichnung der Heißdampf-Expansionslinie als Polytrope nach Bd. I, S. 115 zeigt Fig. 3. Angaben über die Winkel α und β finden sich ebenda. Bei der Aufzeichnung nach Fig. 3 ist Eintrittsdrosselung angenommen und der „mittlere Eintrittsdruck" p' durch eine Druckhorizontale ermittelt, die so gelegen ist, daß die beiden schraffierten Flächen gleich sind. s' wird als ideelle Füllung bezeichnet.

Fig. 4 zeigt die Feststellung des mittleren Druckes p_m. In einem Abstand von $\frac{1}{10}$ der Diagrammlänge werden die Ordinaten a_1 bis a_9, in einer Entfernung

vom Rande gleich $\frac{1}{4}$ der Breite eines Teiles die Ordinaten a_0 und a_{10} gezogen. Jede Ordinate ist mittlere Höhe eines Trapezes. Es wird die Diagrammfläche:

$$J = s/20 \cdot (a_0 + a_{10}) + s/10 \cdot (a_1 + a_2 + \cdots + a_9)$$

oder:
$$J = s/10 \cdot (a_0/2 + a_1 + a_2 + \cdots + a_9 + a_{10}/2) .$$

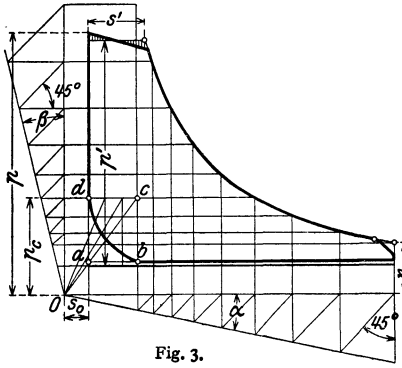


Fig. 3.

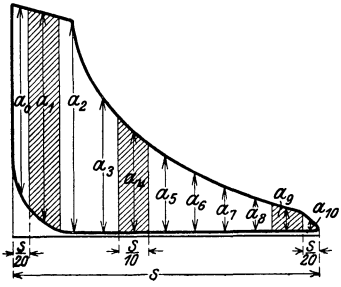


Fig. 4.

Nun kann $J = s \cdot h$ gesetzt werden, wenn h = mittlerer Diagrammhöhe. Es folgt:

$$h = 1/10 \cdot (a_0/2 + a_1 + \cdots + a_9 + a_{10}/2) .$$

h wird unter Berücksichtigung des Druckmaßstabes in p_m umgerechnet. Die Diagrammlänge wird meist zu 100 mm angenommen, Druckmaßstab so gewählt, daß Diagrammhöhe = 60 bis 70 mm.

B. Die Steuerungen.

Es bezeichnen:

f = Kanalquerschnitt in cm², h = Kanalhöhe in cm,
a = Kanalbreite in cm, u = Dampfgeschwindigkeit in m/sek.

Dann ist (F in cm²): $F \cdot c = u \cdot f$; $f = Fc/u$ in cm².

Die Gleichung setzt ganz freigelegten Kanal bei mittlerer Kolbengeschwindigkeit voraus. Die höchste Kolbengeschwindigkeit steigt auf das ungefähr 1,6fache (für $L = \infty$ auf das $\pi/2$fache) der mittleren, so daß sich u in demselben Maße vergrößert.

Werte von u: Bei Kolbenschiebern ist u = 30 bis 35 m/sek.

Der Austrittsquerschnitt ist reichlicher zu bemessen. Auspuffgeschwindigkeit u = 25 bis 30 m/sek.

Für Ventile gelten folgende Werte von u, bezogen auf die unverengte Durchtrittsfläche (vgl. S. 92, wo also $\varphi = 1$ zu setzen):

Hochdruckzylinder: Einlaß u = 25 bis 35 m/sek, Auslaß u = 20 bis 30 m/sek,
Niederdruckzylinder: „ u = 30 „ 40 „ „ u = 25 „ 35 „

Für die Drosselung Δp gilt allgemein:

$$u = 294 \sqrt{\Delta p} / \sqrt{p} .$$

Wird beispielsweise bei p = 20 at abs. Δp = 0,2 at zugelassen, so ist

$$u = 294 \cdot 0{,}1 = 29{,}4 \text{ m/sek.}$$

Hierbei ist angenommen, daß der Einlaßkanal völlig geöffnet und der Kolben um 25 bis 40 vH des Hubes von der Totlage entfernt ist, seine Geschwindigkeit sonach etwa $0{,}9 \cdot c_{max}$ beträgt. Gegen Ende der Füllung werden die Dampf-

geschwindigkeiten infolge der sich verengenden Einlaßquerschnitte außerordentlich hoch.

Große Dampfgeschwindigkeiten erhöhen den Drosselungsverlust, vermindern jedoch andererseits durch die Verkleinerung des schädlichen Raumes dessen Raum- und Flächenschaden.

Für die Wahl der Steuerung ist hauptsächlich bestimmend: Leichte Verstellung durch den Regulator. Geringe Eigenreibung. Gute Dichtheit. Kleine schädliche Räume und Flächen. Eignung für überhitzten Dampf. Für Maschinen mit einem Hubverhältnis D/s von ungefähr 1 : 2 und einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von etwa 3 bis 4 m/sek beträgt der schädliche Raum in vH des Hubvolumens:

5 bis 7 vH bei Ventilen und Kolbenventilen (s. S. 90),
6 bis 12 vH bei waagerechten Kolbenschiebern.

Die niedrigen Werte für Kolbenschieber lassen sich durch deren Lagerung dicht am Zylinder erreichen.

Lagerung der Ventile im Deckel verringert den für Ventile angegebenen Wert um etwa 30 vH. Gleichstrommaschinen zeigen 2 bis 3 vH schädlichen Raum.

Was die Dichtheit betrifft, so verhalten sich waagerecht gelagerte Kolbenschieber am ungünstigsten.

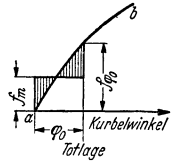


Fig. 5. a = Beginn der Vorausströmung. ab = Kurve der Auslaßkanal-Eröffnung. φ_0 = Vorausströmungswinkel. f_m = mittlerer Kanaleröffnung während der Vorausströmung. f_{φ_0} = Auslaßkanal-Eröffnung am Ende der Vorausströmung. F = gesamter Auslaßquerschnitt.

Meist gebraucht wird das Ventil, da es besonders zum Betrieb mit überhitztem Dampf geeignet ist und fast keine Eigenreibung aufweist, so daß die Ventilsteuerungen leicht vom Regulator beherrscht werden können. Besondere Vorteile gewährt in senkrechter Anordnung der vierfach geteilte Kolbenschieber, häufig als „Kolbenventil" bezeichnet. S. S. 90, 94.

Autodampfmaschinen lassen bei hohen Betriebsdrucken starke Eintrittsdrosselung zu, hier wird die Beherrschung der Ausströmung von ausschlaggebender Bedeutung. f_m/F gibt ein Maß für die rasche Freilegung des Auslaßquerschnittes. f_m ist in Fig. 5 dargestellt, Fig. 6 zeigt die schnelle Zunahme der zulässigen Dampfgeschwindigkeit mit wachsenden φ_0. Ausflußbeiwert μ, besonders bei großen Vorausströmungen von Einfluß und nach Schüle meist zwischen 0,64 bis 0,70 liegend, ist durch Anpassung der Kanäle an Strömungsverhältnisse zu steigern.

Für die erreichbare Drehzahl gilt die Gleichung $n = 190\,u/D\,(\text{min}^{-1})$, worin u = zulässiger Dampfgeschwindigkeit in m/sek., D = Zylinderdmr. (Fritsch: Z. VDI 1937 S. 416; s. auch S. 99.)

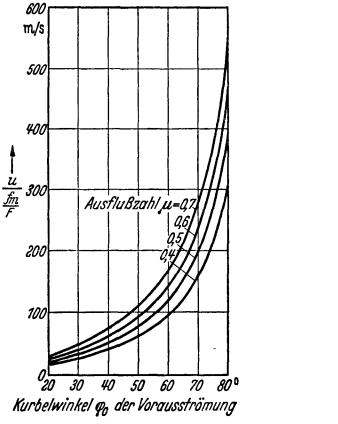


Fig. 6.

1. Die Schiebersteuerungen.

a) Der Muschelschieber. Fig. 7 zeigt diesen in der Mittellage, die Kanäle um die äußere Überdeckung e und die innere Überdeckung i überdeckend. Darstellung der Schieberbewegung durch das Müller-Seemannsche Schieberdiagramm, dessen waagerechter Durchmesser den Schieberweg, dessen Krejsumfang den Weg des Exzentermittelpunktes darstellt (Fig. 8). Bei der Exzenterlage $O\,II$ hat sich der Schieber um e aus der in Fig. 7 wiedergegebenen Mittellage herausbewegt, die Kanaleröffnung beginnt. Zur linken Kurbeltotlage $O\,K$ gehört die Exzenterlage $O\,III$, der Schieber hat den Kanal um das „lineare Voreilen" Ve freigelegt, und die Füllung beginnt. Diese dauert an bis zur Exzenterlage $O\,V$, dem Füllungswinkel α entsprechend. Um denselben Winkel hat sich Kurbel OK gedreht und ist nach OK' gelangt, so daß der Füllungsweg durch Ka', bequemer jedoch nach Loten des Punktes V auf die Kolbenweglinie $III\,O\,VIII$ durch Strecke $III\,A$ dargestellt wird.

In *O VI*: Mittellage von Schieber und Exzenter. In *VII* ist der Schieber um i aus der Mittellage herausgegangen und eröffnet den Auspuff. Zur Exzenter-

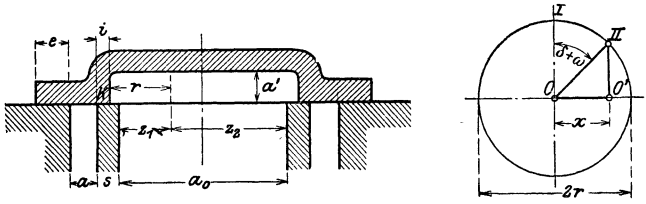


Fig. 7.

lage *O VIII* gehört rechte Kurbeltotlage. *Va* ist die „lineare Vorausströmung". In *XI* schließt der Auspuff. Die Kompression beginnt und dauert während des Kurbeldrehwinkels β, dem Kolbenweg *III C* entsprechend.

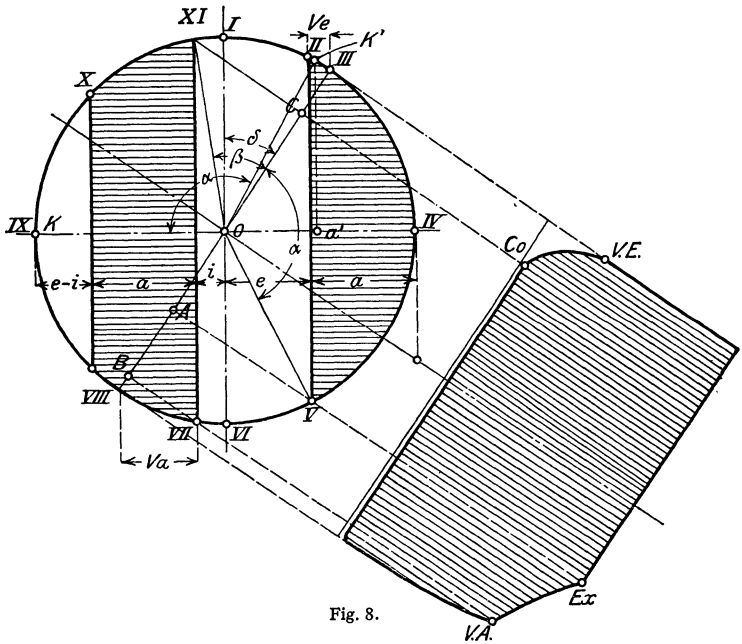


Fig. 8.

Aus dem Diagramm geht hervor, daß das Exzenter der Kurbel um $90° + \delta$ voreilt. δ wird als „Voreilwinkel" bezeichnet. Exzentrizität $r = e + a$. Bei $r > e + a$ findet „Überschleifen" statt.

Bequemere Projektionen und Aufzeichnung des Dampfdiagramms wird durch das Diagramm von Müller-Reuleaux, Fig. 9, erreicht, das durch eine Verdrehung des Müllerschen Diagramms um einen Winkel $90° + \delta$ entsteht.

Fig. 9 zeigt außerdem das Zeunersche Schieberdiagramm. Für die Entfernung des Schiebers aus der Mittellage ist nach Fig. 7 $x = r \cdot \sin(\delta + \omega)$, worin ω der Winkel ist, um den sich die Kurbel aus der Totlage herausgedreht hat.

Diese Beziehung ist die Polargleichung zweier Kreise, die sich im Pol O berühren und deren Zentrale mit der Senkrechten den Winkel δ einschließt. Wird in Fig. 9 unter dem beliebigen Winkel ω ein Vektor gezogen, so wird:

$$OD = OC \cdot \sin OCD; \quad \text{Winkel } OCD = OCB + BCD = \delta + \omega. \quad OD = r \cdot \sin(\delta + \omega).$$

Ein unter Winkel ω gezogener Vektor gibt in seiner Länge die Entfernung des Schiebers aus der Mittellage für den Kurbelwinkel ω an. Werden mit e und i Kreise um O gezogen, so geben die über diese Kreise hinausragenden Strahlen die Kanaleröffnungen während der Füllung und des Auspuffes wieder. Strahlen, durch die Schnittpunkte der e- und i-Kreise mit den Schieberkreisen gezogen, bezeichnen die Kolbenstellungen bei Beginn von Voreinströmung, Expansion usw. Der obere „positive" Kreis gibt die Schieberausschläge nach rechts, der untere, negative die nach links an.

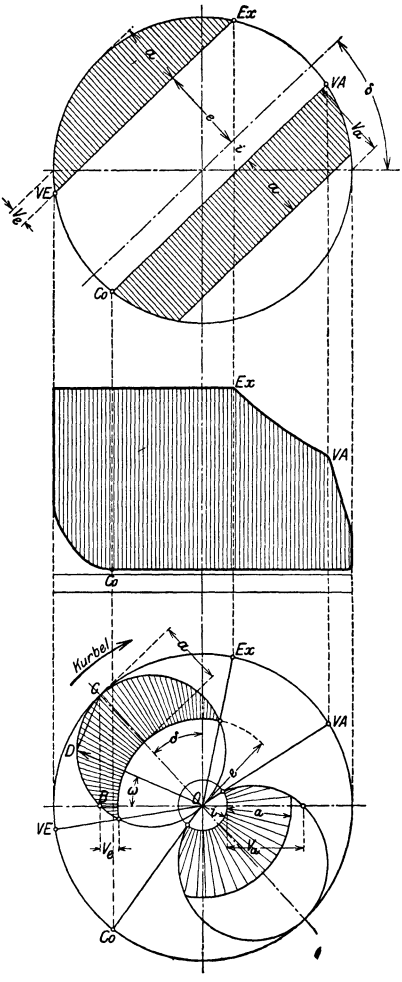


Fig. 9.

Aus den Schieberdiagrammen können die Überdeckungen e und i bestimmt werden, indem diese Strecken mit dem Verhältnis der aus $f = a \cdot h$ berechneten Kanalweite zur gezeichneten Kanalweite multipliziert werden.

(Ist z. B. gezeichnet: $e = 24$, $a = 26$ und ist $a = 32$ berechnet, so ist e in der Größe $24 \cdot 32/26 = 29$ mm auszuführen.)

Die Auspuffkanalweite a_0, Fig. 7, ist so zu bestimmen, daß in der Schiebertotlage keine Verengung eintritt. Meist wird a_0 größer ausgeführt, um die Kanallänge und damit den schädlichen Raum zu verringern.

Wirkung der endlichen Stangenlängen. Die endliche Schubstangenlänge bewirkt, daß zu gleichen Füllungswinkeln ungleiche Füllungswege gehören, und zwar wird die Füllung auf der Deckelseite größer als auf der Kurbelseite. Diese Verhältnisse sind in Fig. 10 dargestellt, in der die Dampfverteilungspunkte durch Bogen mit $L = 5\,R$ auf die Kolbenweglinie gelotet sind. Gleichmäßigere Dampfverteilung wird durch unsymmetrische Einstellung des Schiebers oder durch ungleiche Lappenlänge erzielt. Im ersteren Fall ist (bei äußerer Einströmung) der Schieber um eine bestimmte Strecke x nach der Deckelseite hin zu verschieben, so daß hier früher abgeschlossen wird. Überdeckungen auf der Deckelseite: $e + x$ und $i - x$, auf der Kurbelseite: $e - x$ und $i + x$. Ungleiche Lappenlänge gestattet größere Bewegungsfreiheit bezüglich der Überdeckungen. In Fig. 10 ist der Ausgleich durch diese Verfahren dargestellt, wobei sich das Müller-Seemannsche Diagramm nur auf den Einlaß bezieht. Auch diesem letzteren Ausgleich ist eine Grenze gesetzt durch die Rücksicht

auf die Voreinströmung, die bei passender Größe auf der Kurbelseite zu klein auf der Deckelseite wird. Fig. 10 läßt weiter das Überschleifen des Kanals auf der Kurbelseite erkennen.

Bei äußerer Einströmung nimmt die Ungleichheit der Dampfverteilung durch den Einfluß der Exzenterstangenlänge zu, Fig. 11. Die Deckungslinien sind mit

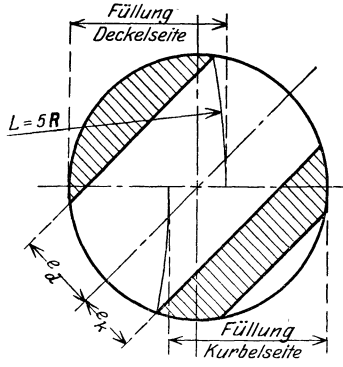


Fig. 10.

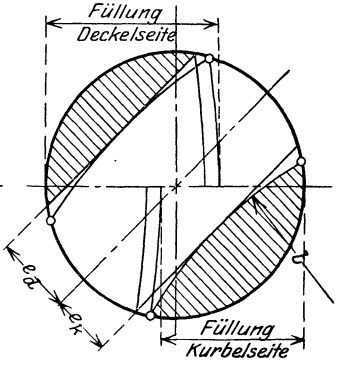


Fig. 11.

einem Radius = Exzenterstangenlänge l als Vielfaches der Diagramm-Exzentrizität r gezogen. Bei innerer Einströmung erhalten die Deckungslinien entgegengesetzte Krümmung, die Dampfverteilung wird verbessert. Günstigste Verhältnisse, wenn $\frac{r}{l} = \frac{R}{r} \cdot \frac{R}{L} \cdot \sin\delta$ (r = Exzenterradius, l = Exzenterstangenlänge).

Nach Doerfel wird Füllungsausgleich auch durch Anordnung einer kurzen, schrägziehenden Exzenterstange erreicht. Näheres hierüber siehe die Werke von Dubbel und Graßmann.

b) Abarten des Muschelschiebers.

Als Beispiel werde der **Trickschieber** dargestellt, Fig. 12. Der Dampf strömt an der Außenkante und durch einen Kanal von der Weite $a/2$ zu, wenn dieser über einer Aussparung im Schieberspiegel steht. Sonach doppelte Eröffnung und volle Freilegung des Kanals, wenn der Schieber um $e + a/2$ von der Mittellage entfernt ist. Kanalweite an der Mündung $= a + s$, um Verengerung des Kanals durch Wandstärke s zu vermeiden. Häufige Anwendung, um die Exzentrizität zu halbieren, dann Wirkung wie die des gewöhnlichen Muschelschiebers. Zu beachten, daß zur Vermeidung der Drosselung des Auspuffdampfes $r > a + i$. Ist $(s + a/2) > e$, so werden beide Zylinderseiten bei Schiebermittellage miteinander verbunden. Mitunter erwünscht, da Kompression erhöht, Auspuff erleichtert wird.

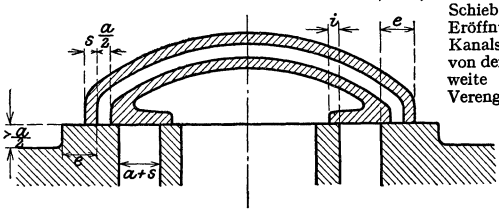


Fig. 12.

c) Entlastete Schieber. Kolbenschieber stellen häufigste Entlastung dar. Form möglichst als einfacher Umdrehungskörper, um Spannungen zu vermeiden. Abdichtung durch Einschleifen oder besser durch Dichtungsringe. Buchsen, mit schrägen Stegen in den Kanaldurchbrechungen versehen, werden stramm eingepreßt, wobei sie zur Formänderung infolge ungleichmäßiger Erwärmung des Gehäuses neigen, oder sie werden mit rechtwinkligen Ansätzen loser eingesetzt und mit Asbestschnüren abgedichtet. Häufig Sicherung der Lage der Buchse durch Druckschrauben oder durch den Schieberkastendeckel; s. Fig. 16. Ausglühen von Schieber und Buchse nach Bearbeitung zur Vermeidung von

Gußspannungen. Durch Lagerung der kräftig gehaltenen Schieberstange außerhalb des Dampfraumes ist der Schieber schwebend zu halten.

Ausführung der Kolbenschieber allgemein mit „Inneneinströmung".

Die äußeren Überdeckungen sind innen, die inneren Überdeckungen außen angebracht, so daß das Exzenter der Kurbel um $90° - \delta$ nacheilen muß. Vorteile: Der Schieberkasten ist mit Abdampf gefüllt, daher Entlastung der Schieberstangen-Stopfbuchse von Druck und Temperatur. Geringere Strahlungsverluste. Verbesserte Dampfverteilung s. S. 86.

Ausführung der Dichtungsringe nach Fig. 13. In Fig. 13 a und c bildet der Dichtungsring die steuernde Kante. Bei Ausführung nach Fig. 13 a muß die Wand am Umfang eingezogen werden, um Drosselung des einströmenden Dampfes zu vermeiden. Bei Bauart nach Fig. 13 c neigt der Ring

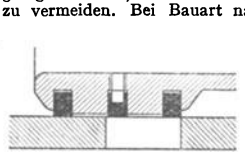


Fig. 13 a.

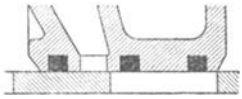


Fig. 13 b.

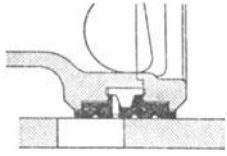


Fig. 13 c.

infolge kleiner Auflageflächen zum Einschlagen. Die Kolbenringe werden meist eingesprengt, seltner nach Fig. 13 c eingelegt. Nicht aufgeschnittene, also auch nicht federnde, aber leicht zu ersetzende „Kaliberringe" (Fig. 13 c) haben sich nicht bewährt. Fig. 13 b zeigt Trickkanal, der Schieberkörper schließt passend ab.

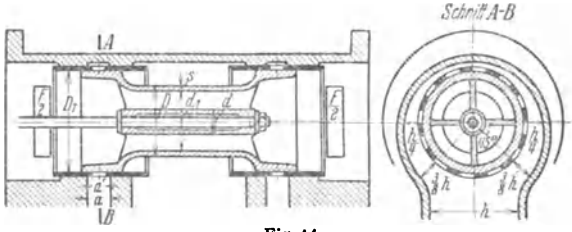


Fig. 14.

Berechnung der Kolbenschieber. In Fig. 14 ist innere Einströmung vorausgesetzt. Die Bemessung ist davon abhängig, ob der an jeder Seite des Schieberkastens angeordnete Ausströmquerschnitt die Größe $f/2 = F \cdot c/2u$ oder $f = F \cdot c/u$ hat. In ersterem Fall strömt z. B.

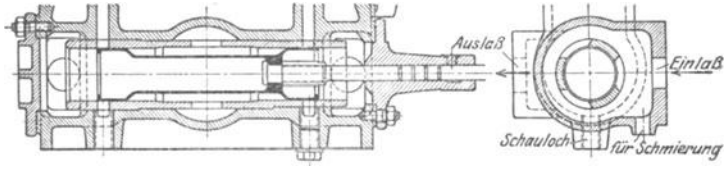


Fig. 15. Ausführung: Christoph & Unmack, Niesky.

der Abdampf der rechten Seite teils unmittelbar, teils durch den Schieber hindurch zum Auspuffrohr. Es muß $(d_1^2\pi/4 - d^2\pi/4) = F/2$ sein. Nabendurchmesser d ist aus konstruktiven Gründen festgelegt. Nach Wahl der Wandstärke s ist $D = d_1 + 2s$, und es folgt $\pi/4(D_1^2 - D^2)$ als erforderlicher Frischdampfquerschnitt.

Hat der Ausströmquerschnitt die Größe f, so kann der Schieber aus zwei Einzelkolben zusammengesetzt werden, wobei die Schieberstange in jedem Kolben (zweckmäßig durch Konus) abzudichten ist. Es wird $D_1^2\pi/4 - d^2\pi/4 = f$, worin d = Schieberstangendmr. Querschnittsverengung durch Muttern ist zu beachten. Verbindung beider Kolben miteinander durch eine Hülse erspart die Abdichtung, verkleinert jedoch den Frischdampfquerschnitt mehr, so daß jetzt von diesem auszugehen ist. Der größere Durchmesser ermöglicht kleinere Kanalweite und damit kleinere Exzentrizität. Kanalweite a' folgt aus $\varphi \cdot D_1\pi \cdot a' = f$, worin φ die Verengung der Buchsenkanäle durch die Stege bedeutet. $\varphi \sim 0{,}65$ im Mittel.

Es ist immer $a > a'$ zu wählen, außerdem wird a durch die Rücksicht auf Kanalhöhe h beeinflußt.

Im Querschnitt geht die Ausströmung wie eingezeichnet vor sich, was in der waagerechten Ebene eine Gesamthöhe des Kanals von $h/2$, unter 45° hierzu geneigt eine Gesamthöhe von $\frac{3}{4}h$ erfordert.

Fig. 15 zeigt einen Rohrschieber, Fig. 16 zwei Einzelkolben. Durch Schrauben geschlossene Schaulöcher erleichtern die Einstellung des Schiebers.

Weiteres s. Dubbel: Steuerungen. Berlin: Springer 1923.

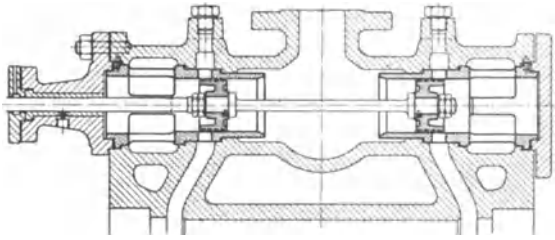


Fig. 16. Ausführung: Dinglersche Maschinenfabrik, Zweibrücken.

d) Exzenteraufkeilung. Exzenter eilt bei äußerer Einströmung um $90° + \delta$ vor; bei innerer Einströmung oder Einschaltung eines die Schieberbewegung umkehrenden Hebels in das äußere Gestänge eilt Exzenter um $90° - \delta$ nach. Ist Schieberbahn um Winkel α gegen Horizontale geneigt, so eilt Exzenter um $90° + \delta \pm \alpha$ vor, da jetzt bei Schiebermittellage das Exzenter senkrecht zur geneigten Schieberbewegungsrichtung stehen muß.

e) Einschieber-Expansionssteuerungen. Der Endpunkt der wirksamen Exzentrizität wird auf einer geraden oder bogenförmigen „Scheitelkurve" verstellt. Im ersteren Fall ist bei Lage der Scheitelkurve nach Fig. 17a das lineare Voreilen konstant, im letzteren Fall veränderlich. Schräge Lage zur Kolbenbewegungsrichtung bei Kurbeltotlage ermöglicht bei gerader Scheitelkurve sowohl konstante Voreinströmung, in Winkelgraden gemessen, als

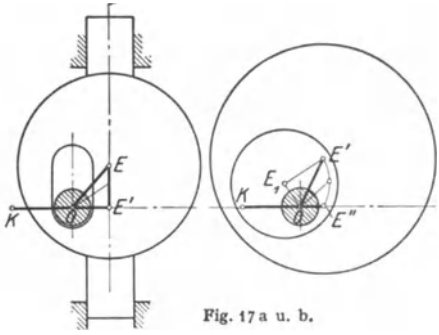


Fig. 17a u. b.

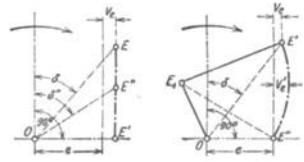


Fig. 18a u. b.

auch annähernd Nullfüllung. Die bogenförmige Scheitelkurve wird nach Doerfel meist dadurch erhalten, daß nach Fig. 17b ein äußeres „Drehexzenter" mit dem Mittelpunkt E' um ein inneres, fest aufgekeiltes Exzenter OE_1 vom Flachregler, s. S. 210, gedreht wird. Durch die Verstellung des wirksamen Exzenters nimmt mit abnehmender Exzentrizität der Voreilwinkel zu. Geradlinige Scheitelkurve wird nach Fig. 17a durch Verschiebung eines geschlitzten Exzenters erhalten. In den Fig. 18a und b sind die Exzenter schematisch dargestellt; die entstehende Dampfverteilung zeigt das Müller-Reuleaux-Diagramm Fig. 19 für eine Scheitelkurve nach Fig. 18a.

Starke Veränderlichkeit der Voreinströmung, im Kurbelwinkel gemessen, bei konstantem linearen Voreilen. Mit kleiner werdender Exzentrizität nehmen Expansion, Vorausströmung und Kompression zu. Kleinste Füllung hat dieselbe

Dauer wie Voreinströmung; Vorausströmung und Kompression ergänzen sich hierbei zu 100 vH. Nullfüllung bei dieser Lage der geradlinigen Scheitelkurve nicht erreichbar, bei bogenförmiger, wenn $r_{min} \leqq e$. Vgl. für letzteren Fall Fig. 21 mit $r_{min} = e_k$.

f) Zweischieber-Expansionssteuerungen. Bei den Einkammersteuerungen mit ineinanderlaufenden Schiebern steuert der Grundschieber unveränderlich Voreinströmung, Vorausströmung und Kompression. Expansionsschieber steuert Füllung, indem der „Durchlaßkanal" auf dem oberen Grundschieberspiegel geschlossen wird, wenn er unten noch mit Zylinderkanal in Verbindung steht.

Infolge ihrer Nachteile namentlich bei Heißdampfbetrieb werden ineinanderlaufende Schieber nicht mehr ausgeführt.

b) Zweikammersteuerungen. Die von Doerfel eingeführten **„Zweikammersteuerungen"** bedingen kleinere Schieberdurchmesser und einfachere Formen.

Fig. 20[1]): Zweikammersteuerung mit Verstellung des Expansionsschiebers durch Flachregler.

Der Auslaßschieber wird nach Wahl von Vorausströmung und Kompression bestimmt.

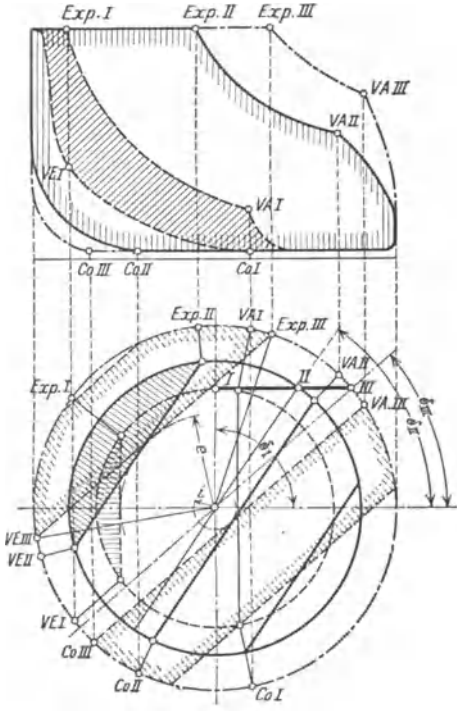


Fig. 19.

[1]) Ausführung: Dinglersche Maschinenfabrik, Zweibrücken.

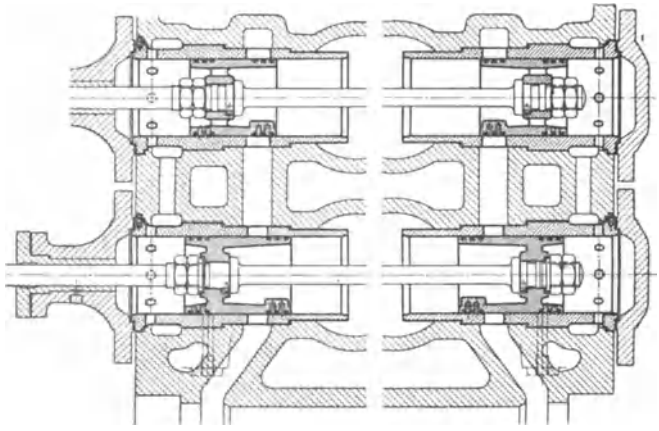


Fig. 20. Ausführung: Dinglersche Maschinenfabrik, Zweibrücken.

Fig. 21 zeigt das Zeuner-Diagramm für den Einlaßschieber einer Steuerung nach Fig. 20. Um absolute Nullfüllung zu erhalten, ist die kleinste Exzentrizität gleich der Überdeckung e_k auf der Kurbelseite gewählt. F gibt die Exzenterlagen bei Füllungsende an.

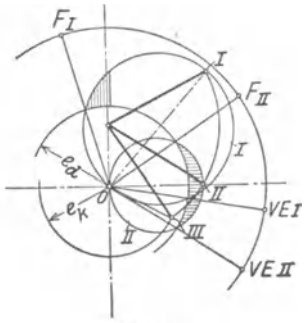


Fig. 21.

2. Kolbenventilsteuerungen.

Fig. 22 zeigt Ausführung der Maschinenfabrik B. Maier in Brackwede i. W. Antrieb der Kolbenventile durch eine der nachfolgend behandelten Ventilsteuerungen.

Fig. 26 zeigt ein Kolbenventil mit Antrieb durch Proellschen Schwingdaumen.

Auch bei Höchstdruckmaschinen hat sich das Kolbenventil dem Rohrventil überlegen gezeigt[1]); um den von der Schlußfeder zu überwindenden großen Spindeldruck zu beseitigen, öffnen bei Höchstdruck die Kolbenventile zweckmäßig in solcher Bewegungsrichtung, daß der Spindeldruck im Sinne des Ventilschlusses wirkt und die Schlußfeder entlastet. Als Vorteil des Kolbenventils ist zu erwähnen, daß die Wärmedehnung nicht die Dichtung beeinflußt und der Kanal bei

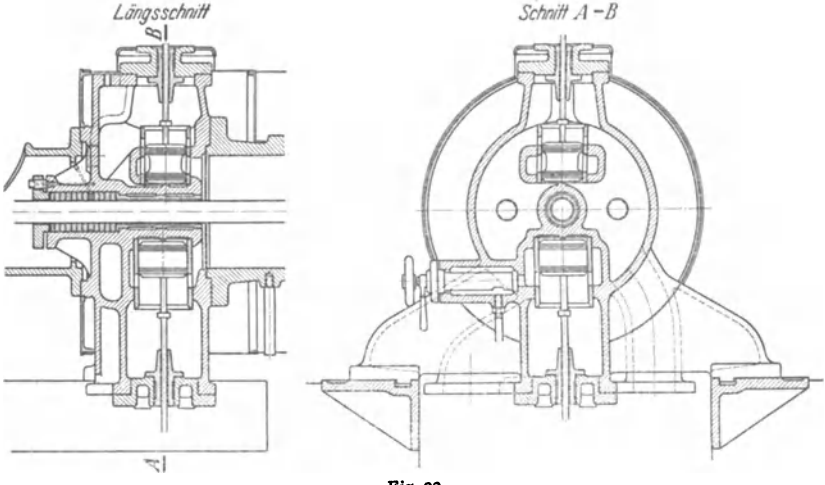


Fig. 22.

größerer Geschwindigkeit des Schiebers geöffnet wird im Gegensatz zum Ventil, das die Freilegung der Durchgangsquerschnitte mit der Anfangsgeschwindigkeit Null beginnt.

Einsitzventile, die bei hoher Kompression möglich werden, haben sich ebenfalls bei Höchstdruckmaschinen bewährt. (Z. VDI 1937 S. 1466.)

3. Die Ventilsteuerungen.

a) Das Ventil. Ausführung des „Rohrventils" nach Fig. 23a und b zweisitzig mit doppelter Eröffnung und weitgehender Entlastung vom Dampfdruck.

[1]) Hartmann, O. H.: Hochdruckdampf. Berlin: VDI-Verlag 1925.

Baustoff: Gußeisen. Neigung der Ventilsitze bis 50° gegen die Waagerechte, besser waagerechter Sitz. Die bei schrägem Sitz eintretende Verengung des Durchflußquerschnittes senkrecht zur Strömungsrichtung ist zu beachten. Führung durch die verlängerte Ventilspindel nach Fig. 23a oder durch Umfassen eines zylindrischen Ansatzes am Teller des Korbes. Im letzteren Fall größere Durchmesser und dadurch oft erwünschte Verkleinerung des Hubes. Durch Gestal-

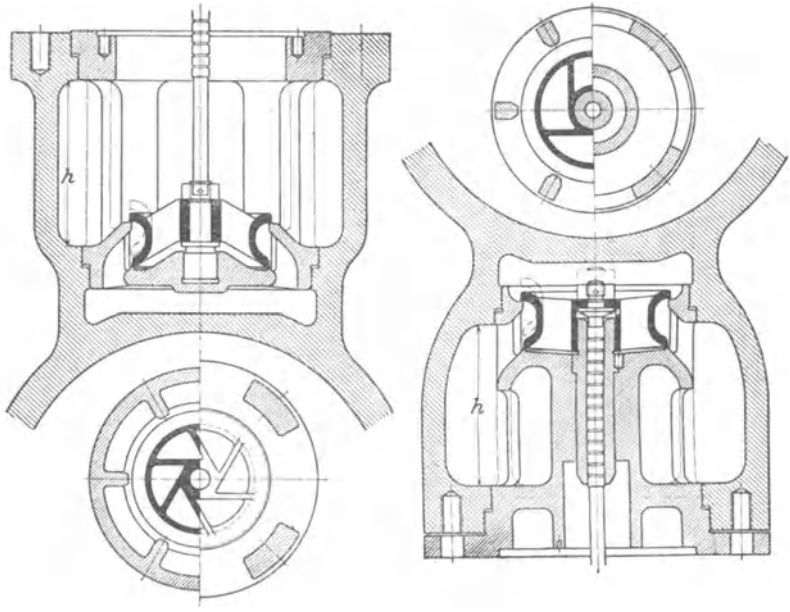


Fig. 23a u. b. Ausführung: K. & Th. Möller, Brackwede.

tung des Korbes nach Fig. 23a wird möglichst gleichmäßige Erwärmung und dadurch auch Dehnung von Sitz und Ventil angestrebt. Auslaßventil Fig. 23b. Die Sitzflächen werden von dem im Zylinder arbeitenden Dampf angepreßt.

Die Ventile der Lentz-Einheits-Schiffsmaschine werden bis 200 mm Ventildurchmesser mit 1 mm Sitzbreite (Wandstärke $s = 3$ bis 4 mm, Rippenstärke $s_1 = 6$ bis 8 mm), bis 300 mm Dmr. mit 1,5 mm Sitzbreite ($s = 5$, $s_1 = 8$ bis 9 mm), bis 430 mm Dmr. mit 2 mm Sitzbreite ($s = 6$, $s_1 = 10$ mm, 5 Rippen) ausgeführt.

Ausführung des Korbes zur Vermeidung des Verdrücktwerdens durch die sich verziehenden Zylinderwandungen mit waagerechten Sitzen, statt mit konischen. Im ersteren Fall Abdichtung durch Klingerit. Mitunter Hochziehen des den oberen Ventilsitz umgebenden Steges, um axiales Zuströmen des Dampfes zu erhalten. Höhe h, Fig. 23a und b, reichlich, um nach Fig. 24 die Rohre seitlich ansetzen zu können. Abdichten der mit Labyrinthnuten versehenen Spindel metallisch ohne Stopfbuchsen; durchströmender Dampf wird aus einem die Spindel umfassenden Hohlraum nach Fig. 25 zum Kondensator abgesaugt. Anordnung der Ventile in den Zylinderscheiteln nach Fig. 24. Durch Anordnung im Deckel wird der schädliche Raum wesentlich verringert, namentlich wenn die Sitzflächen unmittelbar in die Deckelwände eingearbeitet werden, so daß der Korb überflüssig wird. Diese Anordnung bei waagerecht betriebenen Ventilen s. Fig. 36 auf S. 97. Die Ventilsitze der Lentz-Einheits-Schiffsmaschinen

befinden sich an einfachen, gußeisernen Ringen, die in Bohrungen der Zylinderwand eingesetzt werden.

Ventildurchmesser d folgt aus

$$\varphi \cdot d^2\pi/4 = F \cdot c/u = f,$$

worin durch $\varphi = 0{,}65$ bis 0,80 Verengung durch Rippen, Nabe usw. berücksichtigt wird.

Bei genauer Festlegung folgt nach Wahl der Nabenstärke d_1:

$d_1^2\pi/4 + f/2 + n \cdot s_1(d_2 - d_1)/2 = d_2^2\pi/4$; $d_3 = d_2 + 2s$ (s = Ventilwandstärke).

$d_3^2\pi/4 + f/2 = d^2\pi/4$, worin n = Anzahl der Rippen, s_1 = Rippenstärke.

Die Querschnitte zwischen dem unteren Korbteller und den umgebenden Wänden müssen den Mindestquerschnitt f aufweisen. Es ist zu beachten, daß auch bei ganz gehobenem Ventil die erforderlichen Querschnitte für den Dampfstrom überall vorhanden sind.

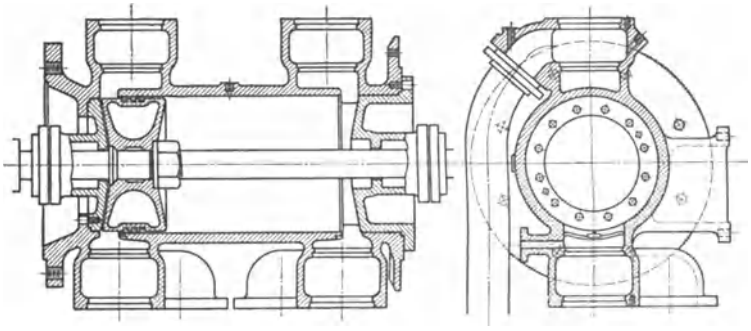


Fig. 24. (Ausführung MAN.)

Ausführung von „Diffusorventilen" s. Kinkeldei: Z. VDI 1937 S. 813. Durch Zulassen sehr hoher Dampfgeschwindigkeiten können die Steuerungsorgane klein gehalten werden. Durch Erweiterung des an den gesteuerten Querschnitt sich anschließenden Kanals wird die Dampfgeschwindigkeit wieder zum Teil in Druck umgesetzt.

b) Ausführung der Zylinder. Für Heißdampf möglichst einfache, rohrförmige Gestaltung, die der Wärmedehnung leicht folgen kann, daher Anschluß der Frischdampf- und Auspuffrohre nach Fig. 24 an die einzelnen Ventilaufsätze. Länge der Kolbenlauffläche so, daß in Totlage des Kolbens dessen äußerster Ring die Lauffläche um etwa 1 mm überschleift, um Gratbildung zu verhindern. An die Lauffläche schließt sich die um etwa 6 bis 8 mm im Durchmesser größere „Vorbohrung" an, so daß beim Nachbohren der Lauffläche die Deckel unverändert gebraucht werden können.

Die Kanäle sollen nicht in die Lauffläche, sondern müssen in die Vorbohrung münden.

Innenabstand der Deckel dadurch gegeben, daß in den Totlagen des Kolbens dieser um etwa 5 mm Spiel von den Deckeln entfernt bleibt.

An jedem Zylinderende Anordnung einer Indikatorbohrung von mindestens 6 mm Dmr., die an die Deckelfläche tangieren soll, damit bei Kolbentotlage die Bohrung möglichst weit geöffnet bleibt, nicht durch den Kolben verschlossen wird.

Fig. 24 zeigt Anschrauben des vorderen Deckels von innen, der Dampfdruck wirkt im Sinne der Abdichtung[1]). Ausrüstung des Zylinders mit Sicherheitsventilen, zweckmäßig auch bei Heißdampfzylindern mit Wasserablaßhähnen, die wie die Indikatorhähne, aber an tiefster Stelle des Zylinders und mit größerer

[1]) Diese Bauart von Hochdruckzylindern findet sich bei Tandemmaschinen, deren Niederdruckzylinder mit der Geradführung verschraubt ist.

Bohrung, angebracht werden. Wandstärke des Zylinders $s = D/50 + 1{,}3$ cm, in der Lauffläche stärker, um Nachbohren zu ermöglichen. Flanschstärke $= 1{,}4\,s$ bis $1{,}5\,s$. Größter Abstand dichtender Schrauben = 150 mm, wodurch die durch 2 teilbare Zahl festgelegt ist. Berechnung mit $\sigma_{zul} = 300$ bis 400 kg/cm². Rippen an Deckeln usw. sind zu vermeiden, da sie meist Wärmespannungen vergrößern.

Höchstdruckzylinder für 95 bis 105 at Eintrittsdruck, 375 bis 430° Eintrittstemperatur, 1200 PS_i, 250 U/min s. Z. VDI 1937 S. 1465.

c) Arten der Ventilsteuerungen. Je nach Art der äußeren Steuerung werden kraftschlüssige, freifallende oder Ausklinksteuerungen, zwangläufige und paarschlüssige Steuerungen unterschieden. Bei den freifallenden Steuerungen wird durch Eingreifen des Reglers der Zusammenhang zwischen Ventilspindel und Antriebsmechanismus je nach Belastung früher oder später vollständig gelöst.. Das Ventil nähert sich seinem Sitz mit einer Geschwindigkeit, die von der Reibung der Spindel in der Dichtung, vor allem von der Einstellung des Luft- oder Ölpuffers abhängt.

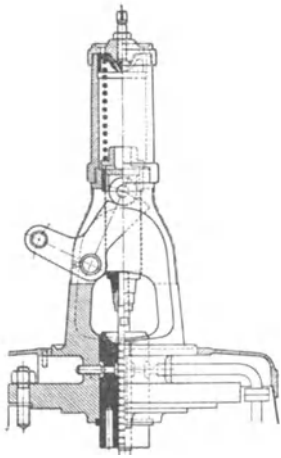


Fig. 25.

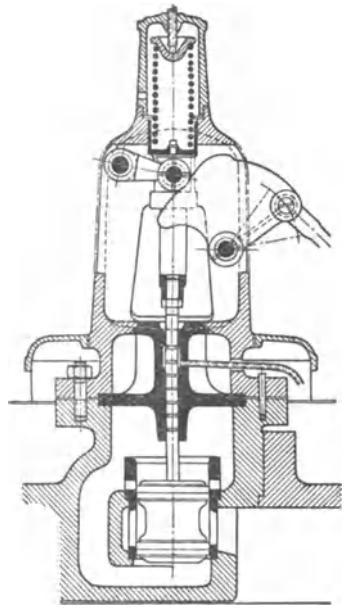


Fig. 26.

Bei den zwangläufigen Steuerungen wird das Ventil ebenfalls durch Federkraft geschlossen, aber die Spindel bleibt in Zusammenhang mit dem äußeren Gestänge, und das Ventil kann nur so schnell schließen, wie die Bewegung des äußeren Gestänges gestattet. Die Schlußgeschwindigkeit ist zwar für die verschiedenen Füllungen verschieden, hat aber stets eine bestimmte Größe, die vom Konstrukteur beim Entwurf festgelegt wird.

Bei den paarschlüssigen Steuerungen wird das Ventil ohne Schlußfeder durch das äußere Gestänge geschlossen.

Ausführungsbeispiele.

Freifallende Steuerungen werden heute nicht mehr ausgeführt.

Zwangläufige Ventilsteuerungen. Antrieb der Welle durch Schwingdaumen, die vom Exzenter eine schwingende Bewegung erhalten. In Fig. 25, Bauart Lentz, braucht die Feder beim Schließen des Ventils nur dieses nebst Spindel und Führungskolben zu beschleunigen.

Fig. 26 zeigt die Bauart Proell in Verwendung für Kolbenventile; der Winkel zwischen den Bewegungsrichtungen der Rolle und der Schubkurve im Rollenmittelpunkt ist stumpf, wodurch sich günstigere Erhebungsverhältnisse ergeben, s. Fig. 31.

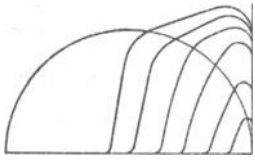
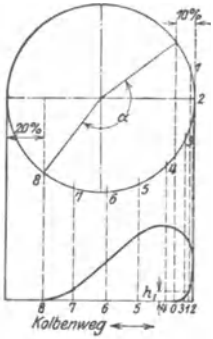


Fig. 27.

Fig. 27 zeigt ein Ventilerhebungsdiagramm, dessen Abszisse den Kolbenweg, dessen Ordinaten die Ventilhübe darstellen. Einzeichnung der Drosselkurve, welche die für Einhalten einer bestimmten Dampfgeschwindigkeit (meist $u = 60$ m je sek) erforderlichen Ventilhübe angibt, läßt Beginn der Drosselung erkennen.



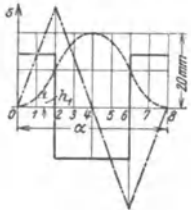


Fig. 28.

Beispiel: Es sind die Diagramme für $n = 180$ U/min zu entwerfen. Ventilhub = 20 mm, Vorausströmung 10 vH, Kompression 20 vH.

Durch Eintragen dieser Werte in das Diagramm Fig. 28 wird (für unendliche Pleuelstangenlänge durch geradlinige Projektion) der Eröffnungswinkel zu $\alpha = 164°$ gefunden. Da eine Umdrehung $60/180 = 0{,}33$ sek erfordert, so ist die Eröffnungszeit $0{,}33 \cdot \alpha/360 = 0{,}152$ sek.

Als Wegkurve ist in Fig 28 eine Zusammensetzung von Parabelkurven gewählt, so daß sich eine geradlinige Geschwindigkeitskurve und konstante Beschleunigung ergeben. (S. auch Bd. I, S. 205.)

Fig. 28 zeigt weiterhin die Aufzeichnung des Ventilerhebungsdiagramms, in dem auf die Senkrechten durch die verschiedenen Kurbelstellungen *0* bis *8* die Ventilhübe der Wegkurve abgetragen werden.

Fig. 29 zeigt den Entwurf eines Lentz schen Schwingdaumens, dessen Eröffnungswinkel durch Eintragen von Füllung und Voreinströmung in gleicher Weise wie oben ermittelt wird. Die zu den Teilpunkten *0* bis *4* des Exzenterkreises gehörigen Hebellagen werden gefunden, indem Senkrechte zur mittleren Stangenrichtung (für $l = \infty$), durch diese Teilpunkte gelegt, auf dem Ausschlagbogen des Schwingdaumens die Hebellagen einschneiden. Auf *0′ y* werden die aus dem Zeitwegdiagramm zu entnehmenden Ventilhübe aufgetragen und durch die Punkte *0′* bis *4* Kreisbögen aus *O* gelegt. Tangenten an den Kreis vom Halbmesser ϱ (= Abstand Spindelmitte *0′y* vom Drehpunkt *O*), durch die Schnittpunkte des Kreisbogens *0′x* mit den Hebellagen gelegt, ergeben die Punkte *1′* bis *4′*. Aus diesen mit dem Rollenhalbmesser gezogene Kreisbögen werden von der Nockenform umhüllt.

Fig. 30 zeigt das Kräftediagramm, dessen senkrechte Schraffen die Kräfte zwischen Rolle und Daumen angeben. *I—I* ursprüngliche Lage der Basis des Beschleunigungsdiagramms. Beim Öffnen ist Beschleunigungskraft *P* aufzubringen, das Ventilgewicht *G* zu heben, die Reibung *R* der Spindel in der Führung zu überwinden. Im Sinne des Anhebens wirkt der Dampfdruck *D* auf den Spindelquerschnitt. Beim Schließen ist *R* entgegengesetzt aufzutragen. Die Federspannung ändert sich wie die

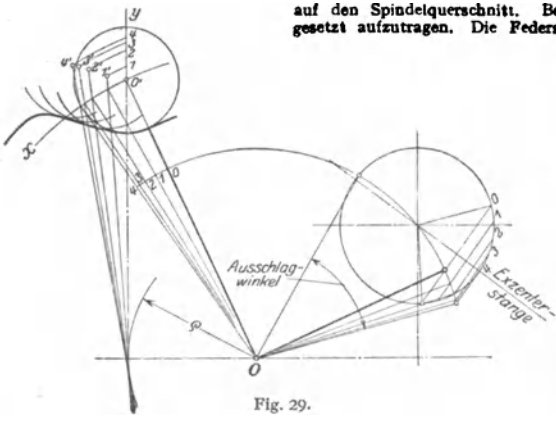


Fig. 29.

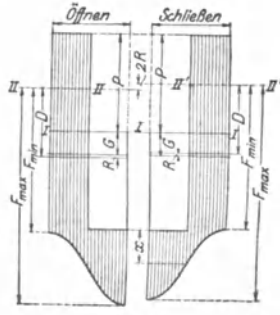


Fig. 30.

Ventilhübe, richtet sich also nach dem Zeitwegdiagramm; sie ist so zu wählen, daß Ordinate x nicht zu klein wird. Höchstzulässige Beschleunigung etwa 40 m/sek².

Von Bedeutung ist die Wahl des Winkels, der von den Bewegungsrichtungen der Rolle bzw. der Ventilspindel und des Daumens eingeschlossen wird.

In Fig. 31 ist waagerechte Bewegung der Schubkurve angenommen, während die Ventilspindel einmal in Richtung $c\,C'$ (rechter Winkel), das andere Mal in Richtung $c\,C$ liegen soll (stumpfer Winkel). In letzterem Fall läßt sich mit dem Schubkurvenweg $x\,y < c\,x$ der gleiche Ventilhub erreichen.

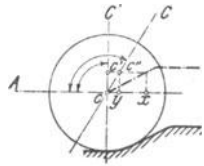


Fig. 31.

Die Steuerungen mit Flachregler. Lentz-Steuerung, Fig. 32 (Schwingdaumen, s. Fig. 25, Regulator s. „Regulierung").

Exzenterverstellung nach Dr. Lentz zeigt Fig. 33. Rohrförmige, die Steuerwelle umschließende Ansätze des Reglers erweitern sich an den Enden zu Scheiben

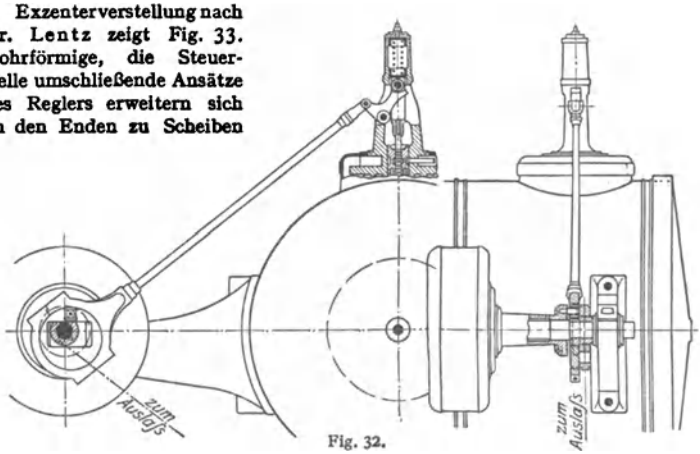


Fig. 32.

mit Zapfen z, die in einen Kulissenstein eingreifen, der sich im Einlaßexzenter verschieben kann. Das Exzenter wird auf dem mit der Welle fest verbundenen Vierkant S verschoben.

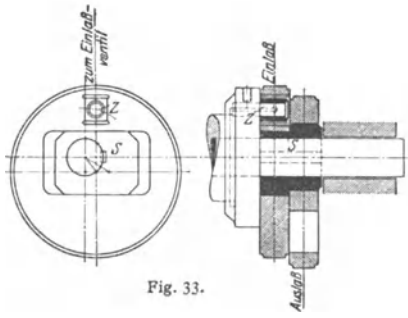


Fig. 33.

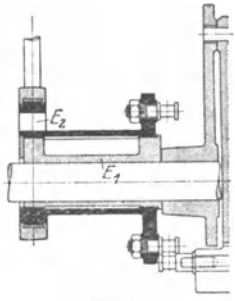


Fig. 34.

Bei der Exzenterverstellung von Dr. Proell nach Fig. 34 sind die Schwunggewichte durch Zugstangen mit dem äußeren Drehexzenter E_2 verbunden, so daß die Gewichte gleiche Ausschläge machen müssen. E_1 ist das innere, fest aufgekeilte Exzenter, s. Fig. 17b, S. 88.

Mitunter findet sich gemeinsamer Antrieb beider Einlaßventile durch eine vom Flachregler bewegte, in den Ventilhauben gelagerte Schwingwelle. Dadurch wird die Ausführung zwar einfacher, die Dampfverteilung durch größere

Abhängigkeit jedoch ungünstig beeinflußt, wenn nicht eine kurze Exzenterstange nach Doerfel (s. S. 86) vorgesehen wird. Eine Anordnung dieser Art zeigt Fig. 36.

Neben den Flachreglersteuerungen haben die Lenkersteuerungen, die vielfach den auf S. 101 behandelten Lenker-Umsteuerungen unter Berücksichtigung nur einer Drehrichtung nachgebildet waren, ihre Bedeutung verloren.

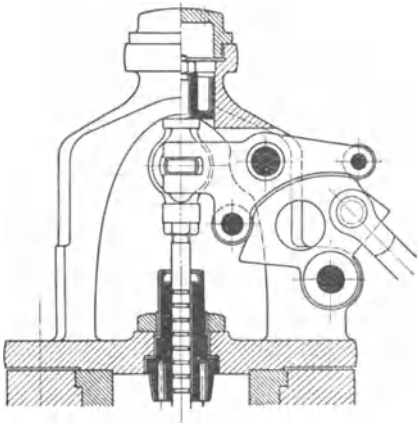


Fig. 35.

Paarschlüssige Ventilsteuerung. Fig. 35 zeigt paarschlüssigen Antrieb von Doerfel. Spielraum zwischen Angriffzapfen und Spindel oder dieser und dem Ventil, so daß die Spindel gegen den Druck einer steifen Feder zur Sicherung des Ventilschlusses nach Aufsetzen des Ventils noch weiter abwärts gehen kann. Da Ventil durch das äußere Gestänge geschlossen wird, so ergeben sich als Vorteile: Fortfall der Schlußfeder und infolgedessen geringere Beanspruchung des Gestänges, Verhinderung des „Hängenbleibens" der Ventile, das namentlich bei Verbundmaschinen gefährlich werden kann.

4. Öldrucksteuerungen.

Ein Kolben auf der Ventilspindel wird durch das von einer Pumpe (z. B. nach Fig. 16, S. 119) geförderte Drucköl gehoben, Beendigung der Füllung dadurch, daß der Regler den Öldruck aufhebt, das Ventil wird durch Federkraft geschlossen. Für jedes Ventil ist eine Pumpe vorzusehen. Das Öl wird durch eine Sammelleitung dem Ölbehälter der Pumpe wieder zugeführt. Vorteile: Große Ventileröffnungen, masselose Bewegung, Eignung für hohe Drehzahlen.

Bezüglich Öldruckregler s. S. 210.

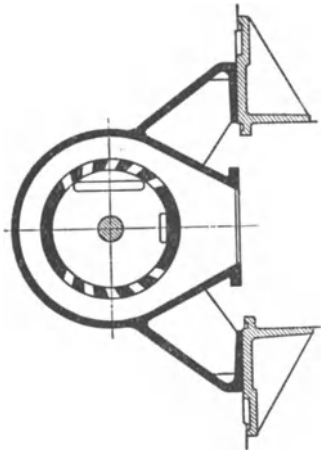
5. Steuerung des Auslasses durch den Dampfkolben (Gleichstrommaschinen).

Am Ende des Hubes legt der Kolben Schlitze frei, durch die der Dampf ausströmt. Länge der Schlitze meist $= \frac{1}{10}$ Kolbenhub, sonach — unter Voraussetzung unendlicher Pleuelstangenlänge — Vorausströmung 10 vH, Kompression 90 vH. Kolbenlänge gleich Hub minus Schlitzweite.

Verringerung des Dampfverbrauches ist hauptsächlich auf den Wegfall der Auslaßventile und der mit diesen verbundenen schädlichen Räume und Flächen, weniger auf die Beibehaltung der Strömungsrichtung des Dampfes zurückzuführen. Eine Schichtung des Dampfes, wie sie mitunter angenommen wird, ist unwahrscheinlich[1]). Versuche von Prof. Graßmann haben den geringen Wert der Gleichstromwirkung als solcher gezeigt. Der Dampfverbrauch erreicht bei Expansionsenddrucken von etwa 0,8 at den guter Verbundmaschinen. Als zweckmäßig hat sich Heizung des Deckels erwiesen.

Die lang andauernde Kompression macht entweder sehr tiefe Luftleeren oder besondere Bemessung der schädlichen Räume, die ohne beträchtliche Vergrößerung der schädlichen Flächen zu erreichen ist — z. B. durch Aushöhlung des Kolbens —, erforderlich. Bei Auspuff wird unter üblichen Verhältnissen ein schädlicher

[1]) Vgl. Dubbel: Steuerungen. 3. Aufl. Berlin: Springer 1923.



Raum von etwa 15 vH nötig, und Vorteile gegenüber der üblichen Einzylindermaschine sind nicht mehr vorhanden.

Bei Kondensationsmaschinen sind zusätzliche schädliche Räume anzuordnen, die bei Störung der Luftleere durch selbsttätige oder von Hand zu verstellende Zuschaltventile mit dem Hubraum verbunden werden. Meist werden diese Zusatzräume im Deckel untergebracht. Die Zuschaltventile sollen möglichst große Querschnittsfläche aufweisen, da sonst der gewünschte Druckausgleich zwischen Zylinderinnerem und Deckelraum nicht eintritt. Außerdem sind reichlich bemessene Sicherheitsventile anzuordnen.

Das Kurbeltriebwerk ist schwerer auszuführen als bei Tandemmaschinen, wodurch der Preisunterschied zwischen beiden Maschinenarten erheblich beeinflußt wird.

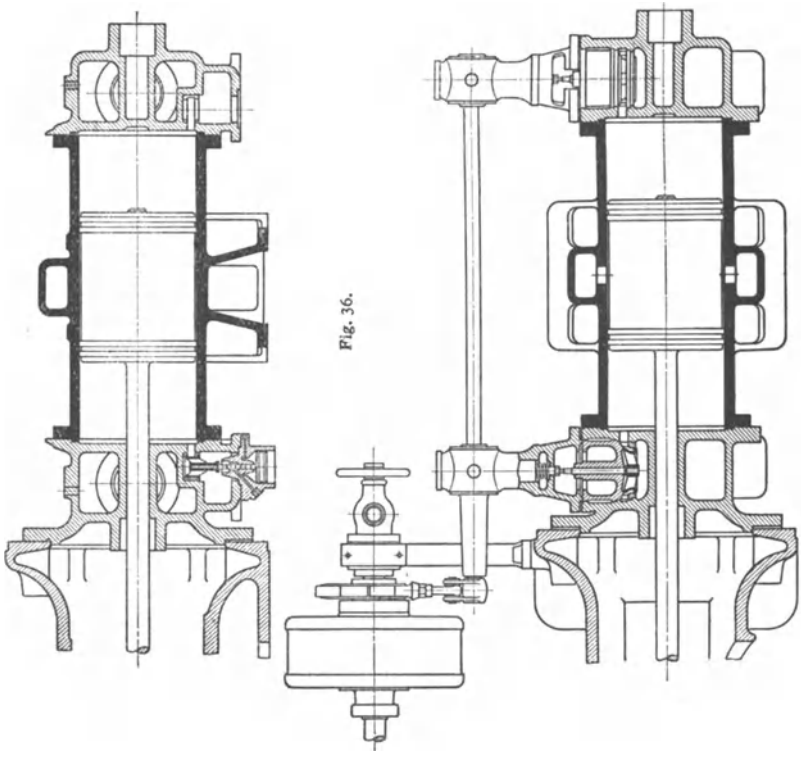


Fig. 36.

Fig. 36, Bauart der MAN-Nürnberg. Die kurze Exzenterstange geht von einem Lentz-Regler (Fig. 20, S. 210) aus und steuert beide Einlaßven-

tile, die waagerecht angeordnet sind. Erreicht der Kondensatordruck eine unzulässige Höhe, so stellt das in Fig. 36 ersichtliche selbsttätige Zuschaltventil die Verbindung zwischen Zuschaltraum und Hubraum her. Die Ventile werden durch Lentzdaumen bewegt; die Deckel der Zylinder sind geheizt.

Verringerung der Kompression von 90 auf 50 vH oder weniger läßt sich durch Anordnung der Schlitze derart, daß sie in Mitte Hub oder später geschlossen

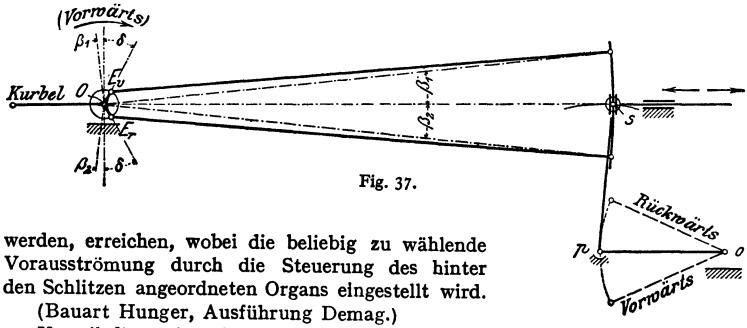


Fig. 37.

werden, erreichen, wobei die beliebig zu wählende Vorausströmung durch die Steuerung des hinter den Schlitzen angeordneten Organs eingestellt wird.

(Bauart Hunger, Ausführung Demag.)

Vorteil dieser Anordnung: Geringere Kompression. Ausführung des Kolbens in normaler Breite. Nachteil: Gegenüber der Gleichstrommaschine verstärkte Einwirkung des durch die Schlitze geschaffenen schädlichen Raumes auf den expandierenden Dampf.

5. Die Umsteuerungen.

Als Umsteuerungen kommen hauptsächlich die Kulissen- und Lenkersteuerungen in Betracht.

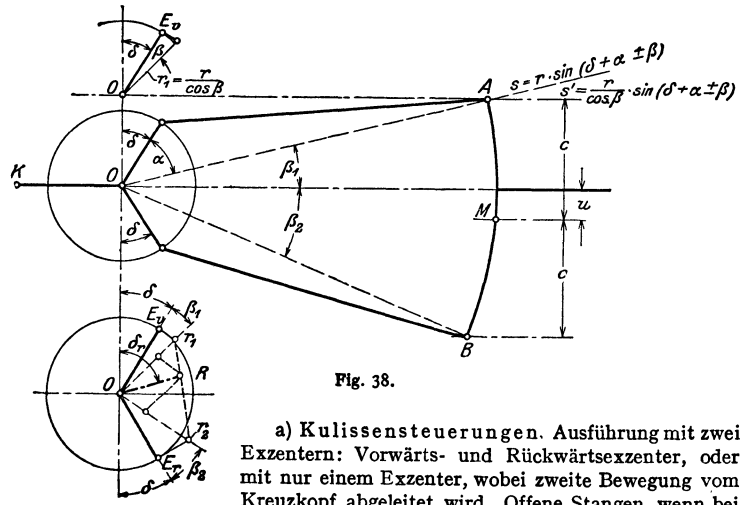


Fig. 38.

a) Kulissensteuerungen. Ausführung mit zwei Exzentern: Vorwärts- und Rückwärtsexzenter, oder mit nur einem Exzenter, wobei zweite Bewegung vom Kreuzkopf abgeleitet wird. Offene Stangen, wenn bei der in Fig. 38 wiedergegebenen, vom Schieberkasten abgewandten Kurbeltotlage die Exzenterstangen die ausgezogene Lage haben. Gekreuzte Stangen, wenn diese sich bei derselben Kurbeltotlage kreuzen.

Steuerung von Stephenson, Fig. 38 bis 39. Durch den Hebel op wird die Lage der Kulisse gegen den mit der Schieberstange verbundenen Stein s

geändert. Ausschlag des Punktes A, Fig. 38, in der um β_1 gegen die Waagerechte geneigten Richtung:

$$s = r \cdot \sin(\delta + \alpha \pm \beta)$$

(vgl. S. 88). Zur Vereinfachung der Rechnung wird stets angenommen, daß die Endpunkte der Exzenterstangen sich in Waagerechten bewegen. Waagerechter Ausschlag,

$$s' = r/\cos\beta \cdot \sin(\delta + \alpha \pm \beta).$$

Der Schieber erscheint sonach durch ein Exzenter $r/\cos\beta$ angetrieben.

Die Schieberbewegung durch das Vorwärtsexzenter ist unter Annahme festgehaltenen Punktes B und Berücksichtigung der Übersetzung, Fig. 38:

$$r_1 = \frac{r}{\cos\beta_1}\left(\frac{c+u}{2c}\right).$$

Ebenso für Rückwärtsexzenter bei festgehaltenem Punkt A

$$r_2 = \frac{r}{\cos\beta_2}\left(\frac{c-u}{2c}\right).$$

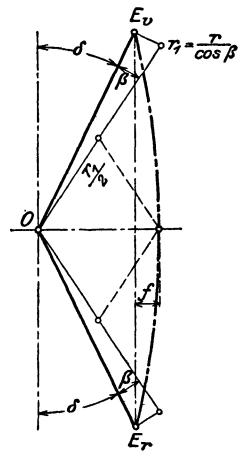


Fig. 39.

Durch Fällen von Senkrechten von den Punkten E_r und E_v auf die Schenkel der angetragenen Winkel β_1 und β_2 ergeben sich die Größen von $r/\cos\beta_1$ und $r/\cos\beta_2$. Nach Teilung dieser Werte nach Maßgabe der jeweiligen Übersetzung erhält man die resultierenden Exzenter, deren Endpunkte auf der jeweiligen Verbindungsgeraden von r_1 und r_2 und auf einer parabelförmigen Scheitelkurve liegen. Fig. 39. Bei Ausführung der Steuerung derart, daß in den Kulissenendlagen Mitte Stein mit den Punkten A oder B, Fig. 38, zusammenfällt, wird $\beta_1 = \beta_2 = 0$, und die wirklich ausgeführten Exzenter treten statt $r/\cos\beta_1$ bzw. $r/\cos\beta_2$ in Wirksamkeit. In Kulissenmittellage ist $\beta_1 = \beta_2 = \beta$ und $u = 0$. Kleinste Exzenter $r_1/2$ und $r_2/2$. Ersatz der Parabel durch einen Kreisbogen, der durch die Endpunkte der beiden größten und des kleinsten Exzenters zu legen ist. Der Parabelkrümmung entsprechend liegt bei offenen Stangen der Mittelpunkt dieses Kreisbogens nach der Kurbel hin, bei gekreuzten Stangen nach dem Zylinder hin. Lineares Voreilen um Scheitelhöhe der Kurve veränderlich. Krümmung der Kulisse nach einem Radius gleich Exzenterstangenlänge. Gekreuzte Stangen ermöglichen absolute Nullfüllung.

Vorteil der Stephenson-Steuerung gegenüber der weiter unten behandelten Heusinger-Waldegg-Steuerung: schnelle Freilegung des Kanals namentlich bei stark gekrümmter Scheitelkurve, daher Stephenson-Steuerung in Verbindung mit Gleichstrom besonders geeignet für Autodampfmaschinen. (W. H. Fritsch: Z. VDI 1937 S. 416; s. auch S. 81.)

Bei der Steuerung von Gooch wird die Kulisse unveränderlich durch eine Hängestange geführt und die Schieberstange verstellt. Winkel β bleibt bei der Verstellung unveränderlich, so daß für die Endlagen stets $r_1 = r_2 = r/\cos\beta$ ist. Die Scheitelkurve ist in gleicher Weise wie bei Stephenson unter Berücksichtigung der Übersetzung zu ermitteln. Scheitelkurve geradlinig, also lineares Voreilen konstant.

Bei der Steuerung von Allan wird sowohl die Kulisse als auch die Schieberstange verstellt. Es ergeben sich als Vorteile: Gerade Kulisse und Verringerung des Verstellungsweges. Die Scheitelkurve ist wie bei Stephenson eine Parabel, die aber infolge des weniger veränderlichen Winkels β geringere Pfeilhöhe hat.

Fig. 40 zeigt schematisch die Heusinger-Waldegg-Steuerung. Eine der Kurbel um 90° nacheilende Gegenkurbel versetzt die im Punkt E gelagerte Kulisse in Schwingungen. Der mit dem Kreuzkopf L verbundene Mitnehmer LK ist durch Lenker KJ mit dem unteren Ende J des Pendels JGH verbunden. Vereinigung beider Bewegungen in G und Antrieb des Schiebers von H aus.

Fig. 41 zeigt die geradlinige Scheitelkurve. Übertragung der Kreuzkopfbewegung auf den Schieber mit konstanter Übersetzung. Wirkung wie die eines Exzenters vom Radius $r_1 = R \cdot n/m$, worin $n = HG$, $m = GJ$, R = Kurbelradius. Da Pendel JH Bewegungsrichtung umkehrt, so eilt diese Bewegung der Kurbel um 180° vor. Das der Kurbel um 90° voreilende Exzenter verursacht

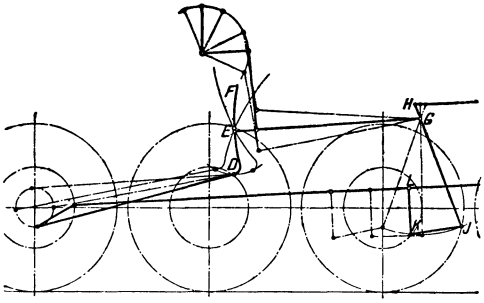


Fig. 40.

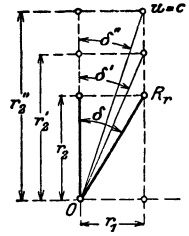


Fig. 41.

je nach Lage des Steins in Kulisse Bewegungen von der veränderlichen Exzentrizität $r_2 = \frac{u}{c} \cdot \frac{m+n}{m}$. Beide Bewegungen ergeben in ihrer Zusammensetzung die gerade Scheitelkurve. Bei $u = 0$ ist $r_1 = e + V_e$.

Fig. 42 zeigt die konstruktive Ausführung dieser Steuerung.

Dampfverteilung um so gleichmäßiger, je genauer die Kreuzkopfbewegung auf Schieber übertragen wird.

Aufhängung der Kulisse, Federspiel, Springen des Steins. Die o- und ∞-Bahnen der Kulissenendpunkte weichen um so mehr von der Waagerechten ab, je kürzer die Hängestangen und Kulissen ausgeführt werden. Der

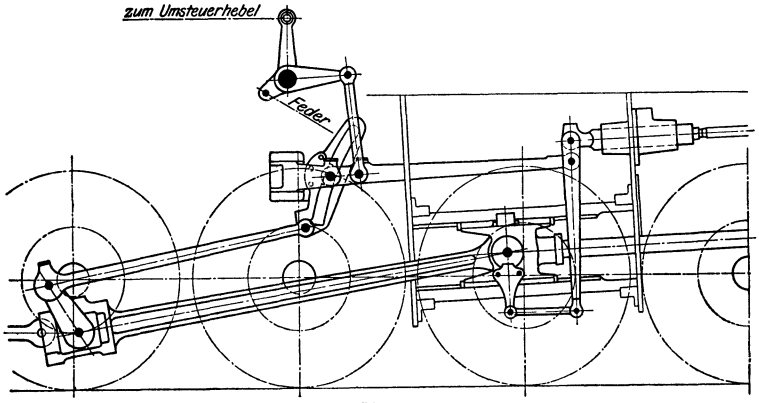


Fig. 42.

waagerecht geführte Stein führt infolgedessen Relativbewegungen gegen die Kulisse aus, welche Dampfverteilung verschlechtern und schnelle Abnutzung verursachen.

Verschlechterung der Dampfverteilung weiterhin durch das „Federspiel", das dadurch entsteht, daß die Exzenter auf der in senkrechter Richtung unbeweglichen Achse, die übrigen Teile der Steuerung an dem federnden Rahmen

aufgehängt sind. Ungünstiges Verhalten zeigt die Gooch-Steuerung, günstiger Stephenson und Heusinger-Waldegg.

Bezüglich Füllungsausgleich und konstruktiver Ausführung siehe die Werke über Steuerungen von Dubbel und Graßmann (S. 79).

b) Die Lenkerumsteuerungen. Die Exzenterbewegung wird nach zwei Richtungen hin zerlegt. Das durch die Führung eines Exzenterstangenpunktes in einer geraden oder kreisförmigen Bahn entstehende ideelle Exzenter steht senkrecht, wenn das wirklich ausgeführte Exzenter waagerechte Lage einnimmt.

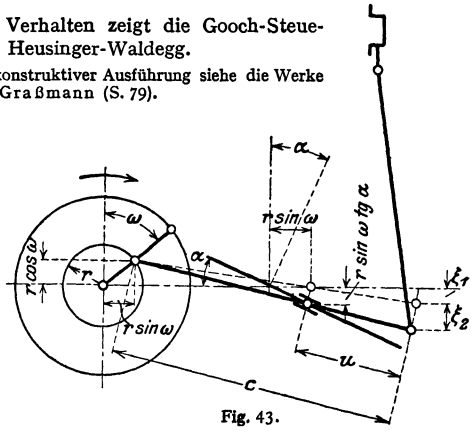


Fig. 43.

Bei Hackworth-Klug, Fig. 43, wird die Schieberbewegung vom Exzenterstangenendpunkt, bei Hackworth-Bremme, Fig. 44, von einem Zwischenpunkt abgenommen. Schieberweg:

$$\xi = r \cdot \cos\omega \cdot u/(c \pm u) \pm r \cdot \operatorname{tg}\alpha \cdot \sin\omega \cdot c/(c \pm u).$$

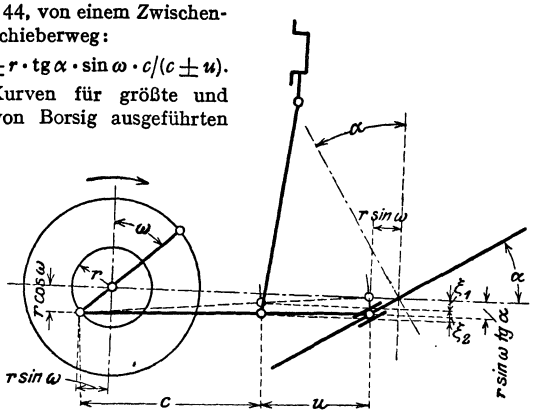


Fig. 44.

Fig. 45 zeigt die Kurven für größte und kleinste Füllung einer von Borsig ausgeführten Steuerung für Heißdampfpflüge, bei welcher der Exzenterstangenendpunkt nach Fig. 44 geführt wird. Die schraffierten Linien geben die äußeren Überdeckungen an, nach deren Zurücklegung die Kanaleröffnung beginnt. Der gemeinsame Schnittpunkt der Kurven entspricht der Steuerungslage bei Kurbeltotlage, wobei der Stein in der Mitte der zu verstellenden Gleitbahn steht. Das lineare Voreilen ist sonach konstant.

Die Joy-Steuerung zeigt Bewegungsableitung von der Pleuelstange.

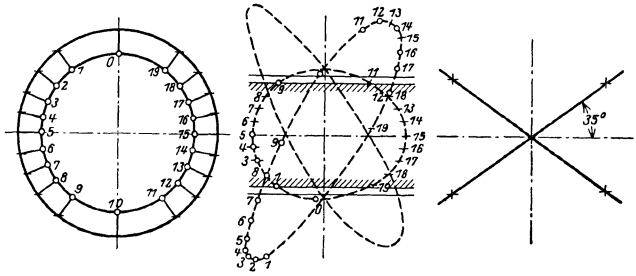


Fig. 45.

Führung des Exzenterstangenpunktes auf einem Bogen statt in einer Geraden führt bei den Steuerungen nach Fig. 43 und 44 Füllungsausgleich herbei.

C. Die Mittel zur Verringerung der Eintrittskondensation.

Ist im Diagramm Fig. 3 γ das zum Drucke p', γ_c das zum Drucke p_c gehörige spezifische Dampfgewicht, so ist für jeden Hub der Zylinder mit dem Dampfgewicht $(s_0 + s') \cdot \gamma - s_0 \cdot \gamma_c$ aufzufüllen, so daß sich als „sichtbarer" oder „nutzbarer" Dampfverbrauch pro Stunde ergibt:

$$G = 2n \cdot 60 \left[(s_0 + s')\gamma - s_0 \cdot \gamma_c\right].$$

Dieser Dampfverbrauch wird in Wirklichkeit durch die Verluste infolge Undichtheit und Eintrittskondensation um 20 bis 50 vH und mehr überschritten.

Die Verluste durch Undichtheit sind bei gut ausgeführten und instand gehaltenen Maschinen von untergeordneter Bedeutung. Wesentlichen Einfluß hat der Eintrittsverlust. Nach Versuchen von Heinrich und Rechnungen von Nusselt beträgt die Wärmeübergangszahl während der Füllung in einer Sattdampfmaschine $\alpha \cong 50000$ kcal/m²h ° C.

Der Wärmeaustausch zwischen Wandung und Dampf wächst mit der Größe der Abkühlfläche, der Dampfgeschwindigkeit bzw. der Dampfwirbelung, der Dampfdichte, dem Temperaturunterschied zwischen Dampf und Wandung beim Wärmeeintritt und mit Verkleinerung der Füllung. Als „schädliche Flächen" sind vor allem die am meisten dem Temperaturwechsel ausgesetzten Flächen des schädlichen Raumes anzusehen: der durch sie während der Voreinströmung verursachte Niederschlagsverlust, die sog. „Eintrittskondensation", stellt den Hauptverlust in der Maschine dar. Eintrittskondensation findet statt, sobald die Wandtemperatur niedriger als die Sättigungstemperatur des Frischdampfes wird.

1. Dampfmantel. Bei Verwendung überhitzten Dampfes wird durch den Dampfmantel die Wandungstemperatur über den betriebssicheren Betrag hinaus erhöht und die Schmierung erschwert. Anwendung des Dampfmantels selten, hingegen häufig Anwendung der Deckelheizung durch strömenden Dampf.

2. Verbundwirkung. Die früher aufgestellte Forderung gleichen Temperaturgefälles hat seit Einführung der Überhitzung ihre Bedeutung verloren. Gleichmäßige Verteilung der Arbeit auf die Zylinder und möglichst geringer Unterschied in den Kolbenkräften brauchen im Gegensatz zu den Zwillingsverbundmaschinen in den meist bevorzugten Tandemmaschinen nicht angestrebt zu werden. Mehr und mehr ist Hauptzweck der Verbundmaschine geworden, bei hohen Dampfdrucken weitgehende Expansion zu ermöglichen ohne die Nachteile, die in der Einzylindermaschine mit den kleinen Füllungen bezüglich Wärmeaustausch, Regelung und mechanischen Wirkungsgrad verknüpft sind. Als Vorteile der Verbundwirkung sind außer der Ermöglichung weitgetriebener Expansion zu nennen: der infolge seiner hohen Temperatur besonders zum Wärmeaustausch neigende Hochdruckdampf tritt im Hochdruckzylinder mit bedeutend kleineren Flächen als in der Einzylindermaschine in Berührung. Die großen Füllungen erhöhen die mittlere Wandtemperatur. Verluste, die im Hochdruckzylinder entstehen, werden wenigstens teilweise im Niederdruckzylinder verwertet. Die Triebwerkdrücke werden gegenüber der gleich starken Einzylindermaschine verringert.

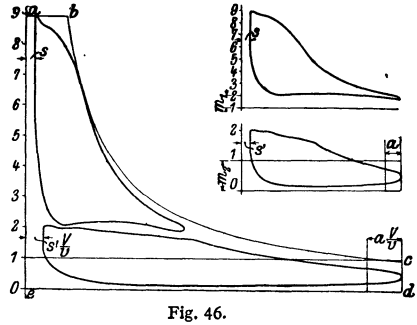


Fig. 46.

Der Gütegrad des Hochdruckzylinders ist infolge des stärkeren Wärmeaustausches niedriger als der des Niederdruckzylinders, in dem die unvollkommene Expansion als Hauptverlust auftritt. Hingegen ist hier der Austauschverlust wegen der geringeren Dampfdichte kleiner.

Fig. 46 und 47 zeigen „rankinisierte" Diagramme. Hoch- und Niederdruckdiagramme werden auf denselben Druckmaßstab gebracht, wobei Maßstab der Niederdruckfeder maßgebend ist. Niederdruckdiagramm wird „verstreckt", d. h. Abstand a je zweier der 10 Teilordinaten im Verhältnis V/v vergrößert, ebenso schädlicher Raum. Einzeichnung beider Diagramme in ein Diagramm mit 1 at Gegendruck bzw. 0 at bei Kondensationsmaschinen, ohne Vorausströmung und Kompression und mit Expansionslinie, die entweder durch Anfangspunkt (meist bei überhitztem Dampf) oder durch Endpunkt der wirklichen Expansion gelegt wird. Verhältnis der Summe der Flächen der aufgenommenen Diagramme zu der des Hilfsdiagramms wird als „Völligkeitsgrad" bezeichnet, der 60 bis 70 v H je nach Dampfbeschaffenheit beträgt. $a\,b$, auf Niederdruckvolumen bezogen, = „reduzierter Füllung".

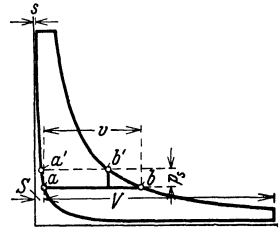


Fig. 47.

Benutzung des Hilfsdiagramms zur Berechnung, indem dessen Fläche ausgemessen und der indizierte Druck der Abmessung des Niederdruckzylinders nach Multiplikation mit dem Völligkeitsgrad zugrunde gelegt wird. Hierauf Wahl des Zylinderverhältnisses, das im Durchschnitt 1 : 2,5 bis 1 : 3 (bei den Wolfschen Lokomobilen z. B. 1 : 4) beträgt.

Je weiter die Expansion getrieben wird, um so größer der Niederdruckzylinder, aber auch der Hochdruckzylinder, falls dessen Diagramm spitz auslaufen soll (Fig. 47). Bei Zulassen eines Spannungsabfalls p_s kann der Hochdruckzylinder bedeutend kleiner werden; die verkleinerten Wandflächen und die größere Füllung beeinflussen günstig den Wärmeaustausch, wenngleich das Gesamtdiagramm an

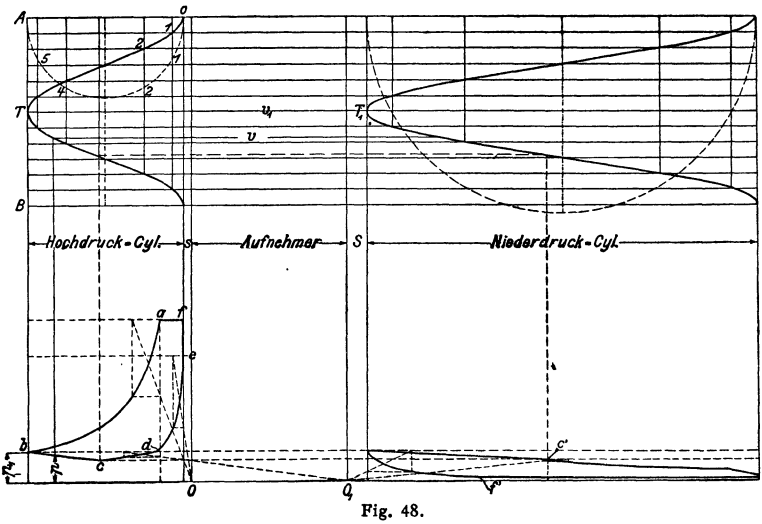


Fig. 48.

Fläche verliert. Höherlegen der Teillinie $a\,b$ nach $a'\,b'$ würde diesen letzteren Verlust vermeiden, doch nähern sich dann bezüglich Wärmeaustausch und Triebwerkdruck die Verhältnisse im Niederdruckzylinder denen der Einzylindermaschine.

Genauere Untersuchung im „Volumendiagramm", in das die aus Fig. 47 sich ergebenden Strecken s, S, v und V eingetragen werden. Aufnehmervolumen ∞ Hochdruckzylindervolumen vorausgesetzt.

Fig. 48 zeigt als Beispiel Volumendiagramm für die meist bevorzugte Tandemmaschine. Teilung der Kurbelhalbkreise in gleiche Anzahl von Teilen, Loten

der Teilpunkte auf Waagerechte, die in gleichen, aber beliebigen Abständen voneinander gezogen sind. Verbindung dieser Punkte durch eine Sinuskurve. AB = Dauer einer Umdrehung. Die Abstände der Kurvenpunkte von der Geraden AB geben die Kolbenstellungen an.

Hochdruckdiagramm: Füllung fa, Expansion ab und nach gewählter Kompressionsendspannung Aufzeichnung der Kompressionslinie von e ab wie im gewöhnlichen Diagramm. Anfangspunkt d der Kompression zunächst noch unbekannt. In b strömt Dampf in den Aufnehmer und von dort in den Niederdruckzylinder. Expansion von b bis c, da Niederdruckkolben größeres Volumen freilegt, als Hochdruckkolben verdrängt. Berechnung der Expansionslinien bc und $b'c'$ als „Linien gemeinsamen Vorganges": $p = p_1 v_1/v$ oder Polytrope. Lage von Punkt c noch unbekannt. Anfangspunkt d der Kompression, in dem Hochdruckauslaß schließt, muß in gleicher Höhe wie b liegen, damit beim folgenden Hub wieder Druck p_1 im Aufnehmer vorhanden ist. In c schließt Niederdruckeinlaß, und Hochdruckauslaßdampf wird in den Aufnehmer hineinkomprimiert. Konstruktion der Kompressionslinie dc bis zum Schnittpunkt mit bc von O_1 aus. Übertragung von Punkt c nach c' mit Hilfe der Volumenlinien. Von c' ab Expansion im Niederdruckzylinder allein. Entwurf dieser Expansionslinie wie auch der Kompressionslinie (deren Beginn oder Ende anzunehmen ist) von O_1 aus.

Liegt in Fig. 48 Punkt d höher als die Expansionsendspannung im HDZ., so läuft das Hochdruckdiagramm in eine Schleife aus; bei tieferer Lage von d bzw. e' findet ein Spannungsabfall statt.

Über Zwischenüberhitzung siehe S. 106.

In den meisten Fällen wird der einfacheren Ausführung wegen die Niederdrucksteuerung für konstante Füllung eingerichtet, oder es wird für stärkere Belastungsschwankungen Einstellung der Niederdruckfüllung von Hand vorgesehen.

Bei Beeinflussung auch der Niederdruckfüllung durch den Regler bleibt der Aufnehmerdruck annähernd konstant, so daß bei größerer Hochdruckfüllung ein starker Spannungsabfall, bei kleinerer Schleifenbildung eintritt. Die Verteilung der Arbeiten und der Höchstkolbendrucke wird bei der Regelung auch des Niederdruckzylinders gleichmäßiger.

Über die Regelung der Niederdruckfüllung bei Zwischendampfentnahme siehe Kapitel „Abwärmeverwertung".

Höchstdruckmaschine. Als solche werden Maschinen bezeichnet, die mit 50 at und mehr arbeiten.

Aus dem IS-Diagramm ist ersichtlich, daß das Wärmegefälle zwischen $p_1 = 60$ at, $t_1 = 400°$ und $p_k = 0{,}05$ at 282 kcal beträgt, während das Gefälle zwischen $p_1 = 15$ at, $t_1 = 400°$ und $p_k = 0{,}05$ at mit 249 kcal nur um 13 vH kleiner ist, ein Unterschied, der nicht die mit der großen Drucksteigerung verbundenen Umstände aufwiegt. Kennzeichnend für die Höchstdruckmaschine sind deshalb die weiteren Einrichtungen: Zwischenüberhitzung, weitgetriebene Expansion, u. U. bis 0,2 at und darunter, hohe Luftleere, die infolge der großen Expansion sehr wirksam wird.

Der Hochdruckzylinder wird meist einfach wirkend — also ohne Stopfbuchse — ausgeführt, die Zwischenüberhitzung durch hochüberhitzten Kesseldampf von z. B. 480° bewirkt. Als Steuerungsorgane werden Ventile oder geteilte Kolbenschieber (Kolbenventile) gewählt. Stufenzahl drei bis vier.

Besondere Vorteile weist die Höchstdruckmaschine als Gegendruckmaschine auf, da bei dieser die durch die Drucksteigerung hinzukommende Diagrammfläche einen bedeutend größeren Bruchteil der ganzen Diagrammfläche ausmacht als bei Kondensationsbetrieb.

Um weitestgehende Expansion des Dampfes ohne Nachschaltturbinen zu erzielen, führt die Schmidtsche Heißdampfgesellschaft, Kassel, Dreifach-Verbundmaschinen mit dem Verhältnis HDZ : NDZ = 1 : 60 als Zweiwellenmaschine aus, bei der die niederen Stufen auf eine mit viel

größerer Drehzahl umlaufende und mit der anderen Welle durch Zahnräder verbundene Welle arbeiten (Z. VDI 1938 S. 972).

Versuchsergebnisse: Eine Schmidtsche Vierfachexpansionsmaschine mit zweifacher Zwischenüberhitzung ergab bei 55 ata, 465° am HD-Zyl., 98 vH Luftleere im Kondensator, 0,16 at Expansionsendspannung, $n = 147$, $N_i = 150$ PS_i einen Wärmeverbrauch von 2000 kcal/PS_ih, bezogen auf 29,5° Kondensationstemperatur. Dampfverbrauch 2,56 kg/PS_ih.

Eine dreistufige mit Abdampfturbine arbeitende Schiffsmaschine (Bauart Bauer-Wach) mit zwei Zwischenüberhitzern und Differentialkolben im HDZ. ergab für die ganze Anlage bei 56 ata und 546° hinter dem Gasüberhitzer, 55 ata und 440° am HDZ., 0,372 ata Eintrittsdruck an der Abdampfturbine, 1072 PS_i Leistung bei $\eta_m = 0{,}86$ einen Wärmeverbrauch von 1925 kcal/PS_ih, bezogen auf 18,5° Kondensattemperatur. Nach Bauer ist die Überhitzung am Eintritt in den HDZ. möglichst hoch zu treiben, während eine Drucksteigerung über 40 bis 50 at nur von geringem Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit ist (Z. VDI 1937 S. 758).

Berechnung der Verbundmaschine. Nach Wahl der reduzierten Spannung wird die Einzylindermaschine berechnet und der Hubraum des Niederdruckzylinders um etwa 10 vH größer genommen, um die geringere Völligkeit des zusammengelegten Diagramms der Verbundmaschine gegenüber dem Einzylindermaschinendiagramm zu berücksichtigen. Hierauf Bestimmung der Abmessungen des Hochdruckzylinders auf Grund des gewählten Volumenverhältnisses.

Beispiel: Berechnung einer 300-PS-Verbundmaschine mit Kondensation für $p_1 = 15$ at, $n = 120$ U/min. Durchmesser des ND-Zyl. ~ Hub. Zylinderverhältnis 1 : 3.

Nach S. 80 wird $p_m = 1{,}2 + 0{,}09 \cdot 15 = 2{,}55$ at. Nach S. 81 ist $N_i = 4{,}44\, D^2 \pi/4 \cdot p_m \cdot s \cdot n$. Mit $s = D$, $p_m = 2{,}55$ at, $N_i = 300$ PS_i, $n = 120$ U/min folgt: $300 = 4{,}44 \cdot D^3 \pi/4 \cdot 2{,}55 \cdot 120$.

$$D = \sqrt[3]{\frac{300}{8{,}89 \cdot 120}} = 0{,}611 \text{ m}.$$

Wird $s = 600$ mm gesetzt, nach Bd. I der Kolbenstangendurchmesser zu $d = 85$ mm berechnet, so wird der Zyl.-Dmr. der Einzylindermaschine $D \cong 620$ mm.

Wird der Querschnitt des ND-Zyl., dessen Kolbenstangendurchmesser auch beim Anschluß des Zylinders an den Rahmen kleiner wird, um 8 vH größer gewählt, so wird $D_n = 645$ mm, $D_h = D_n/\sqrt{3} \cong 375$ mm.

3. Überhitzung. Verringerung des Dampfverbrauches: 1. durch Verbesserung des theoretischen Prozesses; 2. durch Verringerung der Niederschlagverluste im Zylinder. Die Verbesserung des theoretischen Wirkungsgrades besteht darin, daß im Druckvolumen-Diagramm die Dampfüberhitzung durch Vergrößerung des spezifischen Volumens in die Erscheinung tritt. Dieser Gewinn wird jedoch dadurch verringert, daß infolge der schnelleren Senkung der Expansionslinie die Füllung bei Überhitzung für gleiche Leistung größer sein muß als bei gesättigtem Dampf.

Von größerer Bedeutung als dieser theoretische Nutzen ist der praktische Gewinn, der durch Verringerung der Eintrittskondensation verursacht wird.

Bei Abkühlung des Heißdampfes an den Zylinderwänden wird zwar seine Arbeitsfähigkeit durch Verkleinerung des Volumens verringert, geht aber nicht, wie die Arbeitsfähigkeit des in Flüssigkeit übergegangenen Teiles der Sattdampffüllung, vollständig verloren.

Im Beharrungszustand der Maschine kann vom arbeitenden Dampf nicht mehr Wärme an die Wandungen übergehen, als diese an den Auspuffdampf abgeben. Nach Versuchen von Jakob ist der Wärmeübergang von Satt- und Heißdampf gleichen Druckes an eine Wand praktisch gleich, hingegen nicht von der Wand. Der Wärmeübergang von der Wand an Dampf ist bedeutend schlechter als an eine Kondensatschicht. Der ganze Wärmeaustausch Dampf—Wand—Dampf soll deshalb womöglich in der Überhitzungszone verlaufen, damit jegliche Kondensatbildung an der Wand vermieden wird, die den Wärmerückstrom aus der Wand fördert. Beste Ergebnisse werden erzielt, wenn der Dampf den Zylinder trocken oder leicht überhitzt verläßt.

Als weiterer Vorteil des Heißdampfes ist der geringe Strömungswiderstand, der die Drosselungsverluste verringert, zu nennen.

Die Höhe der Überhitzung ist allgemein abhängig von der betriebssicheren, mittleren Wandungstemperatur. Da auch die Dauer der Füllung die Wandungstemperatur erheblich beeinflußt, so sind um so höhere Überhitzungsgrade

möglich, je kleiner die Füllung ist, bei Einzylinderkondensationsmaschinen also höher als in den Hochdruckzylindern von Verbundmaschinen. Praktische Höchstwerte[1]): 400 bis 440°.

Zwischenüberhitzung verstößt gegen den Grundsatz, daß Wärme stets bei höchster Temperatur zuzuführen ist.

In groß bemessenen Niederdruckzylindern mit sehr weitgetriebener Expansion lassen sich trotzdem auch dann Erfolge mit der Zwischenüberhitzung erreichen, wenn diese nicht durch Kesselabgase, sondern durch Frischdampf bewirkt wird[1]).

D. Wirkungsgrade und Wärmeverbrauch.

1. Gesamtwirkungsgrad oder wirtschaftlicher Wirkungsgrad η_{ges} = Verhältnis der in effektive Arbeit umgewandelten Wärmemenge zum absoluten Arbeitswert der auf dem Rost erzeugten oder der im Dampf enthaltenen Wärme:

$$\eta_{ges} = \frac{75 \cdot 3600}{427 \cdot B \cdot H_u} = \frac{632{,}3}{B \cdot H_u}.$$

B = Brennstoffverbrauch kg/PS$_e$h; H_u = unterer Brennstoffheizwert.

Bei Bezug auf die im Dampf enthaltene Wärme bedeutet B den Dampfverbrauch in kg/PS$_e$h, H den Wärmeinhalt.

2. Thermischer Wirkungsgrad = Verhältnis der in der verlustlosen Maschine geleisteten Arbeit L_o (Bestimmung s. unten) zum Arbeitswert des Wärmeinhaltes i_1:

$$\eta_{th} = \frac{L_o}{427\,(i_1 - i_w)} = \frac{i_1 - i_2}{i_1 - i_w}; \quad i_w = \text{Speisewassertemperatur.}$$

Dampfverbrauch der verlustlosen Maschine:

$$D_o = \frac{632{,}3}{i_1 - i_2}.$$

In dieser verlustlosen, dampf- und wärmedichten Maschine ohne schädlichen Raum und ohne Drosselung expandiert der Dampf vollständig bis auf den Gegendruck.

3. Thermodynamischer oder Clausius-Rankine-Wirkungsgrad. Die von 1 kg Dampf in der wirklichen Maschine geleistete Arbeit wird verglichen mit der von 1 kg Dampf geleisteten, vorerwähnten Arbeit L_o.

$\eta_{th\,d} = L_i/L_o$; L_i = indizierter Arbeit, in der Maschine wirklich geleistet. $(1 - \eta_{th\,d}) \cdot L_o$ gibt sonach die Verluste durch unvollkommene Expansion, Drosselung, Abkühlung, Undichtheit und schädlichen Raum an (Clausius-Rankine-Prozeß).

Bei Ermittlung von $\eta_{th\,d}$ ist im IS-Diagramm die Senkrechte von B' bis p' abzugreifen, die das Gefälle $i_1 - i_2$ bei vollständiger Expansion darstellt, Fig. 50.

4. Gütegrad: Als Vergleichsarbeit ist die einer Maschine gewählt, deren Expansionsendspannung dieselbe wie in der wirklichen Maschine ist:

$$\eta_g = L_i/L_o'.$$

$(1 - \eta_g) \cdot L_o'$ gibt dieselben Verluste wie unter 3 mit Ausnahme des Verlustes durch unvollkommene Expansion an (VDI-Prozeß).

5. Indizierter oder innerer Wirkungsgrad:

$$\eta_i = \eta_{th} \cdot \eta_{th\,d} = \frac{L_i}{427\,(i_1 - i_w)}.$$

Der indizierte Wirkungsgrad gibt sonach den Bruchteil der Dampfwärme an, die in indizierte Arbeit umgesetzt worden ist. (Bei Dampfturbinen gebräuchlicher als bei Kolbenmaschinen.)

---

[1]) Z. VDI 1937 S. 762.

6. Wird der mechanische Wirkungsgrad mit η_m, der Wirkungsgrad von Dampfkessel und Leitung mit η_k bezeichnet, so ist

$$\eta_{ges} = \eta_k \cdot \eta_i \cdot \eta_m = \eta_k \cdot \eta_{th} \cdot \eta_{th\,d} \cdot \eta_m .$$

Bestimmung von L_o', $\eta_{th\,d}$ und η_g [1].

In Fig. 49 wird L_o' durch die schraffierte Fläche $ABDE$ dargestellt.

Die senkrecht schraffierte Fläche L_1 wird im IS-Diagramm, Fig. 50, als Strecke $B'C' = i_1 - i_e$ abgegriffen:

$$L_1 = (i_1 - i_e)/A \text{ (in mkg)}$$

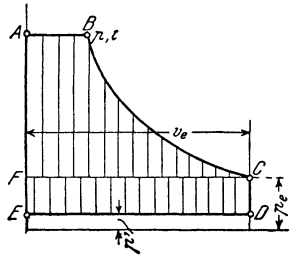


Fig. 49.

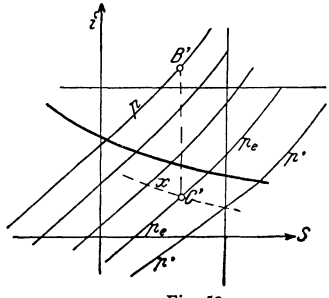


Fig. 50.

Die waagerecht schraffierte Fläche $CDEF$ hat die Größe

$$L_2 = (p_e - p') \cdot v_e ,$$

$$v_e = (v_e)_s \cdot x ,$$

worin $(v_e)_s$ das spez. Volumen des trocken gesättigten Dampfes

$$L_o' = 427\,(i_1 - i_e) + 10000\,(p_e - p') \cdot v_e \quad (p \text{ in at}).$$

$$\eta_g = L_i/L_o .$$

Mittlerer Druck:

$$p_m = \frac{427\,(i_1 - i_e)}{10000 \cdot v_e} + (p_e - p') .$$

Dampfverbrauch:

$$D = 75 \cdot 60 \cdot 60/L_o' = 270000/L_o' \text{ kg/PS}_i\text{h} .$$

Beispiel. Eine Dampfmaschine hat einen Dampfverbrauch von 6,75 kg/PS$_i$h. $p_1 = 15$ ata, $p_e = 2{,}5$ ata, $p' = 1{,}15$ ata, $s_e = v_e = 0{,}06\,v$; Leistung: $\frac{270000}{6{,}75} = 40000$ mkg/kg Dampf in der Stunde.

1. Thermodynamischer Wirkungsgrad nach dem Clausius-Rankine-Prozeß. Nach dem IS-Diagramm ist $i_1 - i_2 = i_1 - i_k = 126{,}5$ kcal, $L_o = 427 \cdot 126{,}5 = 54016$ mkg:

$$\eta_{th\,d} = 40000/54016 = 0{,}74.$$

2. Gütegrad nach dem VDI-Prozeß. $(p_e - p') = 1{,}35$ at, $v_e = 0{,}73$ m³/kg (aus dem IS-Diagramm entnommen, ebenso $i_1 - i_e = 95{,}0$ kcal).

$$L_o' = 427 \cdot 95 + 10000 \cdot 1{,}35 \cdot 0{,}73 = 50420 \text{ mkg};$$

$$\eta_g = 40000/50420 = 0{,}793.$$

Wärme- und ungefährer Dampfverbrauch (kg/PS$_i$h) ausgeführter Maschinen:

Einzylinder-Auspuffmaschinen	4700 bis 5100 kcal	(6,5 bis 7,0)
Einzylinder-Kondensationsmaschinen	3800 „ 4000 „	(5,2 „ 5,5)
Gleichstromdampfmaschinen	3200 „ 3500 „	(4,4 „ 4,8)
Verbund-Auspuffmaschinen	4400 „ 4700 „	(6,0 „ 6,5)
Verbund-Kondensationsmaschinen	3000 „ 3200 „	(4,2 „ 4,4)
Höchstdruckmaschinen	2000 „ 2300 „	(2,5 „ 2,8)

[1] W. Schüle: Z. VDI 1911 S. 1506.

Die angegebenen Zahlen mit Ausnahme der letzten Reihe setzen Leistungen von mindestens 100 PS_i, einen Dampfdruck von etwa 12 at abs, eine Dampftemperatur im Zylinder von 300 bis 320° voraus. Die eingeklammerten Zahlen geben den diesen Verhältnissen entsprechenden Dampfverbrauch in kg/PS_i h an.

II. Die Brennkraftmaschinen.

Bearbeitet von Professor H. Dubbel, Berlin.
(Abschnitt H von Dr.-Ing. F. Wettstädt, VDI, Berlin.)

Schrifttum.

Dubbel, H.: Öl- und Gasmaschinen. Berlin: Springer 1926. — Die Verbrennungskraftmaschine. Herausgegeben von H. List. Berlin: Springer 1939. — Sass, F.: Kompressorlose Dieselmaschinen. Berlin: Springer 1929. — Seiliger, M.: Kompressorlose Dieselmaschinen und Semidieselmotoren. Berlin: Springer 1929. — Zemann, J.: Zweitaktmaschinen kleinerer und mittlerer Leistung. Berlin: Springer 1935.
Abhandlungen: Dieselmaschinen — Hefte des VDI. (DH)

A. Theorie.

Die Fig. 1 und 2 zeigen die Zerlegung der mit Verbrennung bei konstantem Volumen (Fig. 1) oder konstantem Druck (Fig. 2) arbeitenden Prozesse. Maßgebend ist die Kompressionsendspannung, die durch p_c, T_c festgelegt ist.

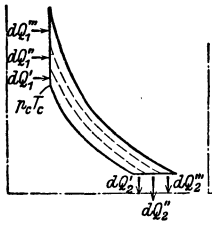


Fig. 1.

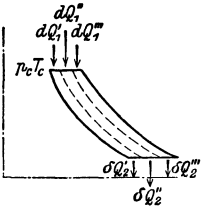


Fig. 2

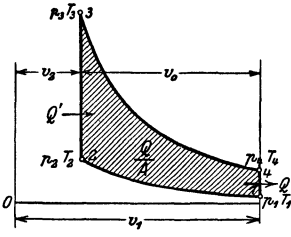


Fig. 3.

Der Kreislauf nach Fig. 1 geht in der Gasmaschine vor sich. In dieser ist die Kompressionsspannung p_c durch die Gefahr der Vorzündung des Gemisches bestimmt, während der Verbrennungsdruck größer als p_c sein darf. Kann aber der Kompressionsdruck p_c die höchstzulässige Spannung erreichen, wie dies in der Dieselmaschine durch die Kompression der Luft allein ermöglicht wird, so ist die Verbrennung bei konstantem Druck in bezug auf Wirkungsgrad und Gestängeausnutzung die vorteilhafteste.

Fig. 3 zeigt das Diagramm einer Gasmaschine. Ist $\varepsilon = v_1/v_2$ das Verdichtungsverhältnis, so folgt in ähnlicher Weise wie unten für die Dieselmaschine angegeben mit den Bezeichnungen der Fig. 3:

$$\eta_{th} = \frac{Q' - Q''}{Q'} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} = 1 - \varepsilon^{1-\varkappa}.$$

Zur gleichen Beziehung gelangt man auf Grund der Arbeitsgleichungen.

Der thermische Wirkungsgrad der verlustlosen Gasmaschine (ohne Verluste durch Kühlwasser, Drosselung, Nachbrennen, Strahlung und Reibung) ist sonach von dem Verdichtungsverhältnis ε, sowie von $\varkappa = c_p/c_v$ abhängig. Mit dem Kompressionsenddruck wächst der Wirkungsgrad. Unter Voraussetzung unveränderlicher, spezifischer Wärme wird der Exponent $\varkappa$ nur in geringem Maße vom Gasgehalt der Ladung beeinflußt. Wird hingegen Zunahme der spezifischen Wärme mit steigender Temperatur angenommen, so ändert sich bei Zerlegung des Kreislaufes der Wirkungsgrad dadurch, daß den höher gelegenen

Elementarprozessen infolge ihrer höheren Temperatur eine größere Wärmemenge zugeführt werden muß, um die gleiche Druck- und Temperatursteigerung wie bei den tiefer gelegenen Prozessen zu erhalten.

In Fig. 4 ist das Diagramm einer Gleichdruckmaschine dargestellt. Das Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = v_1/v_2$ ist größer als das Ausdehnungsverhältnis $\varepsilon' = v_1/v_3$.

Zugeführte Wärmemenge: $Q' = c_p(T_3 - T_2)$ kcal.

Abgeführte Wärmemenge: $Q'' = c_v(T_4 - T_1)$ kcal.

Unter Voraussetzung adiabatischer Zustandsänderung ist mit $\varepsilon_1 = v_3/v_2$:

$$T_3 = T_2\, v_3/v_2 = T_2 \cdot \varepsilon_1 \quad \text{und} \quad T_4 = T_1(v_3/v_2)^{\varkappa} = T_1 \cdot \varepsilon_1^{\varkappa},$$

$$Q' = c_p \cdot T_2(\varepsilon_1 - 1) \quad \text{und} \quad Q'' = c_v T_1(\varepsilon_1^{\varkappa} - 1).$$

$$\eta_{th} = \frac{Q' - Q''}{Q'} = 1 - \frac{c_v \cdot T_1(\varepsilon_1^{\varkappa} - 1)}{c_p \cdot T_2(\varepsilon_1 - 1)}.$$

Mit $c_v/c_p = 1/\varkappa$ und $T_1/T_2 = 1/\varepsilon^{\varkappa-1}$

folgt $$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa-1}} \cdot \frac{\varepsilon_1^{\varkappa} - 1}{\varkappa(\varepsilon_1 - 1)}.$$

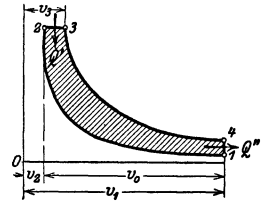


Fig. 4.

Zu derselben Gleichung gelangt man durch Aufstellung der Wärmearbeiten.

Hiernach ist der thermische Wirkungsgrad nicht nur vom Verdichtungsverhältnis und dem Exponenten $\varkappa$, sondern auch noch von dem Verhältnis v_3/v_2 abhängig.

Die Strahlmaschinen, s. S. 117, arbeiten mit „gemischtem" (Seiliger-) Diagramm, in dem der Verdichtung eine Verbrennung bei konstantem Volumen, dieser eine Verbrennung bei konstantem Druck folgt. Es ist:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\varkappa-1}} \cdot \frac{\varepsilon_1^{\varkappa}\lambda - 1}{\lambda - 1 + \varkappa\lambda(\varepsilon_1 - 1)}.$$

Hierin ist $\lambda = p_z/p_c$, worin sich c auf den Endpunkt der Verdichtung, z auf den Beginn der Gleichdruckverbrennung beziehen. (Seiliger: Graphische Thermodynamik. Berlin: Springer.) Für $\lambda = 1$ wird η_{th} des Seiliger-Verfahrens $= \eta_{th}$ des Gleichdruckverfahrens.

Die indizierte Wärmearbeit; Wirkungsgrade. Bedeuten:

p_i = mittlerer Druck (in kg/cm^2),

B = stündlicher Kraftstoffverbrauch in kg oder dm^3,

H_u = unterer Heizwert des Brennstoffes in kcal/kg oder kcal/dm^3, so wird der indizierte oder innere Wirkungsgrad:

$$\eta_i = 632\, N_i/B\, H_u.$$

η_i gibt für die ausgeführte Maschine das Verhältnis der in indizierte Arbeit umgewandelten Wärmemenge zum gesamten Wärmeaufwand an.

Der Gütegrad (Völligkeitsgrad des Diagramms) ausgeführter Maschinen in bezug auf die verlustlose Maschine hat die Größe

$$\eta_g = \eta_i/\eta_{th},$$

worin η_{th} = thermischer Wirkungsgrad der verlustlosen Maschine.

Ist η_m = mechanischer Wirkungsgrad, so ist der wirtschaftliche oder Gesamtwirkungsgrad $\eta_{ges} = \eta_i \cdot \eta_m = \eta_{th} \cdot \eta_g \cdot \eta_m$. η_{ges} gibt den in effektive Arbeit umgesetzten Teil der zugeführten Wärme an.

Durchschnittlicher Wärmeverbrauch in kcal/PS$_e$h bei Vollbelastung und Gesamtwirkungsgrad:

Gasmaschinen	2200 kcal;	$\eta_{ges} = 28{,}7$ vH
Dieselmaschinen	1850 kcal;	$\eta_{ges} = 34{,}2$ vH
Kompressorlose Dieselmaschinen .	1700 kcal;	$\eta_{ges} = 37{,}2$ vH
Glühkopfmaschinen	2700 kcal;	$\eta_{ges} = 23{,}4$ vH

Berechnung der Zylinderabmessungen: $N_i = \frac{F \cdot p_i}{75} \cdot \frac{n_a \cdot s}{60}$, worin n_a = Zahl der minutlichen Arbeitshübe, F in cm², s in m. ($n_a = n/2$ bei einfachwirkendem Viertakt, $n_a = n$ bei einfachwirkendem Zweitakt.)

Unter indizierter Leistung ist der Unterschied zwischen der positiven und der negativen, für Ansaugen und Auspuff aufzubringenden Leistung zu verstehen. Für die Zweitaktgasmaschine z. B. würde dementsprechend

$$N_i = N_{ii} - N_l - N_g,$$

worin N_{ii} die im Arbeitszylinder indizierte Leistung, N_l und N_g den Arbeitsverbrauch der Ladepumpen für Luft und Gas bedeuten.

Anzahl der PS_e:

$$N_e = \eta_m \cdot N_i.$$

Richtiger ist, wie bei den Dampfmaschinen, $\eta_m = N_{ii}/N_e$ zu setzen. In dieser Weise gemessen, wird im Durchschnitt: $\eta_m = 0{,}78$ bei Kleingas-, $\eta_m = 0{,}82$ bis 0,84 bei Großgasmaschinen; $\eta_m = 0{,}82$ bis 0,84 bei kompressorlosen Viertakt-Dieselmaschinen; $\eta_m = 0{,}80$ bei einfachwirkenden Zweitakt-Dieselmaschinen, $\eta_m = 0{,}80$ bis 0,85 bei doppeltwirkenden Zweitakt-Dieselmaschinen mit angebauter Spülluftpumpe.

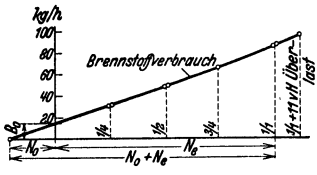


Fig. 5.

Der mechanische Wirkungsgrad kann nach Fig. 5 mit großer Annäherung durch Auftragen des stündlichen Brennstoffverbrauches, der bei allen Wärmekraftmaschinen nahezu linear mit der Belastung verläuft, ermittelt werden, da die Verlängerung der Verbrauchslinie auf der Abszissenachse den Leerlaufbedarf N_0 abschneidet. Es wird:

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_e + N_0}.$$

Ist $L_{\min}$ = theoret. Verbrennungsluftmenge (s. Bd. I, S. 326 u. 327) je kg (m³) Brennstoff, λ = Luftüberschußzahl, so ist $V_g = \lambda \cdot L_{\min}$ m³ Gemisch je kg Öl (Ölraumanteil vernachlässigt) bzw. $V_g = 1 + \lambda L_{\min}$ m³ Gemisch je m³ Gas. In 1 m³ Gemisch ist die Brennstoffmenge $1/V_g$ kg/m³ bzw. m³/m³ enthalten, sonach Gemischheizwert $H_g = H_u/V_g$ kcal/m³. Die mit Hubraum Fs erreichbare effektive Arbeit beträgt:

$$Fs \cdot p_e \left[\text{m}^3 \cdot \frac{\text{kg}}{\text{m}^2}\right] = \eta_v \eta_{ges} \cdot 427\, H_u \cdot \frac{Fs}{V_g} \left[\frac{\text{mkg}}{\text{kcal}} \cdot \text{kcal}\right],$$

$$p_e = \frac{\eta_v \eta_{ges} H_u}{23{,}42\, V_g} = \frac{\eta_v \eta_{ges} H_g}{23{,}42} = \frac{27\,\eta_v}{V_g \cdot b_e}\ \text{kg/cm}^2,$$

worin b_e = kg/PS_eh Brennstoffverbrauch ($\eta_{ges} = 632/H_u\, b_e$).

(1/23,42 = 427/10 000; 27 = 427 · 632/10 000.)

Literleistung $N_0 = N_e/V_h = p_e \cdot n_a/450$.

Die Literleistung gibt die Ausnutzung eines gegebenen Hubraumes an.

Gesamtliefergrade:

$\eta_v = 0{,}82$ bis 0,90 für langsamlaufende Maschinen,
$= 0{,}75$ bis 0,80 für raschlaufende Maschinen.

Beeinflussung von η_v durch: Füllungsgrad λ_0, Temperatur, Luftdruck und Feuchtigkeit.

Mitunter legt man den Abmessungen folgende mittlere Drucke zugrunde:

für Kraftgas . . . . . $p_i = 4{,}75$ kg/cm²
„ Gichtgas . . . . . $= 4{,}5$ „
„ Koksofengas . . . . . $= 5{,}0$ „

Hochleistungsmaschinen arbeiten mit dem 1,2- bis 1,4fachen dieser Werte.

Bei Dieselmaschinen sind folgende effektive Drucke üblich:

Strahlmaschinen	$p_e =$	5 bis 6	kg/cm²
Vorkammermaschinen	$p_e =$	5 bis 5,5	„
Zweitakt-Vorkammermaschinen mit Kurbelkastenspülung	$p_e =$	2,6	„
Viertakt-Großmaschinen, einfachwirkend	$p_e =$	6,0	„
Viertakt-Großmaschinen, doppeltwirkend	$p_e =$	5,6	„
Zweitakt-Großmaschinen, einfachwirkend	$p_e =$	5,0	„
Zweitakt-Großmaschinen, doppeltwirkend	$p_e =$	4,8	„
Zweitakt-Niederdruck-Glühkopfmaschinen	$p_e =$	2 bis 2,5	„
Viertakt-Mitteldruck-Glühkopfmaschinen	$p_e =$	4	„

Bei Dieselmaschinen gibt die durch Versuche festgestellte Abhängigkeit der mittleren Auspufftemperatur von Leistung und Drehzahl ein zuverlässiges Mittel anhand, um im Betrieb die Leistung ohne Indikator nur durch Beobachtung der Auspufftemperatur zu ermitteln.

Größe des Brennraumes: $V_c = V_h : [p_c/p_a^{1/m} - 1] = V_h/(\varepsilon - 1)$; p_a = Ansaugedruck, p_c = Verdichtungsenddrück; $m = 1{,}3$ bis $1{,}35$.

Es ist mit $\varepsilon = (V_c + V_h)/V_c$: für Generatorgas $p_c/p_a = 11$, $\varepsilon = 6$; für Gichtgas $p_c/p_a = 12$; $\varepsilon = 6{,}5$; für Koksofengas $p_c/p_a = 9$, $\varepsilon = 5$; für Dieselmaschinen $p_c/p_a = 35$, $\varepsilon = 14$; für Mitteldruck-Glühkopfmaschinen (Gasölbetrieb) $p_c/p_a = 20$; $\varepsilon = 9$.

Bezüglich Vorkammermaschinen s. S. 124.

B. Die Otto-Maschinen.

1. Regelung.

1. Aussetzerregelung. Bei schwächerer Belastung bleibt das Gasventil geschlossen; Ein- und Auslaßventil werden in normaler Weise gesteuert. Mischungsverhältnis und angesaugte Menge bleiben unveränderlich, daher günstiger thermischer Wirkungsgrad. Gang sehr unregelmäßig, daher nur noch bei kleineren Maschinen mitunter zu finden.

2. Qualitäts- oder Gemischregelung. Die Menge des angesaugten Gases wird bei kleiner Belastung verringert und durch Luft ersetzt Die Maschine arbeitet sonach mit (annähernd) konstanter Ladungsmenge und konstanter Kompression.

3. Quantitäts- oder Füllungsregelung. Mischungsverhältnis bleibt unveränderlich, kann sonach günstigsten Verhältnissen angepaßt werden, nur die Ladungsmenge wird entweder durch Drosselklappe oder durch besondere Ausbildung der Einlaßsteuerung geändert. Die Kompression ist veränderlich. Bei kleinen Belastungen treten Unterdrucke von 0,7 at und mehr auf, die das Auslaßventil zu öffnen bestrebt sind.

4. Kombinationsregelung. Diese zeigt Anwendung der Füllungsregelung bei günstigstem Mischungsverhältnis bis zu der Höchstleistung, die sich mit dieser Regelung bei Vollfüllung des Zylinders ergibt, darüber hinaus Leistungssteigerung durch Einführung größerer Gasmengen nach der Gemischregelung. Ebenso wird bei kleinsten Leistungen zur Sicherung der Zündung das Gemisch wieder angereichert.

Unveränderliche Gemischbildung wird dadurch erschwert, daß für die einzuführenden Mengen von Gas und Luft Einströmquerschnitt und Durchflußgeschwindigkeit maßgebend sind. Nur der Einströmquerschnitt kann vom Regler beeinflußt werden, während die Durchflußgeschwindigkeiten von den unvermeidlichen Druckschwankungen abhängig sind. Für die Geschwindigkeiten im Mischquerschnitt gelten die Gleichungen:

$$c_l = \sqrt{2g \cdot p_l/\gamma_l}, \qquad c_g = \sqrt{2g\, p_g/\gamma_g}.$$

Mischungsverhältnis:

$$m = \frac{f_l \cdot c_l}{f_g \cdot c_g} = \frac{f_l}{f_g} \cdot \sqrt{\frac{p_l}{\gamma_l} \cdot \frac{\gamma_g}{p_g}},$$

worin die Zeiger l sich auf Luft, g auf Gas beziehen.

Querschnittsverhältnis:

$$q = \frac{f_l}{f_g} = m \cdot \sqrt{\frac{\gamma_l \cdot p_g}{\gamma_g \cdot p_l}} = m \cdot k, \qquad \text{wenn} \qquad k = \sqrt{\frac{\gamma_l \cdot p_g}{\gamma_g \cdot p_l}},$$

Für Hochofen- und Generatorgas ist annähernd $k = \sqrt{p_g/p_l}$. Ist $h = 0$, so wird hier Querschnittsverhältnis = Mischungsverhältnis. Für Leucht- und Koksofengas ist $\gamma_g = 0{,}5$, weicht also erheblich von γ_l ab, so daß hier $k = 1{,}55\sqrt{p_g/p_l}$.

Ist p_0 = Saugdruck im Zylinder, p_l' = Luftdruck vor dem Mischorgan, p_g' = Gasdruck vor dem Mischorgan, h = Überdruck des Gases über die Luft, so folgt mit $p_l' = 10000$ mm WS: Druckunterschied im Regulierquerschnitt:

$$p_g = p_g' - p_0 = p_l' \pm h - p_0; \qquad p_l = p_l' - p_0.$$

Für Gicht- und Generatorgas wird:

$$k = \sqrt{\frac{10000 \pm h - p_0}{10000 - p_0}}.$$

Für Retortengase ist dieser Wert mit 1,55 zu multiplizieren.

Für kleine Werte von p_0 (etwa < 8500 mm WS) ist $k \cong 1$ namentlich bei niedrigen Gasdrucken h. Auch bei Druckschwankungen in den Zuleitungen ändert sich bei gleichbleibendem Querschnittsverhältnis das Mischungsverhältnis nur unbedeutend, die Maschine ist unempfindlich.

Bei etwa $p_0 > 8500$ mm müssen für m = konst. die Querschnitte mit jedem Wert von p_0 und h geändert werden. Selbst geringe Schwankungen von p_0 und h verursachen bei gleichbleibendem Querschnittsverhältnis starke Änderungen des Mischungsverhältnisses.

Annähernd konstante Mischung ist nur bei großen Mischgeschwindigkeiten zu erhalten. Mit sinkender Umlaufzahl nehmen bei Leistungsreglung die Mischgeschwindigkeiten im Regulierquerschnitt ab, Saugdruck p_0 nähert sich at. Druck, so daß von Hand scharf zu drosseln ist. Der Regler versagt hierbei: Bei kleiner Umlaufzahl strömt bei wenig gedrosseltem Querschnitt zuviel Gas ein, das nicht die zu seiner Verbrennung erforderliche Luftmenge findet. Die Leistung fällt, und der Regler vermindert weiter die Drosselung, so daß die Maschine in „Gas ersäuft".

2. Steuerung.

Fig. 6 und 7 zeigen die Kurbelstellungen, in denen Eröffnung und Schluß der Ventile stattfinden. Der Einlaßventilschluß nach dem Totpunkt bewirkt mitunter bessere Zylinderfüllung infolge des Ausschwingens der Saugsäule. In der Nähe der inneren Totlage sind beide Ventile gleichzeitig geöffnet, daher mitunter ein Nachsaugen frischen Gemisches durch die ausschwingende Auspuffsäule. Die Verlängerung der Ventilerhebungszeiten ermöglicht bezüglich der Steuerung bessere Beherrschung der Beschleunigungsverhältnisse. Nähere Angaben s. S. 134.

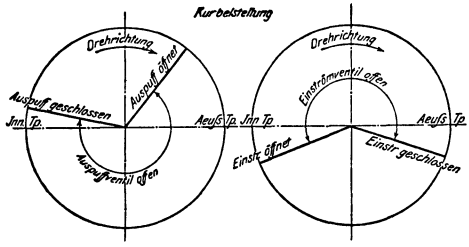


Fig. 6 u. 7.

Antrieb der Ventile durch unrunde Scheiben oder Exzenter. Ausbildung der ersteren s. S. 94, 158. Exzenter arbeiten geräuschloser; der Exzenterhub wird zu etwa 30 vH ausgenutzt. Bei Verwendung von Exzentern findet sich Ventilantrieb durch Schwingdaumen oder Wälzhebel; letztere häufiger.

3. Zündung.

Man unterscheidet elektrische Abreiß- und Kerzenzündungen sowie Glührohrzündungen. Bei den ersteren werden zwei Kontakte voneinander entfernt, wodurch ein Unterbrechungsfunke entsteht, während bei der Kerzenzündung der Funke zwischen zwei um 0,5 bis 1 mm entfernte Elektroden überspringt. Abreißzündungen arbeiten mit geringen Spannungen, belasten aber die Stromquelle stärker als die Kerzenzündung.

Bei Großgasmaschinen werden zwei, mitunter drei Zündvorrichtungen angeordnet. Der Zündzeitpunkt muß verlegbar sein, beim Anlassen ist z. B. Spätzündung einzustellen, ebenso bei langsamem Lauf der Maschine. Durchgehen

der Maschine wird durch Ausrücken der Zündung mittels Sicherheitsreglers verhindert.

Bei Großgasmaschinen mit mehreren Zylindern wird auf der Steuerwelle eine Kontaktvorrichtung angeordnet, die den einer Batterie mittels Vorschaltwiderstandes, einer Gleichstrommaschine oder der Erregermaschine einer Wechselstromdynamo zu entnehmenden Strom für jede Zündstelle einschaltet, wobei nacheinander Schlagvorrichtung und Zündbüchse durchflossen werden (Ausführung Werk Nürnberg der MAN).

Bei der Lodge-Zündung wird in einer kleinen Batterie Strom von 8 bis 10 Volt erzeugt, der durch Leidener Flaschen und Kondensatoren auf hohe Spannung und große Frequenz gebracht wird und so zur Bildung des Zündfunkens geeignet ist. S. auch S. 164.

4. Ausführung von Kleingasmaschinen.

Häufigste Bauarten. 1. Dem durch Reglereinwirkung veränderlich gesteuerten und als Mischventil dienenden Einlaßorgan, dessen Spindel zwei Ventilteller trägt, werden Luft und Gas getrennt zugeführt. Hierbei mitunter Ausführung des Gasventiltellers mit Überdeckung, damit zuerst Luft angesaugt und „Ansaugknaller", d. h. Frühzündungen des eintretenden Gemisches durch brennende Restgase, vermieden werden.

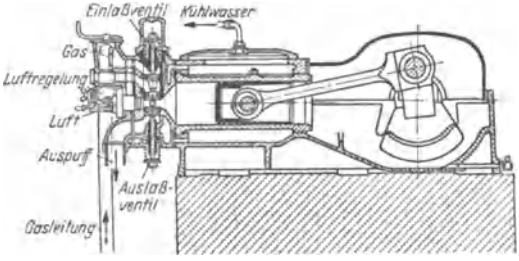


Fig. 8.

Beispiel: Bauart Humboldt-Deutzmotoren, Köln-Deutz, Fig. 8. Der Einlaßventilhub wird durch Änderung der Übersetzung zwischen Einlaß-Rollenhebel und Stoßstangenhebel mittels einer vom Regler verschiebbaren Rolle verstellt.

2. Dem unveränderlich gesteuerten, einsitzigen Einlaßventil wird das fertige Gemisch zugeführt. Regelung durch zwei Drosselklappen in Luft- und Gasleitung, die in eine unbewegliche Mischvorrichtung einmünden, und Verstellung der gekuppelten Drosselklappen derart, daß Kombinationsregelung möglich wird, oder Regelung durch Drosselklappe zwischen Einlaßventil und einem vom Unterdruck im Zylinder gesteuerten Mischventil.

Beispiel: Mischventil der Fahrzeug- und Motorenwerke (Famo, Breslau), Fig. 9. Der Doppelhahn dient zur Einstellung des Mischverhältnisses. Die dargestellte Vorrichtung wird in die Leitung zum Einlaßventil eingebaut.

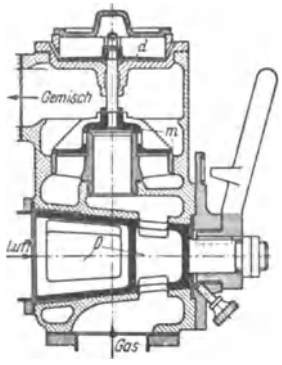


Fig. 9. *d* Dämpfungsplatte, *m* doppelsitziges Mischventil, *D* Doppelhahn.

5. Ausführung der Großgasmaschinen

meist doppeltwirkend, wobei im Zylinder auf zwei Arbeitshübe zwei Leerhübe folgen. Für größere Leistungen Ausführung als Tandemmaschine, die Eintakt-

wirkung ergibt, und als Zwillingstandemmaschine mit unter 90° versetzten Kurbeln. Fig. 10 zeigt den Zylinder einer Nürnberger Großgasmaschine.

Verringerung der Beanspruchungen infolge Guß- und Betriebsspannungen in Innen- und Außenmantel durch hohe Stirnflanschen, große Krümmungsradien an den Übergangsstellen und möglichste Beschränkung aller die beiden Mäntel starr verbindenden Teile. Die durch die Zylinderteilung entstehende Teilfuge wird durch die eingeschrumpfte Laufbuchse und Kupferdichtung gegen Verbrennungsdruck und Kühlwasser abgedichtet. Äußerer Kühlmantel zweiteilig.

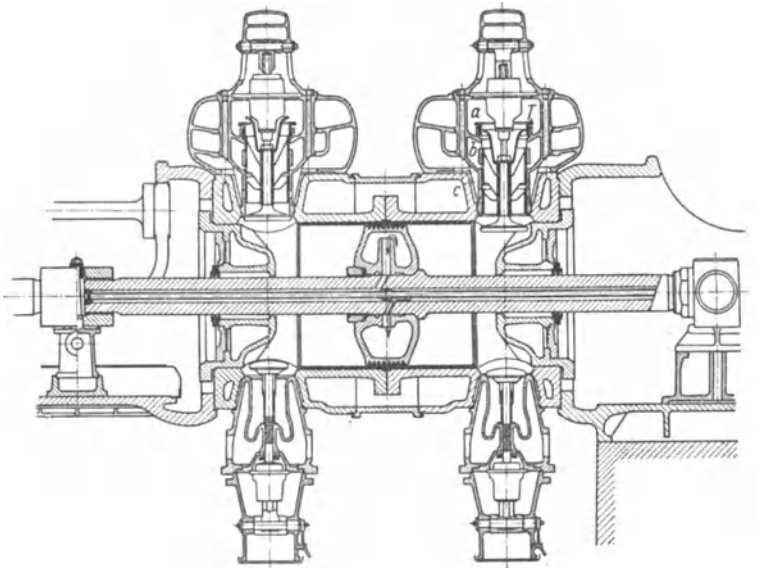


Fig. 10. T = vom Regler verstellbare Schieberbüchse. a = Druckluftraum. b = Gasraum. c = Mischluftraum.

6. Leistungssteigerung.

Neuere Großgasmaschinen werden allgemein als Hochleistungsmaschinen mit Abwärmeverwertung (s. diese) ausgeführt. Während der Eröffnung des Einlaßventils wird das Gemisch oder auch nur die Luft unter Druck zugeführt. Nach Fig. 11 wird durch diese Aufladung und durch vorhergehende Ausspülung des Verbrennungsraumes die Gemischmenge und damit die Leistung wesentlich (meist um 20 vH) vergrößert.

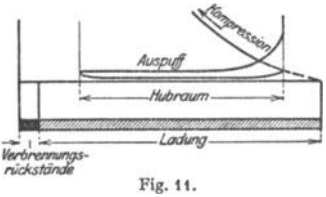


Fig. 11.

Bauart MAN arbeitet mit drei Kanälen. Die drei Schieber für Gas, Luft und Druckluft sind fest mit der Einlaßventilspindel verbunden, Fig. 10. Eine Schieberbuchse, in welcher der tellerförmige Druckluftschieber angeordnet ist, wird vom Regler so verstellt, daß mit abnehmender Belastung die Schieberbuchse gehoben und die freie Druckluftöffnung verkleinert wird. Bei kleiner Belastung wird vollständiger Abschluß der Druckluft möglich.

Hochleistungsmaschinen werden aus den auf S. 127 angegebenen Gründen mit vergrößertem Brennraum ausgeführt. Nachteil: Verringerung des thermischen

Wirkungsgrades. Vorteil: Zunahme des mechanischen Wirkungsgrades, wodurch der Arbeitsaufwand für die Drucklufterzeugung annähernd gedeckt wird; völligeres Diagramm, nahezu konstanter Gasverbrauch je PSh innerhalb der Belastungsgrenzen von 70 bis 100 vH, geringerer spezifischer Kühlwasserverbrauch.

Druck der Ladeluft gewöhnlich 0,2 bis 0,25 at.

C. Die Zweitaktgasmaschinen.

Seit der allgemeinen Einführung der Abwärmeverwertung haben die Zweitakt-Großgasmaschinen infolge der durch die Spülluft verursachten Erniedrigung der Abgastemperatur an Bedeutung verloren.

Eine neuartige Konstruktion für mittlere und große Leistungen, vom Werk Nürnberg der MAN gebaut, zeigt Fig. 12. Bei dieser Bauart wird das in Fig. 35, S. 126 schematisch wiedergegebene Spülverfahren benutzt, so daß die Ventile nur Gas einzuführen haben. Der Wärmeverbrauch für die Nutzleistung bei einer mittleren Belastung von etwa 80 vH der Vollast beträgt 2700 kcal/PS_eh einschließlich Verbrauch der Hilfsmaschinen.

Die Maschine ist hauptsächlich bestimmt für Gaswerke, Kokereien, Erdgasfelder, chemische Werke und im Anschluß an Ferngasversorgungen, also in allen Fällen, wo hochwertiges Gas zur Verfügung steht.

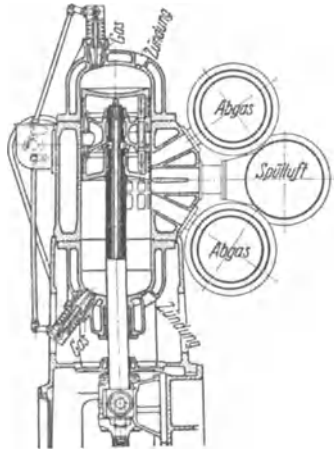


Fig. 12.

D. Die Ölmaschinen.

1. Gemischbildung und Verbrennung.

Grundsätzlich sind zwei verschiedene Arten der Gemischbildung zu unterscheiden: Luft und Flüssigkeit werden vor Eintritt in den Zylinder gemischt, oder der flüssige Brennstoff wird in den Verbrennungsraum eingeführt und hier mit der Luft gemischt.

Einführung des flüssigen Brennstoffes in den Zylinder ist bei den Glühkopf- und Dieselmaschinen zu finden.

Bei Maschinen ersterer Art wird der Brennstoff möglichst fein zerstäubt durch einen Zerstäuber, der den Flüssigkeitsteilchen neben der axialen Bewegung auch häufig eine zentrifugale erteilt, gegen die Wandungen des hocherhitzten gußeisernen Glühkopfes gespritzt. Die im Glühkopf befindlichen Verbrennungsrückstände werden während der Kompression zurückgedrängt; erst hiernach dringt die Verbrennungsluft ein und wird die Verbrennung eingeleitet. Diese Verhältnisse treten um so mehr in die Erscheinung, je enger die Verbindung zwischen Glühkopf und Hubraum ist. Da außerdem die aus dem Glühkopf herausschlagende Flamme dem Luftstrom entgegengesetzt gerichtet ist, so werden Frühzündungen vermieden.

Zu enge Verbindung schnürt die Verbrennungsgase ab und führt dadurch hohe Beanspruchung des Glühkopfes herbei.

Bei Dieselmaschinen wird der Brennstoff während 15 bis 40° Kurbeldrehung eingespritzt, während welcher Zeit die Mischung mit der Verbrennungsluft vor sich gehen muß, die überdies im späteren Verlauf durch schon entstandene Rückstände behindert wird. Die Mischung geht also unter bedeutend ungünstigeren Verhältnissen als bei der Gasmaschine vor sich und erfordert größeren Luftüberschuß (1,8- bis 2fach), doch sind namentlich bei schnellaufenden kom-

pressorlosen Dieselmaschinen Luftüberschußzahlen von 1,15 bis 1,3 bei guter Verbrennung besonders günstig.

Der Unterschied im Verhalten der aliphatischen und aromatischen Brennstoffe in der Dieselmaschine ist darauf zurückzuführen, daß die ersteren die leicht zu sprengende kettenförmige Bildung, die letzteren die schwer zersetzliche ringförmige Bildung zeigen.

Der Wasserstoffgehalt ist für die Beurteilung der Brennstoffe insofern von Bedeutung, als mit seiner Abnahme die kettenförmige Bildung verlorengeht. Zur Einleitung der Verbrennung ist der Wasserstoff hingegen nicht geeignet, wie früher angenommen wurde, da sein Zündpunkt bei 580 bis 590° C liegt.

In Druckluft, die der Verdichtung in der Dieselmaschine entspricht, zünden Gasöle nach Versuchen von Tausz-Schulte bei etwa 200°, während in der Maschine die Verdichtungsendtemperatur etwa 500 bis 550° beträgt. Dieser Temperaturüberschuß ist nötig, um die Öltröpfchen in der kurzen hierfür verfügbaren Zeit auf die Zündtemperatur zu bringen.

Die in Bd. I, S. 332 angegebenen Verbrennungsgleichungen sind richtig bezüglich Schlußergebnis und Menge, geben hingegen den Verlauf der Verbrennung, der über eine große Zahl von Zwischengliedern führt, nicht wieder. (Vgl. Dr. Sass, Z. VDI 1927 S. 1291.)

Nach Boerlage und Broeze ist „Kracken" im Zylinder nur dann wahrscheinlich, wenn der Strahl auf die heiße Stelle zu früh und mit zu wenig Luft gemischt auftrifft. Bei richtiger Bespülung der heißen Stelle durch die Verbrennungsluft und bei guter Aufteilung des Strahles ist Rußbildung bei der Zersetzung nicht zu befürchten. Die Zeit zwischen Einspritzbeginn durch die Düse und Zündung wird als „Zündverzug" bezeichnet. Nach Versuchen von Wentzel nimmt der Zündverzug mit steigender Dichte zunächst stark, dann schwach ab. Oberhalb der am Verdichtungsende in Dieselmaschinen meist vorhandenen Luftdichte von etwa $\gamma = 8$ kg/m³ ist der Zündverzug von der Dichte praktisch unabhängig. Düsendurchmesser zwischen 0,3 und 0,5 mm üben keinen Einfluß auf Zündverzug aus. Die Verdampfungszeit der zuerst eingespritzten Tröpfchen ist wesentlich kleiner als der Zündverzug. Je größer dieser im Verhältnis zur Einspritzzeit, desto schlagartiger die Verbrennung des Brennstoff-Dampf-Luftgemisches, desto härter Maschinengang. Der Zündverzug ist weiterhin unabhängig von der Selbstentzündungstemperatur, sowie vom Öffnungs- und Einspritzdruck, sobald dieser >145 atü. Der Zündverzug wird nur durch die Verdichtungstemperatur bestimmt und steigt mit deren Abnahme.

Die erste Zündung setzt in den fein verteilten Tröpfchen am Strahlmantel nicht allzu weit von der Düse ein und kann an mehreren Zündkernen gleichzeitig stattfinden. Zündung an der Strahlspitze wurde nicht festgestellt.

Die „Zündwilligkeit" wird nach Boerlage und Broeze in Cetenzahlen ausgedrückt. Der untersuchte Brennstoff wird mit einer Mischung aus Ceten und α-Methyl-Naphtalin verglichen. Bei gleichem Zündverzug ist die Cetenzahl, in Raumhundertteilen der Mischung ausgedrückt ein Maß für die Zündwilligkeit des untersuchten Brennstoffes. Bei gleicher Siedekennzahl steigt die Cetenzahl — also die Zündwilligkeit — mit Abnahme des spezif. Gewichtes, während bei gleichem spezif. Gewicht die Cetenzahl proportional mit der Siedekennzahl steigt. Da Cetan beim Lagern sein Zündverhalten nicht ändert, wird dieses neuerdings als Vergleichsstoff vorgeschlagen (Z. VDI 1939 S. 289).

Die Verbrennungszeit ist nach Wentzel abhängig von: Luftüberschuß, Einspritzdruck und Dichte der Verbrennungsluft. Mit sinkendem Luftüberschuß wächst Verbrennungszeit. Diese nimmt ab bei steigendem Einspritzdruck infolge der feineren Zerstäubung, der größeren Reichweite des Strahles und des größeren Zerstäubungswinkels. Die Verbrennungszeit erreicht bei einem günstigsten Einspritzdruck ein Minimum, bleibt dann bei steigendem Pumpendruck zunächst konstant, um schließlich wieder zuzunehmen. Mit Zunahme der Luftdichte nimmt Strahlweite ab, wird also Brennstoffverteilung ungünstiger.

Versuche von Breves ergaben (DH VI): Abnahme des Zündverzuges mit steigender Belastung und wachsender Drehzahl infolge zunehmender Verdichtungstemperatur. Starke Verkürzung des Zündverzuges weiterhin mit kleiner werdendem Düsenlochdurchmesser zwischen 0,3 und 0,22 mm. Mit Verringerung des Lochdurchmessers rückt der Zündbeginn näher zur Düse; kleine Zylinderabmessungen erfordern daher möglichst kleine Düsendurchmesser. Zündverzug wie bei Wentzel-Versuchen unabhängig von Einspritzdrücken >145 atü.

Die von Breves gemessenen Zündverzüge liegen zwischen 0,00087 und 0,00150 sek.

2. Dieselmaschinen mit Lufteinspritzung.

Die Zerstäubung des Brennstoffes wird durch Preßluft bewirkt, deren Druck den der Verbrennungsluft um etwa 30 at übersteigt. Diese Einblaseluft versetzt beim Eintritt in den Zylinder den Luftinhalt des Verbrennungsraumes in wirbelnde Bewegung, der Brennstoff wird mit der Luft gründlich gemischt und die gesamte Luftmenge zur Verbrennung herangezogen.

Der für Lufteinspritzung erforderliche Verdichter verteuert namentlich bei kleinen Leistungen wesentlich die Anlage, verringert den mechanischen Wirkungsgrad und infolge der Möglichkeit von Schmierölexplosionen in den Druckluftleitungen und -behältern die Betriebssicherheit.

3. Kompressorlose Dieselmaschinen.

a) Strahlmaschinen.

Der Brennstoff wird auf rein hydraulischem Wege durch Einspritzen unter hohem Öldruck (>250 at) zerstäubt.

1. Gestaltung des Brennraumes. Dieser muß sich der Strahlform anpassen. Auftreffen flüssiger, noch nicht brennender Öltröpfchen auf Wandflächen ist nur bedingt zulässig, da sonst auf diesen Ölkoks ablagert. (S. oben.) Entfaltung des Strahles wird durch halbkugelige Wölbung des Kolbenbodens oder auch durch flachen Brennraum erreicht, wenn in diesem Fall die Strahlen unter großem Winkel gegen die Düsenachse annähernd tangential zum Kolbenboden gerichtet werden. Den besten Brennraum weist die Hesselmann-Maschine auf, Fig. 40. Die Verbrennungsluft findet sich an den Stellen, wo der Strahl von innen nach außen voll entwickelt ist. Der Kragen des Kolbens verringert die nötige Reichweite des Strahles, der nur der Entfernung $d/2$ anzupassen ist.

Bei sehr großen Zylindern Anordnung der Düsen als Kranz, um die am Zylinderumfang vorhandene Luftmenge bei kürzerem Strahl, dessen Reichweite überhaupt die Brennraumgestaltung maßgebend beeinflußt, heranzuziehen. Besondere Schwierigkeiten macht die Kurbelseite doppeltwirkender Maschinen, da die Kolbenstange die Raumform verschlechtert und vom Strahl nicht getroffen werden darf.

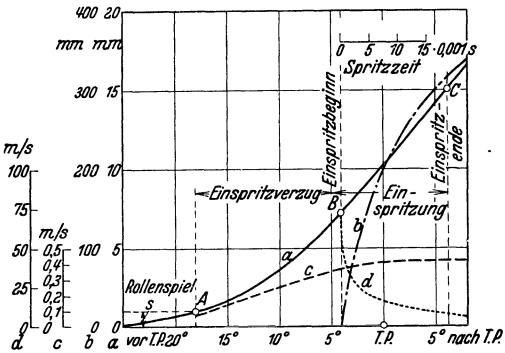


Fig. 13. *a* Weg der Rolle, *b* Weg der Strahlspitze, *c* und *d* Geschwindigkeiten der Rolle und der Strahlspitze.

In dem scheibenförmigen Brennraum der Junkers-Maschine, Fig. 33 und S. 168, wird der Brennstoff durch Ausbildung der Düse als Flachbrenner möglichst breit verteilt.

2. Öldruckleitung und Pumpe. Fig. 13 zeigt den Einspritzverzug als Zeit zwischen Förderbeginn der Pumpe und Einspritzbeginn der Düse.

Ursachen des Einspritzverzuges: Dauer der Verdichtung bis zum Öffnen des Druckventils, Laufzeit der Förderwelle (s. unten), Hohlraumbildung im Druckventilraum infolge Nachspritzen oder infolge einer Entlastungswelle, Öffnungsverzug der Nadel (bei geschlossenen Düsen), da für Eröffnung Druck gesteigert und Düsenvorraum ausgefüllt werden muß.

Durch die periodische Pumpenstempelbewegung treten infolge der Elastizität von Brennstoff und Rohrwand Schwingungen auf, die als Druck- und Geschwindigkeitswellen mit der Schallgeschwindigkeit ($c_s \cong 1500$ m/sek bei Treiböl zwischen 0 und 150 at) fortgepflanzt werden.

Der „Förderstoß", von der Pumpe ausgehend, wird von der an der Düse zurückgeworfenen „Rücklaufwelle" — der sich eine „Vorlaufwelle" und so fort anschließt — überlagert und beide setzen sich zur „Förderwelle" zusammen. Die Rücklaufwelle kann eine positive Stau- oder negative Entlastungswelle sein. Erstere, die zu einer Druckstauung vor der Düse führt, entsteht, wenn die zufließende Ölmenge größer als die durch die Düse abfließende Menge ist. Verläuft dieser Vorgang umgekehrt, wobei der Unterschied durch Entspannung des Öles gedeckt wird, so entsteht eine Entlastungswelle. Sind zufließende und ausfließende Ölmenge einander gleich, so wird, als günstigster Fall, eine Rücklaufwelle vermieden. Die Grenze zwischen dem Entstehen von Stau- und Entlastungswellen bezeichnet Blaum als „kritische Druckhöhe" der Förderwelle, durch die bei bekanntem Förderstoß das Einspritzgesetz vorausbestimmt werden kann[1]).

[1]) Z. VDI 1936 S. 1305 — Forschg. Ing.-Wes. 1936 Nr. 2, sowie Pischinger: DH VI und ATZ-Beihefte 1 S. 7.

Holfelder empfiehlt zur Verringerung der Druckschwankungen beim Nadelanhub den Durchmesser der Nadelführung möglichst klein zu halten.

Verengungen oder Erweiterungen in der Leitung stören den Einspritzvorgang, verlängern den Einspritzverzug und führen Nachspritzen herbei. Querschnittsänderungen sind nur am Anfang und am Ende der Leitung zulässig; Krümmungen oder Ecken in der Leitung sind ohne Einfluß, wenn der Querschnitt konstant bleibt.

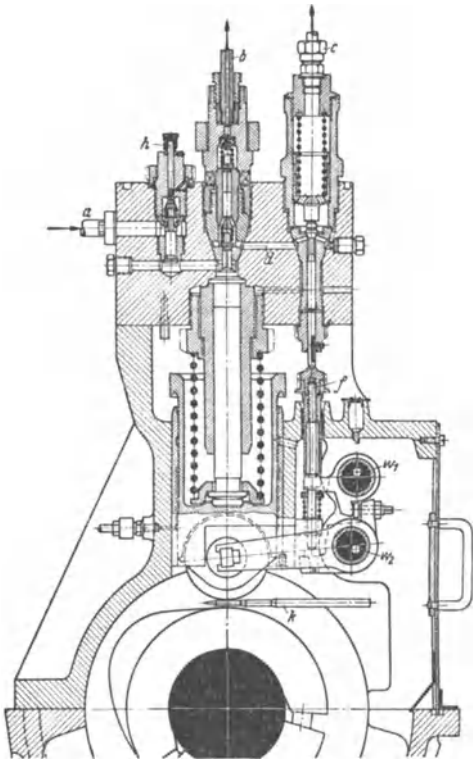


Fig. 14. Ölpumpe der MAN. *a* Ölzuleitung, *b* Druckleitung zum Zylinder, *c* Leitung vom Überströmventil, *d* Leitung vom Druckventil zum Überströmventil, *f* Stößel für Überströmventil, *h* Stift zum Offenhalten des Saugventils, um Zylinder abzuschalten, *k* Einstellkeil, w_1 Regulierwelle, w_2 Antriebwelle. Zwei Druckventile hintereinander geschaltet.

Anordnung einer Pumpe für jeden Zylinder in möglichst kleinem Abstand von der Düse ist zur Erzielung gleicher Leitungslängen anzustreben.

Ausführung der Leitung s. Abschnitt: Rohrleitungen, S. 364.

Entlastung der Druckleitung bis auf 1 at oder darunter durch „Tauchkölbchen" (s. S. 119) oder seltener durch Aufstoßventil zwischen Saug- und Druckleitung verhindert Leckverluste zwischen den Druckhüben, führt raschen Nadelschluß herbei, vermeidet Nachtropfen bei offenen Düsen, vergrößert jedoch den Einspritzverzug durch Verringerung der Schallgeschwindigkeit.

An höchster Stelle der Öldruckleitung ist ein Entlüftungsventil anzuordnen, s. Fig. 29.

Gestaltung des Pumpennockens derart, daß die steigende Stempelgeschwindigkeit den Höchstwert gegen Ende der Einspritzung erreicht. Dadurch wird die Luftzone an der Düsenmündung für die Verbrennung der ersten Öltröpfchen nutzbar gemacht; die folgenden Tröpfchen müssen diese Brennzone mit großer Geschwindigkeit durchfliegen, ehe sie an Frischluft gelangen.

Regeln der Leistung durch Öffnen des Saugventils oder eines besonderen Überströmventils nach Fig. 14 derart, daß bei konstantem Einspritzbeginn das Einspritzende verlegt wird. Zunächst Druckabfall in der Pumpe, so daß deren Druckventil schließt; hierauf Nadelschluß nach vorhergehender Drucksenkung in der Leitung.

Fig. 15 und 16 a bis c: Boschpumpe. Der Saugraum, in den Saugrohr A_s mündet, ist durch zwei kleine Bohrungen mit dem Arbeitsraum verbunden. Die obere Kante des unveränderlich gesteuerten Stempels bestimmt den Förderbeginn, Schrägkante des Kolbens das Förderende. Regelstange *R* verdreht Regelhülse *H* — in deren Längsschlitze ein Querstück am Kolben gleitet —

und damit den Kolben. Sobald die Schrägkante die rechte Saugöffnung freigibt, wird der Arbeitsraum durch eine senkrechte Nut im Kolben mit dem Saugraum verbunden. Fördermenge = 0, wenn Nut vor rechte Querbohrung gelangt.

Das Druckventil hat unterhalb seiner Sitzfläche ein Tauchkölbchen, das saugend in die Bohrung des Ventilkörpers paßt. Beim Ventilschluß taucht das Kölbchen in die Bohrung ein, ehe der Ventilkegel den Sitz erreicht, so daß das Leitungsvolumen um den Kölbcheninhalt vergrößert wird. Bezüglich Wirkung s. S. 118.

Fig. 16a bis c zeigen die Arbeitsweise des Pumpenkolbens. Fig. 16a: Untere Totlage, Fig. 16b: Beginn der Förderung, Fig. 16c: Ende der Förderung. *b*, *a* Saug- und Steueröffnung, *c* Arbeitsraum der Pumpe, *i* Schrägkante des Kolbens, *k* Nut im Kolben.

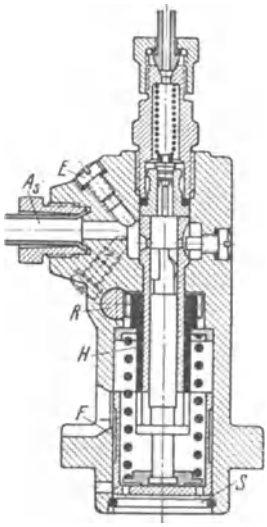


Fig. 15. Bosch-Pumpe. A_1 Saugleitung, *E* Entlüftungsschraube, *F* Führungshülse, *H* Regelhülse, *R* Regelstange, *S* Sprengring.

Fig. 17 und 18: Pumpenventile nach Sass (mit Federdiagramm).

Herstellung des Pumpenblockes aus geschmiedetem Stahl, der Ventile aus Chrom-Wolframstahl. Flächenpressung im Ventilsitz $\leqq 750$ kg/cm². Ölgeschwindigkeit = 0,3 bis 0,5 m/sek im Saugventil, = 6 bis 10 m/sek im Druckventil, das mit Hubbegrenzung versehen wird. Vielfach Hintereinanderschaltung zweier Druckventile, Fig. 14. Vorzusehen: Vor-

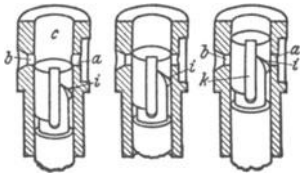


Fig. 16a bis c.

richtung zum Abstellen der Pumpe von Hand, um Zylinder bei Störungen abzuschalten; Handhebel zum Aufpumpen der Leitung vor Anfahren.

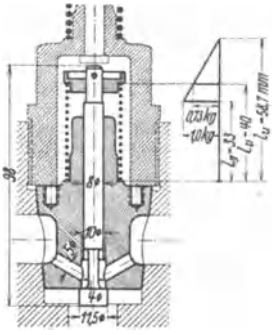


Fig. 17.

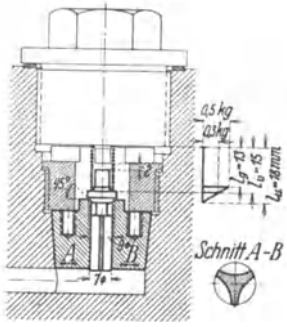


Fig. 18.

Rückführung des Pumpenstempels durch eine Feder; Stempelabdichtung metallisch.

Kurze Einspritzdauer (etwa über 10° Kurbelwinkel), durch Vergrößerung der Querschnitte erreichbar, begünstigt vollkommene Verbrennung und verhindert Nachbrennen. Der Voreinspritzwinkel ist von Zündverzug und Brennzeit abhängig und beträgt beispielsweise −47° bei den Deutzer Maschinen, hingegen nur −11° bei den Junkers-Maschinen, die mit höherer Verdichtung

und starker Luftwirbelung infolge tangential gerichteter Spülschlitze arbeiten, Hesselmann-Maschinen zeigen −32° Voreinspritzung. Meist beträgt wirkliche Einspritzdauer, vom Eintritt der Tropfen in den Brennraum abgerechnet, 15 bis 20°, wobei die Hälfte dieses Einspritzwinkels vor der Totlage liegt.

3. Düse und Strahl. S. auch S. 116. Ausführung der Düse als „offene" oder „geschlossene" Düse. In der geschlossenen Düse wird eine Nadel durch Verdichtungsdruck und Einspritzdruck entgegen einer Schlußfeder gehoben, wodurch die Düsenmündungen freigelegt werden. Die Feder gestattet Einstellung des Zerstäubungsdruckes.

Auf die Strahlform wirken ein: Düsenform, Gegendruck bzw. Luftdichte, Düsendruck.

Die Düsenform bestimmt die Verteilung des Brennstoffes über den Brennraum; maßgebend sind Lochzahl, Einzellochdmr., Ausführung als Zapfendüse, Verhältnis l/d.

Mit der Lochzahl nimmt infolge feinerer Zerteilung des Strahles dessen Durchschlagkraft ab, die Herstellung wird erschwert. Düsen mit 4 bis 5 Mündungen haben sich am vorteilhaftesten erwiesen; diese Zahl läßt ausreichende Zerstäubung bei genügender Durchschlagkraft erreichen. Kleinere Düsenlöcher ergeben niedrigere Zünddrücke und infolge der verlängerten Einspritzzeit erhöhten Brennstoffverbrauch. Anderseits sind die während des Zündverzuges eingespritzten Mengen kleiner, die Verbrennung setzt ruhiger ein, und der Gang der Maschine wird weicher. Zwecks gleichmäßiger Verteilung des Brennstoffes auf die einzelnen Bohrungen sollen sich deren Mittellinien auf der Achse der Düse schneiden. Die Länge $l = (d_a - d_i)/2$, Fig. 25, muß für jede Bohrung gleich groß sein; je kleiner l, um so weniger bleibt der Strahl geschlossen, um so rascher wird er aufgeteilt. Winkel α richtet sich nach der gewählten Schräge des Kolbenbodens. Gute Zerstäubung wird mit Düsen mit ausgerundeten Kanten und bei solchen mit schwach erweiterter Bohrung erreicht, weniger eignen sich scharfkantige parallele Bohrungen. Kegelig verengte Bohrungen haben besonders kleinen Strahlwinkel zur Folge. Verwendung von Drallkörpern in der Mündung verfeinert die Zerstäubung. Zapfendüsen nach Fig. 24a und b erleichtern als Einlochdüse die Herstellung durch größere Bohrung. Bei mehreren Strahlen muß gegenseitige Störung vermieden werden.

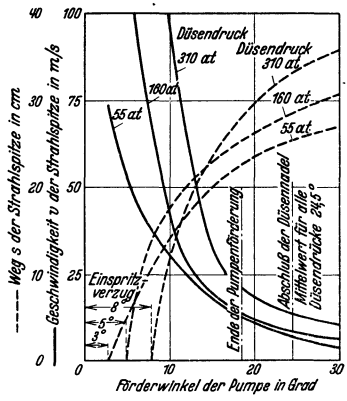


Fig. 19.

Da sich bei sehr feiner Zerstäubung das Gemisch um die Düse anreichert, so muß entweder ein wirksamer Luftwirbel den Nebel von der Düse fortjagen, oder die Düsen sind — wie beim Junkers-Motor — am Umfang des Verbrennungsraumes anzuordnen. (Boerlage und Broeze: Forschungsheft 366.)

Luftdichte vergrößert den Strahlwinkel mehr als der Düsendruck und läßt die Strahlgeschwindigkeit außerordentlich schnell abnehmen. Bei der geschlossenen Düse bleibt der Strahlwinkel im Gegensatz zur offenen Düse während der Einspritzung fast konstant. Strahlen mit kleinem Winkel dringen tiefer in den Brennraum ein, solche mit größerem Winkel zeigen feinere Zerstäubung. Steigerung des Düsendruckes verlängert den Einspritzverzug, Fig. 19, doch dringt trotzdem der Strahl nach einer gewissen Zeit tiefer in den Brennraum ein (Holfelder: Z. VDI 1932 S. 1241). Der Düsenstrahlwinkel, handelsüblich auf Spritzen in die Atmosphäre bezogen, vergrößert sich im Motor auf den drei- bis

vierfachen Wert. Kurze Einspritzdauer — etwa 15° — beschleunigt den Druckanstieg während der Verbrennung. Die Nachspritzen verursachende Pumpwirkung der niedergehenden Nadel geschlossener Düsen ist durch starke Federn zu verkürzen.

Einblaseenergie. Ist Düsenüberdruck $p_ü = 300$ at, $\gamma = 900\,\mathrm{kg/m^3}$ für Gasöl, so wird $c = \sqrt{2g \cdot 10^4 \cdot p_ü/\gamma} = 256\,\mathrm{m/sek}$, entsprechend $E = 3{,}34\,\mathrm{mkg/g}$ Brennstoff. Bezüglich E bei Vorkammermaschinen s. S. 123.

Um den gesamten Luftinhalt des Brennraumes rasch zur Verbrennung heranzuziehen, wird nach dem Vorgange von Hesselmann durch Abschirmen des Einlaßventils, s. Fig. 45, S. 132, der einströmenden Luftmenge eine tangentiale Strömungsrichtung gegeben, wobei während der Einspritzdauer die Winkeldrehung der Verbrennungsluft höchstens gleich Abstand zweier Brennstoffstrahlen sein darf, um das Eindringen von Verbrennungsrückständen in den folgenden Strahl zu verhindern. Nach Sass ist bei großen Zylinderdurchmessern, die eine gleichmäßige Mischung erschweren, eine größere Luftgeschwindigkeit, als nachstehend berechnet, von Vorteil. J. Geiger hat durch eingehend Versuche den starken Einfluß der Schirmstellung auf den zwischen 180 und 240 g/PSh schwankenden Brennstoffverbrauch nachgewiesen, doch reichen zur Erzielung guter Mischung schon Luftgeschwindigkeiten aus, wie sie ohne Wirbelschirm bei tangentialer Anordnung des Saugkanals erreicht werden. (Z. VDI 1937 S. 671.)

Ist z = Anzahl der Strahlen, r = Zylinderradius, β = Einspritzdauer in Kurbelgraden, so wird der Luftweg am Zylinderumfang $s = 2r\pi/z$ und Einspritzzeit $t = \beta/6n$ in sek. Erforderliche Luftgeschwindigkeit $u = \dfrac{2r\pi}{z} \cdot \dfrac{6n}{\beta}$.

Tröpfchengröße als Maß für Zerstäubung, wichtig für Verbrennungszeit (S. 116). Auf Grund bestimmter Annahmen findet Triebnigg: $r = 31{,}1/p_ü \cdot \gamma_1$, worin r = mittlerer Tropfenhalbmesser, $p_ü$ = Unterschied zwischen Zerstäubungs- und Verdichtungsdruck, γ_1 = spez. Gewicht der Luft bei Beginn des Einspritzens.

Für die bei Strahlmaschinen üblichen Drucke ergibt sich gute Übereinstimmung zwischen den hiernach berechneten und den durch Versuche ermittelten Werten.

Beispiel: Verdichtungsdruck 35 at, Zerstäubungsdruck 320 at, $T_1 = 273 + 600°$.

$$\gamma_1 = \frac{350000}{29{,}3 \cdot (273 + 600)} = 13{,}68\ \mathrm{kg/m^3}; \qquad r = \frac{31{,}1}{285 \cdot 13{,}68} = 0{,}008\ \mathrm{mm}.$$

Die Reichweite des Strahles ist wegen Unkenntnis der Luftwiderstandszahl nicht berechenbar, so daß man hier auf Versuche angewiesen ist.

Nach K. Mehlig (DH VI) verhalten sich unter sonst gleichen Verhältnissen die Strahlspitzenwege der Strahlen aus zwei Düsen verschiedenen Durchmessers wie die Wurzeln aus letzteren. Es ist $s/s_0 = \sqrt{d/d_0}$. Für verschiedene Drücke gilt $s/s_0 = \sqrt{p/p_0}$, wenn p/p_0 in den Grenzen 0,8 bis 1,2 liegt.

Ergebnisse amerikanischer Versuche sind in Fig. 20 wiedergegeben. Sass hat auf Grund seiner Versuche und Erfahrungen das in Fig. 21 dargestellte Schaubild veröffentlicht, das für 280 at Einspritzdruck, 10 atü Gegendruck und für einen Brennstoffnocken von mittelsteilem Anlauf gilt. Umlaufzahl der Brennstoffpumpenwelle 90/min. Der gestrichelt eingetragene Linienzug zeigt als Beispiel, daß ein Strahl von 0,6 mm Durchmesser in rd. $^{10}/_{1000}$ sek einen Weg von 30 cm zurücklegt. Verkleinerung des Düsendurchmessers auf 0,5 mm erfordert eine um 20 vH größere Spritzzeit. (Sass, Kompressorlose Dieselmaschinen. Verlag: Springer, Berlin.)

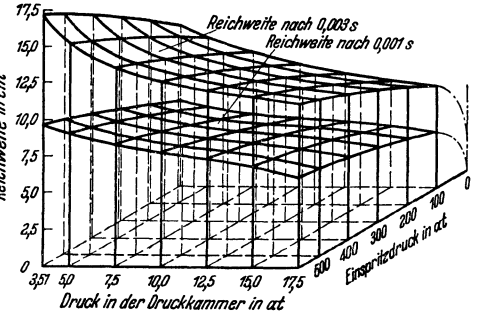


Fig. 20.

Überschlägige Berechnung der Düsenmündungen. Ist p_l = Druck in der Leitung, p_d = Druck unterhalb des Nadelsitzes, p_c = Kompressionsdruck und schätzt man $p_d = 0{,}8$ bis $0{,}85 p_l$, so wird der erforderliche Überdruck

$$P = \gamma \cdot \frac{c_d^2}{2g} = p_d - p_c; \quad c_d = c_P \cdot \frac{f_P}{\mu \cdot f_d},$$

worin f_P = Pumpenstempelfläche, c_P = Pumpenkolbengeschwindigkeit, f_d = Gesamtfläche der Düsenlöcher, $\mu \cong 0{,}80$.

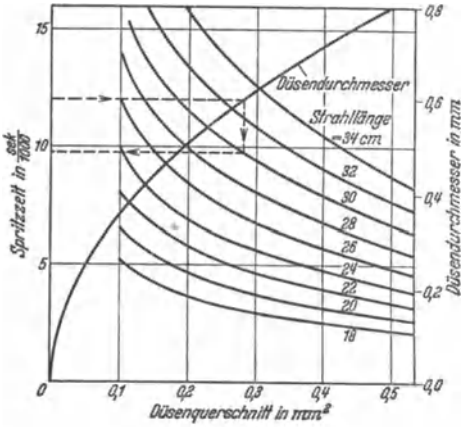


Fig. 21.

$$P = \frac{\gamma}{2g} \cdot \left(\frac{c_P \cdot f_P}{\mu \cdot f_d}\right)^2 \cdot 10^{-4} \text{ in at};$$

$$f_d = \frac{10^{-2} \cdot c_P \cdot f_P}{\mu} \cdot \sqrt{\frac{\gamma}{2g \cdot P}} \text{ in m}^2.$$

Als senkrecht zur Strömung gemessene Durchtrittsfläche in der Düse folgt nach Fig. 22:

$F = h \cdot \sin\alpha \cdot \pi (d + h \cdot \sin\alpha \cdot \cos\alpha)$

mit h = Hub.

Ausführung der Düsen. Kühlung der Düse verhindert „Zuwachsen" durch verkokte Rückstände. Lecköl ist aufzufangen, s. Fig. 23. Einschleifen der Nadel, deren Masse möglichst klein zu halten ist, in Büchsen aus Gußeisen oder Stahl. Düsensitz: gehärteter Stahl, Abdichtung gegen Düsenplatte eben oder kegelig. Durch Einstellen der Schlußfeder kann der Zerstäubungsdruck verändert werden. Bei offenen Düsen ist das Rohrende zur Vermeidung einer Erweiterung bis auf den Innendmr. kegelig abzudrehen und in die Düsenplatte einzuschleifen.

Fig. 23 und 24 zeigen Ausführungen der Bosch-AG. Fig. 25: Hesselmann-Düse; die Nadel schließt die Zuleitung oberhalb der Düsenmündungen ab. Begrenzter Nadelhub = 0,5 bis 1 mm.

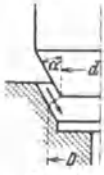


Fig. 22.

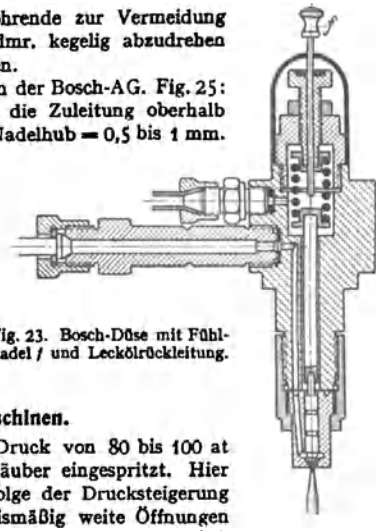


Fig. 23. Bosch-Düse mit Fühlnadel f und Leckölrückleitung.

b) Vorkammermaschinen.

Der Brennstoff wird mit einem Druck von 80 bis 100 at in die Vorkammer durch einen Zerstäuber eingespritzt. Hier verbrennt das Öl teilweise, so daß infolge der Drucksteigerung das unverbrannte Öl durch verhältnismäßig weite Öffnungen aus der Vorkammer in den Brennraum geschleudert wird.

In Fig. 26 sind versetzte Diagramme, an Vorkammer und Zylinder aufgenommen, übereinandergezeichnet. Die Brennstoffeinspritzung beginnt etwa 25° vor Totpunkt, die senkrecht schraffierten Flächen zeigen Größe und Dauer des Druckunterschiedes zwischen Vorkammer und Brennraum.

Vorkammermaschinen sind besonders für kleinere Leistungen geeignet, da für diese die sehr eng zu bemessenden, schwer herstellbaren Düsenlöcher der Strahlmaschinen sich leicht verstopfen, während bei der Vorkammer die Düsenöffnungen infolge der durch die Vorverbrennung bedingten Volumenzunahme des Brennstoffgemisches ebenso wie der als Einlochdüse ausgeführte

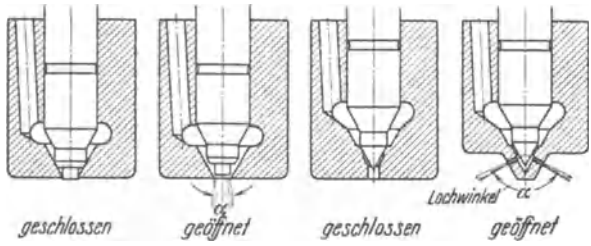


Fig. 24 a bis d (Fig. 24 a und b: Zapfendüse, vgl. S. 120, Fig. 24 d: Mehrlochdüse).

Zerstäuber verhältnismäßig großen Dmr. erhalten. Der Strahl, der bei stärkster Luftwirbelung zutreten und hauptsächlich durch diese, nicht durch den Strahldruck zerstäubt werden soll, darf den Brennstoff nicht zu sehr über die Vorkammer verteilen, da er in dieser unter ungünstigen Verhältnissen verbrannt wird. Schlanke Einspritzkegel mit kurzer Einspritzzeit bei genügend großem Strahldmr., dessen Einfluß Fig. 27 zeigt, verringern den in der Vorkammer verbrennenden Anteil der Brennstoffmenge. Der Strahlkern erreicht geschlossen den ungekühlten Vorkammerboden, von wo er durch die Zündgase mitgerissen wird,

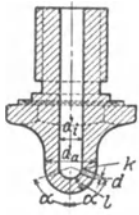


Fig. 25.

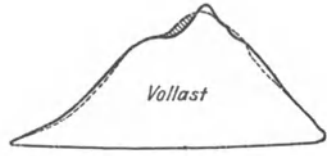


Fig. 26.

um im Hauptbrennraum, zum Teil von Brenngasen umhüllt, in dem Maße, wie der Brennstoff auf Frischluft trifft, zu verbrennen. Die Verbrennung am Strahlrand soll schon vor dem Auftreffen auf den Vorkammerboden einsetzen, damit dieser nicht, wie bei Glühkopfmaschinen, die Zündung bewirkt, sondern nur die Temperatur im unteren Teil der Kammer erhöht. Die Einspritzzeit soll kurz sein, damit bei Beginn der Zündung der Hauptteil des Brennstoffes schon in der Kammer eingelagert ist.

Die Einblaseenergie erreicht größeren Wert als bei der klassischen Dieselmaschine. Ist f = Querschnitt der Düsenlöcher, v_c das spez. Volumen am Ende der Verdichtung $\cong$ spez. Volumen in der Vorkammer, so wird annähernd (vgl. Bd. I, S. 305) die Überströmgeschwindigkeit $c = \sqrt{2g \cdot p_ü \cdot v_c}$, worin $p_ü$ = Druckunterschied zwischen Vorkammer und Hauptbrennraum und ebenso wie Zeit z dem Diagramm Fig. 26 zu entnehmen ist. Einblaseenergie $E = \int dm \cdot \frac{c^2}{2}$ mit $dm = \frac{\mu \cdot f \cdot c}{g \cdot v_c} \cdot dz$; $E = 4{,}43 \cdot \mu \cdot f \cdot \sqrt{v_c} \cdot \int p_ü^{\frac{3}{2}} \cdot dz$. Meist $E = 10$ bis 15 mkg.

Der Kühlwasserverlust ist infolge dieser heftigen Luftwirbelung größer als bei den Strahlmaschinen, was jedoch z. T. durch den kleineren Abgasverlust aufgewogen wird.

Die günstige Wirkung großer Vorkammern zeigt Fig. 27, doch macht ihre Unterbringung Schwierigkeiten. Zentrale Anordnung läßt sich nach Fig. 28

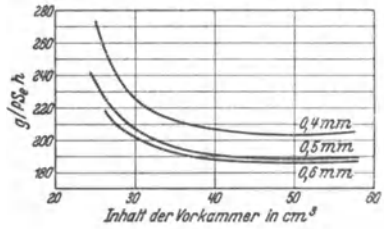


Fig. 27.

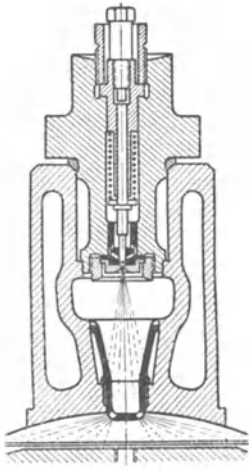


Fig. 28.

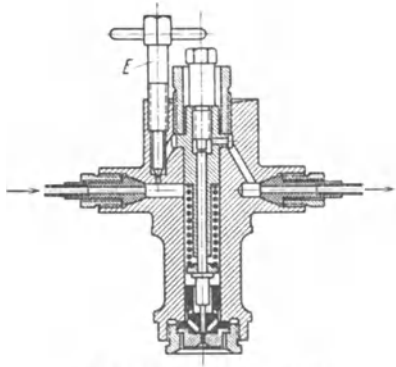


Fig. 29. (*E*: Entlüftungsschraube.)

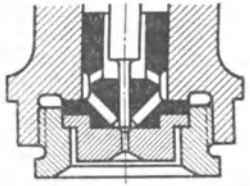


Fig. 30.

bei Zweitaktmaschinen ermöglichen, bei Viertaktmaschinen nur dann, wenn die Ventile schräg gelegt werden. Bei Viertakt mit senkrechten Ventilen daher seitliche Lage nach Fig. 41 oder nach Fig. 45, S. 169.

Der Leerlauf ist besonders gesichert, da in der Vorkammer unabhängig von der Belastung stets annähernd die gleiche dem Luftinhalt der Kammer entsprechende Ölmenge verbrennt, auch die Kammerwände eine gewisse Wärmemenge aufspeichern.

Verdichtungsgrad 15 bis 16; Größe des Vorkammerinhaltes $v_k = 1{,}6$ bis 2,2 vH des Hubraumes. Verhältnis f/v_k schwankt in den Grenzen 0,0024 bis 0,02.

Fig. 28 bis 30 zeigen Einzelheiten der in Fig. 41 dargestellten Maschine der Motoren-Werke Mannheim, A.-G. vorm. Benz.

c) Luftspeichermaschinen. (S. auch S. 169.)

Die Aufteilung des Brennstoffstrahles wird auf dem Wege durch den Hauptbrennraum bereits eingeleitet. Die ersten Brennstofftropfen dringen in den Speicher ein, wo die Voraussetzung für die Verbrennung einer größeren Brennstoffmenge gegeben ist. Der infolge der schlagartigen Drucksteigerung abblasende

Speicherinhalt zerteilt im Gegenstrom den nachspritzenden Brennstoff und zerstäubt ihn über den Hauptbrennraum.

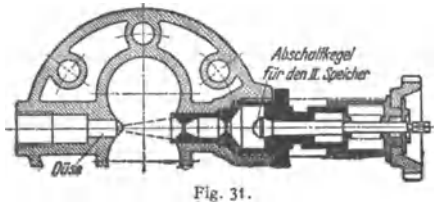


Fig. 31.

Beispiel: Lanova-Motor, Fig. 31, mit Hauptbrennraum, Vorspeicher und Hauptspeicher der beim Anlassen zwecks Erhöhung der Verdichtung durch Kegel abgeschaltet werden kann. Raumteile am Gesamtverbrennungsraum: Hauptbrennraum 80 vH, Vorspeicher 5 vH, Hauptspeicher 15 vH. Verdichtung 12,5-fach. Versuche zeigen, daß der Druckanstieg in den Speicherräumen bedeutend steiler verläuft als im Hauptbrennraum, wo der Druckanstieg erst durch die energische Gemischbildung infolge Ausblasens der Speicher eintritt.

d) Wirbelkammermaschinen.

Die Wirbelkammer macht einen möglichst großen Anteil des Brennraumes aus. Die Luftwirbelung erreicht größten Wert vor oder mit Beginn der Brennstoffeinspritzung, die Gemischbildung wird also im Gegensatz zur Vorkammermaschine vor der Zündung des Strahles bewirkt. Führung des Luftstromes möglichst senkrecht zur Strahlachse. Während Verbrennung und Verdichtung herrschen in Zylinder und Wirbelkammer gleiche Drücke.

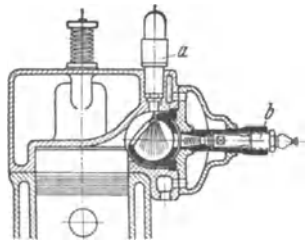


Fig. 32. Zylinderkopf eines Wirbelkammer-Fahrzeugdieselmotors (Vomag-Oberhänsli). Einspritzdüse *a*, Glühkerze *b*.

Beispiel: Oberhänsli-Motor, Fig. 32. In die Wirbelkammer ist eine kugelförmige Schale derart eingehängt, daß deren Wände vom eintretenden Luftstrom sowohl von innen wie von außen bespült werden. Einspritzbeginn: 26° vor Totpunkt, Einspritzende: 15° hinter Totpunkt.

4. Wechselmotoren.

Dieselgasverfahren, bei Saug- und Leuchtgas anwendbar, wird trotz der hohen Verdichtung ermöglicht durch geringeren Gemischheizwert und durch Erniedrigung der Zylinderwandtemperatur infolge des höheren Ausdehnungsgrades und der dadurch bedingten Herabsetzung der Auspufftemperatur. Zündung durch Zündölmenge, die 5 bis 10 vH der Vollastmenge bei Dieselölbetrieb beträgt und an der Brennstoffpumpe fest eingestellt wird.

Erforderliche Maßnahmen: Anbau einer Gaszuleitung mit Vorrichtungen für Gasregelung und Gasluftmischung. Einschaltung einer Feder in das Reglergestänge, die Verstellkräfte für die Brennstoffpumpe annähernd starr überträgt, aber bei deren Einstellung auf konstante Zündölmenge die Gasregelung nicht behindert.

Bei Maschinen mit Nebenbrennräumen (z. B. Vorkammermaschinen) ist weiterer Umbau erforderlich. Mittlere Drücke wie bei Dieselmaschinen; η_{ges} bis zu 38 vH. Bauliche Durchführung s. Z. VDI 1941 S. 57, Anwendung auf Fahrzeugmotoren Z. VDI 1941 S. 109.

5. Zweitaktwirkung.

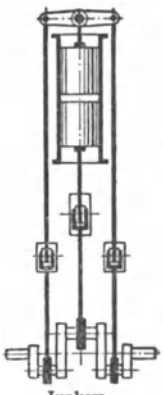
Bei Ölmaschinen läßt sich die Zweitaktwirkung leichter als bei Gasmaschinen durchführen, da der Brennstoff erst am Ende des Verdichtungshubes eingeführt wird. Entweichen frischen Gemisches durch die Auspuffschlitze und Frühzündung durch Vermengung mit heißen Auspuffgasen ist sonach ausgeschlossen. Einführung der Spülluft durch Ventile wird wegen der verwickelten Gestaltung der Zylinderdeckel nicht mehr ausgeführt. Allgemein ist Anordnung von Spülschlitzen, wobei nach Fig. 33 und Fig. 34 bis 37 verschiedene Bauarten möglich sind.

Fig. 33, Bauart Junkers, Doppelkolbenmaschine für einfache Zweitaktwirkung. Der eine der beiden gegenläufigen Kolben legt zuerst die Auspuffschlitze, der andere hierauf die Spülschlitze frei. Da beide Schlitze sich über den ganzen Zylinderumfang erstrecken, so füllt die Spülluft den Zylinderquerschnitt

vollständig aus. Einfachste Gestaltung des Brennraumes, weitgehender Massenausgleich, der durch Vergrößerung des unteren Kolbenhubes noch verbessert werden kann. S. auch S. 168.

Die Fig. 34 bis 37 stellen doppeltwirkende Zweitaktmaschinen dar, doch sind die Ausführungen auch für einfache Wirkung möglich und teilweise gebräuchlich.

Die längeren Auspuffschlitze werden vom Kolben zuerst geöffnet, hierauf Freilegen der kürzeren Spülluftschlitze. Da diese zuerst geschlossen werden, so ist teilweises Entweichen der eingeführten Luft durch die noch geöffneten Auspuffschlitze möglich. Die Spülluft wird bei Querspülung, Fig. 34, vielfach durch besondere Formgebung des Kolbens geführt, was die Gestaltung des Brennraumes ungünstig beeinflußt. Anzustreben Stützung des Spülluftstromes durch feste Wände gleich beim Spülungsbeginn und Vermeidung kalter und heißer Zylinderseiten.



Junkers
Fig. 33.

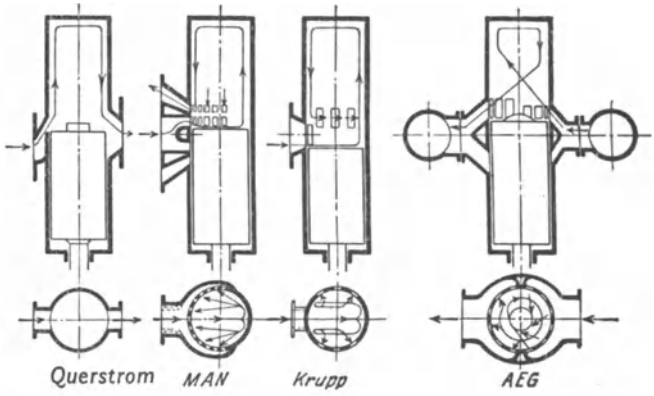


Fig. 34 bis 37.

Fig. 35, Bauart MAN, Umkehrspülung. S. auch Fig. 43.

Fig. 36, Bauart Krupp.

Fig. 37, Bauart AEG. Die Spülluftschlitze sind nicht nur axial, sondern auch tangential unter bestimmtem Winkel angeordnet. Die entstehende Schraubbewegung der Luft verläuft mit Annäherung des Kolbens an die Totlage immer flacher, bis zuletzt nur noch eine reine Drehbewegung übrigbleibt.

Bauart Sulzer, s. S. 127 und Fig. 44, S. 130.

Über mittleren Druck und mechanischen Wirkungsgrad s. S. 110 und 111. Die Spülpumpen werden als Kolbengebläse bei kleineren, als Turbogebläse bei größeren Einheiten ausgeführt.

Die stündlich an 1 m² Oberfläche des Brennraumes und des Zylinders abzuführende Wärmemenge beträgt:

$$Q_4 = (6000 + 26\,n) \cdot p_i \text{ kcal/m}^2\text{h} \quad \text{bei Viertakt,}$$

$$Q_2 = 1{,}7\,(6000 + 26\,n) \cdot p_i \text{ kcal/m}^2\text{h} \quad \text{bei Zweitakt.}$$

Diese starke Wärmeabfuhr bei Zweitakt wird erleichtert durch den nur mit je einer Pfeife für Düse, Anlaß- und Sicherheitsventil auszuführenden Zylinderdeckel.

Von größter Bedeutung für die Wirkungsweise des Zweitaktes ist: Geringster Spüldruck, der nicht 1,15 ata, und geringste Spülluftmenge, die nicht $1{,}3 \cdot Fs$ überschreiten soll.

Zur Beurteilung der Spülung dient der Spülwirkungsgrad

$$\eta_S = \frac{\text{Frischgasmenge der Ladung}}{\text{Frischgasmenge} + \text{Restgas}}.$$

Bei Maschinen geringerer Leistung wird das Kurbelgehäuse als Spülpumpe benutzt (Kurbelkastenspülung, s. Fig. 4 auf S. 142) oder es dient bei Kreuzkopfmaschinen der durch eine Stopfbuchse abgedichtete Raum unterhalb des Kolbens als Spülpumpen-Hubraum, wodurch der räumliche Wirkungsgrad verbessert wird. (Also Anordnung wie bei der Dieselmaschine nach Fig. 42.)

Im ersteren Fall wird die Außenluft bei Bewegung des Kolbens nach der Deckelseite hin in den um den Hubraum sich vergrößernden Raum des geschlossenen Kurbelgehäuses hineingesaugt. Auch bei möglichst weitgehender Ausfüllung dieses Raumes durch Kurbelscheiben usw. bleibt der schädliche Raum recht groß und dementsprechend der räumliche Wirkungsgrad gering. Außerdem wird leicht Schmieröl aus dem Kurbelgehäuse in den Verbrennungsraum hineingefördert.

Entstehung von Unterdruck während der Ausströmung der Verbrennungsrückstände, also Massenbeschleunigungen der Auspuffgassäule, verbessern den räumlichen Wirkungsgrad, s. Rohrleitungen, S. 365 und das ohne Spülgebläse arbeitende Kadenacy-Verfahren, Z. VDI 1938 S. 119.

An einem nach dem *Kadenacy*-Verfahren arbeitenden Junkers-Doppelkolbenmotor wurde in einem Drehzahlbereich von 540 bis 2000 U/min ein annnähernd gleichbleibender mittlerer nutzbarer Druck von 4.7 at erzielt, während bei einem mittleren Nutzdruck von 7,4 at die Drehzahl zwischen 900 und 1750 U/min verändert werden konnte. Über dem ganzen Drehzahlbereich wurde zufriedenstellender Leerlauf erreicht. Im Drehzahlgebiet zwischen 750 und 1750 U/min konnten Teillasten in der Größenordnung von 2 at mittlerem Nutzdruck gemessen werden. Weiterer Vorteil: Luft nicht vorgewärmt, daher Temperaturen niedriger.

Vorteile der Zweitaktwirkung: Ersparnis an Raum und Gewicht, gleichmäßigere Drehkraftdiagramme bei kleinerer Zylinderzahl, günstigeres Verhalten der Hauptwelle in bezug auf Drehschwingungen.

6. Leistungssteigerung.

Nachladung nach Sulzer: Die Spülschlitze werden durch selbsttätige Ventile gesteuert, die erst öffnen, wenn der Druck im Zylinder auf den Spüldruck gesunken ist. Das Ventil bleibt nach Überschleifen der Auspuffschlitze durch den Kolben noch geöffnet, um Luft nachzuladen, s. Fig. 44.

Aufladung nach MAN: Gesteuerte Drehschieber hinter den Auspuffschlitzen schließen die Auspuffleitungen beim Abdecken der Spülschlitze durch den Kolben ab, so daß die Frischluft durch die noch geöffneten Auspuffschlitze nicht entweichen kann.

Bei einfachwirkenden Viertaktzylindern nach Bauart MAN Aufladung derart, daß die unteren Kolbenseiten in den unten abgeschlossenen Zylindern die Aufladeluft fördern.

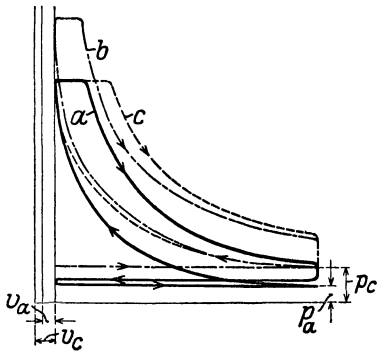


Fig. 38.

Wird die Luftmenge vergrößert durch Zuführung unter Druck, so steigen bei unverändertem Brennraum sämtliche Drucke in demselben Verhältnis, in dem der Einlaßdruck p_a erhöht worden ist. Kompressions- und Expansionsverhältnis und damit die Temperaturen des Diagramms *b* sind dieselben wie die des ursprünglichen Diagramms *a*.

Diese starke Drucksteigerung wird vermieden, wenn die Verdichtungsendspannung trotz erhöhten Einlaßdruckes p_c durch Vergrößerung des Brennraumes von v_a auf v_c beibehalten wird, Fig. 38. Das Diagramm nimmt nunmehr in

waagerechter Richtung zu. Zwar steigt die mittlere Temperatur infolge der höher liegenden Expansionslinie, Diagramm *c*, doch ist die Höchsttemperatur dieselbe wie im Diagramm *a*. Die Verminderung des Expansionsverhältnisses bedeutet eine Abnahme des Wirkungsgrades der verlustlosen Maschine, s. S. 109. Die

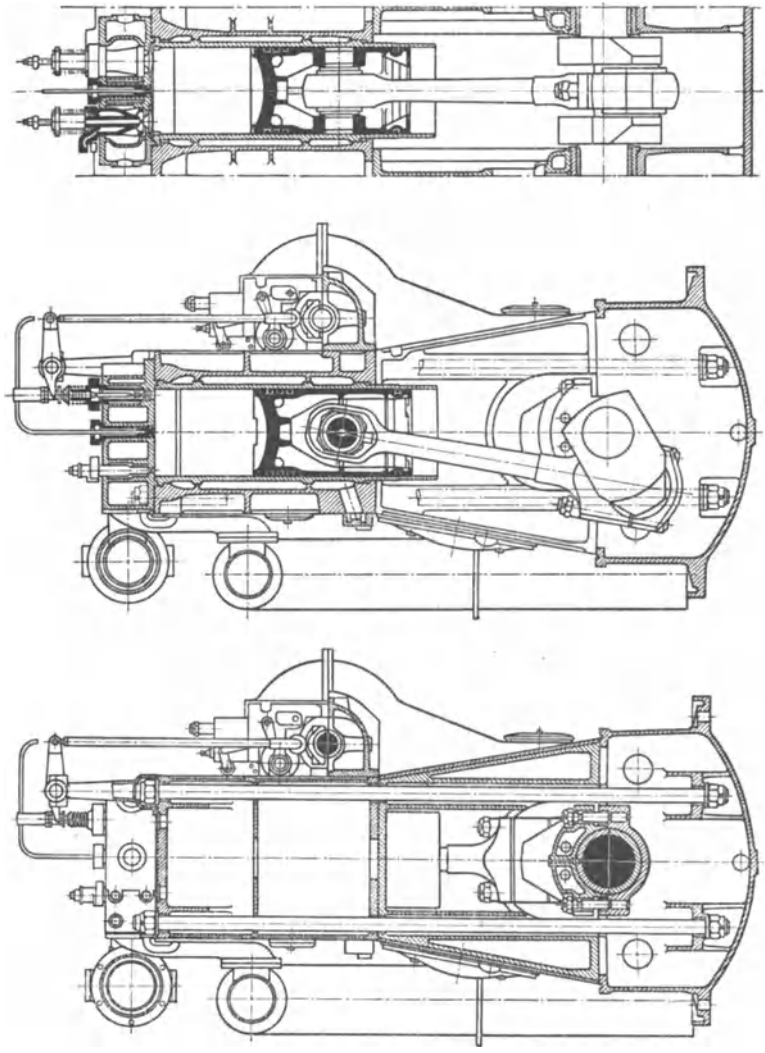


Fig. 39.

größere Energie enthaltenden Auspuffgase können nach A. Büchi in Gasturbinen verwendet werden, die Turbogebläse zur Erzeugung des Einlaßdruckes antreiben. Hierbei zeigt sich, daß der Auspuffdruck auf einen Betrag erhöht werden kann, der gleich dem Einlaßdruck p_e, Fig. 38, ist.

Bei häufigem, aber nicht stoßartigen Belastungswechsel werden zweckmäßig Abgasgebläse, bei stoßartigen Belastungsspitzen Kapselgebläse angeordnet. Für gleichmäßige Belastungen sind beide Anordnungen gleichwertig. Turbogebläsen werden die Abgase durch enge, kurze Leitungen zugeführt, so daß die stark veränderlichen Gasgeschwindigkeiten die Auspuffenergie erhöhen. (K. Mohr: Z. VDI 1936 S. 895.)

Aufladung durch Bemessung der Auspuffrohrlänge s. S. 365.

7. Ausführungsformen.

Fig. 39, Strahlmaschine der MAN-Augsburg. Die deutschen Ausführungen von Strahlmaschinen stimmen im allgemeinen Aufbau überein Die Steuerwelle liegt in Höhe des unteren Zylinderendes, wird von der Hauptwelle durch Stirnräder angetrieben und trägt die Nocken für Einlaß-, Auslaß- und Anlaßventil und

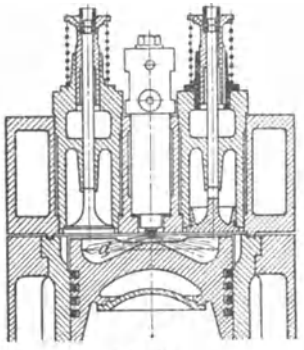


Fig. 40.

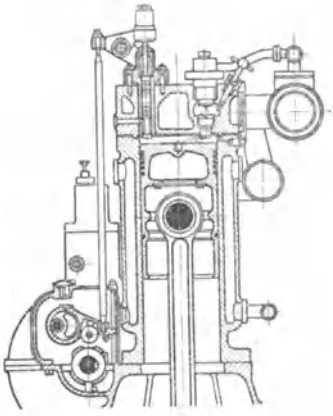


Fig. 41.

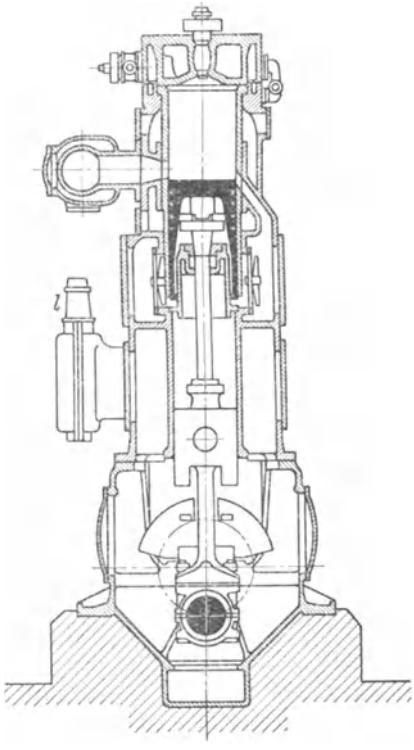


Fig. 42. *l* = Anlaßluft-Hilfskompressor.

meist auch für die Brennstoffpumpe, die aber mitunter auch durch besondere Welle angetrieben wird. Zuganker, von der oberen Kante des Gestells bis unter die Grundplatte durchgehend, entlasten das Gestell von Zugkräften.

Fig. 40 zeigt Ventilanordnung und Brennraumform der auf S. 117 erwähnten Hesselmann-Maschine.

Fig. 41, Vorkammermaschine der Motoren-Werke, AG., Mannheim. Bezüglich Vorkammer s. Fig. 28 bis 30, Vorkammer liegt seitlich. Öldruck 75 bis 100 at;

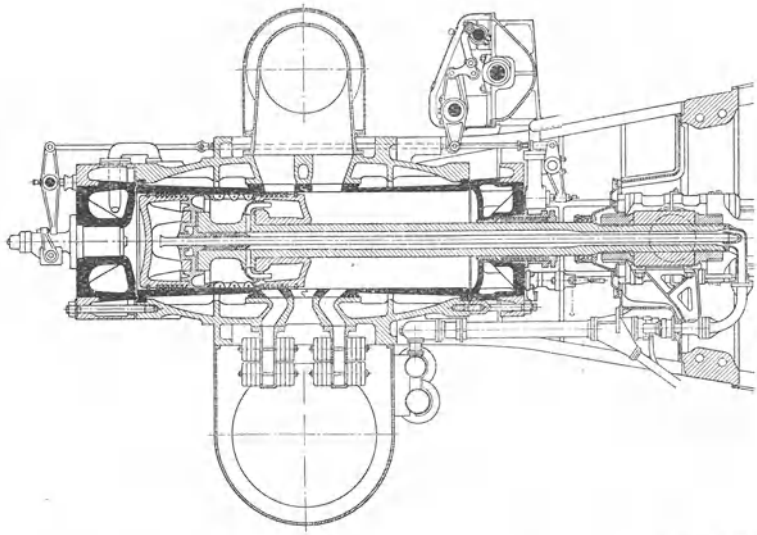


Fig. 44. Bauart Sulzer.

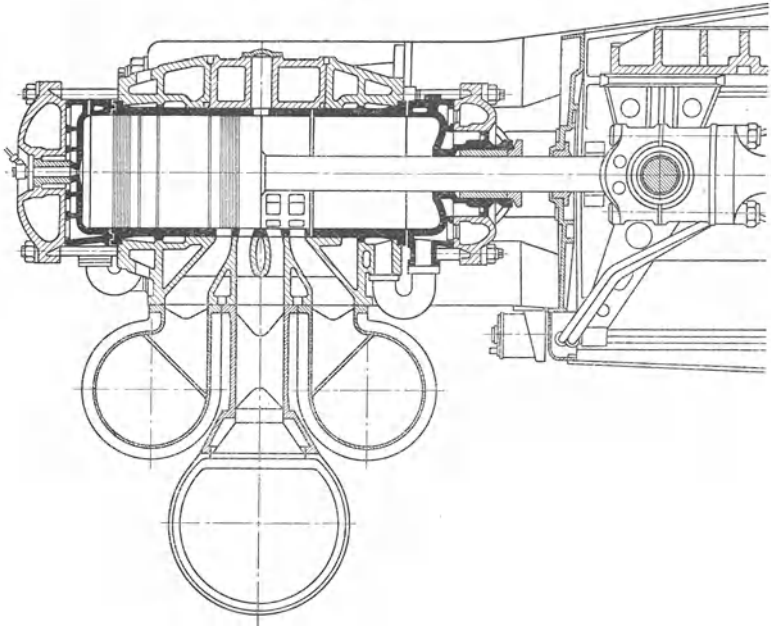


Fig. 43. Bauart MAN.

durch Handregelschraube wird Nadelhub auf 0,15 bis 0,3 mm begrenzt. Streuwinkel des Strahles 10 bis 18°.

Fig. 42, Vorkammermaschine Gebr. Sulzer. Die Vorkammer besteht aus dem Innenraum einer ringsum gekühlten Pfeife im Deckel und ist nach oben durch den Flansch des Vorzerstäubers, nach unten durch eine aus Spezialguß-

eisen hergestellte, mit einer Reihe Löcher versehene Spritzdüse begrenzt. Diese wird von oben her in ein Muttergewinde am Deckel eingeschraubt.

Durch Ausführung mit Kreuzkopf wird die Spülpumpe durch Zwischenboden vollständig vom Kurbelraum abgetrennt, und das im Kurbelkasten herumgeschleuderte Öl kann nicht in die Spülluft gelangen. In den inneren Kolbenhohlraum ragt ein Verdränger hinein, so daß der schädliche Raum der Spülluftpumpe wesentlich verringert, der räumliche Wirkungsgrad erhöht wird.

Fig. 43 bis 44 zeigen die Zweitaktmaschinen der MAN und von Gebr. Sulzer. Diesen ist gemeinsam, daß die beiden Laufbuchsen von oben und von unten eingesetzt werden und im kalten Zustand durch einen Zwischenraum getrennt werden. Die Trennungsfuge verläuft sinusförmig, um das Überlaufen der Kolbenringe zu erleichtern. Die Deckel werden mittels Druckringe gegen die Laufbuchsen gepreßt; der obere Deckel enthält ein Brennstoff- und ein Sicherheitsventil, der untere Deckel zwei Brennstoffventile, ein Anlaß-, ein Sicherheitsventil. Die Zylinder werden untereinander zu einem von den Ständern getragenen Block verschraubt.

Die Bauart der MAN zeigt Zuganker nach Fig. 39. In beiden Bauarten wird der Kolben in der Weise gekühlt, daß das Wasser in dem Zwischenraum zwischen Innenrohr und Kolbenstangenbohrung aufsteigt, durch das Innenrohr abfließt, s. Fig. 49, S. 133.

Bauart MAN, Fig. 43. Die obere Hälfte der Laufbuchse enthält beide Reihen von Spül- und Auspuffschlitzen, die auf derselben Zylinderseite liegen, so daß die eine Zylinderseite frei bleibt und die beträchtlich kürzere untere Laufbuchse seitlich leicht herausgezogen werden kann. Der äußere Mantel ist gleichzeitig Kühlmantel und Zylinderrahmen und in der senkrechten Ebene geteilt. S. auch Fig. 35, S. 126.

Bauart Sulzer, Fig. 44. Der in einem Stück gegossene Zylindermantel ist oben und unten ein Rotationskörper zur Aufnahme der Laufbuchsen, mittlerer Teil zeigt viereckigen Querschnitt und enthält die Kanäle für Spülluft und Auspuff. Trennung der Auspuffkanäle durch gekühlten Zwischenboden. Bezüglich Nachladung s. S. 127.

8. Anlassen.

Anlassen meist durch Druckluft von 30 bis 50 at, die während des Arbeitshubes durch gesteuertes „Anlaßventil" (s. Fig. 46) eingeführt wird. Steuerung derart, daß Druckluft und Brennstoff nicht gleichzeitig zuströmen können. Wegen Abkühlung durch kalte Anlaßluft wird bei Mehrzylindermaschinen nur einem Zylinder Druckluft zugeführt, oder es wird stufenweise Steuerung vorgesehen, indem zunächst alle Zylinder auf Druckluft, dann die Hälfte auf Brennstoff, schließlich alle auf Brennstoff geschaltet werden. Während des Verdichtungshubes wird Ein- oder Auslaßventil offen gehalten („Entlüftung"). Gleichem Zweck dienen bei Zweitaktmaschinen häufig die „Dekompressionsventile". Anlassen auch durch Druckluftmotor, dessen Ritzel in Schwungradverzahnung eingreift.

Fig. 26 zeigt kleinere Verdichtungsdrucke in der Vorkammer als im Hubraum. Aus diesem Grunde und wegen der im Verhältnis zum Inhalt großen Oberfläche der Zündkammer werden die Vorkammermaschinen mit Zündpatronen — aus Löschpapier, das mit Kaliumnitrat getränkt ist — oder mit elektrischen Zündkerzen angelassen, um die Verbrennung einzuleiten.

Bezüglich besonderer Anlaßverfahren s. Hiller: Z. VDI 1936 S. 1309 und 1937 S. 555.

9. Allgemeine Bauteile.

Über Einzelheiten s. auch S. 134.

a) Ventile. Ein- und Auslaßventil werden vielfach gleichartig ausgeführt. Der Ventilteller, aus dem hitzebeständigeren Gußeisen bestehend, wird mit der Stahlspindel durch Gewinde, Vernieten oder warmes Aufziehen verbunden, wobei

häufig durch einen vernieteten Stift gesichert wird. Mitunter Ausrüstung des Stahl-Ventilkörpers mit einem gußeisernen Ventilsitzring, der durch einen mit dem Körper verschraubten Deckel gehalten wird. Kleinere Einlaßventile bestehen häufig mit der Spindel aus einem Stück. Fig. 45, Kruppsches Einlaßventil mit Schirm *a*, s. S. 121. Der Ventilkorb ist mit auswechselbarem Sitz versehen. Abdichten dieses Sitzringes gegen den Brennraum entweder durch Einschleifen oder durch Dichtungsringe aus Kupferasbest oder Kupfer.

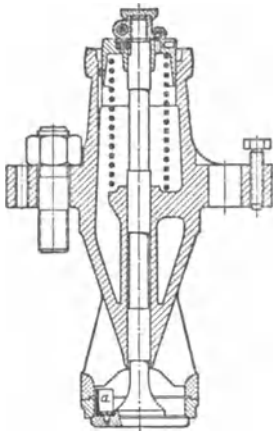


Fig. 45.

Fig. 39 läßt die Kühlung des Auslaßventilkorbes erkennen, die auch bei größeren Leistungen nur selten angewendet wird. Bezüglich Berechnung s. S. 134.

Sicherheitsventile am Brennraum sollen die Folgen ungewöhnlicher Drucksteigerungen vermeiden. In allen Maschinen können z. B. undichte Anlaßventile durch Einströmen von Druckluft während des Saughubes außerordentliche Verdichtungsdrucke verursachen, die bei der Verbrennung noch gesteigert werden.

Fig. 46, Anlaßventil, dessen mit Labyrinthnuten versehener, nach außen abdichtender Entlastungskolben in der Fläche kleiner als die druckbelastete Ventilfläche ist, so daß die Schlußfeder den fehlenden Betrag an Schlußkraft aufbringen muß. Stopfbuchsen sind wegen der Gefahr des Hängenbleibens zu vermeiden.

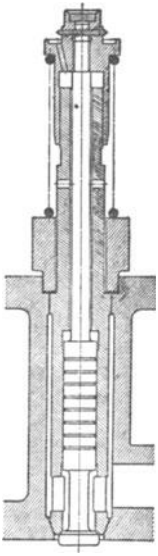


Fig. 46.

Bei großen Maschinen wird das Anlaßventil durch die Einführung von Druckluft aus seiner Lage gebracht, so daß seine Rolle in den Bereich des Anlaßnockens gelangt und ordnungsmäßig gesteuert wird.

Kompressorlose Dieselmaschinen werden durch Einschalten des Anlaßventils bei gleichzeitigem Ausschalten der Brennstoffpumpe in Betrieb gesetzt. Vgl. S. 131.

Die Anlaßluft wird Druckluftbehältern entnommen, mitunter werden die Anlaßflaschen mit Verbrennungsgasen aufgeladen.

b) Kolben. Bei Dieselmaschinen Ringzahl etwa 6. Zur Schonung des dem Brennraum nächstgelegenen Ringes wird dieser um etwa $D/6$ vom oberen Kolbenrand entfernt eingelegt. Fig. 47 zeigt Ausbildung des untersten Ringes als Ölring, dessen abgeschrägte Oberkante beim Aufwärtsgang Gleiten des Ringes auf Ölfilm bewirkt (s. Bd. I, Abschnitt Schmierung), während die scharfe Unterkante beim Abwärtsgang das Öl abstreift und in eine Abfangkammer fördert.

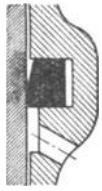


Fig. 47.

Bei ungekühlten Kolben wird die Wärme durch die Ringe an die gekühlte Laufbuchse abgeführt, was durch schmale, hohe Ringe erleichtert wird. Zwischen Boden und Kolbenzapfen-Nabe muß ein längerer die Wärmeabfuhr begünstigender Mantel eingeschaltet sein, um Wärmestauungen an der Nabe zu verhindern.

Infolge der vorhandenen Guß-, Betriebs- und Temperaturspannungen sind die Kolbenkörper genauerer Festigkeitsberechnung nicht zugänglich. Die Wärmebeanspruchung erfordert einfache, dünnwandige Grundform, die Zünddrücke steife Bauart. Rippen sind — wie überall, hier aber besonders — mit größter Vorsicht anzubringen; wichtiger als die Bemessung der Form ist deren

Gestaltung: gewölbte Form des Bodens, möglichst rein zylindrische des Körpers. Die Ringnuten sind zur Vermeidung von Kerbwirkung abzurunden, der Kolbenkörper ist nach oben hin der zunehmenden Erwärmung entsprechend zu verjüngen, d. h. konisch abzudrehen von etwa $D - 0{,}001\,D$ (worin D = Zylinderdmr.) auf $D - 0{,}0075\,D$ an der Oberkante.

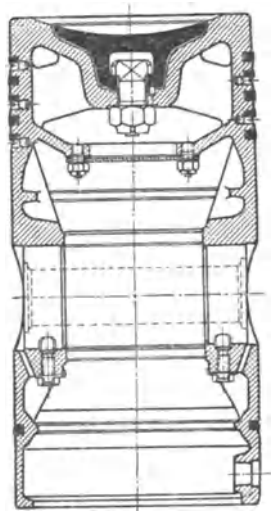


Fig. 48.

Fig. 48 zeigt „Pilzkolben" von Krupp; der Pilz, weitgehend vom Kolben isoliert, nimmt höhere Temperatur an und erleichtert die Zündung.

Schutz des heißen Kolbenbodens gegen das vom Kolbenbolzen abspritzende Schmieröl durch einen Deckel nach Fig. 48.

Kolbenkühlung erforderlich von etwa 350 mm Dmr. an bei schnellaufenden Maschinen, von 500 mm an bei langsamlaufenden Maschinen. Kühlung durch Öl oder wirksamer durch Wasser, dessen Mischung mit dem Schmieröl peinlichst zu vermeiden ist.

Ausführung von Tauchkolben auch bei größeren Maschinen, da ihre Anwendung Gewicht und Baulänge der Maschine gegenüber Kreuzkopfführung verringert (vgl. Z. VDI 1937 S. 148). MAN gießt in Schwalbenschwanznuten des Mantels solcher Kolben schmale Führungsringe aus Bleibronze ein, die bei besserer Gleitfähigkeit sich leichter einpassen lassen und auch besser einlaufen als der ununterbrochene Kolbenmantel.

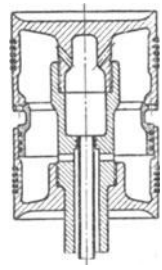


Fig. 49.

Fig. 49: Zweitaktkolben mit Ölkühlung; bemerkenswert Ölabdichtung und freie Wärmedehnung.

Stopfbüchse und Gekröpfte Welle s. Bd. I, Abschnitt Maschinenteile.

E. Kohlenstaubmaschinen (Rupamotor)

von Rudolf Pawlikowski in Görlitz entwickelt. Ein vom Regler beeinflußtes Brennstoffventil läßt während des Saughubes von einer Rutsche Kohlenstaub in die Beikammer (Schleuse), die ähnlich der Vorkammer bei Ölmaschinen angeordnet ist, durch deren obere Öffnung eintreten. Hierauf wird diese obere Öffnung durch einen Stempel geschlossen, den das ringförmige Brennstoffventil umgibt. Am Ende der Verdichtung auf etwa 33 at entzündet die durch eine untere Öffnung der Beikammer in diese eingedrungene Luft eine Teilmenge der Ladung, so daß im Totpunkt der Druck von 33 at auf etwa 80 at steigt und der Kammerinhalt in den Zylinder ausgeblasen wird. Eine Öldüse ermöglicht Umstellung auf Ölbetrieb auch während des Ganges. Laufbüchse aus möglichst verschleißfestem Hartmetall, die Kolbenringe sind häufiger zu ersetzen. Verbrauch: 0,45 kg/PS_eh Braunkohlenpulver.

Da gegen Ende des Saughubes in der Beikammer ein niedrigerer Druck herrscht als im Arbeitszylinder, dementsprechend Arbeitsluft durch die untere Öffnung der Beikammer in diese strömt, so wird nach einem Vorschlag des Maschinenlaboratoriums der Techn. Hochschule Dresden das Einschleusen des Kohlenpulvers in diesen Zeitabschnitt verlegt, wodurch Einsaugen des Kohlenpulvers in den Zylinder vermieden wird.

Schrifttum: Zinner: Die Brennstoffzufuhr zur Vorkammer des Kohlenstaubmotors. Dieselmaschinen-Sonderheft VI. — Wahl: Staubförderung bei Staubmotoren. Z. VDI 1936 Heft 10. — Verschleißbekämpfung bei Staubmotoren. Z. VDI 1936 Heft 36.

F. Angaben für die Berechnung.

Der Berechnung des Kurbeltriebwerkes ist bei Verpuffungsmaschinen ein Höchstdruck von 25 at, bei Gleichdruckmaschinen von 35 bis 40 at (bis 50 at bei Teerölmaschinen) zugrunde zu legen.

Hubverhältnis $s:D$ (D = Zylinderdurchmesser).

Maschinenart:	$s:d$
Kleingasmaschinen	1,15—1,6
Großgasmaschinen, Viertakt	1,0 —1,2
„ Zweitakt	1,5 —1,75
Dieselmaschinen	1,3 —1,7

Steuerungsdaten. 1. Für Verpuffungsmaschinen. Voröffnen: 0 bis 3 vH, Nachöffnen: 2 bis 20 vH beim Einlaß. Vorausströmen: 10 bis 20 vH, Nachausströmen: 0 bis 12 vH. 2. Für Dieselmaschinen: Voröffnen: 0 bis 5 vH, Nachöffnen: 2 bis 8 vH; Vorausströmen im Mittel: 10 vH für Nocken-, 20 vH für Wälzhebel-Steuerung. Nachausströmen: 1 bis 3 vH.

Unrunde Scheiben. Berechnung auf Grund der Hertzschen Gleichungen s. Bd. I, S. 419.

P = Kraft, nach S. 94 zu ermitteln,
E = Elastizitätsmodul = 2150000 für Stahl, = 1000000 für Gußeisen,
σ = 3500 bis 4000 kg/cm².

Wälzhebel werden in gleicher Weise berechnet mit σ = 1800 bis 2200 kg/cm².

Nach Sass soll bei Belastung des Auslaßventiltellers mit 5 kg/cm² der Liniendruck zwischen Scheibe und Rolle $\leqq$ 100 kg/cm bei Stahlguß sein. Liniendruck bei den aus gehärtetem Stahl bestehenden Brennstoffnocken bis 750 kg/cm. Flächenpressung zwischen Rolle und Bolzen 100 bis 150 kg/cm².

Geschwindigkeiten in den Ventilen. Einlaß: 25 bis 40 m/sek für einfachwirkende, 40 bis 55 m/sek für große doppeltwirkende Maschinen. Auslaß: 35 m/sek für einfachwirkende, 40 bis 60 m/sek für große, doppeltwirkende Maschinen. Mischventil 40 bis 70 m/sek. Die Werte beziehen sich auf mittlere Kolbengeschwindigkeit und größten Ventilhub.

Durchmesser des Anlaßventils = $D/8$ bis $D/10$; annähernd gleichen Durchmesser zeigen die Sicherheitsventile.

Bei Dieselmaschinen wählt man: Wandstärke δ der Laufbuchse: $D/12$; Wandstärke des (dem Brennraum zugekehrten) Deckelbodens: $D/10$ bei kleineren, $D/15$ bei größeren Maschinen. Sind t_1 und t_2 die Außenwandtemperaturen der Laufbüchse, α_t linearer Ausdehnungskoeffizient, Q Wärmedurchgang in kcal/m² h °C, so folgt die Wärmespannung

$$\sigma = \tfrac{1}{2} \cdot (t_1 - t_2) \cdot \alpha_t \cdot E = Q \cdot \delta \alpha_t \cdot E/2\lambda$$

(s. Bd. I, S. 355) und die Höchstbeanspruchung der Außenfaser

$$\sigma_{max} = Q\delta\alpha_t E/2\lambda + pD/2\delta .$$

Der Kühlmantel wird für den vollen Brenndruck auf Zug berechnet mit σ_{zul} = 100 bis 150 kg/cm² bei Gußeisen, 300 kg/cm² bei Stahlguß.

Zahlenwerte für Berechnung der Kolbenstange, Schubstange, Flächenpressungen für Hauptwellenlager, Kurbelzapfenlager und Kolben s. Bd. I, Abschnitt Maschinenteile. Bezüglich Rohrleitungen s. Bd. II, S. 365.

Weitere Angaben: σ_{zul} = 400 bis 500 kg/cm² für die Verbindungsschrauben zwischen Zylinder und Gestell; σ_{zul} = 300 bis 400 kg/cm² für die Schrauben der Ventilaufsätze, σ_{zul} = 200 bis 300 kg/cm² für die Entlastungsschrauben des Gestells, s. Fig. 39, S. 128.

$p = N/ld$ = 1,25 bis 1,5 kg/cm² für Tauchkolben. p berücksichtigt schon die Verkleinerung der Führungsfläche durch die Ringnuten und den kegelig gedrehten, oberen Kolbenteil. $N = 0{,}1 \cdot P$. Diesen Werten ist höchster Verbrennungsdruck zugrunde gelegt.

Brennstoffpumpe. Es bezeichnen:

F_P = Querschnitt des Pumpenstempels, s_P = nutzbarer Hub des Pumpenstempels, B_e = Brennstoffverbrauch in g/PS$_e$h, γ = spez. Brennstoffgewicht in g/cm^3, $i = 2$ für Viertakt, $i = 1$ für Zweitakt,

so ist für einen Arbeitshub:

$$F_P \cdot s_P = \frac{N_e \cdot B_e \cdot 1000}{\gamma \cdot 60 \cdot n/i} \text{ in mm}^3.$$

Entspricht s_P der Überlast und soll nach Sass der dem Leerlauf entsprechende Pumpenhub $s_L = s_P/7$ bis $s_P/6$ betragen und etwa 25 bis 30° vor dem Überlasthub liegen, so folgt für lineares Ansteigen der Pumpenstempelgeschwindigkeit c_P (vgl. S. 118) die folgende Aufzeichnung:

Gerade da wird so gelegt, daß die Inhalte der Dreiecke abc und ade, Fig. 50, sich verhalten wie $s_L + s_R$ zu $s_P + s_R$, worin $s_R \cong 1$ mm = Rollenspiel. Der Weg des Rollenmittelpunktes wird dann eine Parabel mit dem Scheitelpunkt a' und dem durch s_P gegebenen Punkt d'. An d' schließt sich ein gleicher Parabelbogen an, um die Rolle zu verzögern, so daß der Gesamthub $s = 2 \cdot s_P$ wird. Durch d' geht sonach die Wendetangente, vgl. Fig. 28, S. 94.

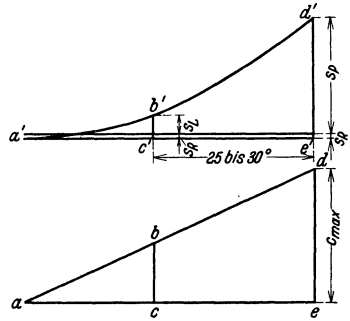


Fig. 50.

Der Maßstab des Geschwindigkeitsdiagramms ist dadurch bestimmt, daß $s_P = t \cdot c_{max}/2$ ist und $ce = 25$ bis 30° darstellt; c_{max} oder s_P bzw. F_P ist zu wählen. Die für die Einspritzung maßgebende Nockenform ist durch Versuche zu ermitteln.

Auspuff und Spülung bei Zweitaktmaschinen[1]).

In Fig. 51 ist die endliche Pleuelstangenlänge durch Verlegung des Kurbeldrehpunktes 0′ um das Fehlerglied $m = R^2/2L$ gegen den Kurbelkreismittelpunkt 0 verschoben (s. Bd. I, Kurbeltrieb), so daß die Kolbenlagen durch geradlinige Projektion ermittelt werden. Freilegen gleicher Schlitzlängen erfordert auf der Deckelseite den Drehwinkel $\alpha_D > \alpha_K$, so daß immer von der unteren Seite, Fig. 51, auszugehen ist. Ist p_1 = Druck bei Eröffnung der Auspuffschlitze, so sind die Werte p des folgenden Druckabfalles aus dem Zeitquerschnitt $\int_{t_1}^{t} f \cdot dt = \frac{1}{6n}\int_{\varphi_1}^{\varphi} f \cdot d\varphi = \frac{J}{6n}$ zu berechnen. Hierin ist $1/6n$ = Zeit für Zurücklegung von 1° Kurbelwinkel; $J = m^2 \times$ Grad.

Bei der folgenden Berechnung wird angenommen:

1. der Zylinderraum ändert während des Auspuffes seine Größe nicht; es ist das Volumen vor Auspuffschlitz-Eröffnung $V_1 = G_1 \cdot v_1 = G \cdot v$; $G = G_1 \cdot v_1/v$;

2. die Ausflußformel wird auch für das unterkritische Druckverhältnis benutzt, während sie nur für Werte $p_1 \geqq 1{,}894 \cdot 1{,}1 \cong 2$ kg/cm^2 gültig ist, wenn 1,1 = Gegendruck. Größere Unterschiede stellen sich erst unterhalb $p = 1{,}5$ kg/cm^2 ein.

Änderung des im Zylinder befindlichen Gasgewichtes während des Ausflusses:

$$dG = -G_1 \cdot v_1 \cdot dv/v^2 = -V_1 \cdot dv/v^2; \quad dG' = -dG = V_1 \cdot dv/v^2.$$

In der Zeit dt fließt das Gasvolumen aus (mit c_k = kritischer Geschwindigkeit):

$$dG' \cdot v_k = \mu \cdot c_k \cdot f dt.$$

[1]) Nach Ringwald: Z. VDI 1923. S. auch Dubbel: Öl- und Gasmaschinen.

Mit $c_k = 3{,}38\sqrt{RT} = 18{,}52\sqrt{T_1}\cdot(v_1/v)^{(\varkappa-1)/2}$ wird, da $R \backsim 30$ und $T = T_1(v_1/v)^{\varkappa-1}$:

$$dG'\cdot v_k = v\,(p/p_k)^{1/\varkappa}\cdot V_1\cdot dv/v^2 = \mu\cdot 18{,}52\sqrt{T_1}\cdot(v_1/v)^{(\varkappa-1)/2}\cdot f\cdot dt,$$

$$f\cdot dt = \frac{(p/p_k)^{\frac{1}{\varkappa}}\cdot V_1}{\mu\cdot 18{,}52\sqrt{T_1}}\cdot\frac{dv\cdot v^{\frac{\varkappa-1}{2}}\,v}{v^2\cdot v_1^{\frac{\varkappa-1}{2}}},$$

$$\int_{t_1}^{t} f\cdot dt = \frac{(p/p_k)^{\frac{1}{\varkappa}}\cdot V_1}{\mu\cdot 18{,}52\sqrt{T_1}\cdot v_1^{\frac{\varkappa-1}{2}}}\cdot\int_{v_1}^{v} v^{\frac{\varkappa-3}{2}}\,dv = \frac{0{,}426\cdot V_1}{\mu\cdot\sqrt{T_1}}\cdot\left[\left(\frac{p_1}{p}\right)^{\frac{\varkappa-1}{2\varkappa}} - 1\right],$$

wenn $p/p_k = 1{,}894$.

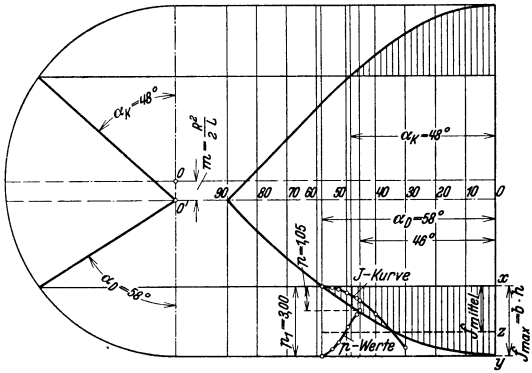


Fig. 51. $f_{max} = b\cdot h = 0{,}42\cdot 0{,}12 = 0{,}0504$ m². $f_{mittel} = f_{max}\cdot\frac{xz}{xy} = 0{,}0329$ m². Wirklicher Zeitquerschnitt: $f_{mittel}\cdot\varphi = 0{,}0329\cdot 58 = 1{,}91$ m² × Grad. Planimetrierte Fläche: 59,50 cm². Maßstab: 1 cm² $= \frac{1{,}91}{59{,}50} = 0{,}032$ m² × Grad; 1 cm² = 0,1 m² × Grad.

Wird der Querschnitt als Funktion des Winkels aufgetragen, so folgt:

$$\frac{J}{n} = \frac{2{,}555\,V_1}{\mu\cdot\sqrt{T_1}}\cdot D \quad\text{mit}\quad D = \left(\frac{p_1}{p}\right)^{0{,}143} - 1.$$

In Fig. 51 ist J aus der Fläche berechnet und als Ordinate aufgetragen. Wird anderseits J aus der vorstehenden Gleichung für verschiedene Werte p_1/p berechnet, so sind damit die Kurbelwinkel für die gewählten Drucke p bestimmt, die Druckabfallkurve kann aufgezeichnet werden.

Druckverhältnis p/p_1	0,9	0,8	0,6	0,4	0,3
D	0,015	0,0324	0,076	0,14	0,188

Die Temperatur T_1 muß geschätzt werden, ihr Einfluß auf die Druckabfallkurve ist nur ganz gering. $\mu \cong 0{,}9$.

Beispiel. Zweitakt-Dieselmaschine mit $Dn = 450$ mm Zyl.-Dmr., $s = 600$ mm Hub, $n = 120$ U/min; Verbrennungsraum $V_c = V_h/15$; Schubstangenlänge $L = 4{,}5\,R$, Auspuffschlitzlänge $= 0{,}2\cdot s = 120$ mm; Gesamtbreite der Auspuffschlitze $b_a = 420$ mm, $p_1 = 3$ ata; $T_1 = 1000°$ geschätzt; $\mu = 0{,}9$. $m = \frac{300^2}{2\cdot 1350} = 33{,}3$ mm.

$$V_h = \frac{0{,}45^2\pi}{4}\cdot 0{,}6 = 0{,}095426\text{ m}^3;\qquad V_c = \frac{V_h}{15} = 0{,}006328\text{ m}^3.$$

Höhe des Brennraumes $h_c = \frac{V_c}{0{,}45^2\pi/4} = 0{,}0398$ m.

Volumen bei Eröffnung der Auspuffschlitze:

$$V_1 = \frac{0{,}45^2\pi}{4} \cdot (0{,}6 - 0{,}12 + 0{,}0398) = 0{,}076\,973 \text{ m}^3,$$

$$\frac{J}{n} = \frac{2{,}555 \cdot 0{,}076\,973}{0{,}9\sqrt{1000}} \cdot D = 0{,}0062 D.$$

p/p_1	0,9	0,8	0,6	0,4	0,35
p	27000	24000	18000	12000	10500
D	0,015	0,0324	0,076	0,14	0,162
$10000 \cdot J/n$	0,930	2,009	4,72	8,69	10,04
J für $n = 120$	0,0116	0,02411	0,0565	0,106	0,1205

Spülung. Spülluftdruck p_s und Gegendruck p im Zylinder können als konstant angenommen werden.

Zulässiger Druckabfall im Spülorgan: $\Delta p = \mu^2 \cdot c^2/2g \cdot \gamma \leqq 400$ kg/m² bei langsam laufenden Maschinen.

$\mu = 0{,}9$; $\gamma =$ spez. Gewicht der auf 1,04 at verdichteten Spülluft bei etwa 20° Temperatur.

Ist $V_0 =$ Spülluftmenge von atm. Druck p_0, $V =$ Spülluftmenge, bezogen auf Zustand im Einlaßschlitz, V_s, p_s bezogen auf Zustand im Aufnehmer, so folgt wie oben:

$$dV = c \cdot f\,dt; \qquad d\psi = 6n \cdot dt; \qquad V = \frac{c}{6n}\int f \cdot d\psi = \frac{c}{6n} \cdot Z. \qquad c = \frac{6Vn}{Z}.$$

Da $V = V_s\left(\frac{p_s}{p}\right)^{1/\varkappa}$, so folgt mit $V_s = V_0 \cdot \frac{T_s \cdot p_0}{T_0 \cdot p_s}$:

$$c = \frac{6nLV_h}{Z} \cdot \Phi,$$

worin $L = \frac{V_0}{V_h}$ und $\Phi = \frac{V}{V_0} = \frac{T_s}{T_0} \cdot p_0 \cdot \frac{p_s^{(1-\varkappa)/\varkappa}}{p^{1/\varkappa}}$. Meist kann $\Phi = 1$ gesetzt werden.

Rohrleitungen s. diese in Bd. II, S. 364.

G. Die Kraftgaserzeuger für Fahrzeuge.

In einem Schachtofen werden Luft (und Wasserdampf) durch eine glühende Brennstoffschicht geblasen, wobei folgende Verbindungen auftreten:

$$C + O_2 \rightarrow CO_2 + 97\,200 \text{ kcal/Mol C},$$

$$CO_2 + C \rightarrow 2\,CO - 67\,800 \text{ kcal/Mol C},$$

$$C + H_2O \rightarrow CO + H_2 - 29\,170 \text{ kcal/Mol C}.$$

Die mit der Verbrennung von C zu CO_2 steigende Temperatur bewirkt Zerfall der CO_2 zu C, wodurch die Temperatur wieder erniedrigt wird. Der freiwerdende Wasserstoff des sich zersetzenden Wasserdampfes reichert das Gemisch an, während der Sauerstoff Luftzufuhr und damit Stickstoffgehalt des fertigen Gases verringert.

Da nicht reiner C, sondern Brennstoff vergast wird, so treten aus diesem flüchtige Bestandteile wie CH_4 (Methan), schwere Kohlenwasserstoffe C_nH_m aus, und es werden Essigsäure, Ammoniak, Schwefel usw. frei, die Baustoffe des Generators angreifen.

Günstigste Feuerzonen-Temperaturen nach Seberich: 900 bis 1000° C bei Holz und Holzkohle, 1100 bis 1200° bei Braunkohlenprodukten, 1400° und mehr bei Steinkohle.

Ausführung der Generatoren für motorische Zwecke ausschließlich als Saggasanlagen, d. h. die Maschine saugt das Gas selbst an, daher selbsttätige Anpassung der Gaserzeugung an den Bedarf des Betriebes. Die Reinigungsanlagen vergrößern den Saugwiderstand.

Ist für Viertaktmaschinen $V = \lambda' \cdot V_h \cdot n/120$ ($\lambda' =$ Füllungsgrad, $V_h =$ Hubvolumen in m³) = angesaugter Gasmenge in Nm³/sek, $\varphi =$ Gasausbeute in Nm³/kg

Brennstoff, σ = spezifischer Brennstoffdurchsatz in kg/m²h, F_g = Schachtquerschnitt in m², so folgt:

$$F_g \cdot \varphi \cdot \sigma / 3600 = V; \quad F_g = 3600\, V/\varphi\sigma \text{ m}^2.$$

Finkbeiner[1]) gibt folgende Werte für φ und σ an:

Brennstoff	Gasausbeute φ Nm³/kg	Brennstoffdurchsatz σ kg/m²h	Angaben beziehen sich auf
Buchenholz (10 bis 14 vH H_2O) . . .	1,9—2,3	250—300	Schwelschachtquerschnitt
Holzkohle	3,5—4,0	200—250	Rostquerschnitt
Anthrazit	4,4—4,8	120—150	Querschnitt an der Gasabsaugestelle
Steink.-Schwelkoks .	4,1—4,6	150—170	
Braunk.-Schwelkoks .	3,1—3,6	180—200	
Braunk.-Briketts . .	2,4—3,12	—	—
Torfkoks	3,9—4,5	—	—

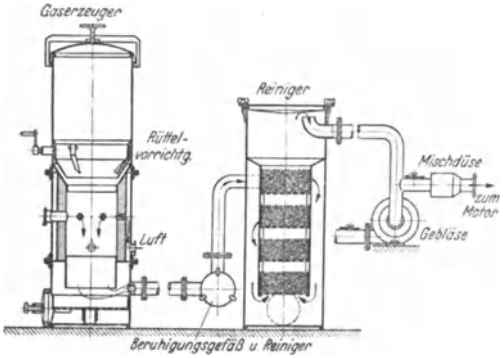


Fig. 52. Kleingaserzeugungsanlage für Holz und Holzkohle, Bauart München.

Ausführungsarten: a) Gaserzeuger mit absteigender Vergasung für teerhaltige Brennstoffe (Holz, Torf, Braunkohlenbrikett, Steinkohle). Luftzufuhr ungefähr in Schachtmitte, Gasabsaugung unten. Die über der Feuerzone an der Lufteintrittstelle entstehenden Schwelgase werden durch die Feuerzone abgesaugt, wobei sich die Teerdämpfe zersetzen. Beispiel: Ausführung der Hansa-Generatoren-Ges., Berlin, Fig. 52.

b) Gaserzeuger mit aufsteigender Vergasung für teerfreie Brennstoffe (Anthrazit, Koks, Holzkohle). Luft und Wasserdampf werden durch den Rost unten zugeführt, das Gas oben abgesaugt. Beispiel: Wisco-Braunkohlenschwelkoks-Gaserzeuger, Fig. 53. Der

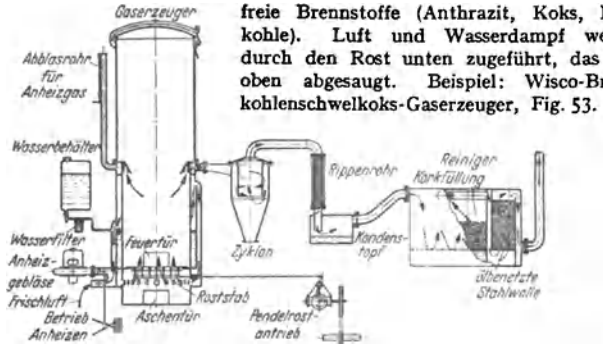


Fig. 53. Wisco-Braunkohlenschwelkoks-Gaserzeuger.

im Wassermantel um den Feuerungsraum entstehende Dampf tritt mit der im oberen Teil des Feuerraumes vorgewärmten Luft durch den dauernd bewegten Pendelrost in den Brennraum ein. Reichlicher Wasserdampfzusatz verhindert übermäßige Temperatur in der Feuerzone.

[1]) Hochleistungs-Gaserzeuger. Berlin: Springer 1937.

H. Leichtmotoren.

Bearbeitet von Dr.-Ing. **F. Wettstädt**, VDI, Berlin.

Schrifttum s. Abschnitt „Kraftwagen".

a) Sonderforderungen und Betriebsgrundlagen

in ungefährer Reihenfolge ihrer Bedeutung für

Personenwagenmotoren: Großer Drehzahlbereich; wechselnde Drehzahl im Betrieb; geräuschloser, erschütterungsfreier Lauf; Schalldämpfung; Betriebsbereitschaft; Wirtschaftlichkeit bei gedrosseltem Motor; Lebensdauer; Schutz gegen Einflüsse der Fahrbahn (Staub, Schmutz, Stöße); einfache Bedienung auch für Nichtfachleute.

Betriebsdauerleistung auf Landstraßen etwa 35 vH der Höchstleistung; starke und stoßweise Belastungsschwankungen; häufiges Anfahren; Start mit kaltem Motor; Startdrehmoment unter Zuhilfenahme von Kupplung und Getriebe. Bei Autobahnmotoren Dauergeschwindigkeit ~ 10 vH unter Spitzengeschwindigkeit.

Betriebszeit zwischen zwei Grundüberholungen 1000 bis 3000 h entsprechend einer Fahrstrecke von 40000 bis 100000 km.

Minutliche Höchstdrehzahl n: für Renn- und Sportmotoren mit Aufladung bis 7000, für normale Personenwagen $n = 2500$ bis 3600.

Mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m bei Höchstleistung: für Renn- und Sportwagen bis 20 m/sek, für normale Personenwagen 6 bis 12 m/sek.

Hubraumleistung: 20 bis 40 PS_e/l je nach Drehzahl und Bauart, bis 150 PS_e/l bei Renn- und Sportmotoren mit Aufladung.

Leistungsgewicht: 2 bis 5 kg/PS_e je nach Drehzahl und Bauart.

Lastwagenmotoren: Dauerhaftigkeit; erhöhte Wirtschaftlichkeit. Betriebsdauerleistung auf Landstraßen etwa 40 vH der Höchstleistung. Langer Leerlauf. Minutliche Höchstdrehzahl $n = 1200$ bis 2500. Hubraumleistung: 8 bis 25 PS_e/l und Leistungsgewicht: 3 bis 10 kg/PS_e je nach Drehzahl und Arbeitsverfahren.

Flugmotoren: Geringstes Leistungsgewicht (0,4 bis 1 kg/PS_e); Hubraumleistung 15 bis 42 PS_e/l je nach Größe, Drehzahl und Kühlung; kleine Abmessungen und geringer Stirnwiderstand; geringer Brennstoffverbrauch im Betriebsdrehzahlbereich; Betriebssicherheit; Lagenunempfindlichkeit; Feuerungefährlichkeit; Schwingungsfreiheit im Betriebsdrehzahlbereich; leichte Auswechselbarkeit betriebswichtiger Teile.

Betriebsdauerleistung 70 bis 80 vH der Höchstleistung; Abflugleistung gleich Volleistung; Erhaltung der Leistung bis in größere Flughöhen; langer Leerlauf im Gleitflug; Start mit warmem Motor; Betrieb auch bei tieferen Temperaturen.

Betriebszeit zwischen zwei Grunduberholungen für leichte Flugzeugmotoren 200 bis 300 h, für schwerere Luftschiffmotoren bis zu 1500 h.

Minutliche Höchstdrehzahl $n = 1500$ bis 2800 (die höheren Werte für Motoren mit Untersetzungsgetrieben); mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m bis 15 m/sek.

b) Kraftstoffe.

Gasförmige Brennstoffe aus eingebauten Gaserzeugern (s. S. 137) oder mitgeführten Stahlflaschen haben weniger technische als volkswirtschaftliche Bedeutung zur Entlastung des Verbrauchs an flüssigen Brennstoffen.

Schweröle sind beschränkt auf Dieselmotoren.

Leichtöle wie Benzin, Benzol, Alkohol und deren Mischungen werden in Vergasermaschinen verarbeitet.

Verdampfbarkeit wird durch die „Siedekurve" und die hieraus abgeleitete „Kennziffer" bestimmt (s. Bd. I, S. 325 und Fig. 3). Die Siedekurve soll stetig ohne Sprünge verlaufen.

Für das Anlassen ist ein früher Siedebeginn, zur Verhütung von Niederschlägen und Schmierölverdünnung das Auftreten nur kleiner „Siedeschwärze" im hohen Temperaturbereich wichtig. Für die Schnelligkeit der Verdampfung und Regelfähigkeit des Motors sind Siedeverlauf, Dampfdruck und Verdampfungswärme maßgebend.

Der Klopffestigkeit der Vergaserkraftstoffe kommt von allen Eigenschaften, welche Leistung und Wirtschaftlichkeit der Vergasermaschine begrenzen, die größte Bedeutung zu. Über „Motorklopfen" s. auch Abschnitt „Verdichtungsverhältnis" auf S. 145. Während als Kennziffer für die Klopffestigkeit früher der Verdichtungsgrad, bei dem „Klopfen oder Detonation" auftrat, gewählt wurde, bemißt man die Klopffestigkeit heute nach der Zusammensetzung eines Vergleichgemisches, das in seinen Klopfeigenschaften dem betreffenden Brennstoff entspricht. Das Vergleichgemisch besteht aus einem praktisch überhaupt nicht klopfenden Brennstoff Iso-Oktan, seltener Toluol, und einem Brennstoff sehr geringer Klopffestigkeit Normal-Heptan; je nach dem Oktangehalt bzw. Toluolgehalt ist seine Klopffestigkeit verschieden. Der in Hundertstel ausgedrückte Oktangehalt des Vergleichgemischs wird als „Oktanzahl" bezeichnet. Oktanzahl für genormten Kraftwagenbrennstoff: 74; für Flugmotoren: 80 und 87; für Sonderzwecke 100 und darüber.

Energieinhalt. Die Heizwerte in kcal/kg von Benzin, Benzol und Spiritus verhalten sich wie 105 : 97 : 64. Bei allen flüssigen Brennstoffen beträgt die im angesaugten Luftgemisch enthaltene Energie 940 bis 960 kcal/Nm^3, so daß der Energieverbrauch in kcal/km Fahrstrecke ungefähr der gleiche ist.

Benzin ist Sammelname für sehr verschiedenartige, zwischen 35° und 200° C siedende Mischungen aus zahlreichen Verbindungen mehrerer Kohlenwasserstoffreihen, wobei die Bestandteile aus der Paraffinreihe überwiegen. Z. B. enthält Benzin für Flugmotoren durchschnittlich 50 vH Paraffine (zwischen Pentan und Dekan), 30 vH aromatische Bestandteile und 20 vH

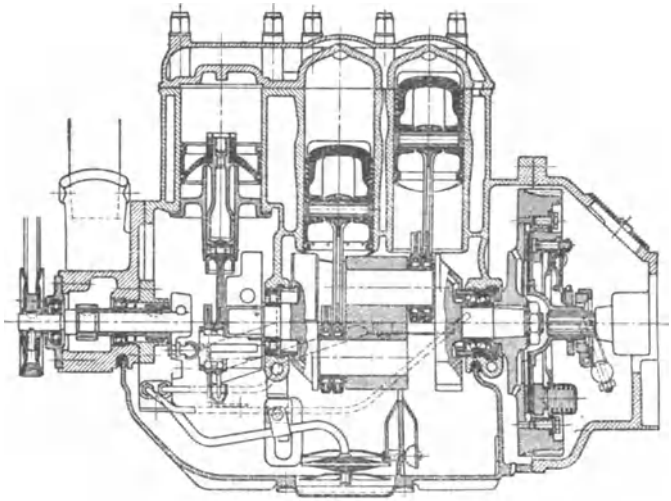


Fig. 1a. Längsschnitt.

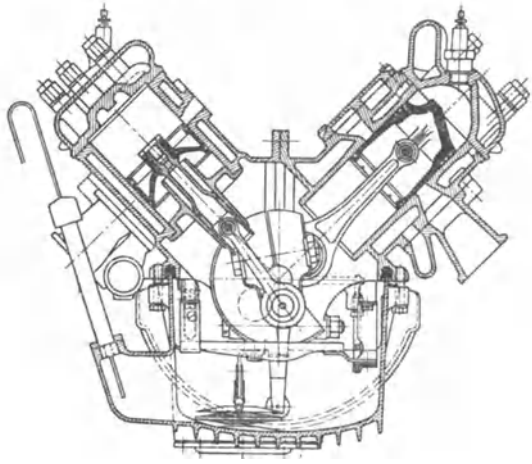


Fig. 1b. Querschnitt.

Fig. 1a u. 1b. Zweitakt-Personenwagenmotor der Auto-Union-DKW. Wassergekühlter Vierzylinder-V-Motor mit Ladepumpen. Hubraum 1060 cm³; Hub 68,5 mm; Bohrung 70 mm; Dauerleistung 30 PS_e bei 3500 Uml/min; Leistungsgewicht 4,1 kg/PS_e.

Naphthene. Praktisch ist für jeden Brennstoff ein gewisser Gehalt an aromatischen Verbindungen erforderlich; reicht der in den Destillationsprodukten des Erdöls je nach der Quelle mehr oder minder schon vorhandene natürliche Gehalt nicht aus, wird Benzol in entsprechender Menge zugesetzt, falls nicht „chemische Klopfschutzmittel" (s. S. 145) verwendet werden. Bezüglich synthetisches Benzin s. Bd. I, S. 330.

Benzol entstammt der „Trockendestillation" der Steinkohle und besteht aus dem Reinbenzol C_6H_6, dem zur Verbesserung der Verbrennungseigenschaften und Herabsetzung des Erstarrungspunktes bestimmte Mengen von höheren aromatischen Verbindungen — in der Hauptsache Toluol und Xylol — nach den Normvorschriften des Benzolverbandes beigemischt sind („Motorenbenzol oder B.V.-Benzol"). Es wird zumeist nicht unvermischt verbraucht, sondern aus wirtschaftlichen Gründen weniger guten Benzinen als Veredelungszusatz beigemischt („Mischkraftstoff"). Durch entsprechenden Benzolzusatz läßt sich den verschiedenartigsten Anforderungen gerecht werden, die an die Klopffestigkeit eines Brennstoffs gestellt werden können. Vgl. S. 145.

Spiritus hat sich als Zusatz zu Benzol-Benzin-Gemischen („Dreiergemisch" mit 10 bis 15 vH Alkohol) und unter bestimmten Voraussetzungen als Benzinzusatz („Monopolin" etwa 75 vH Benzin, 25 vH absol. Alkohol) bewährt.

Alkohole werden zumeist aus volkswirtschaftlichen Gründen als Zusatz beigegeben; sie ermöglichen bei Sonderbrennstoffen weitgehende Steigerung der Klopffestigkeit. Durch Alkoholzusatz wird die Vergaservereisung bei Flugmotoren bekämpft.

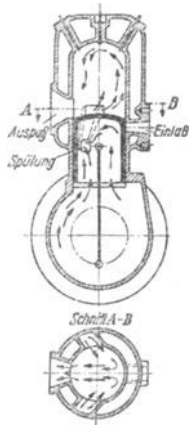


Fig. 2. Zweitakt-Motor mit Umkehrspülung nach Schnürle DKW.

c) Arbeitsverfahren von Otto-Motoren.

Bei **Zweitaktverfahren** wird Dreikanalsteuerung meist mit Kurbelkammerpumpe ausgeführt, s. Fig. 4; als Spülmittel dient fertiges Gemisch. Ausführung mit Ladepumpen s. Fig. 1.

Typische Spülverfahren von größerer Verbreitung sind:

Querstromspülung. Eine Ablenknase auf dem Kolbenboden leitet die Frischgase nach oben. Fig. 1 und 4. Ungünstiger Brennraum; Verdichtungsverhältnis und Verbrennungsgeschwindigkeit sind kleiner, Expansions-Endtemperatur höher als bei der Umkehrspülung.

Dreistromspülung. Führung des Frischgasstromes durch zwei seitlich neben ihm in schräger Richtung eintretende Stützströme. S. Fig. 3.

Umkehrspülung (Schnürle). Die Auslaßschlitze liegen neben oder über den Spülschlitzen. Der Frischgasstrom richtet sich an der gegenüberliegenden Wand auf und kehrt im Zylinderkopf um, eine fast geschlossene, eiförmige Kurve beschreibend, Fig. 2.

Umkehr- und Dreistrompülung ermöglichen höhere Leistung und bessere Brennstoffausnutzung als die Querstromspülung.

Trotz der doppelten Anzahl von Arbeitsspielen ist der Vergaser-Zweitaktmotor einfacher Bauart in der Leistung dem Viertaktmotor gleicher Abmessungen nicht wesentlich überlegen, in der Brennstoffausnutzung und Regelfähigkeit bleibt er hinter ihm zurück. Er leidet an der mit der Überlagerung und Verkürzung des Auspuff- und Ladehubs verbundenen Unsicherheit der Spül- und Ladevorgänge und ihrer Abhängigkeit von Drehzahländerungen, ferner an der unwirtschaftlichen Gemischspülung und dem geringen Lieferungsgrad der Kurbelkastenpumpe. Verbesserung der Füllung und Spülung ist durch besondere Ladepumpen (Fig. 1), Doppelkolben und Stufenkolben möglich, bringt aber bauliche Verwicklungen und Verteuerung mit sich.

Die doppelte Zündfolge wirkt sich günstig auf die Drehmomentenkurve bei kleinen Zylinderzahlen aus.

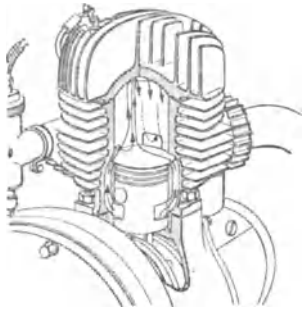


Fig. 3. Zweitakt-Kraftradmotor mit Dreistromspülung nach Zündapp.

Die Hauptvorteile des Zweitakts liegen zur Zeit in dem Ersatz der empfindlichen Ventile und ihrer verwickelten Steuerung durch die überaus einfache, robuste und billige Schlitzsteuerung durch den Kolben.

Berechnung der Schlitzsteuerung s. S. 135.

Das Viertaktverfahren findet in weitaus überwiegendem Maße Verwendung.

Für Gemischbildung und Zylinderfüllung steht ein ganzer Hub zur Verfügung; der Ausschub der Abgase erfolgt getrennt vom Ladevorgang während eines

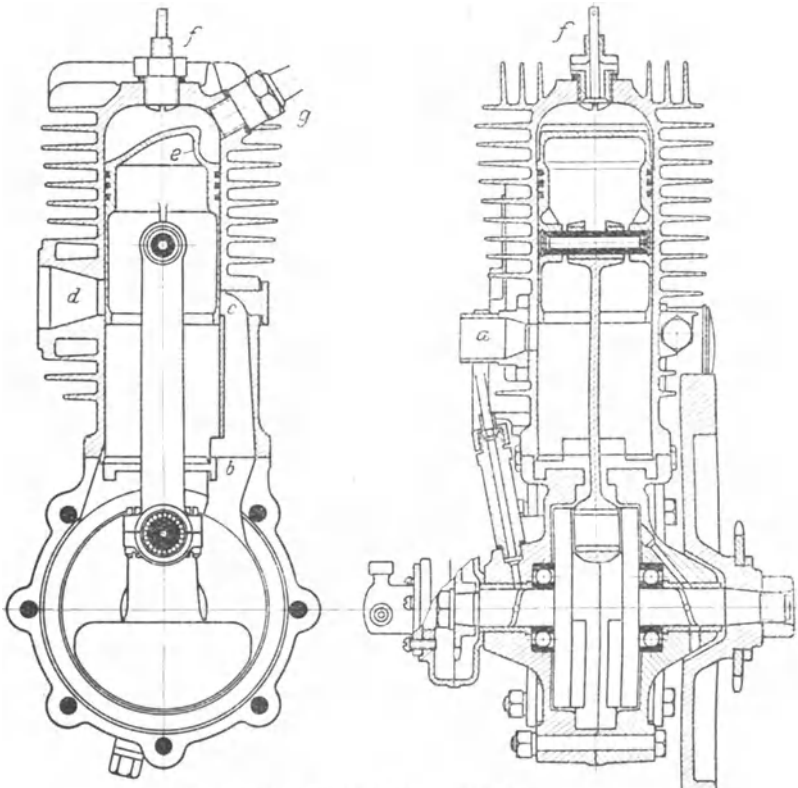


Fig. 4a u. b. Zweitakt-Kraftrad-Motor.
Hub 82,5 mm, Bohrung 61,5 mm. Einlaßschlitze *a*, Überströmkanal *b*, Überströmschlitze *c*, Auslaßschlitze *d*, Leitschaufel (Ablenknase) *e*, Zischventil *f*, Zündkerze *g*.

ganzen Hubs zwangläufig durch den Kolben. Die bessere Beherrschung der Ladung und Entleerung bei allen Drehzahlen ermöglicht in Verbindung mit der durch die Ventilsteuerung gegebenen größeren Freiheit in den Öffnungs- und Schließzeiten eine bessere Regelfähigkeit und eine leichtere Anpassung an die besonderen Bedürfnisse der Motorencharakteristik (vgl. S. 147).

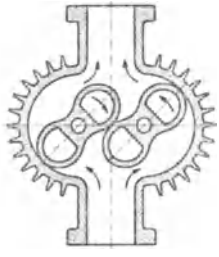


Fig. 5. Zweiflügeliges Roots-Gebläse für Kompressormotoren.

Ladermotoren. Füllungsgrad üblicher Viertaktmotoren 80 vH, bezogen auf Normalzustand. Vorverdichter ermöglichen Aufladen (Füllungsgrad bis 1) und Überladen (Füllungsgrad > 1). Kompressormotoren, mit Roots-Gebläsen nach Fig. 5 oder Zoller-Gebläsen versehen, arbeiten mit Ladedruck bis zu 1,0 atü und zeitlich begrenzten Leistungssteigerungen bis 50 vH.

Für Flugmotoren: ein- oder mehrstufige, von der Kurbelwelle aus angetriebene Schleudergebläse; Regelbarkeit der Drehzahl oder Fremdantrieb z. B. durch Abgasturbine wird angestrebt.

Befindet sich das Gebläse vor dem Vergaser, so muß dieser als Druckvergaser (s. S. 163) ausgebildet sein. Saugvergaser vor dem Gebläse ergeben günstige Gemischbildung; nachteilig: Vereisungsgefahr in größeren Höhen.

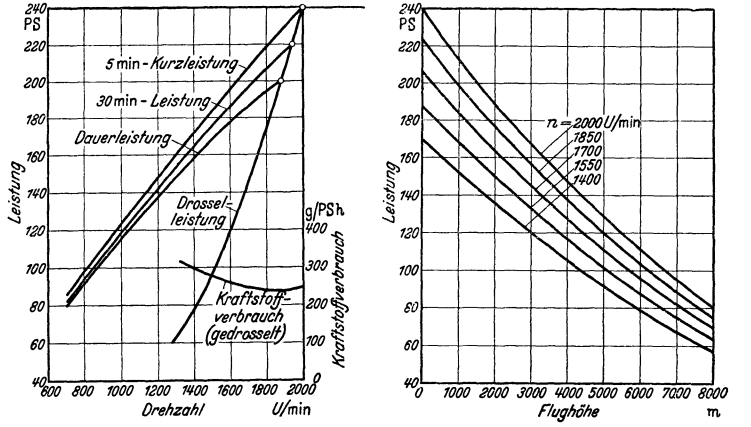


Fig. 6a u. b. Leistungsschaulinien eines Bodenmotors (luftgekühlter Achtzylinder-Viertakt-Flugmotor mit zwei in V-Form hängenden Zylinderreihen der Argus-Motoren G. m. b. H.). Fig. 6a für INA-Bodenzustand, Fig. 6b Vollgasschaulinien für verschiedene Flughöhen und Drehzahlen.

Aufgeladene Otto-Flugmotoren erreichen mit klopffesten, sog gebleiten Brennstoffen Drehzahlen bis 2800 Uml/min; mittlere Kolbendrücke beim Start von 12 bis 14 at, während des Fluges von 9,5 at; mittlere Kolbengeschwindigkeiten bis 15 m/sek; Leistungsgewichte von 0,45 bis 0,7 kg/PS.

Boden- und Höhenleistungen. Zeiger 0 kennzeichnet den Zustand am Boden, entsprechend der Internationalen Normalatmosphäre (INA-Bodenzustand) $p_0 = 760$ mm QS, $t = 15°$ C. Zeiger z bezieht sich auf Luftdruck p_z und Temperatur t_z („Tagesleistung").

$$N_0 = N_z \cdot \frac{p_0}{p_z} \cdot \sqrt{\frac{T_z}{T_0}}$$

für Vergasermotoren,

$$N_0 = \frac{N_z}{0{,}5 + 0{,}5 p_z/762 \cdot T_0/T_z}$$

für Schwerölmotoren.

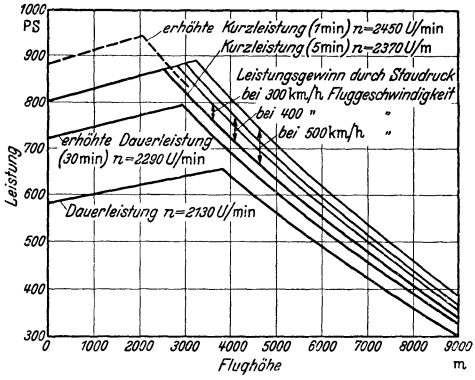


Fig. 7. Höhenleistungsschaubild eines Höhenmotors (luftgekühlter Neunzylinder-Viertakt-Flugmotor in Sternform mit Kreiselgebläse der Bayrischen Motoren-Werke A.-G.), bezogen auf INA und Luftschraube mit stufenloser Verstellbarkeit.

Ladermotoren (vgl. Fig. 7) werden mit vorgeschaltetem Unterdruckbehälter untersucht, wobei sich die Leistung N_z' ergibt, die auf die Leistung N_h umgerechnet wird, die der Motor in der dem Unterdruck entsprechenden Höhe leisten würde, wenn Ansaugelufttemperatur und Auspuffdruck der INA-Höhe entsprächen.

Zur Umrechnung dient meist die sog. englische Umrechnungsformel:

$$N_h = N_z' f \quad \text{mit dem Beiwert} \quad f = f_1 f_2 f_3 .$$

Der Faktor f_1 für den Einfluß der Temperatur auf die Füllung ist:

$$f_1 = \sqrt{\frac{273 + t_k}{273 + t_h}}.$$

Der Faktor f_2 berücksichtigt die Änderung des Druckverhältnisses des Laders infolge der geringeren Höhentemperatur:

$$f_2 = 1 + 0{,}00063\,(p_L/p_k)^2\,(t_k - t_h).$$

Der Faktor f_3 berücksichtigt den niedrigeren Auspuff-Gegendruck in der Höhe:

$$f_3 = 1 + \frac{(p_z + p_a) - p_k}{3500}.$$

In diesen Gleichungen bedeuten:

p_k Druck im Unterdruckbehälter in mm QS;
p_L Druck in der Laderleitung vor den Einlaßventilen in mm QS;
t_k Temperatur im Unterdruckkessel in ° C;
t_h Temperatur der Normal-Atmosphäre in ° C beim Druck p_k;
p_a Auspuff-Über- oder -Unterdruck gegen den Außenluftdruck in mm QS unmittelbar hinter den Auslaßventilen;
p_z Außenluftdruck am Versuchstag in mm QS;
t_z Außenlufttemperatur am Versuchstag in ° C.

Bodenmotoren entwickeln am Boden die größte Leistung. Mit zunehmender Höhe sinkt Drehmoment infolge abnehmenden Luftdruckes; vgl. Fig. 6a u. b.

Höhenmotoren sollen Bodenleistung bis zu einer gewissen Flughöhe beibehalten. Am Boden und in geringeren Höhen Drosselung der Gemischzufuhr zur Vermeidung der Überlastung; selbsttätige Ladedruckgrenzregler s. S. 163.

Die durch Überverdichtung oder Überbemessung erreichbaren Höhen genügen nicht heutigen Ansprüchen, wirksamer ist Aufladen durch Schleudergebläse. Siehe Höhenleistungsschaubild eines Ladermotors Fig. 7: Leistungszunahme mit der Höhe (~3,5 vH je km Höhe) bis zur „Gleichdruckhöhe" bei gleichbleibendem Ladedruck, dann in größeren Höhen Leistungsabfall durch sinkenden Ladedruck.

Begriffsbestimmungen für Flugmotoren nach DVL s. S. 146.

d) Motorische Verbrennung in Vergasermaschinen.

Rechnerische Ermittlung der Verbrennungsprodukte und Verbrennungstemperaturen für die verschiedensten Mischungsverhältnisse von gasförmigen und flüssigen Brennstoffen unter Berücksichtigung der bei hohen Verbrennungstemperaturen auftretenden Dissoziation von Kohlensäure und Wasserdampf, Untersuchung des Druckanstiegs, der Brenngeschwindigkeit, des Zündverzugs und des Einflusses der Wirbelung s. Pye: Die Brennkraftmaschinen. Berlin: Springer 1933.

Mischungsverhältnis. Rechnerische Behandlung und praktischer Versuch zeigen übereinstimmend, daß höchste Leistung nur auf Kosten des Brennstoffverbrauchs durch die mit Brennstoffüberschuß arbeitenden „reichen" Gemische (vgl. Fig. 12 Kurve „b") und beste Wirtschaftlichkeit (vgl. Fig. 12 Kurve „c") nur unter Einbuße an Leistung durch die mit Luftüberschuß arbeitenden „armen" Gemische möglich ist. Die allgemeine Praxis bevorzugt mittlere Gemische (Fig. 12 Kurve „a"), durch die es möglich wird, Leistungs- und Brennstoffausnutzung durch gegenseitige Zugeständnisse in Einklang zu bringen, Nebenwirkungen der motorischen Verbrennung (Rußverschmutzungen und harter Motorengang bei reichen Gemischen, Nachbrennen und hohe Abgastemperaturen bei armen Gemischen) zu vermeiden und genügende Anzugskraft auch bei Belastungsschwankungen zu erhalten.

Bei der Wahl des Mischungsverhältnisses für die einzelne Maschine bedürfen verschiedene Umstände wie Art des Brennstoffs, Form des Verbrennungsraums, Anordnung und Zahl der Zündkerzen, Wärmezustand, Drehzahl, Luftvorwärmung, Anzahl der von einem Vergaser bedienten Zylinder einer wechselseitigen Abstimmung, um die günstigste Gemischzusammensetzung für den jeweiligen Betriebszustand zu erhalten.

Beste Wirtschaftlichkeit	bei 10	bis 30	vH	Luftüberschuß
Höchste Leistung	„ 10	„ 0	„	Luftmangel
Praktische Mitteleinstellung	„ 0	„ 10	„	Luftüberschuß
Leerlaufgemisch	„ 30	„ 40	„	Luftmangel

Fig. 8 veranschaulicht in der Wechselbeziehung von Leistung und Brennstoffverbrauch den Einfluß des Mischungsverhältnisses, das für die jeweilige Belastungsstufe bei konstanter Drehzahl innerhalb des ganzen zündfähigen Bereichs systematisch verändert wurde.

Die Drosselkurven der Fig. 8 zeigen ferner, daß die Möglichkeit, die Leistung durch Veränderung des Mischungsverhältnisses zu regeln, mit großer Drosselung erheblich abnimmt. Hier macht sich der mit größerer Drosselung zunehmende Gehalt an Abgasresten in der Gesamtladung des Zylinders geltend, wodurch die Verbrennung so weit verlangsamt wird, daß die brennstoffarmen Gemische mit ihren an sich schon kleinen Brenngeschwindigkeiten nicht mehr verarbeitet werden können. Die in Fig. 8 eingetragene Vorzündungskurve gibt in den Punkten *A*, *B*, *C* die jeweils für die beste Leistung eines nach der theoretischen Verbrennungsgleichung zusammengesetzten Gemisches (weder Brennstoff- noch Luftüberschuß) erforderliche Vorzündung an.

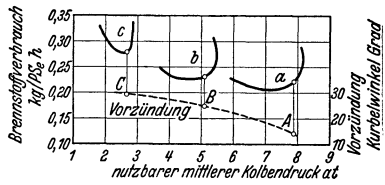


Fig. 8. Einfluß des Mischungsverhältnisses auf Brennstoffverbrauch und Leistung. *a* Drossel voll geöffnet, Vollast; *b* zwei Drittel Belastung; *c* ein Drittel Belastung; Drehzahl konstant 1000 Uml/min.

Verdichtungsverhältnis ε. Mit zunehmendem Verdichtungsverhältnis steigt der thermische Wirkungsgrad des theoretischen Arbeitsprozesses ($\eta_{th} = 1 - \varepsilon^{1-\varkappa}$, S. 108). Darüber hinaus wird die praktische Leistungs- und Brennstoffausnutzung (vgl. Fig. 9 und 11) verbessert, indem durch Verkleinerung der Kühlflächen des Verbrennungsraumes die Kühlverluste, sowie durch Verringerung der Abgasrestmengen die Erhitzung und Verschlechterung des frischen Gemisches vermindert und in Verbindung mit den höheren Verdichtungsdrücken und -Temperaturen die Verbrennungsvorgänge wesentlich beschleunigt und verbessert werden. Der praktisch zulässige Verdichtungsgrad ist hauptsächlich durch das Auftreten der „Detonation" oder des „Motorklopfens" begrenzt.

Beim Klopfen — eine in ihrem Zustandekommen noch nicht einwandfrei geklärte Erscheinung[1]) — tritt an Stelle einer allmählich ablaufenden Verbrennung mit weichem Druckanstieg eine plötzliche detonationsartige Entflammung des letzten, noch nicht entflammten Ladungsteils mit scharfen Druckspitzen. Das Auftreten des Klopfens hängt in besonderem Maße von der chemischen Natur des Brennstoffs ab, bleibt aber eng mit Fragen der Maschinenbauart verknüpft; so üben die Form des Verbrennungsraums, die gegenseitige Lage von Zündkerze und Auslaßventil, Drehzahl und Belastung, Vorzündung, Betriebstemperatur, Gemischverteilung im Zylinder, Mischungsverhältnis und Gasschwingungsvorgänge während der Verbrennung Einfluß aus[1]). Druckschwingungen der verbrennenden Gasmenge, als „Pfeifen" oder „Klingeln" wahrnehmbar, verursachen erhöhten Wärmeübergang an die Wandung und Stoßwirkungen auf das Triebwerk; von großer, aber nicht ausschlaggebender Bedeutung für die Klopfschwingung ist die Brenngeschwindigkeit (Köchling: Z. VDI 1938 S. 1126).

Alle Kohlenwasserstoffe mit ringförmigen Bindungen sind in der Klopffestigkeit den übrigen überlegen. Am günstigsten verhalten sich die aromatischen Brennstoffe; so bildet Benzol für alle Zwecke und praktisch vorkommenden Verdichtungsgrade einen nicht klopfenden Brennstoff. Am schlechtesten schneiden die aliphatischen Kohlenwasserstoffe ab; Naphthene und Olefine stehen in der Mitte zwischen den beiden anderen Gruppen. Brennstoffe, die ausschließlich aus aliphatischen Verbindungen bestehen, sind wegen des bereits bei geringen Verdichtungsgraden einsetzenden Klopfens motorisch wenig brauchbar; daher enthalten alle Handelsbenzine zur Verbesserung der Klopffestigkeit gewisse Mengen an aromatischen und naphthenartigen Verbindungen. Weitgehend kompressionsfest sind ferner die Alkohole, deren große Verdampfungswärme selbstkühlend Verdichtungswärme bindet und besonders hohe Verdichtungsgrade zuläßt. Vgl. Fig. 9.

Die Klopfneigung der Benzine kann außer durch Mischung mit Benzol auch durch chemische, den Ablauf der Verbrennung verzögernde Zusätze, z. B. Eisenkarbonyl, Bleitetraäthyl, verringert werden. Fig. 10 zeigt, wie das zulässige Verdichtungsverhältnis durch verschiedene Beigabemengen von Bleitetraäthyl (als „Äthylfluid" mit Äthylendibromid zur Verhinderung von Bleiabscheidungen im Zylinder versetzt) und von Benzol erhöht werden kann, und ermöglicht gleichzeitig einen Vergleich der Wirkung dieser Klopfschutzmittel.

Mit steigendem Verdichtungsgrad nehmen Triebwerkdrücke und Arbeitstemperaturen rasch zu, so daß Leichtmetalle wegen ihrer geringen Wärme-

[1]) Über das Wesen der Detonation, Untersuchung der Klopffestigkeit der Brennstoffe, Klopfschutzmittel, höchstes Verdichtungsverhältnis und Oktanzahl siehe Pye: Die Brennkraftmaschinen. Berlin: Springer 1933.

aufnahme und hohen Wärmeleitfähigkeit für Kolben und mitunter auch für Zylinderköpfe bevorzugt werden.

Leichtmetallkolben (vgl. S. 156) ermöglichen gegenüber Gußeisenkolben eine um 15 bis 20 vH höhere Verdichtung und Leistungssteigerungen bis zu 15 vH

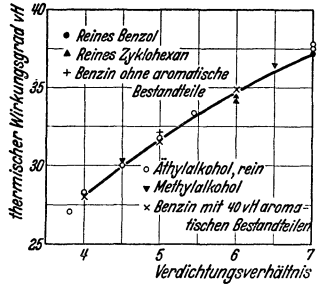


Fig. 9. Verdichtungsgrade und erreichbare Wirkungsgrade bei verschiedenen Brennstoffen.

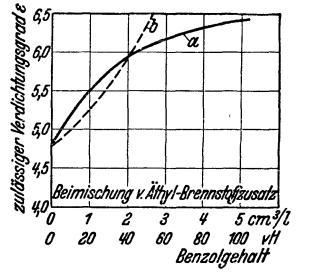


Fig. 10. Steigerung des zulässigen Verdichtungsgrades durch Klopfschutzmittel. *a* Beigabe von Äthylfluid zu Benzin („Bleibenzin"), *b* Zusatz von Motorenbenzol zu Benzin.

bei Brennstoffersparnissen bis zu 30 vH. Leichtmetallzylinderköpfe ergeben durch weitere Steigerung der Verdichtung bis zu 7 vH Mehrleistung und bis zu 10 vH Minderverbrauch.

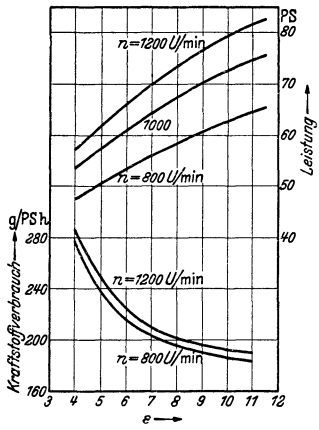


Fig. 11. Leistung und Brennstoffverbrauch eines Flugmotors in Abhängigkeit vom Verdichtungsgrad ε. K-S-Aluminiumkolben; BV-Benzol; eingestellt auf jeweils günstigste Vorzündung.

Mit den Arbeitstemperaturen wächst die Gefahr der ungewollten Frühzündung an örtlich überhitzten Stellen (Zündkerze, scharfe Kanten, Ölkrusten, Ventiltaschen und deren heiße, wiederverdichtete Restgase).

Mittelwerte für ε.

$\varepsilon = 5{,}5$ bis 6 für normale Kraftwagenmotoren bei Betrieb mit Benzinen,
$= 5{,}5$ „ 7 für Flugmotoren,
„ 12 für Sondermotoren mit Alkoholbetrieb.

Der Brennstoffwirkungsgrad hängt — außer vom Mischungsverhältnis — in erster Linie von dem höchsten Verdichtungsgrad ab, der bei dem jeweiligen Brennstoff ohne Klopferscheinungen angewendet werden kann (Fig. 9 und 11); bei gleichem Verdichtungsgrad weisen alle Brennstoffe annähernd gleiche thermische Wirkungsgrade auf. Die Beziehungen zwischen Brennstoffwirkungsgrad und mittlerem Kolbendruck sind aus den „Brennstoffverbrauchsschleifen" der Fig. 4 ersichtlich; gleichzeitig werden die Nachteile der Drosselregulierung für den Brennstoffwirkungsgrad zum Ausdruck gebracht.

e) Motorleistung.

Hub s in m. Bohrung d in cm. Kolbenfläche F in cm². Hubvolumen eines Zylinders v_h in l. Drehzahl n je Min. Mittlerer effektiver Kolbendruck p_e in kg/cm². Brennstoffverbrauch B in kg/h. Luftverbrauch L in kg/h. Unterer Heizwert des Brennstoffs H_u in kcal/kg.

Begriffsbestimmungen für Flugmotoren nach DVL:

Volleistung = Höchstleistung ohne Rücksicht auf Haltbarkeit.

Kurz- und Dauerleistung = Leistung für die anzugebende Betriebsdauer (z. B. 5 min, 30 min); vgl. Fig. 6 und 7.

Normal 0 oder normal h = Zusatz zur Leistung zwecks Angabe, in welcher Höhe der Motor die Leistung abzugeben vermag, vgl. S. 143.

Abflugleistung = Kurzleistung normal 0.

Nennleistung mit der zugehörigen Nenndrehzahl = größte Kurzvolleistung.

Drosselleistung = Leistungsaufnahme der Luftschraube in Abhängigkeit von Drehzahl. Ermittlung auf dem Bremsstand bei verschiedenen Drosselstellungen; s. Fig. 6a.

Gleichdruckhöhe bei Ladermotoren = Flughöhe, bis zu welcher der Ladedruck vom Boden aus durch Lader konstant gehalten werden kann. Zunahme der Leistung mit der Höhe bei gleichbleibendem Ladedruck s. Fig. 7.

Vergleichende Rechnungszahlen werden zumeist auf die Nutzleistung und 1 l Hubvolumen bezogen; s. auch Automobiltechn. Z. 1934 Heft 13.

Nutzleistung $N_e = \dfrac{p_e F \cdot s \cdot n_a}{60 \cdot 75}$ PS_e (für Viertaktmaschinen, s. S. 110).

$p_e =$ bis 14 kg/cm² für Sportmotoren mit Aufladung,
$= 7$ „ 10 kg/cm² „ Flugmotoren,
$= 5{,}5$ „ 7 kg/cm² „ normale Personenwagenmotoren je nach Bauart,
$= 5$ „ 7 kg/cm² „ Dieselmotoren.
$= 3$ „ 4 kg/cm² „ Krafträder (Zweitakt).

Hubraumleistung $= N_e/v_h = p_e \cdot n_a/450$ PS_e/l (Zahlenwerte s. S. 139),

Brennstoffwirkungsgrad $\eta_b = 632 N_e/BH_u$,

Luftwirkungsgrad $\eta_l = 632 N_e/L \cdot 714$,

Literwärme = Wärmeladung für einen Hub und 1 l Hubvolumen
$= BH_u/(60\, n_a \cdot v_h)$ kcal/l.

Spezifischer Brennstoffverbrauch $b = B/N_e$ kg/PS_eh

= 0,25 bis 0,35 für Wagenmotoren als Prüfstandswerte bei Vollast, im praktischen Fahrbetrieb ist der Verbrauch wesentlich höher,
= 0,22 „ 0,26 für Flugmotoren bei Dauerleistung,
= 0,19 „ 0,2 für Flugmotoren bei Reiseleistung im Sparflug.
= 0,18 „ 0,22 für Lastwagendieselmotoren.

Wärmebilanz s. Abschnitt „Kraftwagen" Fig. 6.

Hubverhältnis s : d. Kurzhübigkeit ergibt kleine Bauhöhe bei großer Baulänge, ermöglicht kleine Kolbengeschwindigkeit, erleichtert die Unterbringung großer Ventile (gute Füllung) und läßt niedriges Leistungsgewicht erreichen. Langhübigkeit ergibt geschlossene Formen für den Verbrennungsraum und schafft bei schnellaufenden Motoren bessere Kühlungsmöglichkeit. Das Hubverhältnis beeinflußt weiterhin die Eigenschwingungszahl der Kurbelwelle.

Gebräuchliche Werte: $s/d = 1$ bis 1,25 für Flugmotoren, = 1,1 bis 1,6 für Personenwagenmotoren, = 1,2 bis 1,8 für Lastwagenmotoren, = 0,9 bis 1,3 für Kraftradmotoren.

Die **Motorkennlinien** zeigen die bei jeder Drehzahl erzielbaren Leistungen und Drehmomente, Fig. 12. Der Verlauf der Kurven gestattet Schlüsse über den nützlichen Drehzahlbereich in Abhängigkeit von der Bauart des Motors und über die zu erwartenden praktischen Eigenschaften. Z. B. ist für gute Fahreigenschaften nicht die erreichbare Höchstleistung, sondern im Zusammenhang mit Wagengewicht und Hinterachsübersetzung hohes Drehmoment und damit gutes Beschleunigungsvermögen im unteren und mittleren Drehzahlbereich maßgebend (vgl. auch Abschnitt „Kraftwagen").

Höchstdrehmoment und Höchstleistung liegen nicht bei der gleichen Drehzahl; das Drehmoment fällt vom Höchstwert mit zunehmender Drehzahl wegen der steigenden Drosselverluste in den Ansaugquerschnitten und der zunehmenden Reibungsverluste stetig ab. Steigerung des Füllungsgrades durch Aufladung und damit Erhöhung der Leistung s. S. 142.

Der Verlauf der Kennlinien wird vor allem durch die Ausbildung der Steuerung bestimmt. Große Leitungs- und Ventilquerschnitte, große Ventilhübe mit schnellen Öffnungs- und Schlußzeiten, reichliche Voröffnung und Nachschluß des Saugventils, große Vorausströmung des Auslaßventils ermöglichen hohe Füllungsgrade und hochgetriebene Spitzenleistungen im oberen Drehzahlbereich. Im mittleren und unteren Drehzahlbereich fallen dann die Gemischgeschwindig-

keiten in den Zuleitungen stark ab, so daß durch Abscheidung von Brennstoff Bildung und Fortleitung des Gemisches unvollkommen werden; ebenso wird durch Überschneiden der Ventilöffnungszeiten die Nutzfläche im Diagramm erheblich verkleinert. Derartige Hochleistungsmotoren, z. B. für Rennzwecke, ergeben für eine bestimmte Motorenleistung kleinen Hubraum, müssen aber auf einen leistungsfähigen unteren Drehzahlbereich verzichten. Siehe Fig. 12, Kurve *d*.

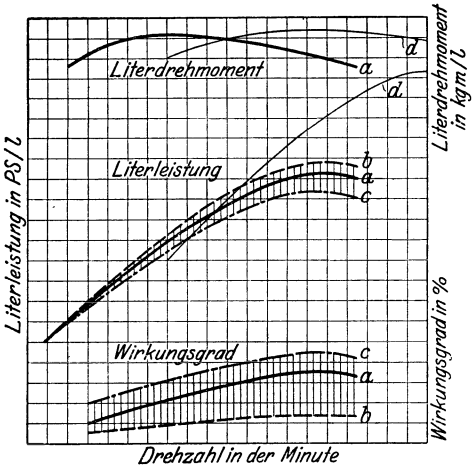


Fig. 12. Motorkennlinien. Kurve *a* Personenwagenmotor, mittlere Vergasereinstellung; Kurve *b* der gleiche Motor, Vergasereinstellung auf höchste Leistung, brennstoffreiches Gemisch; Kurve *c* der gleiche Motor, Vergasereinstellung auf größte Wirtschaftlichkeit, brennstoffarmes Gemisch. Schraffierte Flächen kennzeichnen den Einstellbereich des Motors durch Änderung des Mischungsverhältnisses. Kurve *d* Rennmotor.

Ein im unteren und mittleren Drehzahlbereich leistungsfähiger Motor verlangt auch bei kleinen Drehzahlen hohe Zerstäubungsgeschwindigkeiten; die Strömungsquerschnitte werden knapp bemessen und Voröffnung und Nachschluß der Ventile in die Nähe des Totpunkts verlegt. Fig. 13 zeigt den Einfluß der Ventileinstellung auf die erzielbaren indizierten mittleren Kolbendrücke; sie bringt gleichzeitig zum Ausdruck, daß die Leistungskurve in Abhängigkeit von der Drehzahl nicht unbedingt den Wert oder Unwert einer Maschine beweist, sondern nur die Geeignetheit der Einstellungen für gewisse Betriebsbedingungen dartut.

f) Zylinderzahl und Zylinderanordnung.

Für die Zylinderabmessungen sind durch die steigenden thermischen und mechanischen Beanspruchungen Grenzen gezogen. Steigerung der Motorleistung führt daher zur Vermehrung der Zylinderzahl, um so mehr, als große Gesamtleistungen bei der Forderung des kleinsten Gewichts nur durch Vermehrung der Zylinderzahl, nicht aber durch wenige große Zylinder erreichbar sind. Je kleiner die Zylinderabmessungen sind, desto höher kann die Drehzahl gewählt werden.

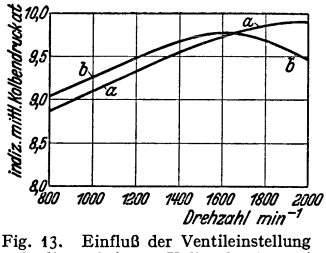


Fig. 13. Einfluß der Ventileinstellung auf die mittleren Kolbendrücke bei verschiedenen Drehzahlen. *a* Voröffnung und Nachschluß der Ventile groß; *b* Voröffnung und Nachschluß in Nähe des Totpunkts.

Ein- und Zweizylinder sind beschränkt auf Motorräder, sowie Klein- und Lieferwagen. Einzylindermotoren sind stehend oder schräg angeordnet; Zweizylindermotoren für Krafträder V-förmig oder quer zur Fahrtrichtung gegenüberliegend (Boxermotor), vgl. Abb. 15. Stehende Zweitakt-Zweizylindermotoren mit Wasserkühlung sind im Kraftwagenbau verbreitet.

Vier- und Mehrzylinder-Reihenmotoren stehender Bauart sind für Kraftwagen vorherrschend. Der Vierzylinder kommt für preiswerte und kleinere Wagenklassen in Frage. Die Nachteile unausgeglichenen und unruhigen Ganges sucht man durch nachgiebige Motoraufhängung zu vermeiden; vgl. Fig. 23 und S. 154. Ausführung auch liegend als Doppelboxermotor. Bei Wagen höherer Preisstufe ist man zum Sechszylinder übergegangen, der durch vollkommenen Massenausgleich, Gleichgang und Elastizität auch bei niederen Drehzahlen dem Vierzylinder überlegen ist. Acht- und Mehrzylindermotoren für große Personen- und Sportwagen statt in Einreihenform mit ungünstiger Baulänge vielfach in V-förmiger Anordnung in zwei Reihen.

Flugmotoren. Luftgekühlte Reihenmotoren (einreihig für Vier- oder Sechszylinder und in V-Form für 8 bis 12 Zylinder) werden mit hängenden Zylindern ausgeführt, s. Fig. 20. Diese haben den Vorteil tiefer Schwerpunktlage, hoch liegender Propellerachse, guter Sicht und Zugänglichkeit des Motors. Zylinderausbau wird erleichtert.

Luftgekühlte Sternmotoren (Fig. 14) haben kürzeste Baulänge und geringstes Gewicht. Ausführung mit 5, 7 oder 9 Zylindern — die ungerade Zahl läßt gleichmäßige Zündfolge bei

Viertakt erreichen — in einer Ebene oder auch als „Doppelsternmotor" mit zwei gegeneinander gestaffelten Zylindersternen.

Flüssigkeitskühlung mit Wasser oder Glykol ist auf Motoren großer Leistung (Zwölfzylinder in V-Form) beschränkt.

Massenausgleich (s. auch S. 200). Die in radialer Richtung auftretenden Fliehkräfte der umlaufenden Massen (Gewicht der Kurbelkröpfung $+ {}^2/_3 \times$ Gewicht der vollständigen Pleuelstange) können durch symmetrisch angeordnete Gegengewichte ausgeglichen werden.

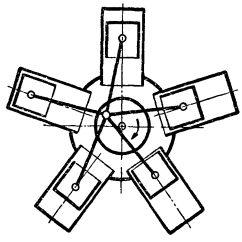


Fig. 14. Schema eines Sternmotors.

Die in Richtung Zylinderachse auftretenden Massenkräfte der hin und her gehenden Massen (Gewicht des Kolbens $+ ({}^1/_2$ bis $ {}^2/_3) \times$ Gewicht der Pleuelstange) ergeben resultierende freie Kräfte und Kippmomente von verschiedener Größe je nach der Zylinderanordnung. Auf Kolbenfläche bezogenes Gewicht der hin und her gehenden Massen $G/F = 0{,}010$ bis $0{,}02$ kg/cm² bei Leichtmetallkolben und $= 0{,}02$ bis $0{,}03$ kg/cm² bei gußeisernen Kolben.

1. Einzylindermotor. Große freie Kräfte in Richtung Zylinderachse; beim Ausgleich durch umlaufende Gegengewichte treten entsprechende freie Kräfte senkrecht zur Zylinderachse auf, Ausgleich auf $ {}^1/_3$ bis $ {}^1/_2$. Keine Kippmomente.

2. Zweizylinder-Reihenmotor, Kurbelversetzung 360°. Verdoppelung von 1. Gleichmäßige Zündfolge.

3. Zweizylinder-Reihenmotor, Kurbelversetzung 180°. Massenkräfte 2. Ordnung ergeben kleine freie Kräfte (Einfluß der endlichen Schubstangenlänge). Massenkräfte 1. Ordnung ergeben großes Kippmoment. Zündfolge ungleich bei Viertakt, gleichmäßig bei Zweitakt.

4. Zweizylinder-Boxermotor, Kurbelversetzung 180°. Keine freien Kräfte. Kleines Kippmoment. Gleichmäßige Zündfolge.

5. Dreizylinder-Reihenmotor, Kurbelversetzung 120°. Keine freien Kräfte. Großes Kippmoment. Gleichmäßige Zündfolge.

6. Vierzylinder-Reihenmotor. Symmetrische Verdoppelung von 3. Freie Kräfte durch Massenkräfte 2. Ordnung. Kein Kippmoment. Gleichmäßige Zündfolge.

7. Sechszylinder-Reihenmotor. Symmetrische Verdoppelung von 5. Vollständiger Massenausgleich.

8. Achtzylinder-Reihenmotor. 1. und 2. Kurbel in einer Ebene um 180° versetzt, ebenso 3. und 4. Kurbel; Ebene der 3. und 4. Kurbel senkrecht zur Ebene der 1. und 2 Kurbel. Rechte und linke Kurbelwellenhälfte symmetrisch. Vollständiger Massenausgleich.

9. V-Motoren mit gemeinsamen Kurbelzapfen. Bei Zylinderebenen-Winkel von 90° verschwinden die Kräfte niederster Ordnung.

10. Achtzylinder-V-Motoren. Übliche Vierzylinderkurbelwelle ausreichend ausgeglichen bei geringen, nur waagerecht wirkenden freien Kräften; Welle mit um 90° versetzten Kurbeln durch Hilfsmassen gut ausgleichbar. Keine Kippmomente.

11. Zwölfzylindermotor, V-förmig gestellt, Kurbelwelle wie beim Sechszylindermotor. Vollständiger Massenausgleich.

12. Sternförmig angeordneter Motor. Kein Kippmoment. Freie Kräfte bei mehr als drei Zylindern durch Gegengewichte ausgleichbar.

13. Nebenpleuel, s. Fig. 22, lassen weniger einfachen Massenausgleich als zentrisch angelenkte Pleuel zu, da unausgeglichene Restkräfte 2. Ordnung übrigbleiben. Diese nehmen Kleinstwert an, wenn Anlenkungswinkel = Zylinderebenenwinkel.

g) Ventil- und Steuerungsanordnung.

Die Lage der Ventile zum Zylinder ist wesentlich für die Form des Verbrennungsraumes; die Lage der Nockenwelle zu den Ventilen bestimmt den Aufbau der Steuerung.

Seitlich nebeneinander **stehende Ventile** (Ventilteller nach oben, Ventilschaft nach unten) ermöglichen einfachen und billigen Aufbau der ganzen Maschine; sie werden von der unten liegenden Nockenwelle über Stößel gesteuert. Vgl. Fig. 15 und 16. Antrieb der Nockenwelle meist durch geräuschlose Stirnräder z. B. aus Kunstharz mit Stoffeinlage.

Der L-förmige Zylinderquerschnitt ist auf Grund von Forschungen über die günstigste Form des Verbrennungsraumes von Ricardo u. a. zugunsten

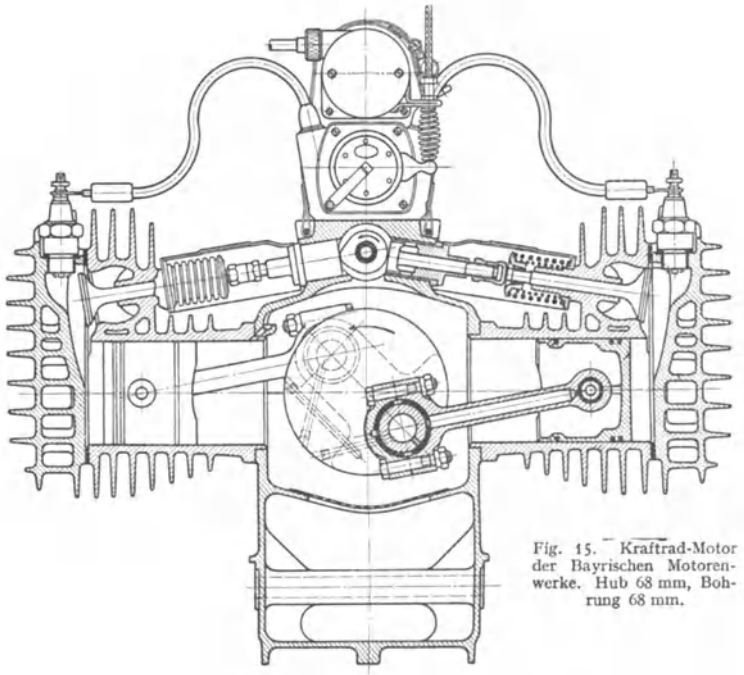


Fig. 15. Kraftrad-Motor der Bayrischen Motorenwerke. Hub 68 mm, Bohrung 68 mm.

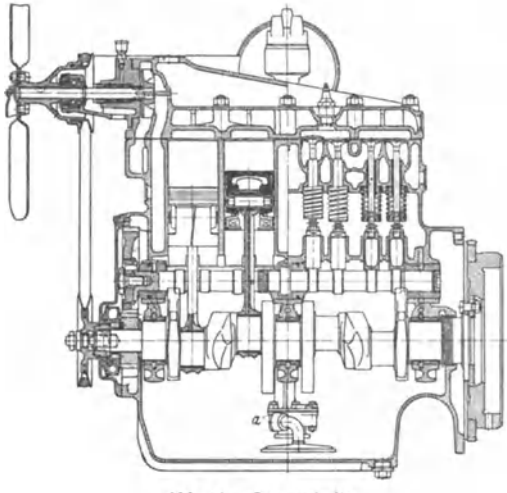


Abb. 16a. Längsschnitt.

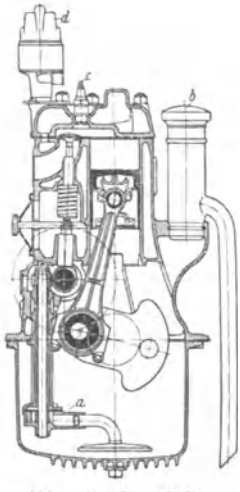


Abb. 16b. Querschnitt.

Abb. 16. Vierzylinder-Personenwagenmotor Mercedes-Benz Typ 170 V. Bohrung 73,5 mm; Hub 100 mm; Leistung 38 PS; Drehzahl bei 100 km/h Fahrgeschwindigkeit 3400 U/min. Ölpumpe *a*, Entlüfter *b*, Zündkerze *c*, Zündverteiler *d*.

besonders geformter Zylinderköpfe mit zerklüftetem Verbrennungsraum (Fig. 15 und 16) aufgegeben.

Hängende Ventile (Ventilfläche der Kolbenfläche zugewendet und Ventilschaft nach der entgegengesetzten Seite) gestatten Anpassung des Brennraumes an die Form des Zylinders (Fig. 17 und 20) oder der Kugel („dachförmig" nach Fig. 18 und 21). Vorteile: Kleine Oberfläche im Verhältnis zum Rauminhalt, ungehinderter Gasfluß in den eigentlichen Zylinderraum, kurze Verbrennungswege. Hängende Ventile werden besonders für Motoren mit hoher Leistungsausnutzung oder bei besonderen Ansprüchen an Wirtschaftlichkeit (Lastwagen) verwendet. Ungefähres Verhältnis der Leistungen bei dachförmigem Zylinderkopf und bei Ricardo-Kopf 100:85.

Antrieb hängender Ventile bei unten liegender Nockenwelle durch Stoßstangen und Kipphebel s. Fig. 17 und 20.

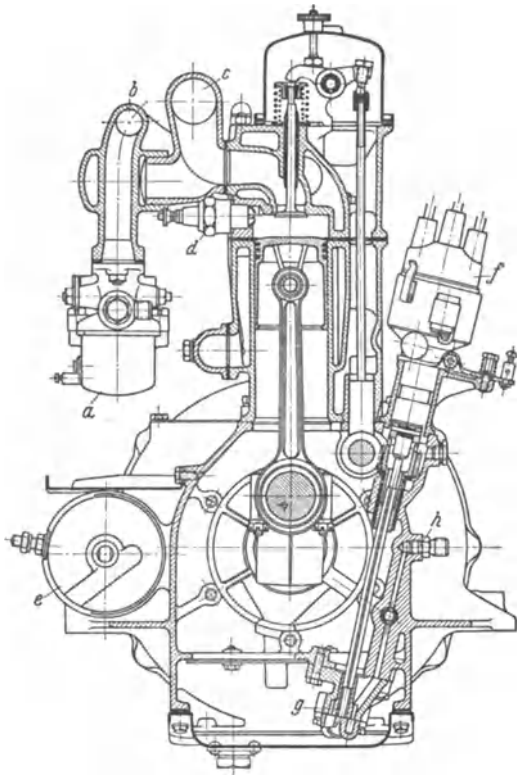


Fig. 17. Aufbau eines Personenwagenmotors mit hängenden Ventilen. Vergaser *a*, Saugrohr *b*, Auspuffkrümmer *c*, Zündkerze *d*, Anlasser *e*, Zündverteiler *f*, Ölpumpe *g*, Ölumlaufregulierung *h*.

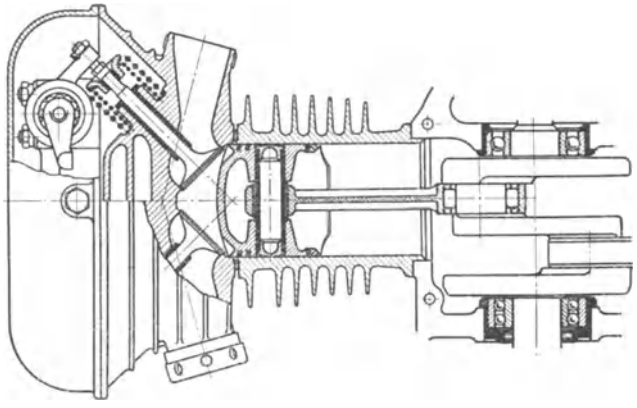


Fig. 18. Kraftradmotor-Zylinder (Sportmodell) der Bayrischen Motorenwerke.

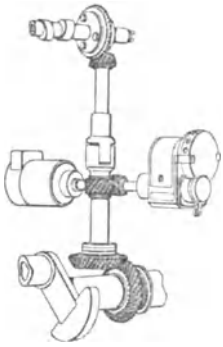


Fig. 19. Königswellenantrieb für oben liegende Nockenwelle.

Fig. 18 zeigt den Zylinderkopf eines Sportmotors im Vergleich zum „Tourenmodell" der Fig. 15.

Über den Zylindern liegende Nockenwellen arbeiten direkt oder durch Zwischenhebel auf die Ventile, Fig. 22. Weitgehende Verringerung der bewegten Massen. Antrieb der Nockenwelle meist durch geteilte, Längenänderungen zulassende Königswelle; vgl. Fig. 19.

h) Zylinderbauart.

Bei Wagenmotoren üblicher Bauart Zusammenguß der Zylinder in einem Zylinderblock (Fig. 16), ferner Trennung des Zylinderkopfes vom Zylinder und Ausführung der Zylinderköpfe in einem Gußstück. Verschraubung des Zylinderblockes mit Kurbelgehäuse (Fig. 17) oder meistens Zusammenfassung mit Kurbelgehäuse-Oberteil zu einem Gußblock (Fig. 16 und 42). Statt Grauguß auch Herstellung in Leichtmetallguß. Besonders eingesetzte Zylinderlaufbuchsen — meist vom Kühlwasser umspülte „nasse" Büchsen mit Dichtungsringen aus „Buna" — und Ventilsitzringe

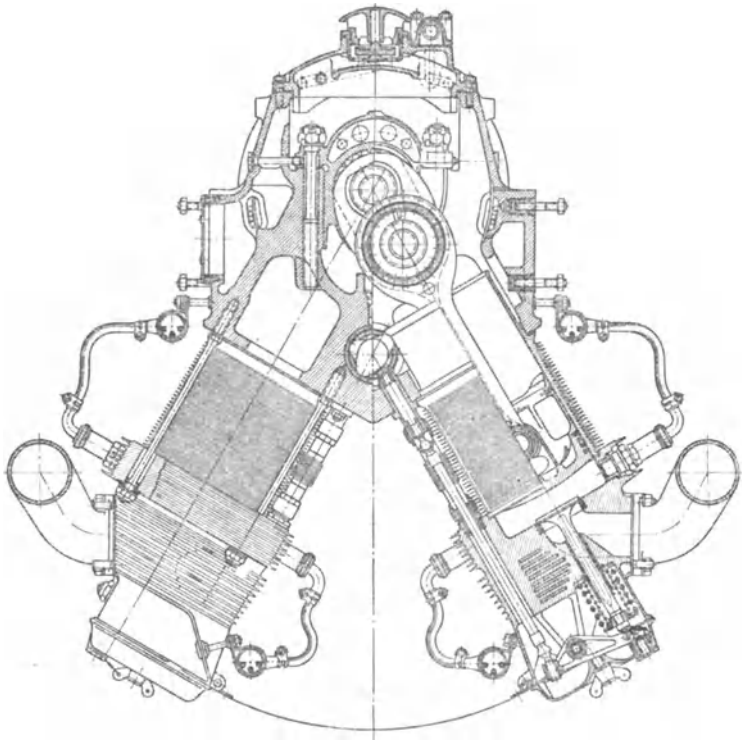


Fig. 20. Luftgekühlter Achtzylinder-Flugmotor in hängender V-Form der Hirth-Motoren G. m. b. H. mit Kreiselgebläse und Untersetzungsgetriebe 1:1,5. Bohrung 105 mm; Hub 115 mm; Dauerleistung 190 PS bei 2780 U/min. Verdichtungsgrad 1:6. Leistungsgewicht 0,83 kg/PS. Geteilte Kurbelwelle; Wälzlager für Haupt- und Pleuellager. Hängende Zylinder.

sind bei Leichtmetall-Gußstücken vorzusehen; sie bieten bei Graugußstücken außer Vereinfachung der Gußstücke den Vorteil, daß für die hochbeanspruchten Teile legierte Sonderbaustoffe gewählt werden können, so z. B. für die Laufbüchsen dichter, verschleißfester Elektro-Schleuderguß, und für Sitzringe schlagfester und hitzebeständiger Werkstoff. Vgl. Fig. 42.

Flugmotoren mit Luftkühlung haben Einzelzylinder. Fig. 21: Stahlzylinder, mit den Kühlrippen aus einem Stück herausgearbeitet und mit warm aufgeschraubten Zylinderkopf in Leichtmetallguß. Fig. 20: Sondergraugußzylinder mit abnehmbarem Zylinderkopf aus Leichtmetallguß.

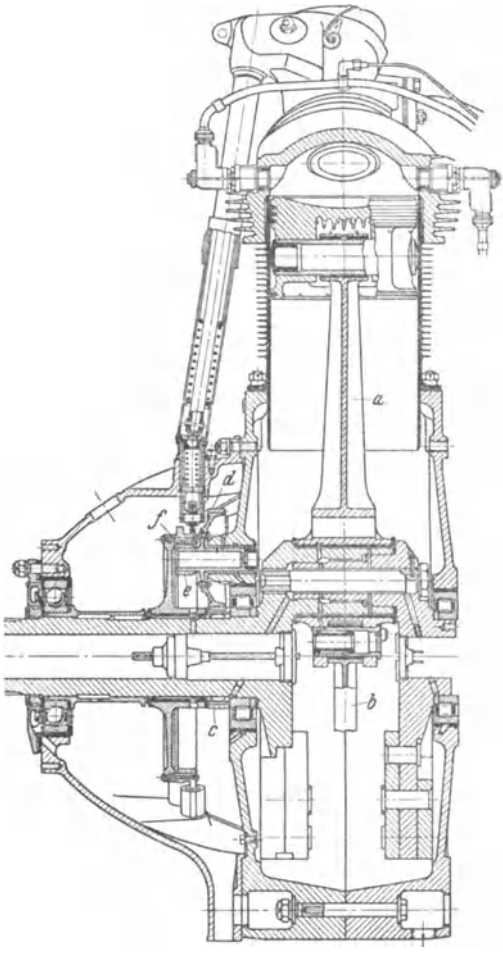


Fig. 21. Steuerung eines luftgekühlten Sternmotors. Das Gebläse ist fortgelassen. Hauptpleuelstange *a*. Nebenpleuelstange *b*, Betätigung der Stoßstangen über die Zahnräder *c*, *d*, *e* durch die Nockentrommel *f*.

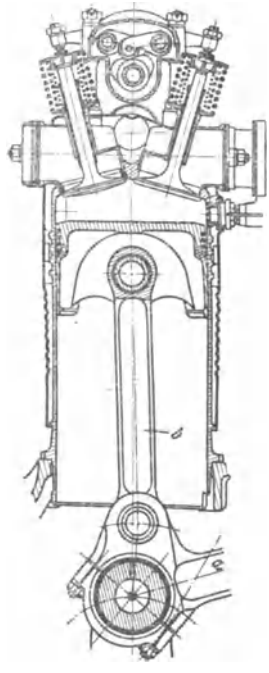


Fig. 22. Wassergekühlter Flugmotor-Stahlzylinder mit angeschweißtem Mantel und Kopf. Bohrung 160 mm, Hub 190 mm. Hauptpleuelstange *a*, Nebenpleuelstange *b*.

Statt des wassergekühlten einteiligen Stahlzylinders mit angeschweißtem Wassermantel und Zylinderkopf, Fig. 22, wird für neuere Großmotoren Guß-Blockausführung z. B. in Silumin-Gamma-Legierung mit nassen Laufbüchsen aus Stahl verwendet.

Verbindung von Zylinder und Zylinderkopf durch Stehbolzen (Fig. 16) oder durch Zuganker, die gleichzeitig die Zylinder mit dem Kurbelgehäuse verbinden, Fig. 20.

Zylinderkopfdichtungen gleichen Ungenauigkeiten der Dichtflächen aus; sie dürfen den Wärmefluß zwischen Zylinder und Kopf nicht behindern: Metallasbestdichtungen, hierbei statt Kupfer auch weiches Eisen.

i) Kurbelgehäuse.

Unterbau der ganzen Maschine ist das Kurbelgehäuse, das alle Maschinenkräfte aufzunehmen hat. Vom Rahmen her werden außerdem noch die Stöße der Fahrbahn und etwaige Verwindungen des selbst elastischen Rahmens übertragen. Durch das Kurbelgehäuse soll der ganze Motor zu einem in sich ausgeglichenen Körper werden, der als geschlossenes Ganze im Rahmen aufgehängt werden kann.

Ausbildung bei Wagenmotoren meist zweiteilig mit waagerechter Trennungsebene zwischen Ober- und Unterteil, wobei das Oberteil vielfach mit dem Zylinderblock zu einem Gußstück vereinigt wird; Fig. 16 und 42.

Durch mehrfache, möglichst kastenförmige Verrippung zwischen Gehäuseoberteil und Lagerhälften ist möglichste Steifigkeit anzustreben, zu deren Erhöhung die Trennungsebene weit nach unten verlegt werden kann, Fig. 20 und 42. Unterteil ist frei von Kräften und als abnehmbare „Wanne" leicht auszuführen, vielfach Magnesiumgußstück zur Kühlung des Schmieröls.

Tunnelgehäuse mit seitlicher Einbringung der Welle ist einteilig (Fig. 17).

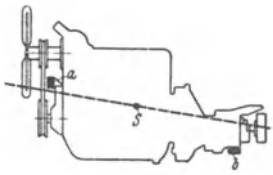


Fig. 23. Schwebende Aufhängung des Motor-Getriebeblocks nach Mecano. Schwerpunkt S, Gummilager a und U-förmiges Gummilager b.

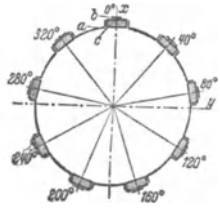


Fig. 24. Grundsätzliche Anordnung der Puffer beim Neunzylinder-Sternmotor. a mit Motor festverbundener Tragringbogen, b mit Flugzeugrumpf festverbundener Teil, c Puffer.

Lagerung des Triebwerkblocks. Der Schwingungserregung durch die Massenkräfte des Motors wird in ihrer Auswirkung auf das Fahrgestell — Erschütterungen und Körperschall — durch weiche, dämpfende Lagerung in Gummi begegnet. Vierzylindermotoren mit unvollkommenem Massenausgleich werden schwebend aufgehängt („Schwebemotor", Fig. 23), bei dem Pendelbewegungen zulassende Gummikissen als Aufhängelager dienen. Die Lage der schrägen Schwingungsachse ist durch den Schwerpunkt S und durch die Mitte des Kreuzgelenkes hinter dem Getriebe gegeben.

Fig. 24 und 28 zeigen die Lagerung von Sternflugmotoren; die Unterlage wird entweder nach Fig. 28 durch Streben gestützt, deren elastische Formänderung dämpfend wirkt, oder nach Fig. 24 in Gummipuffern gelagert. Durch Einkapseln des Gummis läßt sich die Federsteife verändern. (Riediger: Z. VDI 1937 S. 715 u. 1938 S. 315.)

k) Kurbelwelle.

Bei hochwertigen Motoren, hohen Drehzahlen und großer Belastung, wie z. B. bei Dieselmotoren, wird Einzellagerung jeder Kröpfung (Fig. 42) ausgeführt; für einfachere Verhältnisse entfällt auf zwei Kröpfungen ein Grundlager (Fig. 16).

Bei Fahrzeugmotoren vorwiegend Verwendung von Gleitlagern (Flächenpressungen s. Bd. I, Abschnitt Gleitlager). Rollenlager am vorteilhaftesten bei „geteilter Kurbelwelle", z. B. nach Hirth (Fig. 20 und Bd. I, Abschnitt Wellen und Achsen).

Gegen Axialkräfte, z. B. den beim Betätigen der Kupplung auftretenden Schub, wird die Welle durch Bunde oder Druckrollenlager gehalten. Die übrigen Lager erhalten entsprechend der größeren Wärmeausdehnung des Leichtmetallkurbelgehäuses seitliches Spiel von 0,5 bis 1 mm. Dichtung der Kurbelwelle z. B. durch „Simmerringe" mit Buna-Einlage. S. Bd. I.

Entwurf. Kolbendmr. d und Zylinderabstand bestimmen den Abstand der Kröpfungen. Zunächst Berechnung eines von zwei Grundlagern gefaßten Wellenstückes ohne Rücksicht auf Einfluß der übrigen Lager auf Biegung und Flächenpressung durch höchsten Verbrennungsdruck eines Zylinders (p_{max} für Ottomotoren bis 35, für Dieselmotoren bis 50 kg/cm²). Mittelwerte: Kurbelzapfendmr. = (0,7 bis 0,75) · d, Kurbelzapfenlänge = (0,5 bis 0,8) · Zapfendmr. Grundlagerdmr. = Kurbelzapfendmr. Anzustreben ist kleines Verhältnis Lagerbreite : Zapfendmr.

Berechnung. Zweckmäßig wird der Gesamtverlauf der Lagerdrücke in den Pleuelstangen- und Grundlagern, auf die Zeit (Kurbelweg) bezogen, unter Berücksichtigung der Massen- und Fliehkräfte dargestellt[1]).

Meist ist die Welle statisch unbestimmt, so daß die noch unbekannte Belastungsverteilung auf die einzelnen Grundlager zeichnerisch mit Hilfe des Mohrschen Satzes (Bd. I, S. 363) oder rechnerisch mittels der Dreimomentengleichung von Clapeyron (Bd. I, S. 386) zu ermitteln ist.

Hierbei kann nach Kamm[1]) mit ausreichender Genauigkeit die Kurbelwelle als mehrfach gelagerter Balken von gleichem Querschnitt und die Kurbelmitte als Angriffspunkt der in den benachbarten Teilen entstehenden Fliehkräfte angesehen werden. Vielfach genügt es, die Grundlagerdrücke für die Kurbelstellung zu ermitteln, bei der die Momente am ungünstigsten sind. Bei symmetrisch gebauten Mehrzylinderwellen sind — wegen des starken Einflusses der Kröpfungen — die beiden gleichgerichteten Kröpfungen in der Stellung maßgebend, in der ihre Pleuelstangenkräfte am größten sind. Rechenformeln für dreifach gelagerte Vierzylinderwelle und vierfach bzw. siebenfach gelagerte Sechszylinderwelle s. Kamm.

Eingehende Festigkeitsermittlungen (Zahlenwerte für Gestaltfestigkeit nach Thum s. Automob.-techn. Z. Jg. 1937) sind für die Kontrolle der Abmessungen meist weniger wichtig als die bei schnelläufigen Motoren erforderliche Untersuchung der Schwingungsverhältnisse.

Über Dreh- und Biegeschwingungen, Reduktion der Massen s. Bd. I, S. 236. Bezüglich Dämpfung und Vertilgung der Schwingungen s. Bd. II, S. 204.

Werkstoffe. Vergütungs- und Einsatzstähle verschiedener Legierungen (z. B. Chrom-Nickel, Mangan-Vanadium, Chrom-Molybdän, St C 45·61) je nach Anforderungen und Lagerstoffen; Zapfenhärtung z. B. im Einsatz, durch Nitrierung oder nach dem Hochfrequenzverfahren. Neben geschmiedeten Wellen auch Gußkurbelwellen (perlitisches Grundgefüge oder temperguß-artiger Werkstoff) mit besonderer, den Festigkeitsforderungen angepaßter Querschnittsausbildung; Vorteil: billige Herstellung, gute Dämpfungs- und Lauffähigkeit.

l) Pleuelstangen.

Beanspruchung auf Druck und Knickung durch größten Verbrennungsdruck beim Anlassen oder kleinen Drehzahlen, auf Zug durch Massenkraft bei höchster Drehzahl. Berechnung, Beanspruchung auf Biegung durch Fliehkraft und Ausführung s. Bd. I, Abschnitt Schubstangen.

Schubstangenverhältnis λ = 3,1 bis 3,6 für Flugzeugmotoren, = 3,6 bis 4,2 für Personenwagenmotoren, = 3,6 bis 4,5 für Lastwagenmotoren.

Schaftquerschnitt meist I-förmig, im Gesenk genau geschlagen, bei Hochleistungsmotoren allseitig bearbeitet. Profilhöhe: Flanschbreite = 1,4 bis 1,5; Stegdicke = Wurzelstärke des Flansches = 2 × Flanschbreite. Rohrförmiger

[1]) Kamm: Das Kraftfahrzeug. Berlin: Springer 1936.

Querschnitt (Fig. 15). Pleuellager meist Bleibronze in Stahlschalen, wobei Notlauf durch gehärtete Zapfen ermöglicht wird; sonst massive Bleibronzeschalen.

Bei V-Motoren wird gleichmäßige Kraftübertragung durch Gabelung einer Pleuelstange erreicht: der Kurbelzapfen wird von einem breiten, geteilten Auge umfaßt, auf dem in der Mitte der schmale Fuß des normalen Pleuels läuft und an dem beiderseits außen der Fuß des gegabelten Pleuels verschraubt ist. Nebeneinanderliegende Pleuelstangen in Verbindung mit geteilter Kurbelwelle und Wälzlagern s. Fig. 20. Ausführung von Haupt- und Nebenpleuel s. Fig. 22.

Bei Sternmotoren wird ein Hauptpleuel vorgesehen, an dessen Fuß die Nebenpleuel angelenkt sind. Bewegungsverhältnisse s. Z. VDI 1934 S. 831.

Werkstoffe. Zähe S.M.-Stähle, legierte Stähle und vergütbare Leichtmetallknetlegierungen, z. B. Duralumin.

m) Kolben.

(Tafeln zur Ermittlung der Kolbenwege s. Schluß von Bd. I.)

Baustoff: Grauguß, Elektron, Aluminium-Kupfer ohne Silizium, Aluminium-Silizium.

Leichtmetallegierungen haben gegenüber Grauguß geringere Wärmeaufnahme aus den Verbrennungsgasen und bessere Wärmeableitung an die Zylinderwand, so daß die Kolbenbodentemperaturen kleiner werden (s. Fig. 25). Das zulässige Verdichtungsverhältnis (vgl. S. 145)

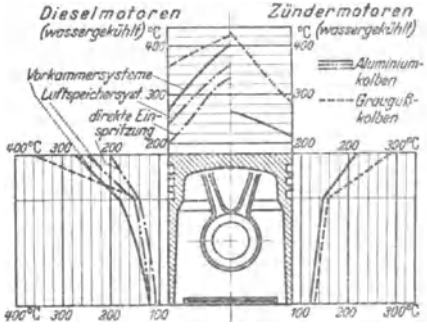


Fig. 25. Schema der Betriebstemperaturen an Kolben, gemessen nach dem Schmelzkegelverfahren von Dr. Koch.

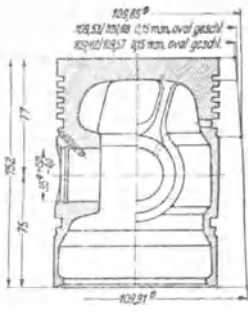


Fig. 26. Leichtmetall-Lastwagenkolben. Karl Schmidt G. m. b. H.

kann daher höher gewählt werden; ebenso werden Öldampf- und Ölkohlebildung herabgesetzt, so daß Ölverschmutzung durch abplatzende Ölkohle verhindert und auch Ölverbrauch vermindert wird. Das verringerte Baugewicht ($\sim 1/2$) ermöglicht höhere Drehzahlen, geringere Triebwerksbelastung durch Massenkräfte und ruhigeren Motorlauf. Nachteilig ist die größere Wärmeausdehnung, die zur Vermeidung von übermäßigem Laufspiel und „Motorklappern" zu besonderen Bauarten zwingt; auch die Lauf- und Warmfestigkeitseigenschaften sind ungünstiger.

Bezüglich Erleichterung des Kolbenlaufes s. Bd. I, Abschnitt Kolben.

Kolbenbauarten. Graugußkolben, beschränkt auf anspruchlose Ottomotoren mit niedriger Verdichtung und langsam laufende Dieselmotoren.

Glattschaftige Leichtmetallkolben in „Topfform" nach dem Vorbild des Graugußkolbens erfordern reichliche Spielbemessung und sind nur für Motoren geeignet, bei denen Geräuschlosigkeit und Klapperfreiheit nicht unbedingt erforderlich sind, sowie für Zweitaktmotoren mit Schlitzsteuerung. Durch eingegossene Kolbenringträger aus warmfesten Eisenlegierungen läßt sich die Lebensdauer beträchtlich erhöhen.

Schlitzmantelkolben haben aufgeschlitzte Schaftteile, die bei größerer Wärmedehnung an der Zylinderwand federnd nachgeben. Ausführung der Trennungsschlitze in verschiedensten Formen, um Ermüdung der federnden Schaftlappen zu verringern; Tragflächen neben Bolzenaugen zurückgesetzt, um Entstehen von „Freßdreiecken" zu vermeiden. Die abgeschlitzten Schaftteile können

ferner durch eingegossene, hochelastische Stahleinlagen abgestützt werden („Expanderkolben").

Streifenkolben haben zur Regelung der Wärmedehnung eingegossene Schwermetalleinlagen, die in Verbindung mit der Leichtmetalldehnung bei allen Betriebsbedingungen annähernd gleiche Dehnung von Kolben und Zylinder in der Druckrichtung des Schaftes ergeben.

Ausführung als „Nelson-Bohnalite-Kolben" mit geradlinig wirkenden Invarstahl-Verbindungsplatten der Schafthälften, als „Alusil-Kolben" mit eingegossenen U-Streifen, als „Authothermik-Kolben" oder „Bimetallkolben", bei denen der Kolbenschaft bei Erwärmung in ein seitliches Oval ausweicht.

Beim MEC-Kolben werden — ohne Schlitze oder Einlagen — die Verformungseinflüsse des heißen Kolbenbodens auf den Schaft durch Verwendung von Aluminium-Siliziumlegierungen möglichst geringer Wärmedehnung und durch enge Abstützung von Boden und Bolzenaugen weitgehend unterbunden und noch verbleibende Schaftverformungen durch ovales Formschleifen unschädlich gemacht.

Flugmotorenkolben. Anforderungen: höchste Festigkeit, kurze Baulänge, niedriges Gewicht, das durch gleitschuhförmige Laufflächen verringert werden kann.

Bezüglich Verringerung des Laufspiels s. Z. VDI 1942 Heft 9/10 S. 153.

Herstellung. Kokillenguß mit vielseitigen Formgebungsmöglichkeiten für normale Beanspruchungen der meisten Personenwagen. Preß-Schmieden mit erhöhter Festigkeit, Zähigkeit und Haltbarkeit für Flugmotoren und hohe Beanspruchungen.

Vergütung zur Steigerung von Festigkeit und Härte sowie zur Beseitigung von Spannungen und „Nachwachsen".

Verbesserung der Laufeigenschaften durch Aufbringen einer weichen Schicht nach dem Stannalverfahren, für gegossene Al-Si-Legierungen auch Eloxieren — mit gleichzeitigen Notlaufeigenschaften für versagende Schmierung oder Kühlung.

Konstruktive Angaben. Kompressionshöhe = Abstand von Kolbenbolzenmitte bis Kolbenbodenkante.

	Personenwagenmotoren	Dieselmotoren	Flugmotoren
Gesamtlänge : Kolbendmr.	1,1 bis 1,3	1,4 bis 1,5	0,6 bis 0,75
Kompressionshöhe : Kolbendmr. .	0,6 „ 0,65	0,7 „ 0,8	0,5 „ 0,6
Mittlerer Gleitbahndruck (kg/cm²)	4 „ 6	4 „ 8	5 „ 8

Kolbenringe. Anzahl einschl. Ölring: 3 bis 4 für Ottomotoren, 4 bis 6 für Dieselmotoren; axiale Höhe und Wandstärke nach DIN KR 3101. Näheres über Berechnung, Werkstoff, Ausführung s. Kolbenringhandbuch von Alfred Teves, Frankfurt a. Main.

Kolbenbolzen[1]. Ausführung als glatter Hohlzylinder. Von Kolbenbolzenaugen ausgehende Risse an Leichtmetallkolben sind auf Formänderung des Kolbenbolzens zurückzuführen. Für die Durchmesseränderung w in cm des Bolzens unter Einfluß des Zünddruckes P in kg folgt:

$$w = 5\,PD^3/12\,lEh^3,$$

worin $h = D - d$ = doppelter Bolzenwandstärke in cm, l = Gesamtlänge des Bolzens, E = Elastizitätsmaß in kg/cm². Mit $w \leqq 0{,}025$ und Flächenpressung $p = P/bD = 400$ kg/cm² (b = Lagerlänge) im Augenblick des höchsten Zünddruckes kann h und D bestimmt werden, $b \sim 1/3$ Zylinderdmr. Bei dieser Bemessung bleibt die Biegebeanspruchung so niedrig, daß man auch beim Fahrzeug-Dieselmotor mit den üblichen niedrig legierten Einsatzstählen auskommt.

Büchse des Pleuelkopfes meist aus Bronze; Einschieben des Bolzens von Hand in den auf 50 bis 60° C erwärmten Kolben; Sicherung gegen seitliches Verschieben durch Sprengringe oder „Seegersicherung". Größere Laufflächen ergeben sich, wenn der Bolzen im geschlitzten Pleuelkopf durch Schraube festgeklemmt wird und sich in den Kolbenaugen dreht („Klemmpleuel").

[1]) Rothmann: Z. VDI 1937 S. 384

n) Steuerungsteile.

Nockenwellen werden mit den Steuernocken aus hochwertigem Kohlenstoff-Einsatzstahl im Gesenk geschlagen oder auch in legiertem Gußeisen gegossen; die gehärteten Nocken werden nach Schablone vor- und nachgeschliffen. Sternmotoren arbeiten mit Nockentrommeln. Vgl. Fig. 21.

Tangentennockenkonstruktion Fig. 27.

Grundkreis des Nockens D, Durchmesser der Rolle d, Ventilspiel s, Ventilhub h, Abrundungskreis r, Öffnungswinkel α, Nockenwinkel $\alpha + 2\beta$, $\cos\beta = \frac{D+d}{D+d+2s}$ $\gamma = 90° - \left(\frac{\alpha}{2} + \beta\right)$, Abstand $a = \frac{D/2}{\cos(\alpha/2 + \beta)}$.

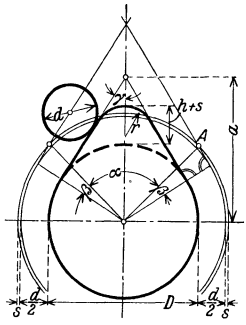


Fig. 27.

Vom Schnittpunkt A des großen Hilfskreises zieht man eine Tangente an den Kreis vom Durchmesser $D+d$. Die Parallele hierzu im Abstand $d/2$ tangiert den Grundkreis und ergibt die Flanke. Statt Abrundungsbogen r wird bei langsam laufenden Motoren vielfach ein zentrisches Kreisbogenstück (mit $r = D/2 + h + s$) gewählt und mit Übergangsbögen an die Nockentangenten angeschlossen.

Grundkreis des Nockens = (3 bis 4) · Nockenhub $\approx$30 bis 40 mm, Rollendurchmesser = $\sim\frac{1}{8}$ · Grundkreisdurchmesser. Ventilspiel 0,1 bis 0,4 mm. Spezifischer Liniendruck zwischen Nocken und Rolle 40 bis 50 kg/cm².

Nockenformen für Tellerstößel oder Kipphebel erhalten den Grundkreis tangierende, kreisbogenförmige Flanken und fallen wesentlich spitzer aus. Spez. Liniendruck zwischen Nocken und Gleitfläche bis 100 kg/cm. Konstruktion der Nocken mit und ohne Anlaufbogen s. Schwaiger: Entwerfen und Berechnen neuzeitlicher Nutzkraftwagen. Automobiltechn. Bibl. Bd. XIV.

Nach angenommener Nockenform Ermittlung des Beschleunigungsdiagramms ähnlich Fig. 28 auf S. 94; s. auch Z. VDI 1927 S. 47.

Steuerpunkte der Ventile. Übersicht über Wahl der Steuerpunkte:

	normale Wagenmotoren[1])	vorkommende Grenzwerte
Einlaß öffnet	0 bis 8° hinter ob. Totp.	18° vor bis 20° hinter ob. Totp.
„ schließt	40 „ 65° „ unt. „	12 bis 80° „ unt. „
Auslaß öffnet	40 „ 50° vor „ „	15 „ 70° vor „ „
„ schließt	5 „ 10° hinter ob. „	0 „ 30° hinter ob. „

Einfluß der Steuerpunkte auf Motorkennlinien s. S. 147 und Fig. 13.

Ventile. Ein- und Auslaßventil in der Regel gleich groß. Hochleistungsmotoren arbeiten häufig mit zwei Einlaß- und zwei Auslaßventilen, um genügende Durchflußquerschnitte und für Wärmebelastung günstige Ventildmr. zu erhalten.

Nach S. 82 Ventilquerschnitt $f = F \cdot c/u$; man wählt für normale Wagenmotoren $u = 60$ bis 70 m/sek und mehr, damit auch noch bei kleineren Drehzahlen die zur Bildung des Gemisches erforderlichen Geschwindigkeiten vorhanden sind; s. S. 147 u. 148. Ventilhub $h \sim 0{,}25\,d$. Sitzwinkel = 45° bevorzugt wegen günstiger Gasführung.

Bauformen der Ventile nach DIN KrM 110, Sitzbreite 1,5 bis 3 mm. Schaftdmr. $\approx \frac{1}{4} d$.

Werkstoff: Legierte Stähle hoher Warm- und Zunderfestigkeit sowie hoher Warmhärte für Auslaßventile. Für hoch belastete Auslaßventile werden Hohlventile mit Füllung, z. B. Natrium, verwendet, die im Betrieb schmilzt und die Wärmeabfuhr verbessert, s. Fig. 20.

Für Einlaßventile genügen infolge der Kühlung durch das einströmende Gemisch geringere Werkstoffe.

Ventilsitzringe aus Stahl oder Schleuderguß bei Leichtmetallzylindern (Fig. 20).

---

[1]) Die hohen Werte gelten für Schnelläufer, die niedrigen für etwa 1800 bis 2000 Uml/min.

Ventilfedern. Kleinste Federkraft P_{min} muß das Ventil gegen Unterdruck im Zylinder dicht halten. Anzunehmende Ventilbelastung 0,8 kg/cm². Größte Federkraft P_{max} muß Kraftschluß zwischen Nocken und Stößel sichern (s. S. 94). Ist b_{max} die größte Beschleunigung, so wählt man $P_{max} = 1{,}2\, m_r p_{max}$, wobei m_r gleich Ventilmasse einschl. der zu reduzierenden Massen aller Steuerungsteile und der halben Federmasse.

Berechnung der Federn nach Bd. I, S. 407 mit $G = 800000$ kg/cm² und $\sigma = 4000$ kg/cm² für hochwertigen Federstahl.

Größere Drahtstärken als 3 bis 5 mm werden durch ineinandergesteckte Doppelfedern mit entgegengesetzter Wicklungsrichtung vermieden.

Wicklungsdmr. ist durch den verfügbaren Raum festgelegt; Wicklungsabstand $\sim$ Drahtstärke.

Günstige Verhältnisse ergeben sich für:

$$P_{max}/P_{min} = 2 \text{ bis } 1{,}3\,, \qquad f_{max} = (2 \text{ bis } 4)h\,.$$

Federschwingungen können bei hohen Drehzahlen auftreten, wenn Nocken die Feder im Takt der Eigenschwingungszahl erregt. Abhilfe durch Vergrößerung der Drahtdmr., Verkleinerung des Wicklungsdmr. oder der Windungszahl sowie durch Federn mit veränderlicher Steigung. (Siehe Lehr: Z. VDI 1933 S. 457.)

Federtellerbefestigungen mit geschlitzter Scheibe nach DIN Kr M 113 und mit geteiltem Kegelstück nach DIN Kr M 114.

Stößel zwischen Nocken und Ventil nehmen Seitendruck des Nockenantriebs auf. Führungsdmr. = 2 × Ventilschaftdmr., Verhältnis Stößellänge zum Führungsdmr. etwa (2,5 bis 3,5) : 1. Nachstellbarkeit zwecks Einstellen des Ventilspiels.

Rollenstößel (Rollenbreite $\sim \frac{1}{2}$ × Nockengrundkreis) übertragen den Nockendruck mit geringer Reibung, aber großer Flächenpressung in den Rollenachsen. Sicherung gegen seitliches Verdrehen erforderlich.

Tellerstößel (gerade Druckfläche) und Pilzstößel (gewölbte Druckfläche) haben größere Reibung, sind aber billiger, geräuschloser und betriebssicherer. Stößel aus Stahl oder Grauguß mit harter, geschliffener und polierter Druckplatte. Stößel in Richtung Nockenwellenachse versetzt.

Kipphebel, aus Stahl oder Leichtmetall gepreßt, haben für Nockenangriff Rollen oder gehärtete und polierte Gleitflächen. Ventilspiel wird durch Nachstellschrauben mit Sicherung geregelt.

Stoßstangen aus Stahl oder Leichtmetall, vielfach in Rohrform, werden in Kugelpfannen am Stößel und Kipphebel gelagert.

o) Kühlung.

a) Luftkühlung. Vorteile: baulich einfach, betriebsunempfindlich, kein Verkalken des Motors, kein Einfrieren. Schnelles Erreichen der Betriebstemperatur beim Anfahren. Gewichtsverringerung.

Kühlrippen zur Vergrößerung der Kühlfläche vgl. Fig. 3, 4, 15, 18, 20, 21. Kühlung im freien Luftstrom durch den Fahrwind genügt für Kraftradmotoren. Kühlung wird verbessert, wenn die Luftströme durch besondere Leitbleche zur Strömung zwischen den Rippen gezwungen werden, dadurch weiterhin Vergrößerung der Kühlfläche möglich, da Rippen enger gestellt und länger bemessen werden können. Gestaltung der Kühlrippen s. Kamm: Das Kraftfahrzeug.

Erhöhung der Luftgeschwindigkeit durch Kühlgebläse steigert die Kühlleistung. Abzuführende Wärmemenge 15 bis 20 vH der Brennstoffwärme je nach Drehzahl und Bauart. Temperaturerhöhung der Luft 70 bis 80° C.

Bei Flugmotoren Rippenfläche bis 40 cm² und darüber je 1 cm³ Hubraum. Durch Herstellungsgründe begrenzter Rippenabstand etwa 5 mm bei Rippenlänge von etwa 45 mm.

Fig. 28 zeigt die bei Stern-Flugmotoren angewandte N.A.C.A.[1])-Haube, die geringen Luftwiderstand mit guter Kühlung verbindet. Anordnung von Leitblechen, die auch den Zylinder-Rückseiten Kühlluft zuführt.

[1]) National Advisory Committee of Aeronautics.

Fig. 29 zeigt eine verbesserte Kühlhaube (Nasenspalthaube), deren Bauart den Haubenkörper von Kräften entlastet. Die erwärmte Luft wird in die äußere Strömung an der Stelle des höchsten statischen Unterdruckes abgeführt.

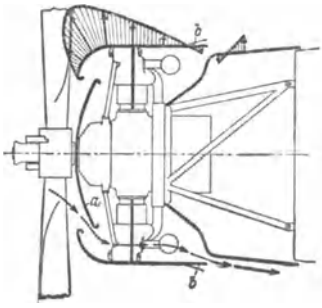


Fig. 28.

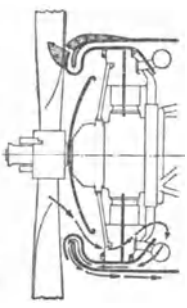


Fig. 29.

Fig. 28 u. 29. Zwei Verkleidungen für Sternmotoren. Die geschrafften Flächen im oberen Teil geben den Unterdruck bzw. Überdruck an der Verkleidung an. Die Pfeile im unteren Teil kennzeichnen den Weg der Kühlluft. *a* Prallblechhaube, *b* Spreizklappen zum Regeln des Kühlluftaustrittes.

Einfacher in der Bauart, aber weniger wirksam, ist der häufig ausgeführte Townend-Ring.

b) Wasserkühlung ist bei Kraftwagenmotoren vorherrschend. Mit dem Kühlwasser abzuleitende Wärmemenge = 25 bis 30 vH der Brennstoffwärme. Günstigste Ablauftemperatur (70 bis 80°) und Menge (90 bis 120 l/PSh) hängen von Maschinenbauart und Brennstoffart ab.

Entwurf der Kühlwasserräume des Zylinderblocks derart, daß Entstehung von Dampf- und Luftsäcken verhindert wird. Wasseraustritt an höchster Stelle des Blocks.

Selbsttätige Regelung der Kühlwirkung in Anpassung an Außentemperatur wird vielfach vorgesehen durch thermostatische Mehrfach-Ausdehnungsdose, die in die Kühlwasserleitung eingebaut wird und Kurzschlußleitung zwischen Motor und Kühler bzw. Abdeckplatten des Kühlers steuert.

Selbstumlaufkühlung ist ohne mechanischen Antrieb.

Antriebskraft für den Wasserumlauf vom Motor zum Kühler und zurück wird durch Gewichtsunterschied der kälteren Wassersäule im Kühler und der wärmeren am Motor von höchstens 0,005 kg/l gebildet. Wasservorrat muß reichlich bemessen und Widerstände der Leitungen und des Kühlers möglichst klein gehalten werden. Um genügendes Strömungsgefälle zu erzielen, liegt die mittlere Höhe des Kühlmantels tiefer als die Kühlermitte.

Pumpenkühlung hat zwangläufigen Wasserumlauf mittels Schleuderpumpen; besonders für Unterbringung größerer Kühlleistungen auf kleinem Raum geeignet. Drehzahl der Schleuderpumpe etwa (1 bis 1,5) × Kurbelwellendrehzahl.

Verdampfungskühlung, bei Flugmotoren angewandt, macht Schwierigkeiten bezüglich Rückführung des Kondensats.

c) Heißkühlung mit Glykol als Kühlflüssigkeit für Flugmotoren hat den Hauptvorteil der Herabsetzung der erforderlichen Kühlerflächen auf etwa 30 vH der bei Wasserkühlung benötigten Flächen. Hierdurch wird neben Widerstandsverminderung eine bedeutende Gewichtsersparnis für Kühler und Kühlflüssigkeitsmenge erreicht.

Siedepunkt von Glykol etwa 195° C; Ablauftemperatur der Kühlflüssigkeit etwa 120° C gegenüber etwa 80° C bei wassergekühlten Flugmotoren.

d) Kühlerbauarten. Der Kühler dient zur Rückkühlung des erwärmten Wassers; die erforderliche Kühlluft wird mittels Ventilator durch den Kühler gesaugt.

Beim Wasserrohrkühler fließt das Wasser durch senkrechte luftbestrichene Rippenrohre; einfache, billige Herstellung. Im Luftröhrenkühler strömt die Luft durch waagerechte, wasserbespülte Rohre; große Kühlfläche auf kleinem Raum. Aufbau des Kühlerblocks in verschiedenen Formen aus glatten oder gewellten Blechlamellen, runden oder eckigen Röhrchen, Vertikalrohren mit Blechscheiben. Abzuführende Wärmemenge in kcal/h = 1000 × Motornutzleistung.

Ein- und Austrittstemperatur des Kühlwassers 70 bzw. 62° C.

Berechnungsgrundlagen s. Kamm: Das Kraftfahrzeug. Berlin: Springer 1936, und v. Doblhoff: Untersuchung von Autokühlern. Mitt. üb. Forschungsarbeiten, Heft 93.

p) Vergaser.

Vergaser haben die Aufgabe, Brennstoff und Luft unter den im Betrieb veränderlichen Strömungs- und Druckverhältnissen der Saugleitung in dem jeweils richtigen Mengenverhältnis zuzumessen (vgl. „Mischungsverhältnis" S. 144), den flüssigen Brennstoff mechanisch in Nebelform aufzuteilen und ein möglichst homogenes Brennstoff-Luftgemisch zu bilden.

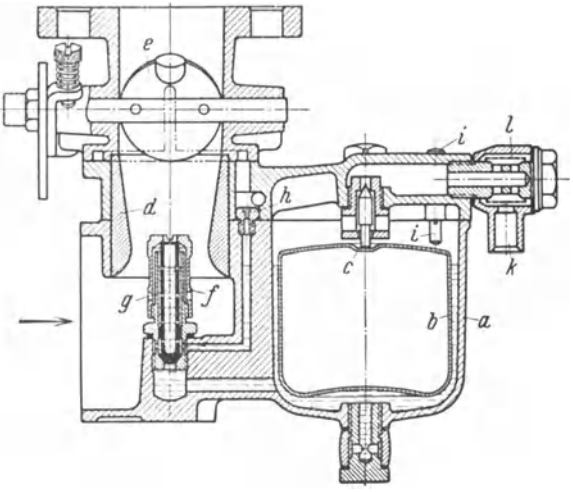


Fig. 30. Längsschnitt durch einen Solex-Vertikalvergaser. Vergaserunterteil *a*, Schwimmer *b*, Schwimmernadel *c*, Lufttrichter *d*, Drosselklappe *e*, Düsenhütchen *f*, Hauptdüse *g*, Leerlaufdüse *h*, Tupfer *i*, Ringanschlußstück *k* für Brennstoffleitung, Brennstoffsieb *l*.

Beim Spritzvergaser wird der Brennstoff durch den beim Niedergang des Kolbens in der Saugleitung erzeugten Unterdruck vermittelst einer oder mehrerer feiner „Spritzdüsen" in die mit hoher Geschwindigkeit durch den „Lufttrichter" strömende Ansaugluft gespritzt. Durch einen Schwimmer mit „Schwimmernadel" wird der Zufluß des Brennstoffs zum Vergaser geregelt, und der Brennstoffspiegel auf konstanter Höhe etwas unter der Düsenmündung gehalten (Fig. 30 u. 32). In Verbindung mit dem Vergaser ist in die Saugleitung eine „Drosselklappe" eingebaut, die zur Regelung der Motorleistung verstellt werden kann (Mengenregelung des Brennstoff-Luftgemisches).

Für eine einfache Spritzdüse gilt nach S. 111 unter Einführung des Reibungsbeiwertes μ für das Mischverhältnis m, wenn Unterdruck $\Delta p_l \cong \Delta p_b$ gesetzt wird und die Zeiger l auf Luft, b auf Brennstoff bezogen werden:

$$m \cong \frac{\mu_l}{\mu_b} \cdot \frac{f_l}{f_b} \sqrt{\frac{\gamma_l}{\gamma_b}}.$$

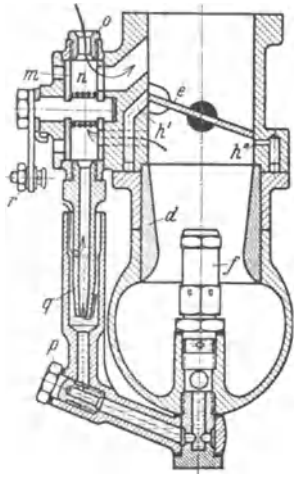


Fig. 31. Querschnitt durch einen Solex-Vertikalvergaser mit Anlaß-Hilfsvergaser. Lufttrichter *d*, Düsenhütchen *f*, Drosselklappe *e*, Austrittsöffnungen *h'* und *h''* für Leerlaufbrennstoff. Drehscheibe *m*, Anlaßmischkammer *n*, Anlaßluftdüse *o*, Anlaßbrennstoffdüse *p*, Tauchrohr *q*, Betätigungshebel *r*.

Motordrehzahl und Drosselstellung bestimmen Δp und Geschwindigkeit v an der Mischstelle. Mit zunehmendem v ändern sich auch μ_l und μ_b; da indessen μ_l relativ kleiner als μ_b wird, nimmt v_b mit wachsendem Unterdruck Δp stärker zu als v_l, und das Mischungsverhältnis wird brennstoffreicher. In gleichem Sinne auf das Mischungsverhältnis wirkt auch die Abnahme von γ_l, während γ_b konstant bleibt. Mit wachsendem Unterdruck an der Mischstelle bei höheren Drehzahlen und großer Leistung fällt das Gemisch daher viel zu reich aus, wenn es bei kleinen Belastungen richtig eingestellt ist (Durchschnittswert für $G_l : G_b \sim 15 : 1$). Zum Ausgleich der unerwünschten Gemischanreicherung wird an Stelle der früheren mechanischen Vorrichtungen für Kraftwagenmotoren heute fast ausschließlich das **Bremsdüsenprinzip** verwendet.

Beim Bremsdüsenprinzip ist die Spritzdüse größer als die den Brennstoffluß regulierende „Brennstoffdüse", die weiter zurück im Brennstoffkanal des Vergasers untergebracht ist. Zwischen Spritz- und Brennstoffdüse wird in den Brennstoffkanal von außen her Luft mittels einer besonderen „Ausgleich- oder Bremsluftdüse" eingeführt. Bei dem stärkeren Unterdruck in den höheren Drehzahlen wird dann nicht nur Brennstoff, sondern durch die Bremsluftdüse auch Außenluft angesaugt; an der Spritzdüse tritt statt reinen Brennstoffs ein Brennstoffschaum aus, so daß die Brennstoffmenge im Gemisch verringert wird. Die Art der Bremsluftzuführung im einzelnen hängt von der sehr verschiedenen Vergaserbauart ab.

Außer der Dosierung bewirkt die Bremsluftzuführung eine bessere Zerstäubung, indem bereits im Brennstoffkanal ein Brennstoffschaum als „erste Stufe der Gemischbildung" entsteht, dessen feine Bläschen beim Zusammenprallen mit der Ansaugluft weiter zerrissen und zerstäubt werden („zweite Stufe der Gemischbildung").

Im Leerlauf bei kleinen Drosselöffnungen reicht der geringe Saugzug an der Spritzdüse zur Zerstäubung des Brennstoffs nicht aus. Es wird daher unmittelbar im engsten Drosselquerschnitt eine weitere durch eine „Leerlaufdüse" regulierte Austrittsbohrung vorgesehen, die durch einen besonderen „Leerlaufkanal" mit dem Schwimmergehäuse oder Hauptbrennstoffkanal in Verbindung steht. Durch den hohen Unterdruck an der engen Drosselstelle wird der für den Leerlauf benötigte Brennstoff emporgesaugt und beim Austritt im Zusammenprall mit der hier besonders schnell strömenden Luft zerstäubt.

Ein störungsfreier Übergang von der Leerlauf- zur Hauptbrennstoff-Förderung beim schnellen Öffnen der Drossel ist für einen elastischen Fahrbetrieb unerläßlich. Daher werden vielfach Beschleunigungspumpen verwendet, die entweder über eine eigene Leitung Brennstoff in die Saugleitung zusätzlich spritzen oder als Niveaupumpen in der Schwimmkammer vorübergehend Überdruck erzeugen und den Brennstoffzulauf zur Hauptdüse beschleunigen. Betätigung der Pumpen durch Schleppgestänge von der Drosselklappenachse aus.

Ein Wechsel des Mischungsverhältnisses im Betrieb zum Übergang von brennstoffreichen, leistungsfähigen Gemischen auf brennstoffärmere, wirtschaftliche wird erreicht durch besondere Sparvorrichtungen; Beeinflussung der Zusatzluftzufuhr oder Drosselung des Brennstoffzuflusses zur Hauptdüse durch Verringerung des Druckes im Schwimmergehäuse.

Der Solex-Vergaser besteht in der Bauart der Fig. 30 und 31 aus einem Hauptvergaser für Belastung und Leerlauf bei warmem Motor sowie aus einem kleinen Hilfsvergaser zum Anlassen des kalten Motors.

Beim Hauptvergaser (Fig. 30) bemißt die Hauptdüse *g* den gesamten Brennstoffzufluß vom Schwimmerbehälter *a*. Dem hinter der Hauptdüse abgezweigten Leerlaufbrennstoff wird durch eine Öffnung oberhalb der Leerlaufdüse *h* Luft zugesetzt und diese Mischung durch die im Bereich der Drossel *e* liegenden Austrittsöffnungen *h'* und *h''* (Fig. 31) in das Saugrohr gefördert. Mit zunehmender Drehzahl wird der Mantelraum zwischen Hauptdüse *g* (Fig. 30) und Düsenträger leergesaugt, so daß die Bremsluft durch die Bohrungen des Düsenhütchens *f* und die in verschiedener Höhenlage angeordneten Öffnungen der Hauptdüse *g* hinzutreten kann.

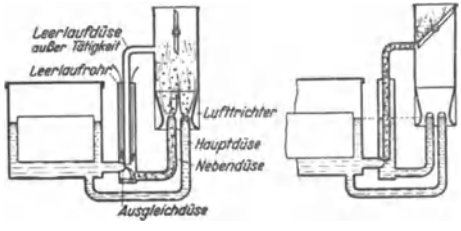


Fig. 32a. Vollast. Fig. 32b. Leerlauf.
Fig. 32a u. b. Wirkungsweise des Zenith-Vergasers.

Der Anlaß-Hilfsvergaser (Fig. 31) arbeitet unabhängig vom Hauptvergaser und wird durch Drahtzug am Hebel *r* eingeschaltet. Dann gibt eine Öffnung der Drehscheibe *m* die Verbindung der Anlaß-Gemischkammer *n* zum Saugrohrraum hinter der Drossel *e* frei. Die Fördermenge der Brennstoffdüse *p* bleibt in Verbindung mit der Wirkung des Tauchrohres *q* auch bei zunehmender Motordrehzahl konstant, während die angesaugte Luftmenge wächst, so daß das zunächst überreiche Gemisch brennstoffärmer wird und sich in der Zusammensetzung automatisch den günstigsten Anlaßbedingungen anpaßt. Statt mechanischer Betätigung auch selbsttätiges Ein- und Ausschalten des Hilfsvergasers durch bimetallische Thermostaten in Verbindung mit Plattenventil.

Beim Zenithvergaser (s. Schema Fig. 32) ist die Brennstofflieferung auf zwei Brennstoffdüsen verteilt. Die Hauptdüse liefert unmittelbar in den Mischquerschnitt des Lufttrichters;

ihre Fördermenge hängt vom Unterdruck des Mischraums ab und nimmt mit wachsendem Unterdruck stärker zu als das angesaugte Luftgewicht. Die Brennstoffmenge der Nebendüse wird zunächst in ein Leerlaufrohr gefördert, das mit der Außenluft in Verbindung steht; diese Fördermenge ist unabhängig vom Unterdruck der Mischkammer und entsprechend der statischen Höhe des Brennstoffspiegels im Schwimmergehäuse je Zeiteinheit annähernd gleich, so daß ihre Fördercharakteristik umgekehrt verläuft wie die der Hauptdüse. Durch das Zusammenwirken beider Düsen ergibt sich bei allen Unterdrücken ein Gemisch von annähernd gleichem Mischungsverhältnis. Bei fast geschlossener Drossel wird der im Leerlauf benötigte Brennstoff aufwärts zur Drosselklappe gesaugt; bei plötzlichem Öffnen der Drossel wird der im Leerlaufrohr vorhandene Brennstoff durch die Nebendüse in die Mischkammer geschleudert und wirkt der durch die verschiedenen Massenwirkungen von Brennstoff und Luft hervorgerufenen Brennstoffarmut entgegen.

Beim Pallasvergaser normaler Bauart sind alle die Gemischbildung beeinflussenden Regulierteile an einer herausnehmbaren Brennstoffmischdüse zusammengefaßt. Fig. 33 zeigt das Arbeitsschema eines Intensivvergasers. Der Brennstoff fließt vom Schwimmergehäuse durch die Brennstoffdüse dem Manteltauchrohr zu; die Korrektur- oder Bremsluft tritt durch die Korrekturluftdüse ins Innere des Manteltauchrohres und mischt sich an den Austrittsöffnungen mit dem Brennstoff in Form von Blasen.

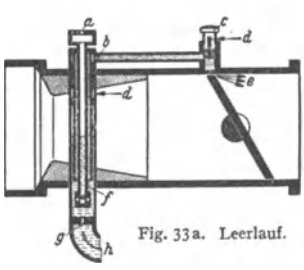


Fig. 33a. Leerlauf.

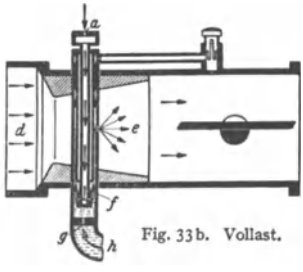


Fig. 33b. Vollast.

Fig. 33a u. b. Wirkungsweise des Pallas-Intensiv-Horizontalvergasers. Korrekturluftdüse *a* Vorschaltdüse *b*, Leerlauffeineinstellung *c*, Luftzutritt *d*, Gemischaustritt *e*, Manteltauchrohr *f* Brennstoffdüse *g*, Brennstoffzufluß vom Schwimmergehäuse *h*.

Ausführung als Vertikalvergaser (Fig. 30 u. 32) und als Horizontalvergaser (Fig. 33). Fallstromvergaser ist oberhalb des Saugrohres angeordnet und hat abwärts gerichteten Luftstrom. Der Unterdruck braucht also nicht mehr die Förderarbeit des Brennstoffs aus dem tiefer liegenden Vergaser in den Verbrennungsraum zu leisten, so daß der Unterdruck kleiner gehalten und der Lufttrichter zur Erzielung besserer Zylinderfüllungen weiter gewählt werden kann; auch wird durch die Mitwirkung der Schwerkraft des Brennstoffs der Übergang beim Öffnen der Drossel verbessert. Druckvergaser sind Sonderbauarten für Ladermotoren mit einem hinter dem Gebläse liegenden Vergaser; das Schwimmergehäuse wird abgedichtet und durch besondere Abzweigleitungen dafür gesorgt, daß der Brennstoff im Schwimmerraum und die Ladeluft im Vergaser gleichen Druckwirkungen durch das Gebläse unterliegen.

Höhenvergaser für Flugmotoren haben Zusatzvorrichtungen zur selbsttätigen Regelung des Brennstoff-Luftgemisches in Abhängigkeit von der Flughöhe und zur Änderung des Brennstoffverbrauches, z. B. „Arm-Gemisch" für Reiseleistung und „Normal-Gemisch" für Vollgas. Ladedruckgrenzregler verhindern die Überschreitung des eingestellten höchstzulässigen Ladedruckes, s. S. 144. Rückenflugtaugliche Vergaser haben besondere Rückenflugdüsen in Verbindung mit Kippschwimmern.

Schwimmerlose Vergaser sind unempfindlich gegen Schräglagen; Regelung des Brennstoffzuflusses durch unter dem Unterdruck der Saugleitung stehende Ventile.

Registervergaser haben eine größere Anzahl von Spritz- und Brennstoffdüsen mit zugehörig abgestimmten Luftquerschnitten, die bei Öffnung eines Drosselschiebers nacheinander freigegeben werden. Doppelkolbenvergaser für Krafträder weisen einen Schieber zur Regelung der Luftzufuhr und einen zweiten zur Regelung der durchtretenden Gemischmenge auf.

Luftgeschwindigkeit im Mischquerschnitt: bei höchster Drehzahl bis 120 m/sek für Vielzylindermotoren mit gleichmäßigem Saugstrom, bis 100 m/sek für Mehrzylindermotoren mit unterbrochenem Saugstrom, bis 75 m/sek für Einzylindermotoren.

Während der Verdampfung erfährt die Luft einen beträchtlichen Temperaturabfall durch die Verdampfungswärme des Brennstoffs. Vorwärmung der Verbrennungsluft namentlich für Brennstoffe wie Benzol und Alkohol verbessert den Verdampfungsvorgang sowie die Bildung eines homogenen Gemisches und gestattet die Verwendung wirtschaftlicher Gemische. Die Leistungsfähigkeit der Maschine bleibt hierbei erhalten, solange durch den verbesserten Verdampfungs- und Verbrennungsvorgang die Abnahme des angesaugten Gemischgewichtes ausgeglichen wird.

Für die Saugleitung zwischen Vergaser und Einlaßventil ist wesentlich, daß die Ansaugwege kurz und möglichst gleich in der Länge sind, die Innenwandungen glatt gehalten und scharfe Krümmungen vermieden werden, um Brennstoffkondensationen tunlichst zu verhüten und den Strömungswiderstand möglichst zu verringern. Um eine gleichmäßigere und bessere Füllung der verschiedenen Zylinder zu erhalten, werden bei Sechs- und Mehrzylindermotoren häufig zwei Vergaser vorgesehen.

Die Brennstofförderung zum Vergaser erfolgt bei höher liegendem Brennstoffbehälter durch die Schwerkraft („Fallbenzin"). Bei tiefer liegendem Behälter werden statt der Unterdruckförderung, bei der der Unterdruck der Saugleitung den Brennstoff zunächst in einen höher gelegenen Zwischenbehälter fördert, unmittelbar wirkende Pumpen, z. B. Membran-, Kolben- und elektromagnetische Pumpen, verwendet, die nach Erreichen eines bestimmten Gegendrucks bei geschlossenem Schwimmernadelventil ihre Förderung selbsttätig unterbrechen.

Benzin-Einspritzung mittels Düse und Pumpe ergibt nach amerikanischen Versuchen infolge erhöhten Liefergrades größeren, mittleren Druck. Einspritzung in Zylinder oder Saugleitung gegen einströmende Luft; Einspritzbeginn zwischen 60 und 90° Kurbelwinkel nach oberem Totpunkt bei geschlossenem Auslaßventil ohne Kraftstoffverlust. Einspritzdauer 40 bis 80°. S. Z. VDI 1941 Heft 10 S. 229.

q) Zündung.

Zündung ausschließlich als Hochspannungs-Lichtbogenzündung durch den zwischen feststehenden Elektroden einer Zündkerze übergehenden Funken.

Magnetzünder sind Wechselstromerzeuger.

Bei älteren Bauarten kreist ein I-Anker zwischen den Polen eines bügelförmigen Dauermagneten. Andere Bauarten, z. B. mit stehendem Anker, stehendem Feld und umlaufenden Kraftlinienstücken ermöglichen kleineres Massenträgheitsmoment der Läuferteile, feste Stromanschlüsse und Wegfall der Fliehkraftbeanspruchung für die Wicklungen. Anker *a* (Fig. 34) trägt Niederspannungs-Primärwicklung *b* und Hochspannungs-Sekundärwicklung *c*; Ende der Primär- und Anfang der entgegengesetzt gewickelten Sekundärwicklung sind in Sparschaltung miteinander verbunden. Primärwicklung arbeitet mit einem durch Nocken gesteuerten Unterbrecher *d* zusammen, der den Primärstrom im Augenblick seines Höchstwerts unterbricht; parallel zum Unterbrecher ist Löschkondensator *e* geschaltet, durch den rasches Abklingen des Primärstroms erzielt und Öffnungsfunken an den Unterbrecherkontakten vermieden wird. Der in der Sekundärwicklung erzeugte hochgespannte Induktionsstrom (5000 bis 20000 Volt, einige Milliampere) wird über den Zündverteiler *g*, der bei Mehrzylindermotoren den Zufluß zu den einzelnen Zylindern steuert, zur Funkenstrecke *f* der Zündkerze geleitet. Ausführung des Verteilers als „Überschlagverteiler", bei dem sich der Verteilerfinger mit kleinem Abstand über Metallsegmente hinwegbewegt. Durch Handschalter *k* kann zur Abstellung der Zündung Primärwicklung kurzgeschlossen werden; eine in den Sekundärstromkreis parallel zu den Kerzen geschaltete Sicherheitsfunkenstrecke *s* mit einem Abstand zur Masse soll Überspannungen bei übergroßem Widerstand des Hochspannungskreises (z. B. verölte Kerze, abgefallenes Zündkabel) ableiten. Zur Stromrückleitung dient bei allen Stromkreisen die Masse des Motors.

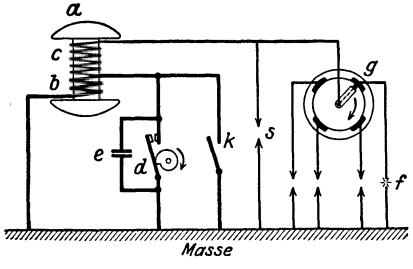


Fig. 34. Schaltschema eines Magnetzünders für Vierzylindermotoren.

Anker *a*, Niederspannungswicklung *b*, Hochspannungswicklung *c*, Unterbrecher *d*, Löschkondensator *e*, Zündkerze *f*, Zündverteiler *g*, Zündungsschalter *k*, Sicherheitsfunkenstrecke *s*.

Normale Bauarten ergeben zwei bis vier Funken je Umdrehung. Entsprechend der Zylinderzahl ist die Übersetzung zwischen Motor und Magnetzünder sowie der Verteiler zu bemessen.

Der durch den Unterbrecher zwangläufig gesteuerte Zündzeitpunkt muß veränderlich sein; kleine Brenngeschwindigkeiten (Art des Brennstoffs, armes oder reiches Gemisch, Wärmezustand), lange Brennwege (Form des Verdichtungs-

raums, Lage der Kerzen), kleine verfügbare Brennzeiten (hohe Drehzahlen) erfordern größere Vorzündung vor der Kurbeltotlage (5 bis 30°), damit beim Beginn der Expansion möglichst vollständige Verbrennung und größter Verbrennungsdruck erreicht ist. Vgl. auch Fig. 8.

Der Zeitpunkt des Unterbrecherabrisses wird („Abrißverstellung des Unterbrechernockens" oder „Antriebsverstellung am Antriebszapfen") durch Handgestänge oder selbsttätig in Abhängigkeit der Motorendrehzahl mittels eines durch Fliehkraftregler betätigten Verstellmechanismus oder auch selbsttätig abhängig vom Ansaugunterdruck zur Anpassung an Teillasten des Motors verlegt.

Zur Verstärkung des schwachen Anlaßfunkens werden bei schweren Motoren oder Flugmotoren auch federbelastete Abschnappkupplungen für den Magnetantrieb verwandt. Als Anlaßzündung kann ferner eine durch Batteriestrom gespeiste Summerspule im Primärstromkreis angewandt werden, die nach Art eines Induktionsapparats mit der Sekundärwicklung des Zündmagneten zusammenarbeitet.

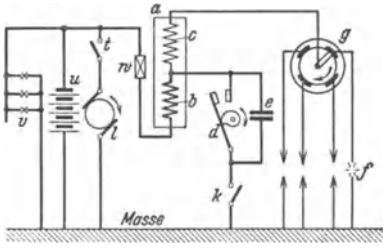


Fig. 35. Schaltschema eines Batteriezünders für Vierzylindermotoren.

Zündspule *a*, Niederspannungswicklung *b*, Hochspannungswicklung *c*, Unterbrecher *d*, Löschkondensator *e*, Zündkerze *f*, Zündverteiler *g*, Zündungsschalter *k*, Lichtmaschine *l*, selbsttätiger Schalter *t*, Akkumulatorenbatterie *u*, weitere Stromverbraucher *v*, Vorschaltwiderstand *w*.

Magnetzünder werden als selbständige Apparate oder in baulicher Vereinigung, aber elektrischer Trennung mit der Lichtmaschine als „Lichtmagnetzünder" ausgeführt. Antrieb womöglich vom Schwungradende der Kurbelwelle (kleinste Drehschwingungen) unter Zwischenschaltung einer weichen Kupplung.

Die Batteriezündung entnimmt den Primärstrom der Akkumulatorenbatterie (*u*) oder der Lichtmaschine (*l*) (vgl. Schema Fig. 35).

Der Primärstrom wird ähnlich der Magnetzündung über den Unterbrecher *d* der Niederspannungswicklung *b* der Zündspule *a* zugeführt, in der Hochspannungswicklung *c* transformiert und über den Zündverteiler *g* zur Funkenstrecke *f* geführt. Löschkondensator *e* wie bei Magnetzündung. Abstellen der Zündung durch Öffnen des im Primärkreis liegenden Schalters *k*. Der Schalter *t* schaltet die Lichtmaschine selbsttätig auf den Primärkreis, sobald sie bei einer bestimmten Drehzahl genügende Spannung erreicht hat; sie übernimmt dann die Primärstromlieferung. Um zu verhüten, daß die Batterie bei Stillstand des Motors in der Schließstellung des Unterbrechers dauernd Strom abgibt, ist ein besonderer Vorschaltwiderstand *w* vorgesehen, z. B. eine Eisendrahtspule mit temperaturveränderlichem Widerstand, die bei ihrer Erwärmung den Batteriestrom abdrosselt. Die Batteriezündung wird mit der Licht- und Anlaßanlage kombiniert und die Lichtmaschine zur Ladung der Batterie herangezogen, s. auch Abschnitt „Kraftwagen".

Magnetzündung hat den Vorteil der Unabhängigkeit von der übrigen elektrischen Anlage und von Erschöpfung des Akkumulators sowie der mit der Drehzahl wachsenden Zündenergie; als Nachteil gilt besonders der schwache Funken bei kleinen Drehzahlen. Batteriezündung hat, abgesehen vom billigeren Preis, den Vorzug starken Anlaßfunkens, großen Zündverstellbereichs und geringen Platzbedarfs. Magnetzündung überwiegt bei Luftfahrzeugen, Batteriezündung bei Personenwagen. „Doppelzündung" (vereinigte Batterie- und Magnetzündung mit wahlweiser Schaltung) stellt gute, aber teure Ergänzung dar. „Zwillingszündung" hat zwei völlig getrennte Zündanlagen.

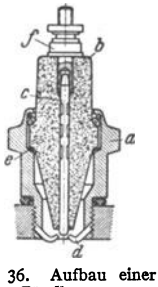


Fig. 36. Aufbau einer Zündkerze.

Stahlkörper *a*, Isolierkörper *b*, Mittelstiftelektrode *c*, Körperelektroden *d*, Zündkabelanschlußmutter *f*, Dichtungsring *e*.

Der **Normaltyp der Zündkerze** besteht aus dem in das Zylindergehäuse einzuschraubenden Stahlkörper *a* mit den Körperelektroden *d*, dem Isolierkörper *b* sowie der Mittelstiftelektrode *c* (Fig. 36). Die in den Isolierkörper dicht eingekittete Mittelelektrode trägt Anschlußstück *f* für das Zündkabel; Ableitung des Stroms durch Masse des Kerzenkörpers und des Motors. Isolierkörper ist durch Dichtring *e* abgedichtet und fest in den Kerzenkörper eingebördelt.

Die hohen Druck- und Wärmebeanspruchungen, Temperaturschwankungen und geringe Kühlmöglichkeit erfordern besondere wärmebeständige und druckfeste Baustoffe für Isolierkörper (Sinterkorund, Steatit, Glimmer, Hartporzellan u. a.) und für Elektroden (Nickellegierungen). Form und Anordnung der Elektroden weichen bei den verschiedenen Bauarten sehr voneinander ab. Bei Hochleistungsmotoren wird mitunter besondere Kühlung der Mittelelektrode, z. B. kupferner Rippenkühler am freien Ende, vorgesehen.

Im Betrieb soll die Kerze genügend Temperatur (etwa 550°) annehmen, damit Ölspritzer und Rußniederschläge verbrennen; andererseits darf die Kerze nicht überhitzt werden, da sie sonst leidet oder Glühzündungen (Grenzwert etwa 800° C) verursacht. Angesichts der wechselnden Motorbauarten mit durchaus verschiedenen thermischen Verhältnissen gehört auch zu jedem Motor eine Kerzensorte von ganz bestimmten thermischen Eigenschaften. Die Kerzen werden daher zur Erleichterung der Auswahl von den Herstellern nach „Wärmewerten" gekennzeichnet.

r) Schmierung.

Für geringe Ansprüche Tauchschmierung, s. Bd. I, Abschnitt Schmierung, für übliche Motoren mit höheren Beanspruchungen und Drehzahlen Durchbildung des Schmiersystems als Druck-Umlaufschmierung.

Durch Nocken bzw. Exzenter angetriebene Kolbenpumpen oder Zahnradpumpen drücken das Öl aus der als Ölbehälter dienenden Kurbelwanne durch Verteilerleitungen den Hauptlagerstellen der Kurbelwelle zu, von wo es durch Bohrungen in den Zapfen und Wangen zu den Pleuellagern gelangt. Von hier wird das Öl in an den Pleuelstangen befestigten Leitungen zu den Kolbenbolzen geführt, oder man begnügt sich für Kolbenbolzen und Kolbenlaufbahn sowie für die weniger beanspruchten Lager, z. B. Steuerwellenlager, Nocken, Stößel, Zahnräder, mit Schmierung durch das seitlich am Kurbelzapfen entweichende Spritzöl und den Öldampf. Das nicht verbrauchte Öl läuft zurück zu dem durch Wände oder Bleche im Kurbelgehäuse abgeteilten Ölsumpf und beginnt nach Reinigung durch genügend groß zu bemessende, leicht ausbaubare Siebe von neuem den Kreislauf. Für mittlere Verhältnisse wird Ölvorrat des Kurbelgehäuses — etwa das Doppelte des gesamten Hubraums — bei Vollastbetrieb in 2 bis 3 Minuten einmal umgewälzt, um ausreichende Lagerkühlung zu erzielen. Ölverbrauch für Kraftwagenmotoren etwa $^1/_{20}$ bis $^1/_{50}$ des Benzinverbrauchs. (Zahlenwert ohne Berücksichtigung von Ölwechsel, bei solchem etwa 50 vH höher.)

Während die Lager der Pleuelstange und Kurbelwelle reichliche Schmierung verlangen, ist übermäßige Schmierung der Kolbenlaufbahn und Übertritt des Öls in den Verbrennungsraum zu vermeiden. Hierzu dienen Ölabstreifringe und -nuten mit Rückführungsbohrungen am Kolben.

Zur Kontrolle des Ölstands im Kurbelgehäuse sieht man Schwimmer oder einfache, mit Marken versehene Kontrollstäbe vor. Öldruck wird durch Manometer überwacht. Entlüftung des Kurbelgehäuses durch besondere, den Öldampf niederschlagende Entlüfterstutzen.

Bei der Trockensumpfschmierung mit dem Vorteil niedriger Öltemperaturen ist ein besonderer Öltank als Vorratsbehälter vorgesehen; das Öl wird nach seinem Kreislauf durch eine Pumpe aus dem Kurbelgehäuse in den Tank zurückbefördert und häufig dort besonders gekühlt. Verwendung bei Hochleistungs- und Flugmotoren, auch für luftgekühlte Personenwagenmotoren; ferner in Verbindung mit Frischölzusatz. Auch Ausführung als Frischölschmierung durch Boschöler mit genau bemessenen Ölmengen (Verbrauch 1,5 g/PSh; vgl. Fig. 20).

Gemischschmierung, bei der dem Brennstoff Schmieröl unmittelbar beigesetzt wird (3 bis 8 vH), nur für einfache Zweitaktmotoren. Bei Obenschmierung wird dem Brennstoff etwa 0,2 vH Schmieröl zugesetzt, um bei neuen und hochbeanspruchten Motoren den oberen Teil der Zylinderlauffläche, Kolben- und Ventilschäfte mit einem dünnen Ölfilm zu überziehen.

s) Dieselmotoren.

Vergleich zwischen Otto- und Dieselmaschine. Fig. 37 bis 39 zeigen die Ähnlichkeit der Indikatordiagramme und lassen gleichzeitig die scharfen Spitzendrücke der Dieselmaschine erkennen.

Die Überlegenheit des Dieselmotors beruht vor allem auf der Wirtschaftlichkeit seines Betriebes und dann auf der Feuerungefährlichkeit seines Brennstoffs. Schweröle (Gasöl, Paraffinöl usw.) sind erheblich billiger als Leichtöle (Benzin, Benzol, Spiritus); ferner liegt der spezifische Brennstoffverbrauch des Dieselmotors weit unter dem der Ottomaschine (Einfluß des höheren Verdichtungsgrades ε). Für den praktischen Betrieb ist hierbei in erster Linie der Brennstoffverbrauch bei kleineren Belastungen entscheidend; der niedrige Brennstoff-

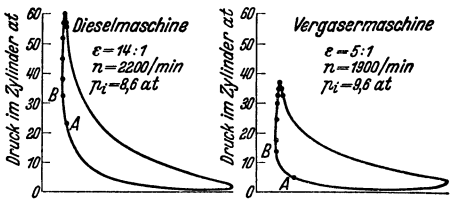


Fig. 37 u. 38. Indikatordiagramme.
A Einspritzung, *B* Totpunkt.
A Zündung, *B* Totpunkt.

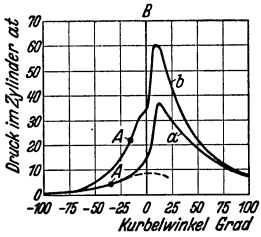


Fig. 39. Indikatordiagramme der Fig. 37 u. 38 auf Kurbelwinkelbasis.
a Vergasermaschine, *b* Dieselmaschine, *A* Zündung bzw. Einspritzung, *B* Totpunkt.

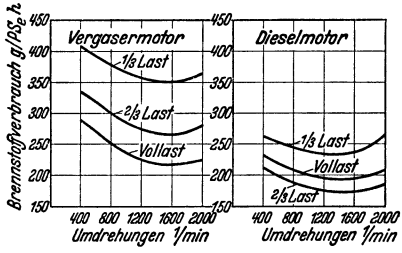


Fig. 40 u. 41. Vergleich der Brennstoffverbrauchszahlen bei Vergaser- und Dieselmotor.

verbrauch der Dieselmaschine innerhalb eines sehr großen Belastungsbereichs und bei fast allen Drehzahlen ist typisch für die Qualitätsregelung der Dieselmaschine im Gegensatz zu der durch den Einfluß des Abgasrestes ungünstigen Drosselregelung der Ottomaschine mit rasch zunehmendem Brennstoffverbrauch (Fig. 8, 40 u. 41). Für die Elastizität des Fahrbetriebs (s. S. 147) ist

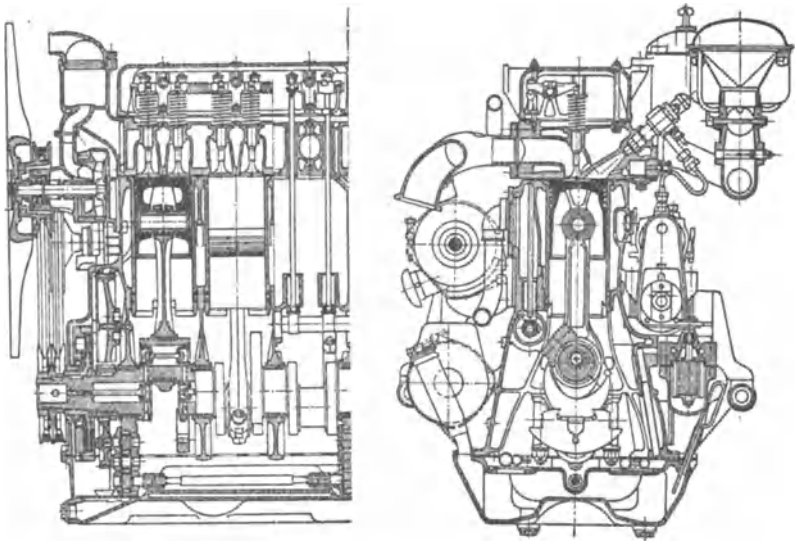


Fig. 42. Fahrzeugdieselmotor (Heeres-Einheitsdieselmotor) mit Luftkammer (MAN). 6 Zylinder. Hub 120 mm, Bohrung 105 mm; $n = 2400$ U/min; Spitzenleistung 90 PS. Brennstoffverbrauch 240 g/PSh bei Höchstleistung und 205 g/PSh bei größtem Drehmoment. Gewicht 600 kg. Stahl-Bleibronze-Lager. Reibungs-Schwingungsdämpfer. Trockensumpfschmierung.

ferner der Verlauf der Drehmomentenkurve im unteren Drehzahlbereich von entscheidender Bedeutung; der Dieselmotor zeigt eine nur wenig gekrümmte Kurve und erreicht bereits bei geringen Drehzahlen eine so hohe Anzugskraft, wie sie vom Ottomotor erst bei etwa doppelter Drehzahl erreicht wird.

Untersuchungen im Forschungsinstitut der Techn. Hochschule Stuttgart an Dieselfahrzeugmotoren mit Hubräumen von 0,7 bis 2,0 l/Zylinder, Verdichtungsverhältnis zwischen 14 und 19,5, Höchstdrehzahlen 1400 bis 2000 Uml/min ergaben Höchstwerte für Hubraumleistungen zwischen 8 und 13,5 PS/l. Mit Hubraumverringerung des Einzelzylinders stieg Hubraumleistung. Vorkammermaschinen waren gegen Überlastung am unempfindlichsten.

p_e lag bei Vollast zwischen 6 und 7 at; Höchstwert im mittleren Drehzahlbereich. Geringstwert des spezifischen Kraftstoffverbrauches — bis zu 190 g/PSh — im Teillastgebiet im Gegensatz zu Ottomotoren. Der mit der Belastung abnehmende Kühlwasserverlust lag zwischen 70 und 20 vH, Ansaugewirkungsgrad zwischen 75 und 90 vH. Höchstdrücke im Brennraum bei direkter Einspritzung bis 80 at bei Best- und über 80 at bei Früheinspritzung; entsprechende Werte für Vorkammermaschinen: 65 und 75 at.

Bezüglich Wirkungsweise der Strahl-, Vorkammer-, Wirbelkammer- und Luftspeichermotoren s. Abschnitt: Kompressorlose Dieselmaschinen, S. 117.

Gesamtaufbau s. Fig. 42 (Heeres-Einheitsdieselmotor). Weitere Bauarten s. Fig. 45 und 46.

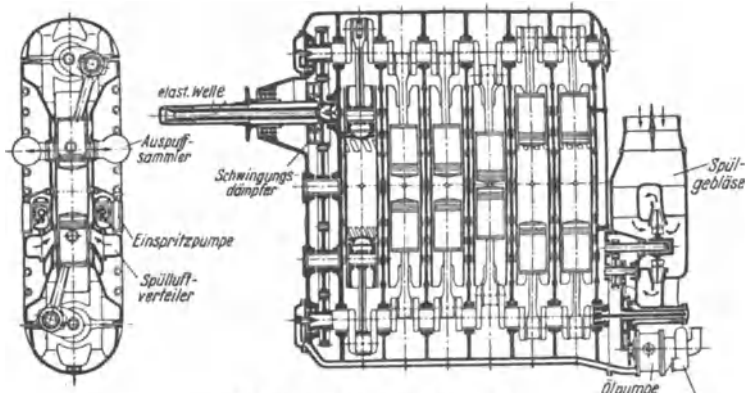


Fig. 43. Junkers-Flugzeugdieselmotor.

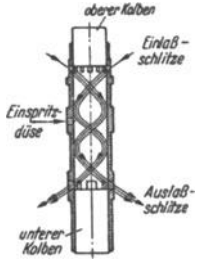


Fig. 44. Spülverlauf beim Junkers-Zweitakt-Dieselmotor.

Diesel-Flugmotoren haben gegenüber Otto-Flugmotoren ein größeres Leistungsgewicht — bei 1000 bzw. 700 PS 0,63 bzw. 0,73 kg/PS —, ihr Reiseflug-Brennstoffverbrauch von 165 bis 180 g/PSh ist kleiner; ihre Hubraumleistung beträgt z. B. 42 PS/l für Jumo 205 und 206, höchste Drehzahl 2200 Uml/min. Mit Leistungen von 45 bis 50 PS/l, Einheiten bis 2000 PS und Leistungsgewichten nahe 0,5 kg/PS wird in naher Zukunft gerechnet. Da ihre Auspuffgase erheblich kälter sind als bei Ottomotoren — 500 bis 550° statt 800 bis 1000° —, sind bei Dieselmotoren Abgasturbo-Aufladegebläse weit betriebssicherer.

Konstruktiver Aufbau eines Junkers-Motors gemäß Schema Fig. 33, S. 126, s. Fig. 43. Bezüglich Durchwirbelung und Spülverlauf s. Fig. 44.

Brennstoffpumpen (s. S. 117) werden für jeden einzelnen Zylinder vorgesehen. Ausführung überwiegend mit Drehkolben nach S. 118, seltener mit Schrägnocken. Ferner Bauarten mit Überströmventil und mit besonderem Druckspeicher. Regelung durch **Fußplatte und Stellhebel am Lenkrad. Auch selbsttätiger Regler,**

der Überschreitung der Höchstdrehzahl verhindert und die Kraftstoffpumpe im Leerlauf steuert. Statt Fliehkraftregler auch pneumatischer Regler nach Bosch.

Einspritzdüsen s. S. 120.

Zur Inbetriebsetzung wird meistens eine Glühkerze von einigen Volt (s. Fig. 45 u. 46) unter Batteriestrom gesetzt und der Motor nach kurzer Anwärmzeit wie bei Vergasermaschinen durch den elektrischen Anlaßmotor angeworfen.

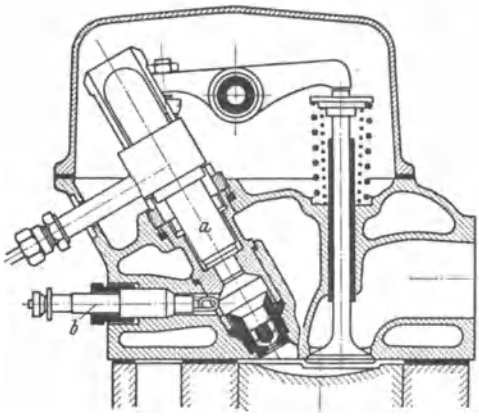


Fig. 45. Zylinderkopf eines Vorkammer-Fahrzeugdieselmotors (Daimler-Benz). Einspritzdüse *a*, Glühkerze *b*.

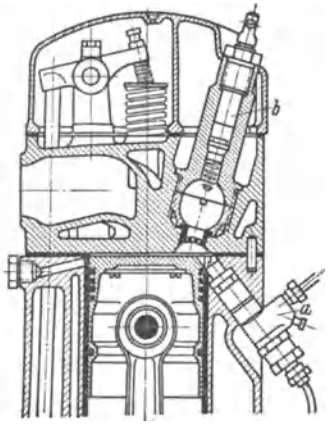


Fig. 46. Zylinderkopf eines Luftspeicher-Fahrzeugdieselmotors (MWM). Einspritzdüse *a*, Glühkerze *b*. Gitter am Luftspeicher.

III. Die Kolbenverdichter.

Bearbeitet von Dipl.-Ing. **Ch. Bouché**, VDI, Berlin.

A. Ansaugemenge, Liefermenge und Hauptabmessungen.

Bezeichnungen:

F = wirksame Kolbenfläche in m²;

s = Kolbenhub in m; Hubraum $V_H = F \cdot s$ in m³;

i = Zahl der Hubräume, bei mehrstufiger Verdichtung die der ersten Stufe.

Ansaugemenge V_1 in m³/min ist die tatsächlich angesaugte Gasmenge, bezogen auf Druck und Temperatur im Saugstutzen.

Liefermenge V_λ in m³/min ist die hinter dem Druckstutzen gemessene Gasmenge, umgerechnet auf Gaszustand im Saugstutzen.

Liefergrad $\lambda = V_\lambda / V_1$; der Unterschied zwischen V_1 und V_λ stellt die Gasverluste durch Undichtheiten der Kolben, Stopfbuchsen, Ventile und Kühler dar. $\lambda = 0{,}98$ bis $1{,}00$ bei guter Ausführung.

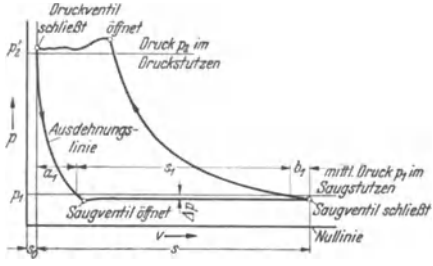


Fig. 1.

Füllungsgrad $\lambda_F = V_1 / V_H n$. V_1 wird infolge des Einflusses des schädlichen Raumes kleiner als $V_H \cdot n$. Die Größe des schädlichen Raumes ist durch die Beziehung $\varepsilon = s_0 : s$ gegeben, Fig. 1.

Man macht ε so klein wie möglich. Bei normalen Bauarten: $\varepsilon = 0{,}03$ bis $0{,}08$, bei hohen Drücken und kleinen Kolbendurchmessern: $\varepsilon = 0{,}05$ bis $0{,}15$; auf gleichen Höchstwert ($\varepsilon = 0{,}15$) steigt ε bei Schiebersteuerungen. Siehe S. 177.

Das Saugventil öffnet erst, wenn der Druck der aus dem schädlichen Raum expandierenden Gasmenge kleiner als der Druck im Saugstutzen geworden ist. Dieser Druckunterschied dient zur Beschleunigung der Saugventilplatte und der anzusaugenden Gasmenge, sowie zur Überwindung des Federwiderstandes.

Bei langsamlaufenden Maschinen verläuft die Ansaugelinie meist gemäß Fig. 1. Im mittleren Teil bis gegen Hubende stellt sich ein nahezu gleichbleibender Druckunterschied $\Delta p \cong 0{,}02$ bis $0{,}03\, p_1$ ein, im Diagramm also kaum feststellbar.

Bezogen auf Zustand im Saugstutzen wird der nutzbare Hub infolge Ausdehnung der Restgase um Strecke a_1, infolge des Unterdruckes Δp um Strecke b_1 verkleinert.

V_1 wird vermindert, weil die Gastemperatur zu Beginn der Verdichtung höher ist als die Temperatur im Saugstutzen (Aufheizung).

Ausnutzungsgrad $\lambda_H = V_\lambda : n V_H$, Fig. 2. Zur Vorausberechnung der Hauptabmessungen der Maschine kann die Größe von λ_H nach Abb. 3 geschätzt

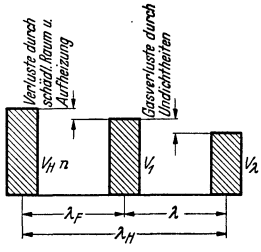


Fig. 2.

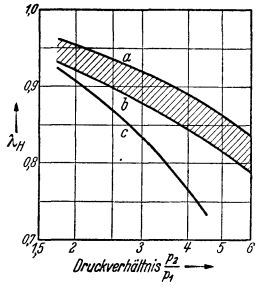


Fig. 3.

werden. Die innerhalb der Kurven *a* und *b* liegenden Werte lassen sich bei kleinem ε und einstufiger Verdichtung erreichen. Kurve *c* gibt untere Grenzwerte für mehrstufige Verdichter an, bei denen sich Undichtheiten und Erwärmung des Gases stärker bemerkbar machen.

Der Hubraum der ersten Stufe ist $V_H = F \cdot s = \dfrac{V_\lambda}{i \cdot \lambda_H \cdot n}$ in m³; mit $c_m = s \cdot \dfrac{n}{30}$ m/sek wird $i \cdot F = \dfrac{V_\lambda}{30 \cdot c_m \cdot \lambda_H}$ in m².

B. Leistungen und Wirkungsgrade.

Bei der Berechnung der theoretisch erforderlichen Leistung sind V_1, p_1 und p_2 maßgebend, Fig. 4; der Mehraufwand an Leistung, der durch die Druckverluste Δp, Fig. 1, und $p_2' - p_2$ entsteht, fällt dem Kompressor zur Last. Die Druckverluste durch lange Saugleitungen, Filter und lange Druckleitungen werden dadurch für die Beurteilung des Kompressors ausgeschaltet.

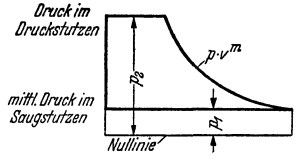


Fig. 4.

Isothermische Verdichtung stellt den nicht erreichbaren, idealen Verdichtungsvorgang dar. Die erforderliche Leistung ist

$$N_{is} = \frac{10000}{75 \cdot 60} \cdot V_1 \cdot p_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} = 2{,}22 \cdot V_1 \cdot p_1 \cdot \ln \frac{p_2}{p_1} \text{ in PS},$$

bei polytropischer Verdichtung ist

$$N_{pol} = 2{,}22 \cdot V_1 \cdot p_1 \cdot \frac{m}{m-1}\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{m-1}{m}} - 1\right] \text{ in PS.}$$

$$\text{Endtemperatur } T_2 = T_1 (p_2/p_1)^{\frac{m-1}{m}}.$$

Die Drücke p sind in ata, kg/cm², und die Temperaturen T in ° Kelvin einzusetzen. p_2/p_1 = Druckverhältnis, Berechnung von N_{pol} nach Fig. 5.

Adiabatische Verdichtung: für m ist $\varkappa = c_p/c_v$ zu setzen. Die bei modernen schnellaufenden Verdichtern für den eigentlichen Verdichtungsvorgang zur Verfügung stehende Zeit ist so gering, daß keine nennenswerte Wärmemenge vom Gas an die Wandungen abgegeben werden kann; Exponent m der Verdichtung 1,35 bis 1,4. Die Deckelkühlung soll die anzusaugende Luft kühl halten und den Füllungsgrad vergrößern; die Mantelkühlung soll das Schmieröl der Laufflächen vor Erwärmung und Zersetzung schützen.

Für Luft ist bei niedrigen Drücken und normalen Temperaturen im Zylinder $\varkappa = 1{,}4$. Bei hohen Drücken nimmt die spez. Wärme der Gase stark zu; z. B. ist für Luft $c_p = 0{,}241$ bei 1 ata und $c_p \approx 0{,}303$ bei 300 ata.

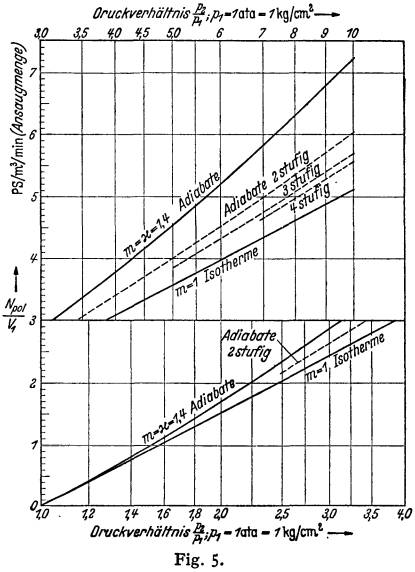


Fig. 5.

Die Abweichungen des spez. Volumens v bei hohen Drücken von der Zustandsgleichung $P \cdot v = R \cdot T$ führen zu größeren Verdichtungsarbeiten. Der Arbeitsaufwand kann durch Aufzeichnen des Diagrammes bestimmt werden, wenn das tatsächliche spez. Volumen v_e bekannt ist; $Pv = RT + Bp$. S. Justi. Spezifische Wärme. Enthalpie, Entropie und Dissoziation technischer Gase (Berlin: Springer 1938) sowie Bd. I, S. 299, Fig. 3.

Indizierte Leistung. Vorausberechnung von N_i in PS durch Aufzeichnen des Diagramms nach Bd. I, S. 115 oder Bd. II, S. 82. Exponenten für Expansion und Verdichtung sind den Diagrammen ausgeführter ähnlicher Bauarten zu entnehmen; Druckspannung p_2' meist 1,03 bis 1,05 p_2.

Antrieb- oder Kupplungsleistung N_k, an der Kurbelwelle bzw. bei unmittelbarer Kupplung an der Kolbenstange gemessen.

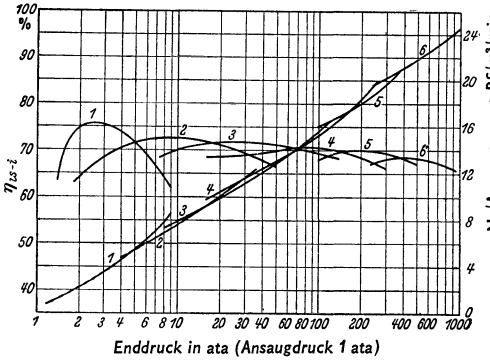


Fig. 6. Kurven für N_k/Ansaugemenge mit $\eta_m = 0{,}93$ berechnet.

Kupplungsleistung der Antriebmaschine N_{k-an} ist um die Verluste im Übertragungsmittel, Zahnräder oder Riemen, größer als N_k.

Wirkungsgrad der Übertragung $\eta_{ü} = N_k/N_{k-an} = 0{,}96$ bis $0{,}99$.
Mechanischer Wirkungsgrad $\eta_m = N_i/N_k = 0{,}88$ bis $0{,}95$, je nach Anordnung und Ausführung. $\eta_m = 0{,}96$ bis $0{,}98$ bei unmittelbarem Antrieb, also Fortfall des Kurbeltriebes. Kleine billige schnellaufende Verdichter haben oft $\eta_m = 0{,}85$.

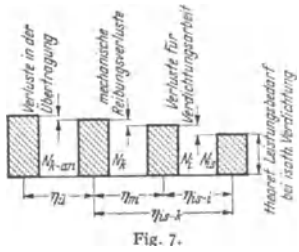


Fig. 7.

Isothermischer indizierter Wirkungsgrad $\eta_{is-i} = N_{is}/N_i$ hängt stark vom Enddruck, Fig. 6, ab. Die eingeschriebenen Zahlen 1 bis 6 geben die Zahl der Stufen an. η_{is-i} dient zur Vorausberechnung von N_i. Ist η_m und $\eta_ü$ bekannt, so kann N_k und N_{k-an} bestimmt werden (vgl. Fig. 7).

C. Mehrstufige Verdichtung.

Wird das Gas nach jeder Stufe durch Zwischenkühlung auf die Anfangstemperatur heruntergekühlt, so wird Annäherung an isothermische Verdichtung erreicht. Weitere Vorteile: Erniedrigung der Verdichtungsendtemperatur, Vergrößerung des Füllungsgrades. Verringerung des Gewinnes durch Druckverluste in den Ventilen und Kühlerleitungen.

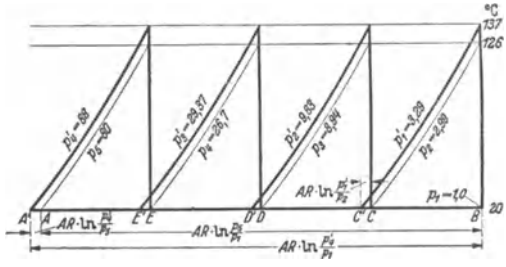


Fig. 8.

Die Wahl der Stufenzahl richtet sich nach der Höhe der zugelassenen Temperatursteigerung je Stufe, nach der Verteuerung der Anlage durch jede weitere Stufe, nach der Möglichkeit, die Kolbenkräfte günstig auszugleichen u. a. m. Im Bergbau wird eine Endtemperatur $\leqq 140°$ C vorgeschrieben; man geht sonst jedoch auch auf 155 bis 160° C. Um Ölexplosionen zu vermeiden, sind nach jeder Stufe Ölabscheider vorzusehen.

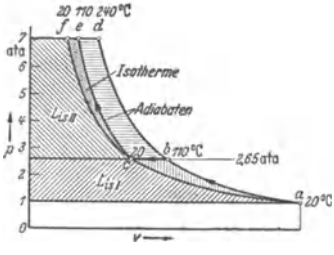


Fig. 9.

Ist p_1 der Ansaugedruck und p_{z+1} der verlangte Enddruck bei z Stufen, so ist bei gleichem Druckverhältnis in allen Stufen (Fig. 8) dieses $= \sqrt[z]{p_{z+1}/p_1}$ zu wählen.

Wird gleichmäßige Drosselung in allen Stufen angenommen, so wird mit beispielsweise 10 vH Drosselung das Druckverhältnis $= 1{,}1 \cdot \sqrt[z]{p_{z+1}/p_1}$.

Die Hubräume V_1, $V_2 \ldots V_z$ der einzelnen Stufen werden bestimmt durch $V_1 \cdot p_1 = V_2 \cdot p_2 = \cdots V_z \cdot p_z$. Bei gleichem Hub und gleichem Ausnutzungsgrad λ_H gilt für die nutzbaren Kolbenflächen $F_1 \cdot p_1 = F_2 \cdot p_2 = \cdots F_z \cdot p_z$. Bei zweistufiger Verdichtung ($z=2$), $p_1 = 1$ ata und $p_3 = 7$ ata ist $F_1/F_2 = p_2/p_1 = \sqrt[2]{7} = 2{,}65$, Fig. 9. Mit 10 vH Drosselung wird $p_1' = 3{,}3$ ata und $p_2' = 9{,}9$ ata.

Bei Annahme adiabatischer Verdichtung und wirksamer Zwischenkühlung können mehrstufige Kompressoren in einfacher Weise mittels des TS-Diagramms

nach Fig. 8 berechnet werden; zunächst ist der Entropiewert $AR \cdot \ln p_s/p_1$ zu berechnen und die diesen Wert darstellende Strecke BA in so viel gleiche Teile zu teilen, als Stufen vorgesehen werden. In den Teilpunkten C, D, E und im Endpunkt A sind die Adiabaten als Senkrechte und die Linien gleichen Druckes zu ziehen, deren Schnittpunkt die adiabatische Verdichtungstemperatur (hier 126°) angibt. S. Bd. I, S. 316. Diese Aufzeichnung setzt also voraus, daß infolge der Zwischenkühlung in jeder Stufe die Verdichtung wieder bei der Ansaugetemperatur der ersten Stufe beginnt.

Die Drosselung der Luft in den Ventilen usw. ist dadurch zu berücksichtigen, daß die Linien gleichen Druckes, die „Isobaren", nicht in den Punkten C, D, E, A beginnen, sondern in Punkten C', D', E' und A', die um $AR \cdot \ln p'/p$ weiter nach links liegen. Wird, wie im dargestellten Beispiel, die Drosselung in allen Stufen zu 10 vH angenommen, so werden die Strecken $CC' = DD' = EE' = AR \cdot \ln 1{,}1$. Die Schnittpunkte der Adiabaten mit den Isobaren werden höher gelegt, die Endtemperatur steigt auf 137°.

Die in jeder Stufe im Zwischenkühler abzuführende Wärmemenge q ist durch die unter den Isobaren gelegenen Flächen gegeben.

$$q = c_p \cdot (T_1' - T_1) \text{ kcal/kg je Stufe.}$$

Beispiel: Vierstufiger Verdichter; Liefermenge $V_\lambda = 18{,}5$ m³/min; Zustand im Saugstutzen $p_1 = 1$ ata, $t_1 = 20°$ C. Zustand im Druckstutzen $p_s = 80$ ata, $= 20°$ C. Drosselung in jeder Stufe = 10 vH. Drehzahl $n = 150$/min, Hub $s = 600$ mm, sonach $c_m = 3$ m/sek. Geschätzt Ausnutzungsgrad nach Fig. 3 $\lambda_H = 0{,}83$, für alle Stufen gleich groß angenommen. Bei einfacher Wirkung der 1. Stufe wird

$$F_1 = \frac{V_\lambda}{30 \cdot c_m \cdot \lambda_H} = \frac{18{,}5}{30 \cdot 3 \cdot 0{,}83} = 0{,}2479 \text{ m}^2 = 2480 \text{ cm}^2.$$

Die nutzbaren Kolbenflächen der folgenden Stufen verhalten sich wie die spez. Volumina in den Punkten C, D, E und A, die zu berechnen sind aus $P \cdot v = R \cdot T = 29{,}27\,(273+20) = 8570$. Wird F_1 durch die Anfangsdrücke p_2, p_3 ... geteilt, so ergeben sich die Kolbenflächen der folgenden Stufen:

Stufe	I	II	III	IV
Druck bei Beginn der Verdichtung . . . . . ata	1,0	2,99	8,94	26,7
Druck am Ende der Verdichtung . . . . . ata	3,29	9,83	29,37	88,0
Druckverhältnis	3,29	3,29	3,29	3,29
Adiabatische Arbeit je Stufe = abzuführender Wärmemenge = 0,24 · (137 − 20) . . . . kcal/kg je Stufe	28,1	28,1	28,1	28,1
Spez. Volumen zu Beginn der Verdichtung . . . m³/kg	0,8570	0,2866	0,096	0,0321
Nutzbare Kolbenfläche . . . . . cm²	2480	830	277	93

D. Vakuumpumpen.

In der Regel soll Luft abgesaugt und in die Atmosphäre ausgestoßen werden. Bei hohem Vakuum (großer Luftleere) ist das Druckverhältnis, also auch die Temperatursteigerung groß und der Füllungsgrad gering, so daß zweistufige Verdichtung erforderlich wird. Der Füllungsgrad wird bei Verwendung der Schiebersteuerung, Fig. 15, dadurch bedeutend erhöht, daß kurz vor Totpunkt beide Zylinderseiten durch einen Kanal verbunden werden (Überströmung, Druckausgleich). Damit fällt die Rückexpansion aus dem schädlichen Raum fast ganz fort. Derartige Pumpen saugen bei jedem Hub das gleiche Volumen an, unabhängig vom Verdichtungsverhältnis. Überströmung verursacht andererseits Arbeitsverlust.

E. Ventile.

Meist Ringventile mit einem oder mehreren Ringen, bei kleinsten Abmessungen auch Tellerventile mit kegeliger Dichtfläche. Unter Vernachlässigung der Rippen ist die Ventilfläche (s. a. Kolbenpumpen S. 184) $f_v = F \cdot c/c_v$; c_v = Luftgeschwindigkeit im Ventilsitz. Da für Saug- und Druckventile gleiche Abmessungen und möglichst gleiche Modelle genommen werden, pflegt man die Ventil-

abmessungen für die Saugventile zu berechnen. Die Saugventile arbeiten unter günstigeren Bedingungen als die Druckventile, da sie fast während des ganzen Hubes offen sind, während jene bei großer Kolbengeschwindigkeit aufgestoßen werden. Bezogen auf die mittleren Geschwindigkeiten wird

$$f_v = F \cdot c_m / c_{vm}.$$

Für Gebläse $c_{vm} = 20$ bis 25 m/sek, für Verdichter $c_{vm} = 25$ bis 35 m/sek; bei höheren Drücken wird wegen der zunehmenden Dichte des Gases c_{vm} bedeutend niedriger — 12 bis 15 m/sek — gewählt. Bei schnellaufenden Maschinen sind die unteren Werte zu nehmen.

Aufgabe der Ventilfedern: Abfangen der Ventilplatte beim Öffnen bzw. Mildern des Schlages auf die Hubbegrenzung und Erzielung rechtzeitigen Ventilschlusses. Federkraft bei größtem Ventilhub h_{max} bezogen auf f_v sei 0,1 bis 0,3 kg/cm², bei geschlossenem Ventil etwa 0,6 bis 0,8 hiervon.

h_{max} ist abhängig von der Federkraft, Drehzahl und Verdichtungsenddruck; bei gleicher Feder und Drehzahl, aber erhöhtem Druck nimmt h_{max} zu.

Das Öffnungsverhältnis x (s. a. Kolbenpumpen S. 184), aus dem h_{max} folgt, wird zu 0,2 bis 0,5 angenommen.

Ventilanordnung: Wenn möglich im Deckel (kleine schädliche Räume), sonst am Umfang der Zylinder, bei Verwendung mehrerer Ventile sternförmig. Befestigung: Durch zylindrische Rohrstücke (Ventilkörbe) oder

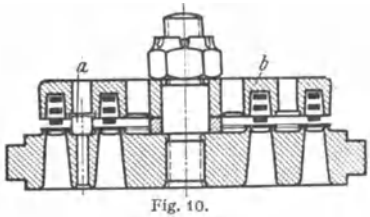


Fig. 10.

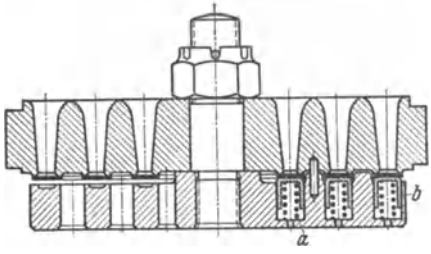


Fig. 11. Bauart Rheinmetall-Borsig.

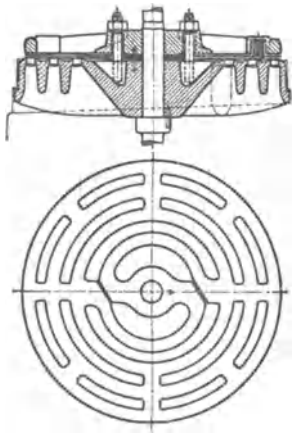


Fig. 12.

Druckschrauben vom Deckel aus. Werkstoffe: Ventilsitze aus hochwertigem dichten Gußeisen, Stahlguß oder Stahl. Ventilplatte: hochwertiger, meist legierter Stahl. Federn: hochwertiger Federstahl. Abdichtung des Ventils im Gehäuse durch Aufschleifen oder Kupferringe.

Ausführung der Ventile. Fig. 10. Normales Ventil für mittlere Drücke. Zwei einzelne Ventilplatten, durch eingesetzte Stifte *a* geführt; zwei große Belastungsfedern, die in Ringnuten des Hubfängers *b* liegen. Fig. 11. Größeres Ventil für mittlere Drücke; drei einzelne Ventilplatten, durch einzelne Vorsprünge am Hubfänger geführt; die Belastungsfedern *a* sind in zylindrischen Aussparungen des Hubfängers untergebracht und drücken mittels kleiner Näpfe *b* auf die Ventilplatten. Fig. 12. Gebläseventil Bauart Hoerbiger. Die Ventilplatte besteht mit den federnden kreisbogenförmigen Lenkern aus einem Stück, daher reibungsfreie, genaue Führung.

F. Antrieb und Regelung.

1. Wahl der Antriebart.

Folgende Gesichtspunkte können die Wahl der Antriebart beeinflussen: 1. Fahrbare oder ortfeste Aufstellung der Verdichteranlage. 2. Art der Regelung. 3. Möglichkeit der vollkommenen Entlastung des Verdichters beim Anlauf. 4. Häufigkeit des Anlassens bzw. das Verhältnis der Stillstandzeit zur Betriebszeit.

Dampfmaschinenantrieb kommt bei großen Verdichteranlagen in Frage, die dauernd in Betrieb sind.

Ist wegen der Größe des Maschinensatzes liegende Anordnung mit zweistufiger Dampfdehnung geboten, dann werden die Verdichterzylinder hinter die Dampfmaschinenzylinder gelegt; die Triebwerkteile und das Schwungrad werden nur durch die unterschiedlichen Kolbenkräfte beeinflußt. Die Verdichterzylinder können sich hierbei frei nach hinten ausdehnen.

Der Dampfantrieb gestattet einfache Regelung der Liefermenge durch die leicht durchführbare Drehzahlveränderung, s. „Leistungsregler" S. 212.

2. Elektrischer Antrieb.

Zum Ingangsetzen wird der Verdichter vollkommen entlastet, um mit einem möglichst geringen Anlaufstrom auszukommen.

Entlastungsmöglichkeiten: 1. Beim Stillsetzen der Anlage werden die Saugventile möglichst aller Stufen durch Greifer (Fig. 14) geöffnet. Der Kolben des Greifers kann bei *a* durch eine Leitung in Verbindung mit dem Netzdruck gebracht werden.

2. Entlüften der Verbindungsleitung vom Verdichter bis zu einem im Rohrnetz vor dem Druckluftbehälter eingebauten Rückschlagventil.

3. Absperren der Saugleitung; selten angewandt, da keine vollkommene Entlastung möglich.

Zum Antrieb werden meist Drehstrom-Doppelnut-Motoren benutzt. Derartige Motoren können bis $\approx$2 kW unmittelbar eingeschaltet werden; sie ergeben etwa ein 1,2 faches Anzugsmoment bei 3,5 fachem Anlaufstrom. Bei größeren Leistungen bis zu 20 bis 30 kW werden Doppelnut-Motoren mit gedämpftem Anlaufstrom verwandt, die beim Stern-Dreieck-Anlassen 0,6 faches Anlaufmoment und 1,6 fachen Anlaufstrom ergeben.

3. Selbsttätige Druckluftanlagen mit elektrischer Aussetzregelung.

Ein Druckluftschalter, der an den Druckluftbehälter angeschlossen ist, trennt bei Erreichen der oberen Druckluftgrenze den Motor vom Netz und schließt den Kühlwasserzufluß ab; gleichzeitig wird der Verdichter entlastet. Sinkt infolge Entnahme der Druck im Luftspeicher auf den unteren Grenzwert, dann legt der Druckluftschalter den Motor unmittelbar, oder, falls das nicht zulässig, mittels eines Zeit-Stern-Dreieck-Schalters an das Netz, öffnet das Kühlwasserventil und hebt die Entlastung auf, so daß der Verdichter ins Drucknetz fördern kann.

4. Regelung.

1. Aussetzregelung durch Stillsetzen des Verdichters, fast nur bei elektrischem Antrieb üblich.

2. Leerlaufschaltung des Verdichters durch zeitweiliges Offenhalten der Saugventile (Greifer) oder seltener durch Absperren der Saugleitung, wobei dann ein starker Unterdruck auftritt. Die Antriebkraft für die Betätigung der Leerlaufeinrichtung wird der Druckluft des Netzes entnommen.

3. Stufenweise Regelung. Zur Verkleinerung des Liefergrades werden Zuschalträume und Offenhalten der Saugventile benutzt (Fig. 13).

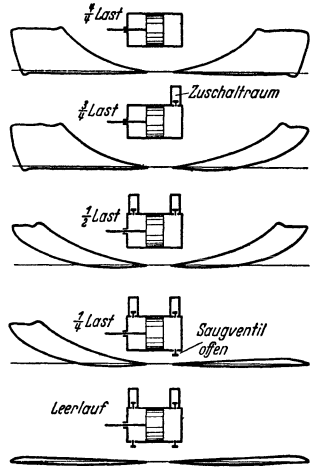


Fig. 13.

4. Stufenlose Regelung. Hier wird das Saugventil eine kleinere oder größere Strecke während des Druckhubes durch Greifer offen gehalten und die zuviel angesaugte Luft zurückgeschoben.

Der durch Drucköl, Druckluft oder elektromagnetisch erzeugte Druckimpuls zum Offenhalten muß im Takte des Maschinenkolbens arbeiten. Die Zeitdauer kann von Hand oder selbsttätig eingestellt werden.

G. Anordnung und Ausführung.

Für kleine Leistungen und Drücke bis etwa 5 atü wird einfachwirkende, stehende Bauart bevorzugt, Fig. 14. Ventile im Deckel, durch besondere Schrauben mit Kapselmuttern festgedrückt, Saugventil mit Vorrichtung zum

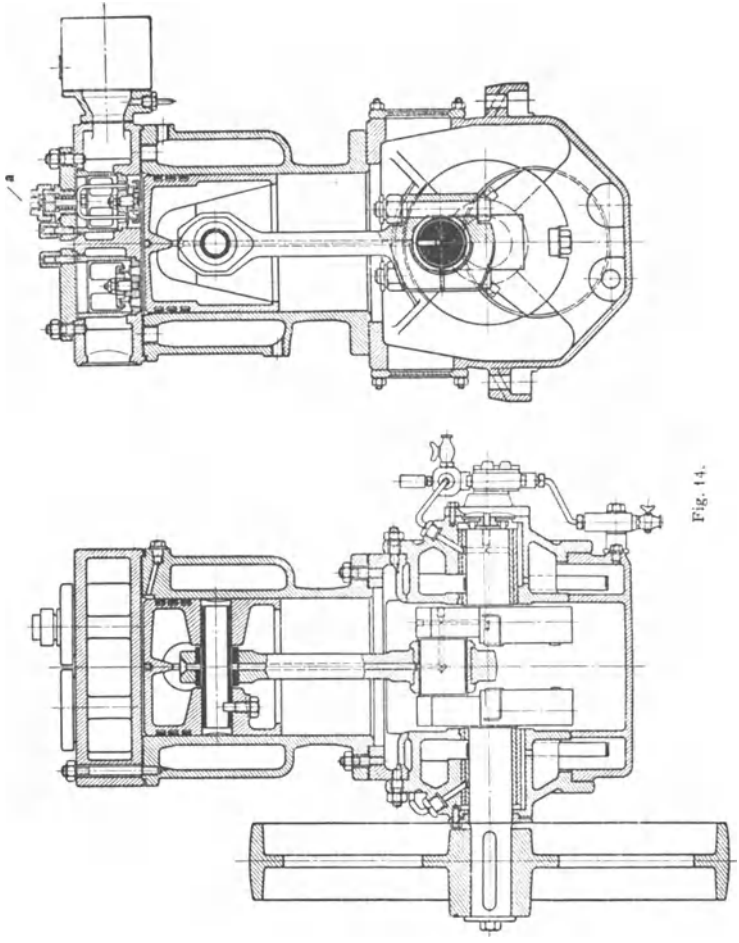


Fig. 14.

Offenhalten (Greifer). Schmierung der Triebwerksteile durch Ölpumpe; Kurbelwelle mit Gegengewichten. Bei mittleren Leistungen 2- und 4-Zylinder.

Für größere Leistungen doppeltwirkende, liegende Anordnung mit einem oder zwei Zylindern, ähnlich Fig. 15, die eine einstufige Vakuumpumpe darstellt (Klein, Schanzlin u. Becker, Frankenthal); Kolbendrm. 425 Hub 250 mm.

Mehrstufige Kompressoren. Zwei Stufen. Bei kleinen Leistungen stehende Ausführung, wobei Saugventil der ersten Stufe durch Schlitze ersetzt. Kolbenkräfte nicht ausgeglichen. Die von der ersten Stufe gelieferte Luft kann von der zweiten Stufe nicht sofort aufgenommen werden, da der kleine Kolben in diesem Augenblick drückt.

Normalausführung für mittlere Leistung Fig. 16. Erste Stufe: Saugventil rechts unten (im Grundriß des Zylinders), Druckventil gegenüber. Zwischenkühler

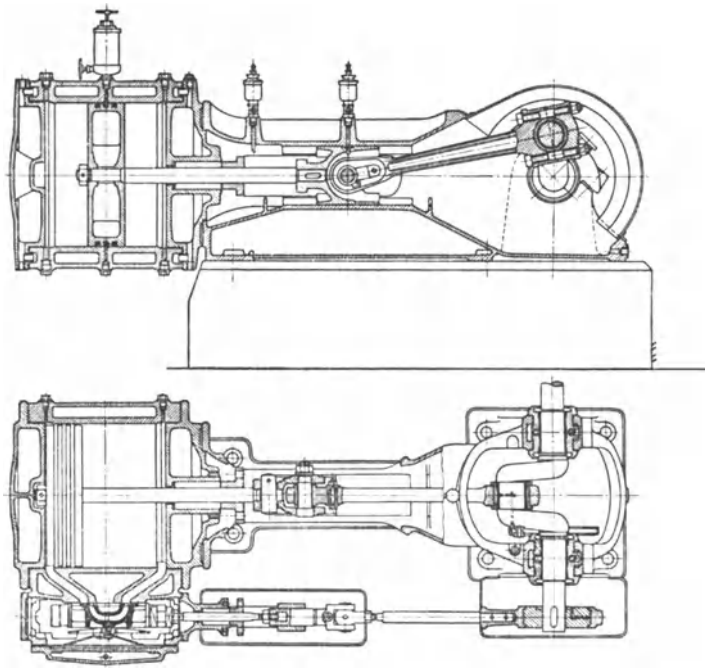


Fig. 15.

über der Maschine; die Luft umströmt die wasserdurchflossenen Kühlrohre. Zweite Stufe: Saugventil links oben, Druckventil gegenüber. Die Ventile werden durch je eine Mittelschraube gegen den Zylinder gedrückt. Der Deckel der Niederdruckstufe für Kühlung verfügbar.

Die Kolbenkräfte sind bei Hin- und Rückgang ausgeglichen. Die Druckwirkung der ersten Stufe fällt mit der Saugwirkung der zweiten Stufe zusammen. Nachteilig auf die Reibung wirkt der verhältnismäßig große Kolbendurchmesser, was durch Aufteilung der ersten Stufe vermieden werden kann.

Die Kolbenflächen mehrstufiger Kompressoren können nach verschiedenen Gesichtspunkten aufgeteilt werden. Kleine Maschinen werden einachsig, mittlere und große meist zweiachsig ausgeführt. Um keine zu großen Kolbendurchmesser zu erhalten, und um die Kolbenkräfte auszugleichen, werden die niedrigen Druckstufen auf je zwei Kolbenflächen aufgeteilt und außerdem bei Bedarf Ausgleichräume (*A.R.* in der Fig. 19) vorgesehen, die ohne Ventile mit bestimmten Druckstufen in Verbindung stehen. Einige Arten von Anordnungen zeigen die folgenden Figuren:

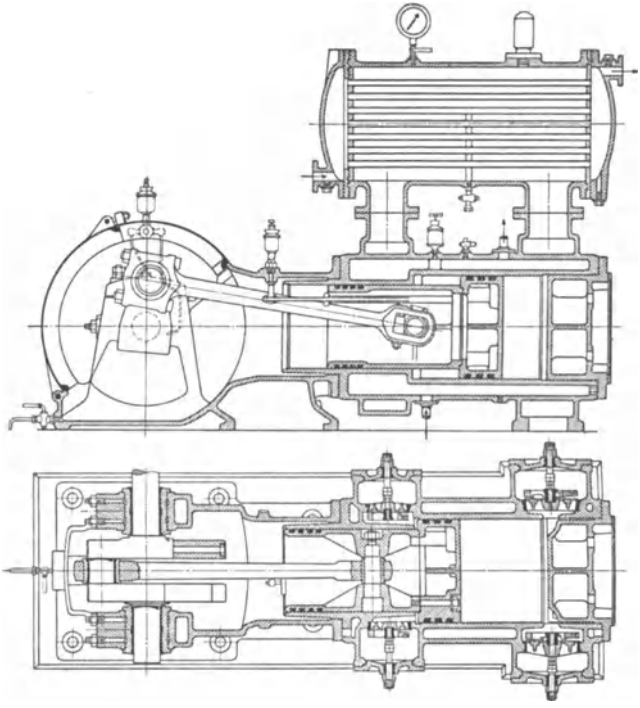


Fig. 16.

3 Stufen, einachsig, Fig. 17.
4 Stufen, einachsig, Fig. 18; s. Beispiel.

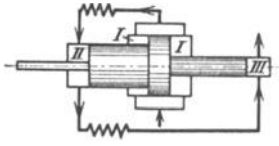


Fig. 17.

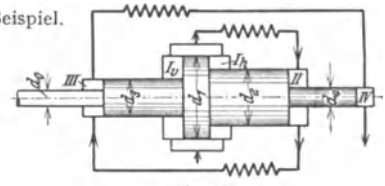


Fig. 18.

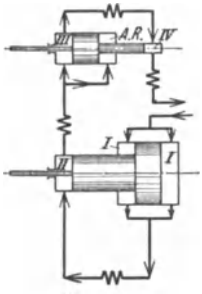


Fig. 19.

4 Stufen, zweiachsig, Fig. 19; der Ausgleichraum *A.R.* ist mit der dritten Stufe verbunden.

5 Stufen, einachsig, Fig. 20 (Schwartzkopff-Berlin).

6 Stufen, zweiachsig, Fig. 21.

Werkstoff für Zylinder: bis ≈ 60 at Gußeisen; bis ≈ 100 at Stahlguß; bei höheren Drücken geschmiedeter Stahl.

Zylinderschmierung: zwangläufig durch Preßpumpen nach dem Scheitel und den unteren Teilen der Zylinder.

Bei hohen Drücken werden sämtliche Dichtungsflächen aufgeschliffen; es wird also kein Dichtungsmaterial benutzt.

Beispiel: Es sollen für den 4-stufigen Kompressor nach S. 173 die Kolbendurchmesser und die Ventilabmessungen bestimmt werden.

Gewählt Bauart nach Fig. 18. Geschätzt Kolbenstange mit $d_s = 90$ mm. Die erforderlichen nutzbaren Kolbenflächen sind auf S. 173 angegeben und in der folgenden Zahlentafel wiedergegeben. $\pi d_4^2/4 \approx 93$; gewählt $d_4 = 108$ mm. $\pi/4 \cdot (d_3^2 - d_0^2) \approx 277$; gewählt $d_3 = 208$. $\pi/4 \cdot (d_2^2 - d_3^2) \approx 830$; gewählt $d_2 = 342$. $\pi/4 \cdot (d_1^2 - d_2^2) \approx 2480$; gewählt $d_1 = 488$.

Ventile. Erste Stufe vorn: je 2 Saug- und Druckventile von je 90 cm² Querschnitt, ähnlich Fig. 10. Mit $c_m = 3$ m/sek wird $c_{vm} = \frac{1531 \cdot 3}{2 \cdot 90} = 25{,}6$ m/sek. Erste Stufe hinten: je 1 Saug- und Druckventil von je 90 cm².

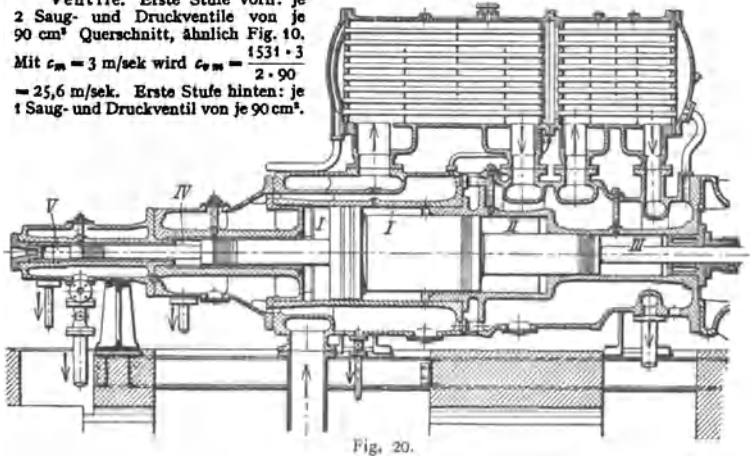


Fig. 20.

$c_{vm} = 952 \cdot 3/90 = 31{,}7$ m/sek. Zweite Stufe: je 1 Saug- und Druckventil von 90 cm², dieselbe Größe und Bauart wie bei der ersten Stufe. $c_{vm} = 837 \cdot 3/90 = 27{,}9$ m/sek. Dritte Stufe: je 2 Saug- und Druckventile von je 15 cm²; $c_{vm} = \frac{276 \cdot 3}{2 \cdot 15} = 27{,}6$ m/sek. Vierte Stufe: je 1 Saug- und Druckventil von 15 cm²; $c_{vm} = 92 \cdot 3/15 = 18{,}4$ m/sek. Die Ventile für die dritte und vierte Stufe sind Hochdruckventile gleicher Bauart.

Stufe	I_v	I_h	II	III	IV
Erforderliche nutzbare Kolbenfläche . . . . . cm²	2480		830	277	93
Kolbendurchmesser . . . . . mm	$d_1 = 488$		$d_2 = 342$	$d_3 = 208$	$d_4 = 108$
Tatsächliche nutzbare Kolbenfläche . . . . . cm²	1530,6	951,8	837	276,2	91,6
Anzahl und Größe der Ventile . .	2×2×90	2×1×90	2×1×90	2×2×15	2×1×15
c_{vm} . . . . . m/sek	25,6	31,7	27,9	27,6	18,4

Zwischenkühler. Bei höheren Drücken wird aus Festigkeitsgründen das Gas durch Rohrschlangen geleitet. Unterbringung der Kühler über den Zylindern (Fig. 16 und 20) oder unter Flur oder an den Wänden des Maschinenhauses. Gasgeschwindigkeit in den Rohren 20 bis 30 m/sek.

Überschlagsrechnung zur Bestimmung der Kühlfläche F.

Abzuführende Wärmemenge je Stufe

$$Q' = k \cdot F \frac{(t_{Ge} - t_{Wa}) - (t_{Ga} - t_{We})}{\ln \frac{t_{Ge} - t_{Wa}}{t_{Ga} - t_{We}}}$$ [1] in kcal/h;

darin bedeutet:

F in m² die gas- und wasserberührte Kühlfläche;

t in °C die Temperatur;

Zeiger G Gas, W Wasser, e Eintritt, a Austritt;

$k = 30$ bis 50 kcal/° C · m² · h einen Erfahrungswert, der von der Bauart und den Gas- und Wassergeschwindigkeiten abhängt.

[1] S. a. Bd. I, Wärmelehre, S. 291.

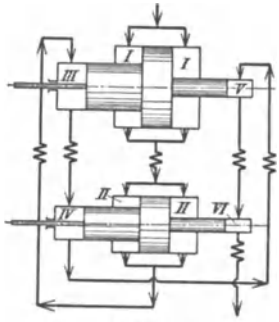


Fig. 21.

Beispiel: Für den 4-stufigen Kompressor ist die Kühlfläche F eines Zwischenkühlers zu berechnen. Abzuführende stündliche Wärmemenge je Stufe $Q' = q \times$ Luftgewicht je Stunde $= 28{,}1 \cdot 18{,}5 \cdot 60 \cdot 1{,}166 \approx 36\,500$ kcal/h. $t_{We} = 11°$, $t_{Wa} = 40°$, $t_{Ge} = 137°$, $t_{Ga} = 20°$. $F = \frac{36\,500 \cdot \ln 97/9}{40\,(97-9)} = \frac{36\,500 \cdot 2{,}303 \cdot \lg 10{,}8}{40 \cdot 88} \approx 24{,}7$ m², für jeden Zwischenkühler. Erforderliche Kühlwassermenge in dm³/h je Stufe $W = \frac{Q'}{t_{Wa} - t_{We}} = 36\,500/29 \approx 1260$.

IV. Die Kolbenpumpen.

Bearbeitet von Dipl.-Ing. **Ch. Bouché**, VDI, Berlin.

Saugwirkung. Die treibende Kraft, die das Wasser in den Pumpenraum drückt, wird dem atmosphärischen Luftdruck A entnommen (Fig. 1); sie wird verringert durch die Saughöhe, die Widerstandshöhe, hervorgerufen durch Reibungsverluste in der Saugleitung und im Saugventil, die Beschleunigungshöhe, die zum Beschleunigen des Wassers gebraucht wird, die Ventilbelastung des Saugventils und die Dampfspannung des Wassers.

Atmosphärischer Luftdruck. Die Höhe des verfügbaren atmosphärischen Luftdruckes richtet sich nach dem tiefsten Barometerstand am Standort der Pumpe. Der „mittlere Barometerstand" bei 10° C, umgerechnet in m WS, beträgt bei einer Höhe über Meeresspiegel von

0	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1500	2000	2500 m
10,3	10,2	10,1	9,9	9,8	9,7	9,6	9,5	9,4	9,3	9,2	8,6	8,1	7,7 m WS

Dampfspannung. Für Wasser beträgt der Dampfbildungsdruck, umgerechnet in m WS, nach Fig. 2 bei einer Temperatur von

5	10	20	30	40	50	60	70	80	90	100 ° C
0,09	0,12	0,24	0,43	0,75	1,25	2,02	3,17	4,82	7,14	10,33 m WS

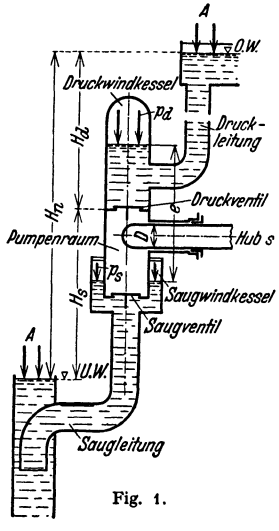


Fig. 1.

Zieht man vom atmosphärischen Luftdruck, der bei 0 m Ortshöhe im Mittel 10,3 m beträgt, den der Wassertemperatur entsprechenden Dampfbildungsdruck ab, so ergibt sich Kurve *a*. Mit einer gut durchgebildeten Pumpe kann man die

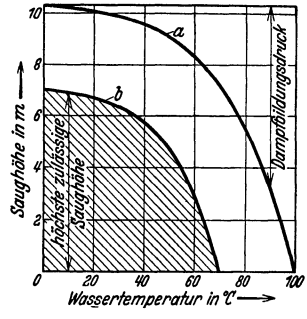


Fig. 2.

durch die Kurve *b* angegebenen Saughöhen erreichen. Man wird bei Wasser von 15° C mit der Saughöhe nicht über 7 m gehen und bei 70° C das Wasser der Pumpe zulaufen lassen.

Einfluß des spezifischen Gewichtes. Hat die Förderflüssigkeit das spez. Gew. γ, so ist die zulässige Saughöhe mit γ_w/γ zu multiplizieren, wobei

γ_w = spez. Gew. des Wassers. Bei leichtflüchtigen Brennstoffen muß die Saughöhe auf das Mindestmaß beschränkt werden, da bei Undichtheit der Saugleitung oder der Stopfbüchse Luft zutreten kann; auch tritt die Dampfbildung bereits bei geringeren Unterdrücken als bei Wasser auf. Bei schwereren Mineralölen hat die Zunahme der Zähigkeit mit der Temperaturabnahme auf den Leitungswiderstand bedeutenden Einfluß.

Reibungsverluste (in m WS, auch Reibungshöhe genannt). S. Bd. I, S. 260. Die Reibungshöhe, von v^2 abhängig, nimmt bei Verkleinerung des Rohrdurchmessers mit d^4 zu. Der Saugleitungsdurchmesser ist weniger nach wirtschaftlichen als nach saugtechnischen Gesichtspunkten zu wählen.

Beschleunigungshöhe (in m WS). Bei der nichtstationären Bewegung im Eintauchrohr und im Pumpenraum muß das Wasser zu Beginn der Bewegung beschleunigt werden, die dazu erforderliche Beschleunigungshöhe, in m WS, ist vom atmosphärischen Luftdruck abzurechnen. Gegen Ende der Saugperiode drückt das Wasser gegen Ventile und Kolben (Verzögerung).

Der Kolben erhalte in der linken Totlage (Fig. 3) vom Kurbeltrieb die Beschleunigung $b_{e_1} = r\,\omega^2(1 + r/l)$; die dem Kolben im Pumpenraum folgende Wassermenge habe die Fläche F = Kolbenfläche und die Länge l_1; im Eintauchrohr sei die Wassermenge durch F_2 und l_2 gegeben, ihre Beschleunigung sei b_{e_2}. Die Beschleunigungshöhe ist $h_b = 1/g \cdot (b_{e_1} \cdot l_1 + b_{e_2} \cdot l_2)$ in m WS; $b_{e_2} = b_{e_1} \cdot F/F_2$; b_{e_2} ist linear vom Flächenverhältnis, also quadratisch vom Durchmesserverhältnis abhängig. Man macht $F_2 > F$; dann wird $b_{e_2} < b_{e_1}$. Bringt man den Saugwindkanal nahe an das Saugventil heran, zieht z. B. den Saugwindkessel hoch, dann wird l_2 klein, s. Fig. 1.

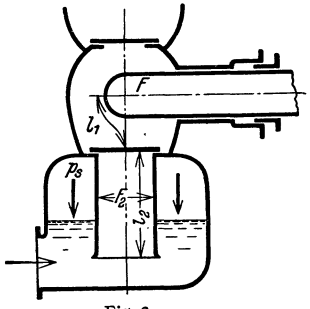


Fig. 3.

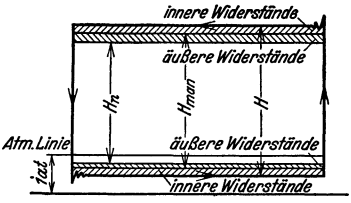


Fig. 4.

Die Kraft für Anheben und Beschleunigen des Saugventiltellers ist verhältnismäßig gering.

Die Beschleunigungshöhe ist von der Luftpressung im Saugwindkessel p_s aufzubringen, indirekt also vom äußeren Luftdruck. Reicht dieser nicht aus, dann kann das Wasser dem Kolben bei Beginn des Saughubes nicht folgen; es trifft später mit Stoß auf den Kolben.

Setzt man für Überschlagsrechnung $F_2 = 2F$ und $r/l = 1:5$, so wird $h_b \approx 0{,}12\,r\,\omega^2(l_1 + 0{,}5\,l_2)$; für das vordere Ventil einer doppeltwirkenden Pumpe wird $h_b \approx 0{,}08\,r\,\omega^2(l_1 + 0{,}5\,l_2)$, da hier $b_{e_1} = r\,\omega^2(1 - r/l)$.

Förderhöhen. Bei Förderung in einen offenen Hochbehälter (Fig. 1) ist H_n die Nutzhöhe, auch statische, geodätische Förderhöhe genannt. H_n ist der senkrechte Abstand zwischen Unterwasser- (*U.W.*) und Oberwasserspiegel (*O.W.*).

Ist H_s = Saughöhe, gemessen vom *U.W.* bis zum höchsten Punkt des Pumpenraumes (Dichtungsfläche des Druckventils) und H_d = Druckhöhe, so wird $H_n = H_s + H_d$.

Die manometrische Förderhöhe H_{man} ergibt sich aus den Anzeigen p_s des Vakuummeters am Saugwindkessel und des Manometers p_d am Druckwindkessel und dem Höhenunterschiede e beider Wasserspiegel. $H_{man} = p_s/\gamma + p_d/\gamma + e$. H_{man}

ist um den Betrag der Reibungswiderstände in den Saug- und Druckleitungen und den Windkesseln größer als H_n (äußere Widerstände).

Die von der Pumpe zu überwindende Gesamtförderhöhe H ist größer als H_{man}; und zwar um die hydraulischen Reibungs- und Bewegungswiderstände innerhalb der Pumpe selbst, Ventilwiderstände, Umlenkung und Beschleunigung des Wassers (innere Widerstände); vgl. Fig. 4.

A. Pumpenarten.

1. Einfachwirkend (Fig. 1, 3, 11, 12, 13 u. 14). Für kleine Fördermengen; insbesondere für hohe und höchste Drücke (Preßpumpen), Brennstoffpumpen, bei denen wegen der winzigen Mengen nur einfache Pumpwirkung möglich ist.

Vorteile: übersichtlich, billig.

Nachteile: Kolbenkraft beim Saug- und Druckhub sehr ungleich; schlechter Gleichförmigkeitsgrad der Lieferung; große Windkesselräume; große Schwungräder. Daher gemeinsamer Antrieb zweier Pumpen durch eine Kurbelwelle mit 180°-Kurbelversetzung (Zwillingspumpe) oder dreier durch eine Welle mit 120°-Kurbelversetzung (Drillingspumpe). Die Luft- und Wasserräume der Saug- und Druckwindkessel werden dann zweckmäßig miteinander verbunden.

Bei großen Kolbendurchmessern starke Stopfbuchsreibung; man geht nicht gern über 150 mm ∅; bei ungleichem Anziehen der Stopfbüchsen kann der Kolben festgebremst werden.

2. Stufenkolben (Differentialkolben), Fig. 15. Je eine Stopfbüchse für den großen und den kleinen Kolben, nur ein Saug- und ein Druckventil.

Vorteile: Falls $F = 2f$ ist, gleichmäßige Wasserlieferung bei Hin- und Rückgang; Kolbenkräfte ausgeglichen, wenn die Saughöhe gegenüber der Druckhöhe klein. Verwendung als selbsttätig arbeitende Pumpen für Wasserversorgungsanlagen mit so geringen Wassermengen, daß doppeltwirkende Bauarten nicht möglich sind. Insbesondere Verwendung bei Tiefbrunnenpumpen zwecks Ausgleichs des Gestängegewichtes.

Nachteile: Saugwirkung wie bei der einfachwirkenden beim Hingang.

3. Doppeltwirkend, für mittlere und größte Leistungen meist angewendet. Bei nach hinten durchgeführter Kolbenstange gleichmäßige Kraftwirkung und Wasserlieferung.

Bei großen Leistungen werden zwei doppeltwirkende Pumpen von einer gemeinsamen Kurbelwelle mit 90° Kurbelversetzung angetrieben, also vier wirksame Kolbenflächen. Die Saug- und Druckleitungen beider sowie die Lufträume der Saug- und Druckwindkessel werden auf kürzestem Wege miteinander verbunden.

Hauptabmessungen: s, D, n.

Es bedeuten

$F = \pi D^2/4$ die Kolbenfläche in dm²;
$f = \pi d^2/4$ die kleinere Kolbenfläche des Stufenkolbens in dm²;
$f_1 = \pi d_1^2/4$ die Fläche der vorderen Kolbenstange } bei doppeltwirkenden
$f_2 = \pi d_2^2/4$ die Fläche der hinteren Kolbenstange } Pumpen;
s = Kolbenhub in dm; n = Drehzahl in U/min.

Die tatsächliche Wasserlieferung Q in dm³/sek ist bei der

1. einfachwirkenden Pumpe und Stufenkolbenpumpe $Q = F \cdot s \cdot n \cdot \lambda/60$;

λ = Liefergrad, s. Wirkungsgrade S. 185;

2. doppeltwirkenden Pumpe mit nach hinten durchgeführter Kolbenstange

$$Q = (2F - f_1 - f_2) \cdot s \cdot n \cdot \lambda/60;$$

bei nicht durchgehender Stange $Q = (2F - f_1) \cdot s \cdot n \cdot \lambda/60$.

Um bei großen Wasserdrücken und bei großen Pumpen keine zu großen Triebwerkkräfte zu bekommen, wählt man $s:D$ groß. Für kleine und mittlere Pumpen sei

$s:D =$	0,7 bis 1,4	1,3 bis 1,9	1,8 bis 2,5
bei $H =$	40 m	100 m	150 m.

Je höher die Drehzahl, um so kleiner der Hub, damit der Wert für $r\omega^2$ oder $s \cdot n^2$, der für die Beschleunigung der Wasser- und Triebwerkmassen maßgebend ist, nicht zu groß wird. Man findet $s \cdot n^2 = 4000$ bis 5200, s in m.

Bei normalen Saugverhältnissen und normaler Bauart nimmt man

$n =$ 45 bis 72 für langhübige Pumpen (bis $s = 1{,}1$ m),
$n >$ 70 „ 100 „ mittelhübige Pumpen (etwa $s = 0{,}6$ bis $0{,}4$ m),
$n >$ 100 „ 280 „ kurzhübige Pumpen (etwa $s < 0{,}4$ m).

Für Wahl der Drehzahl ist zunächst die Art der Antriebmaschine maßgebend. Beim Riemenantrieb sind die Lastdrehzahlen nach DIN 112 (s. Bd. I) zu nehmen. Bei direkt antreibenden Drehstrommotoren ist deren Drehzahl maßgebend. Beim Dampfmaschinenantrieb herrscht unmittelbare Kupplung der Kolbenstangen vor; es lassen sich Drehzahlen von 70 bis 72 bei $s = 1$ m erreichen. Zahnradantriebe durch schnellaufende Elektromotoren werden bei kleinen Leistungen durch Ritzel aus Faserstoffen (Novotext u. a.), bei mittleren durch Pfeilverzahnung ausgeführt.

Die Drehzahl wird vor allem durch die Saugverhältnisse begrenzt. Pumpen ohne Saugwindkessel dürfen nur langsam laufen und nur geringe Saughöhe haben. Für Schnellauf müssen alle Wasserwege kurz und weit sein; Ventile mit reichlicher Durchgangsfläche; größter Ventilhub möglichst klein.

Beispiele: 1. Pumpe ähnlich Fig. 11. Liefermenge 3 dm³/sek; Gesamtförderhöhe 160 m; Saughöhe 6 m; Antrieb durch Riemen.

Einfachwirkend. $n = 160$; $\lambda = 0{,}96$; $Q = Fs \cdot 160 \cdot 0{,}96/60 = 3$; $F \cdot s \approx 1{,}17$ dm³. $s = 185$ mm; $D = 90$ mm; $s:D \approx 2$.

2. Pumpe für Schmutzwasser (Stadtentwässerung). Liefermenge 500 dm³/sek; Gesamtförderhöhe 60 m; Saughöhe 6 m; Antrieb durch Dieselmotor über Riemen; Scheibendurchmesser 5000 mm.

Gewählt doppeltwirkende Zwillingspumpe. Liefermenge für eine Pumpe 250 dm³/sek; $n = 63$ U/min; $s = 1000$ mm; $\lambda = 0{,}95$, mit Rücksicht auf Schmutzwasser. Kolbenstange geschätzt 100 mm. $Q = (2F - f_1)s \cdot n \cdot \lambda/60 = 250$; $2F - f_1 \approx 25$ dm²; $F = 12{,}89$ dm². Kolbendurchmesser 405 mm. $c_m = 1 \cdot 63/30 = 2{,}1$ m/sek.

B. Berechnung der Ventile.

In der Regel selbsttätige Ventile mit Federbelastung, und zwar für Saug- und Druckventil in gleicher Ausführung; auch Kolbenschieber als Ersatz für das Saugventil (Schoene)[1], Fig. 19.

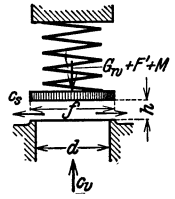


Fig. 5. Tellerventil.

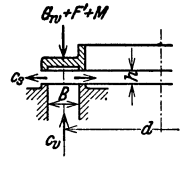


Fig. 6. Ringventil.

Bezeichnungen zu Fig. 5 und 6:

f_v freie Durchgangsfläche des Ventils (Sitzfläche) in cm²,
c_v Wassergeschwindigkeit im Ventilsitz (Sitzgeschwindigkeit) in m/sek,
c_{vm} mittlere, $c_{v\max}$ größte } Sitzgeschwindigkeit in m/sek,
f_s freie Durchgangsfläche im Ventilspalt (Spaltfläche) in cm²,
c_s Wassergeschwindigkeit im Ventilspalt (Spaltgeschwindigkeit) in m/sek,
c_{sm} mittlere, $c_{s\max}$ größte } Spaltgeschwindigkeit in m/sek,
h Ventilhub in cm, $h_{\max}$ größter Ventilhub,
f obere Ventilfläche = Sitzfläche + Dichtungsfläche in cm²,
v Geschwindigkeit des Ventiltellers in m/sek, F Kolbenfläche in cm²,
c Kolbengeschwindigkeit in m/sek; c_m mittlere $= ns/30$,
G_w Gewicht des Tellers, abzüglich Auftrieb in der Flüssigkeit, in kg,

[1]) S. a. „Gas- u. Wasserfach"-Sondernummer 24. 5. 1930. Oldenburg, München u. Berlin.

F' Federkraft in kg, F'_{max} größte Federkraft, entsprechend h_{max},

x Öffnungsverhältnis des Ventils $= \frac{\text{größte Spaltfläche}}{\text{Sitzfläche}} = \frac{f_{s\,max}}{f_v}$ bei größtem Ventilhub,

h_v Ventilwiderstand bei größtem Ventilhub in m WS, gemessen als Druckhöhenunterschied unmittelbar über bzw. unter dem Ventil.

Für das geöffnete Ventil ist

$F \cdot c = f_v \cdot c_v = f_s \cdot c_s \mp f \cdot v$; — für Heben des Ventiltellers, + für Senken.

Für h_{max} ist der Teller im Ruhezustand, $v = 0$; $F \cdot c_{max} = f_v \cdot c_{v\,max} = f_{s\,max} \cdot c_{s\,max}$.

$$f_v = F \cdot c_m / c_{vm}.$$

Der Ausdruck $f \cdot v$ wird Ventilverdrängung genannt. Infolge der Ventilverdrängung, Nachgiebigkeit der Triebwerksteile und der Wandungen des Pumpenraumes, Luft- und Gasgehalt des Wassers und anderer Einflüsse schließen und öffnen die Ventile erst nach den Totpunkten. h_{max} fällt nicht genau mit c_{max} zusammen. Fig. 7 zeigt die Ventilhublinie eines Druckventils in Abhängigkeit des Kurbelwinkels.

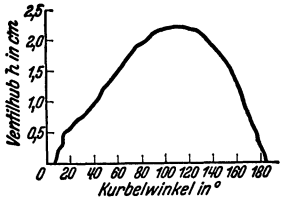


Fig. 7.

Für das Tellerventil ist nach Fig. 5:

Sitzfläche $f_v = \pi d^2/4$; größte Spaltfläche $f_{s\,max} \approx \pi d \cdot h_{max}$; $x = 4 \cdot h_{max}/d$; $h_{max} = x \cdot d/4$.

Für das Ringventil mit einem Ring vom Durchmesser d ist nach Fig. 6:

Sitzfläche $f_v = \pi d \cdot B$; größte Spaltfläche $f_{s\,max} = 2\pi d \cdot h_{max}$; $x = 2h_{max}/B$; $h_{max} = x \cdot B/2$.

Für das Ringventil mit mehreren Ringen mit den Durchmessern $d_1, d_2 \ldots d_n$ ist

Sitzfläche $f_v = \pi B \cdot \sum_1^n d$; größte Spaltfläche $f_{s\,max} = 2\pi \cdot h_{max} \cdot \sum_1^n d$; $h_{max} = x \cdot B/2$.

Nach dem Satz vom Antrieb ist für den größten Ventilhub[1]) $G_w + F'_{max} = \psi \cdot \gamma f_v c^2_{v\,max}/g$, worin ψ ein dimensionsloser Beiwert und γ das spez. Gewicht der Flüssigkeit; wird $G_w + F'_{max}$ auf die Sitzfläche f_v bezogen und in m Flüssigkeitssäule umgerechnet, so ist $\frac{G_w + F'_{max}}{\gamma \cdot f_v} = b_{max} = \psi \frac{c^2_{v\,max}}{g}$; b wird Ventilbelastung genannt, gemessen in m Flüssigkeitssäule, b_{max} entspricht h_{max}.

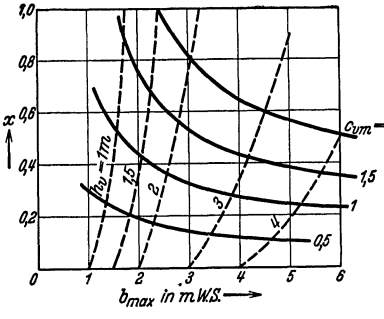


Fig. 8.

Den Zusammenhang zwischen c_{vm}, x, b_{max} und h_v zeigt Fig. 8 für normal gebaute Ventile[2]).

Wählt man z. B. $c_{vm} = 1{,}5$ m/sek und $x = 0{,}6$, so ist $b_{max} \approx 2{,}5$ und $h_v = 1{,}75$ m (gestrichelte Kurve). Durch einen großen Ventilwiderstand wird die Gesamtförderhöhe H vergrößert und der hydraulische Wirkungsgrad verschlechtert. Bei großem H_n ist der Wert von h_v bedeutungslos; bei kleinem H_n sei $h_v \leqq 1{,}5$ m.

Niedrige Ventilwiderstände sind durch eine große Spaltfläche, also großes x, und geringe Sitzgeschwindigkeit, also großes f_v, zu erreichen. Einem großen x entspricht ein großer Ventilhub, wodurch die Drehzahl begrenzt wird; man wählt x höchstens bis 0,9. Ein großes f_v bedeutet große Ventile.

[1]) Massenkraft M vernachlässigt.

[2]) S. a. Bouché, Zeitschrift Fördertechnik u. Frachtverkehr v. 6. April 1934. Heft 7/8.

Rechnungsgang: Man wählt einen für die Pumpenart zulässigen Ventilwiderstand h_v, nimmt c_{vm} an und erhält x; b_{max} ist damit bestimmt. $F'_{max} = b_{max} \cdot f_v \cdot \gamma - G_w$ in kg; b_{max} in m WS; f_v in m²; γ in kg/m³. Die Federkraft bei geschlossenem Ventil sei $F'_0 \approx 0{,}3$ bis $0{,}6\,F'_{max}$.

Beispiel: Ventil für die Schmutzwasserpumpe (Beispiel 2, S. 183) $h_v = 1{,}2$; $c_{vm} = 1{,}5$; $x = 0{,}8$; $b_{max} = 1{,}8$ m. Großer Ventilhub wegen der Fremdkörper erforderlich. $f_v = F \cdot c_m/c_{vm} = 1288 \cdot 2{,}1/1{,}5 \approx 1800$ cm². $F'_{max} = 1{,}8 \cdot 0{,}18 \cdot 1000 - G_W = 324$; G_W geschätzt 24 kg; $F'_{max} \approx 300$ kg; $F'_0 \approx 100$ kg. Gewählt Ringventil nach Fig. 6. B angenommen mit 9 cm ergibt $d = f_v/\pi \cdot B \approx 64$ cm und $h_{max} = x \cdot B/2 = 0{,}8 \cdot 9/2 \approx 3{,}6$ cm. Falls dieser große Ventilhub zu schlechtem Pumpengang führt, muß b_{max} vergrößert werden, z. B. auf 2,5; dann wird $x = 0{,}6$, $h_{max} = 2{,}7$ und $h_v = 1{,}75$.

Soll $h_v = 1{,}2$ nicht überschritten werden, dann muß B verkleinert werden; $B = 8$; $d = 72$; $x = 0{,}8$; $b_{max} = 1{,}8$; $h_{max} = 3{,}2$.

Festigkeitsrechnung s. Berg: Die Kolbenpumpen. 2. Aufl. Berlin: Springer 1921.

C. Wirkungsgrade, Kraftbedarf.

1. Liefergrad (volumetrischer Wirkungsgrad):

$$\lambda = \frac{\text{tatsächliche Wasserlieferung}}{\text{theoretische Wasserlieferung}} = \frac{Q}{Q_i};$$

Q ist durch Versuch zu bestimmen; Q_i ist aus den Abmessungen und der Drehzahl der Pumpe zu berechnen. λ berücksichtigt die Wasserverluste in der Pumpe durch Undichtheit der Stopfbüchsen, Kolben, Ventile; verspäteter Ventilschluß, Luft- bzw. Gasgehalt der Flüssigkeit und fehlerhafter Bau (Luftsack) verschlechtern den Liefergrad. Er ist in weiten Grenzen vom Zustand der Pumpe abhängig.

$\lambda = 0{,}98$ bis $0{,}96$ gut instand gehaltene große Wasserwerkspumpen,
$\lambda = 0{,}98$ „ $0{,}95$ „ „ „ „ Schmutzwasserpumpen,
$\lambda = 0{,}98$ „ $0{,}93$ Handelspumpen mittlerer Leistung.

Sinkt der Liefergrad unter 0,92, so liegen Fehler an der Pumpe vor, starke Abnützung der Dichtflächen usw.

2. Hydraulischer Wirkungsgrad der ganzen Pumpenanlage:

$$\eta_h = \frac{\text{Nutzförderhöhe}}{\text{Gesamtförderhöhe}} = \frac{H_n}{H};$$

H wird aus dem Diagramm bestimmt. η_h gibt Aufschluß über die gesamten hydraulischen Verluste in der Pumpe und den Rohrleitungen. Für die Schmutzwasserpumpe einer Großstadt, die das Wasser durch lange Rohrleitungen auf die Rieselfelder drückt, sei $H_n = 15$ und $H = 45$; dann ist $\eta_h = 15/45 = 0{,}33$. Dieser Wirkungsgrad bezieht sich also auf die gesamte Anlage. Da man die Verluste in den Rohrleitungen bei Beurteilung der Pumpe an sich dieser nicht zur Last legen darf, ist es erforderlich, den hydraulischen Wirkungsgrad der Pumpe allein zu berechnen:

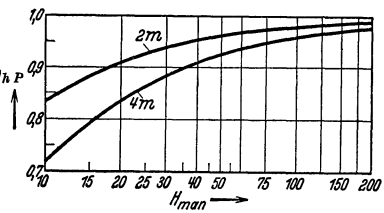


Fig. 9.

3. $\eta_{hP} = H_{man}/H$; $H - H_{man}$ = hydraulische Verluste in der Pumpe, hauptsächlich Ventilwiderstände, deren Größe für Saug- und Druckventile zusammen kaum < 2 m sein werden (vgl. Abschnitt „Berechnung der Ventile"). Betragen die Verluste z. B. 2 m, so wird bei

$$H_{man} = 8 \text{ m}, \quad \eta_{hP} = \frac{8}{8+2} = 0{,}8; \quad \text{unwirtschaftlich!}$$

$$\text{„} \quad 98 \text{ m}, \quad \eta_{hP} = \quad 0{,}98.$$

Fig. 9: η_{hP} in Abhängigkeit von H_{man} bei 2 und 4 m hydraulischen Verlusten. Daraus folgen die wirtschaftlichen Grenzen für Kolbenpumpen und der Zwang, für niedrige Förderhöhen Ventile mit geringen Widerständen zu bauen.

4. Mechanischer Wirkungsgrad:

$$\eta_m = \frac{\text{indizierte Pumpenleistung}}{\text{Kupplungsleistung}} = \frac{N_i}{N_k},$$

wenn N_k die Kupplungsleistung an der Pumpenwelle ist; N_i ist aus dem Indikatordiagramm zu bestimmen. η_m gibt die mechanischen (Reibungs-) Verluste im Triebwerk, am Kolben und an den Stopfbüchsen an. $\eta_m = 0{,}88$ bis $0{,}95$. Bei stehender Bauart meist η_m höher als bei liegender.

5. Gesamtwirkungsgrad der ganzen Pumpenanlage:

$$\eta = \frac{\text{Nutzleistung in gehobenem Wasser}}{\text{Kupplungsleistung}} = \frac{\gamma \cdot Q \cdot H_n}{75 N_k} = \lambda \cdot \eta_h \cdot \eta_m .$$

η gibt sämtliche Verluste, auch die in den Leitungen, an; N_k in PS. Da für die Beurteilung der Verluste in der Pumpe an sich nicht die Nutzförderhöhe H_n, sondern die manometrische H_{man} maßgebend ist, so wird der Gesamtwirkungsgrad der Pumpe

6. $\eta_P = \gamma Q H_{man}/75 N_k = \lambda \cdot \eta_{hP} \cdot \eta_m$; wird η_P angenommen, dann läßt sich die Kupplungsleistung berechnen:

$N_k = \gamma Q H_{man}/75\,\eta_P$ PS; γ in kg/dm³; Q in dm³/sek; H_{man} in m.

Pumpen mit Kurbeltrieb:

$\eta_P = 0{,}8$ bis $0{,}9$, die höheren Werte bei mittleren und großen Förderhöhen und stehender Bauart.

$\eta_P = 0{,}9$ bis $0{,}97$, wenn N_k an der Kolbenstange der unmittelbar gekuppelten Antriebsmaschine gemessen wird.

Bei großen Pumpmaschinen wird die Arbeit der Brennstoff- (Kohle, Öl, Gas) oder der Antriebkraft- (Dampf, Elektrizität) Einheit in mkg oder mt wirklich gehobenen Wassers (Nutzarbeit bezogen auf H oder H_{man}) angegeben. Für Umrechnungen: 270000 mkg = 1 PSh und 367000 mkg = 1 kWh.

D. Ausführung der Pumpen.

Berechnung der Wandstärke nach Bd. I, S. 412 „Festigkeit von Gefäßen". Für Gußeisen $\sigma_{zul} = 150$ bis 250 kg/cm², für Stahlguß 250 bis 500, je nach Art der Belastung. Durchdringungsstellen nach Fig. 10 werden so bestimmt, daß die Fläche f durch die schraffierte Fläche f' als belastet gedacht wird. $f' \cdot p = f \cdot \sigma_{zul}$.

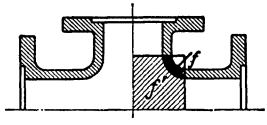


Fig. 10.

Fig. 11. Die gleichachsig angeordneten Ventile werden durch Spannbügel und Schraube im Gehäuse festgehalten; Abdichtung durch Gummi- oder Bleiringe. Das Saugventil trägt unten das Eintauchrohr, das in den Saugwindkessel hineinragt. Hohler Kolben (Tauch-, Rohrkolben, Plunger) durch Kernstopfen abgedichtet. Wasserabfluß für die Stopfbuchse.

Fig. 12. Saug- und Druckventil einzeln durch Bügel befestigt. Handloch zum Einbau des Saugventils. Saugwindkessel *a* hochgezogen. Ausrüstungsteile: Hahn zum Belüften des Saugwindkessels; Schnüffelventil *b* zum Ansaugen von Luft in den Pumpenraum; Vorrichtung *c* zum Anfüllen des Pumpenraumes vor

der Inbetriebsetzung; Luftablaßhahn *d* am Druckwindkessel; Sicherheitsventil *e* am Druckrohr. Die Kernöffnungen *f* dienen zur Durchführung der Bohrspindeln.

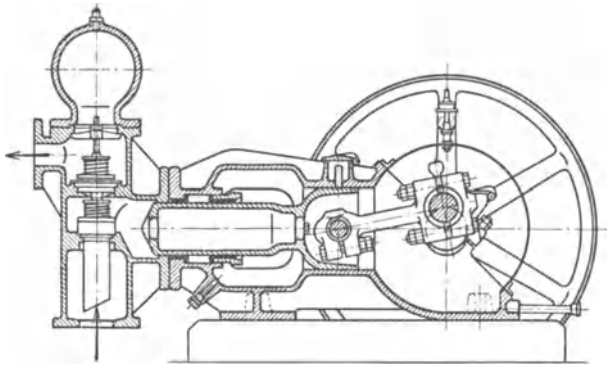


Fig. 11. (Amag Hilpert.)

Fig. 13. Drillingspumpe für höhere Drücke. Ventile durch schräg gestellte Bolzen *a* festgehalten, drei bis vier am Umfang. Die Durchdringungsstellen von Kolbenlauf und Pumpenraum durch zwei Zuganker aus Stahl versteift. Umlaufventil *b* gestattet Verbindung der Druckleitung mit Pumpenraum. Ein gleichartiges, nicht dargestelltes Umlaufventil verbindet Pumpenraum mit Saugleitung und dient zum Entwässern der ganzen Pumpe und zum Anfüllen derselben aus der Druckleitung. Wasserstand *c*. Saugwindkessel, mit dem Fundament vergossen, trägt die ganze Pumpe.

Fig. 14. Drillingspumpe für Preßwasser. Pumpenkörper aus Stahl. Ventile wegen der Kleinheit nicht eingezeichnet; sie werden mit Gewinde eingeschraubt. Kein Saugwindkessel, nur gemeinsame Bohrung *a* als Saugleitung. Druckleitung bei *b* angeschlossen. Ventilteller mit Lederdichtung.

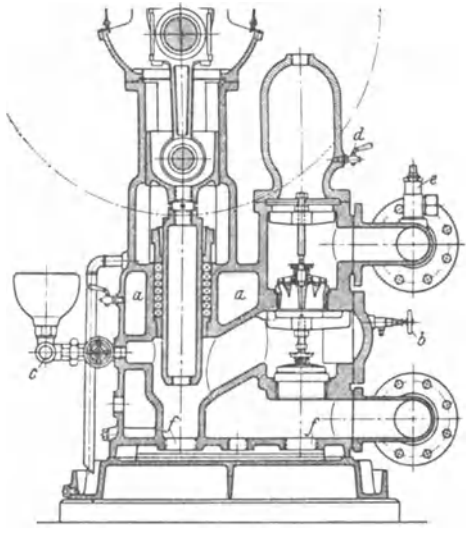


Fig. 12. (Klein, Schanzlin u. Becker.)

Fig. 15. Stufenkolbenpumpe. Zufluß im Saugwindkessel günstiger als in Fig. 11.

Befestigung der Ventile durch horizontale zylindrische Bolzen mit Keilflächen. Eintauchrohre am unteren Ende mit Schlitzen, oder nach Fig. 11 abgeschrägt, um bei Luftüberschuß im Saugwindkessel nicht zuviel Luft mit einem Male abzusaugen.

Fig. 19, schnellaufende Pumpe, Patent Schoene, der Maschinenfabrik Meer A.-G. in M.-Gladbach. Unterer Totpunkt: der von zwei Exzentern symmetrisch gefaßte Ringschieber r hat den Saugkanal gerade abgeschlossen. Beim Kolbenaufwärtsgang legt der Schieber etwa 10 vH vor Erreichen der oberen Kolbentotlage den Saugkanal frei, der nunmehr vom Kolben überdeckt ist (gezeichnete Stellung). Bei Beginn des Saughubes — Abwärtsgang des Kolbens — öffnet zunächst das einringige Saugventil v, dann legt der Kolben den Saugschlitz frei, das Saugventil schließt langsam. Die Kolbenwand greift auch in oberer Kolbentotlage über Kreuzkopflaufbüchse, derart Übertritt von Leckwasser in den Kurbelkasten und von Schmieröl in das Wasser verhindernd.

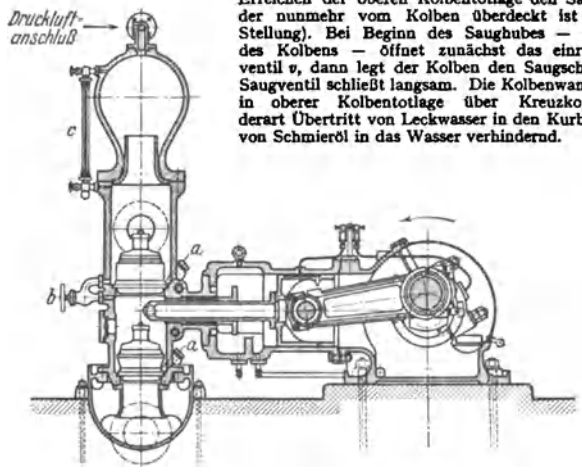


Fig. 13. (Ehrhardt u. Sehmer.)

Ausführung der Ventile als Düsenventile; im Diffusor, von den Wandungen der Düsenringe r' und des Einsatzes e mit den Ventilfängern f begrenzt, wird die hohe Durchflußgeschwindigkeit z. T. wieder in Druck umgesetzt.

Bei Kanalwasserpumpen fällt auch das Druckventil fort, indem der Schieber auch den Druckvorgang steuert.

Vorteil der Bauart: hohe Umlaufzahlen (175 bis 300/min).

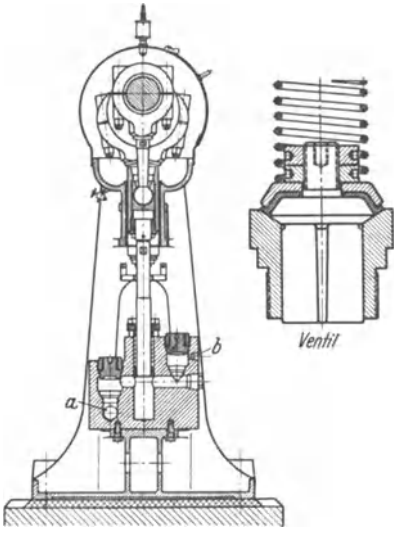


Fig. 14.

Werkstoffe. Pumpenkörper: Gußeisen, Stahlguß, Stahl.

Ventile: Sitz aus Gußeisen, Stahlguß, Rotguß, Bronze; oft bestehen nur die Dichtleisten aus aufgeschraubten Rotguß- oder Bronzeringen; Dichtleisten möglichst schmal.

Ventilteller: Bronze, Rotguß, Stahl, Leder, Gummi, mittelhart bis hart. Breite der Dichtleisten durch zulässigen Auflagerdruck k bestimmt:

$k = 200$ kg/cm² Phosphorbronze,
$k = 150$ „ Rotguß,
$k = 80$ „ Gußeisen,
$k = 30$ „ Gummi, Leder.

Federn: Kupfer, Bronze, Messing, Stahl, Gummirohr. Lebensdauer der Federn infolge der zerstörenden Wirkung der Flüssigkeit gering.

Ventilspindeln: Stahl, Sondermessing.

Kolben (Plunger): Gußeisen, Kolbenstange Stahl. Bei Preßpumpen: Stahl, hart und poliert. Scheibenkolben: Gußeisen, Stahlguß, Rotguß, Bronze; bei diesen Abdichtung durch Stulpen aus Leder oder Guttapercha.

Kolbenlaufbuchse: Gußeisen, bei Bedarf mit Weißmetallausguß, Bronze, Rotguß.

Besondere Werkstoffe für angreifende Flüssigkeiten: Steinzeug, Porzellan, nichtrostender Stahl. Auskleidung der Gehäuse mit Hartgummi (Ebonit), Blei, Thermisilid.

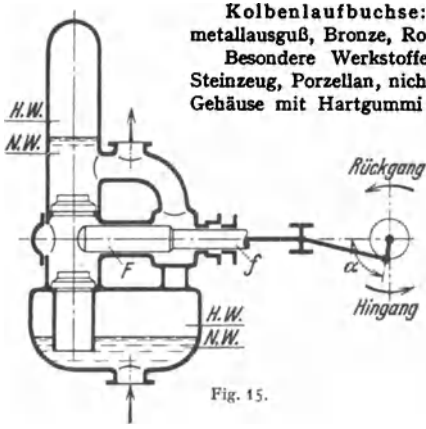


Fig. 15.

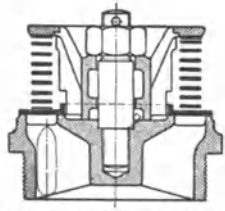


Fig. 16. (Rheinmetall-Borsig.)

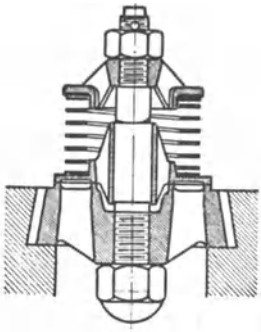


Fig. 17.

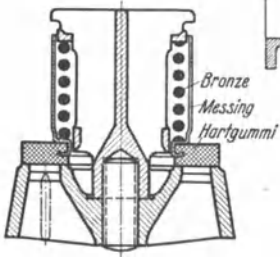


Fig. 18. (Rheinmetall-Borsig.)

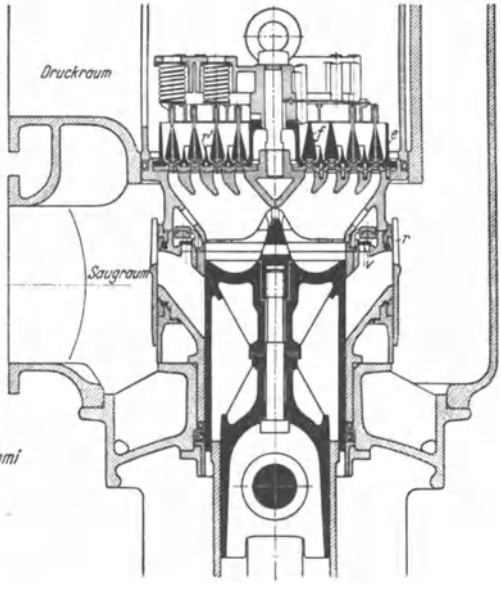


Fig. 19.

Abdichtung meist durch Rundgummischnur.

Windkesselwirkung[1]. Die Windkessel haben die Aufgabe, die Einflüsse der sinusartigen Bewegung der Wassermassen in der Pumpe von der möglichst gleichmäßigen Strömung in den Rohrleitungen fernzuhalten.

[1]) S. a. Z. VDI 1933 S. 1143.

Fördervorgang bei einer Stufenkolbenpumpe Fig. 15; die Wasserförderung in die Druckleitung ist

beim Hingang	$s(F-f)$
beim Rückgang	$s[F-(F-f)]=s\cdot f$
bei einer Umdrehung	$s\cdot F$

Aus dem Saugwindkessel wird nur beim Hingang das Volumen $s \cdot F$ entnommen. Hinsichtlich der Saugwirkung ist die Stufenkolbenpumpe einfachwirkend, hinsichtlich der Druckwirkung doppeltwirkend.

In der Zeit dt wird die Wassermenge $dQ = F \cdot c \cdot dt$ geliefert; $c = r \cdot \omega\,[\sin\alpha \pm \lambda/2 \cdot \sin(2\alpha)]$. In Fig. 20 stellen die Ordinaten die Größe $F \cdot c$ dar; Inhalt der kreuzschraffierten Fläche $= dQ = F \cdot c \cdot dt$.

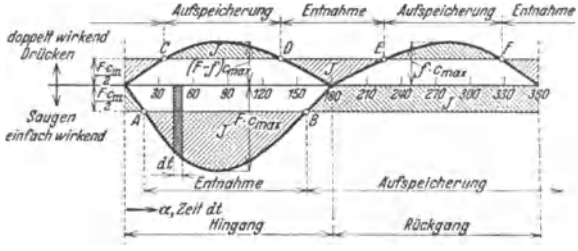


Fig. 20.

Durch das Saugrohr strömt die Menge $F \cdot c_m/2$ in dm³/sek mit gleichbleibender Geschwindigkeit in den Saugwindkessel; von A bis B saugt der Kolben mehr Wasser an, als dem Kessel zufließen kann (Entnahme aus dem Kessel); von B bis A fließt mehr Wasser in den Kessel, als durch den Kolben angesaugt wird; von $\alpha = 180°$ bis $360°$ wird nicht gesaugt (Aufspeicherung im Kessel). Bei B hat der Saugwindkessel den niedrigsten (N.W.), bei A den höchsten Wasserstand (H.W.).

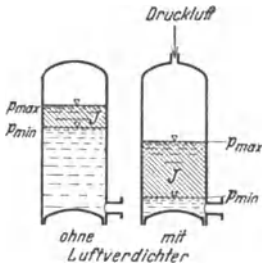


Fig. 21.

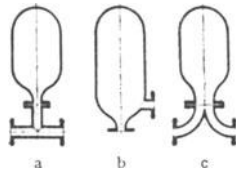


Fig. 22.

Beim Druckwindkessel findet das Aufspeichern und Entnehmen zweimal während einer Umdrehung statt. Die Punkte C und E entsprechen dem N.W., D und F dem H.W.

Die jeweils aufzuspeichernde bzw. zu entnehmende Wassermenge J ist durch die schraffierten Flächen dargestellt. J ist abhängig von der Pumpenart und dem Hubvolumen; $J = k \cdot F \cdot s$. Bei zweckmäßiger Verbindung der Wasserräume der Windkessel ist für die

einfachwirkende Pumpe	$k = 0{,}55$
doppeltwirkende oder einfachwirkende Zwillingspumpe mit 180° Kurbelversetzung	$k = 0{,}21$
doppeltwirkende Zwillingspumpe mit 90° Kurbelvers.	$k = 0{,}04$
einfachwirkende Drillingspumpe mit 120° Kurbelvers.	$k = 0{,}009$.

Wird isothermische Verdichtung und Ausdehnung der Luft im Windkessel angenommen, so wird (Fig. 21) $V_{min} \cdot p_{max} = V_m \cdot p_m = V_{max} \cdot p_{min}$; $V_{max} - V_{min} = J$. Daraus größte Druckschwankung $\delta_p = \frac{p_{max} - p_{min}}{p_m} = \frac{V_{max} - V_{min}}{V_m}$. $p_m = 0{,}5(p_{max} + p_{min})$; $V_m = 0{,}5(V_{max} + V_{min})$. Es ist δ_p = Ungleichförmigkeitsgrad des Windkesseldruckes. Große Druckschwankungen führen zur ungleichförmigen Wasserströmung in den Rohren und zu Schwingungen. Die Druckschwankungen in der Druckleitung können durch Einbau eines weiteren Windkessels verringert werden; Anordnung nach Fig. 22b u. c zweckmäßig, nach Fig. 22a ohne Nutzen[1]). Die Wassermassen können im Saugwindkessel durch die periodische Wasserentnahme vorn und hinten in eine schaukelnde Bewegung geraten, die man durch Unterteilung, Prallbleche u. a. m. zu verhindern sucht.

Schwingungen durch Windkessel[2]). Schwingungsfähig sind die Wassermassen im Saugrohr (vom Brunnen bis zum Saugwindkessel) und im Druckrohr (von der Windhaube der Pumpe bis zum Ausguß bzw. bis zu einem zweiten Windkessel). Resonanz tritt auf, wenn die Eigenschwingungszahl $q/2\pi$ der Wassermasse mit der Taktzahl der Pumpe zusammenfällt; dabei ergeben sich Druckschwankungen δ_p, die wesentlich größer sind als die durch die Wasserlieferung bedingten.

Es ist

$$q = \sqrt{\frac{g \cdot p_m \cdot f_d}{l_d \cdot V_m}},$$

worin V_m = mittlerer Luftinhalt des Windkessels in m^3, l_d = Leitungslänge in m, f_d = Leitungsquerschnitt in m^2, p_m = mittlerer absoluter Windkesseldruck in m, $g = 9{,}81$ m/sek^{-2}.

Da $\omega/2\pi$ = sekundliche Drehzahl, so wird der im folgenden gebrauchte Wert

$$\frac{q}{\omega} = \frac{\text{Eigenschwingungszahl der Wassersäule in der Sek.}}{\text{Drehzahl der Pumpe in der Sek.}}.$$

Resonanz tritt auf
bei einfachwirkenden Pumpen, wenn $q/\omega = 1, 2, 3$ usw. (0,1 bis 0,3),
„ doppelt- „ „ „ „ $q/\omega = 2, 4, 6$ usw. (0,2 bis 0,6).

Die eingeklammerten Werte geben die zweckmäßig zu wählenden Werte an.

Windkesselbemessung bei selbsttätiger Wasserversorgung siehe Z. VDI 1931 S. 657.

V. Pumpen und Verdichter verschiedener Bauart.

Bearbeitet von Dipl.-Ing. **Ch. Bouché**, VDI, Berlin.

1. Strahler[3]). Ausnützung der Strömungsenergie eines Treibmittels durch Düsen und Diffusoren zum Zwecke des Saugens oder Drückens eines Fördermittels. Als Treib- und Fördermittel kommen Gase und Flüssigkeiten in Frage.

a) Dampfstrahl-Injektoren zur Kesselspeisung; Dampfwärme geht in das Speisewasser über. Der durch eine Düse strömende Dampf saugt das Wasser in die „Mischdüse" hinein, wobei vollkommene Kondensation des Dampfes eintreten kann; in der folgenden „Mischdüse" wird die Geschwindigkeit des Gemisches in Druck umgesetzt. Anfänglich nicht mitgerissenes Wasser fließt durch das „Schlabberventil" ab. Größe der Saug- und Druckwirkung richtet sich nach der Höhe des zur Verfügung stehenden Dampfdruckes.

[1]) Die Knorr-Bremse A.G. stellt Stoßdämpfer her, die auf dem Grundsatz eines Schwimmers beruhen.

[2]) Berg: Die Kolbenpumpe. Berlin: Springer. — Gramberg: Maschinenuntersuchungen. Berlin: Springer.

[3]) Vgl. auch Abschnitt „Kondensation" S. 221.

Saugende Injektoren sind mit Regulierspindel auszuführen, damit bei der Inbetriebsetzung durch einen feinen Dampfstrahl zunächst nur der Wasserzutrittsraum luftleer gemacht wird, bis durch Einstellung eines kräftigeren Strahles die Wasserförderung beginnt. „Abdampfinjektoren" ermöglichen bei Zuströmung kalten Wassers, das auf 70 bis 90° erwärmt werden kann, Speisung gegen 6 at Druck.

In den Universal- oder Doppelinjektoren, zuerst von Gebr. Körting gebaut, wirkt der Dampf zweimal auf das Wasser. Die erste Düse wirkt hauptsächlich saugend, die zweite steigert den Wasserdruck auf die Kesselspannung. Körtingsche Doppelinjektoren fördern

heißes Wasser bei 2 m Saughöhe von	60°	57°	54°
gegen absolute Kesseldrücke von . .	5 bis 9	10 bis 11	12 bis 13 at

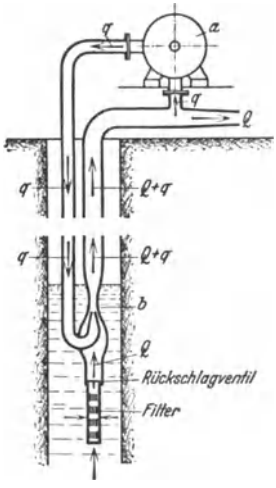


Fig. 1.

b) Dampfstrahl-Luftsauge- und Druckapparate arbeiten nach dem gleichen Prinzip wie unter a.

c) Tiefsauger, zur Förderung von Wasser, Öl u. dgl. aus größeren Tiefen. Schema nach Fig. 1; die über Tage stehende Pumpe a (Kreisel- oder Kolbenpumpe) drückt eine bestimmte Menge q der Förderflüssigkeit als Treibflüssigkeit mit gewissem Druck in den Strahler b; die Höhe des Druckes ist von der Teufe abhängig. In der Mischdüse vereinigt sich die Menge Q der Förderflüssigkeit mit der Menge q der Treibflüssigkeit. Im Diffusor wird $Q+q$ auf den der Teufe entsprechenden Druck gebracht. Zur Erdölförderung werden Strahler in mehreren Stufen hintereinandergeschaltet[1]). Einstufige Strahler zur Trinkwasserförderung, Teufe bis 26 m, Fördermenge $Q = 1$ bis 3,5 m³/h.

2. Förderung von Flüssigkeiten und Dickstoffen mittels Druckluft bzw. Dampf.

a) Durch Einblasen von Druckluft[2]) (Mammutpumpen). Die Steigleitung endet unten in einem Fußstück, in das durch ein besonderes Luftrohr verdichtete Luft so eingeführt wird, daß sie dem Förder- oder Steigrohr am ganzen Umfange zuströmen kann. Die Luft löst sich in Luftkolben auf, und das von diesen durchsetzte Wasser strömt im Steigrohr aufwärts. Die antreibende Kraft ist sonach die Wassersäule außerhalb der Steigleitung; die Eintauchtiefe sei nicht kleiner als das $^1/_2$- bis $^1/_3$fache der Förderhöhe. Infolge der Luftexpansion sinkt die Wassertemperatur um einen kleinen Betrag (etwa 1 bis 1,5° C).

Es sind erforderlich:

für 1 l Wasser 2 bis 3 l Luft von atm. Druck für Förderhöhen von 5 bis 15 m,
für 1 l Wasser 4 bis 5 l Luft von atm. Druck für Förderhöhen $>$ 60 m.

b) Indirektes Pumpverfahren: Eine Luftpumpe saugt aus einem Kessel die Luft heraus, wodurch das Fördergut in diesen eintritt; gleichzeitig drückt die Luftpumpe die abgesaugte Luft in einen zweiten Kessel, in dem sich bereits das Fördergut befindet, und preßt es in die Druckleitung. Durch abwechselndes automatisches Umschalten beider Kessel läßt sich fast ununterbrochene Saug- und Druckwirkung erzielen.

---

[1]) Schmidt: Erdölförderung durch Strahlapparat. Z. VDI 1932 S. 1301.
[2]) Pickert: Einfluß der Rohrreibung auf die Wasserförderung von Druckluftwasserhebern. Z. VDI 1932 S. 638. Daselbst Literaturverzeichnis.

Pulsometer. Der durch Kugeln oder Klappen selbsttätig gesteuerte Dampf tritt abwechselnd in zwei Kammern und drückt deren Inhalt durch die Druckventile in die Steigleitung. Die dadurch eintretende Kondensation des Dampfes, unterstützt durch besondere Einspritzung kalten Wassers, verursacht die Entstehung eines luftleeren Raumes und Einströmung des Wassers durch die Saugventile. Saughöhe bis zu 8 m. Druckhöhe bis zu 50 m.

3. Kapselwerke[1]).

a) Zahnradpumpen zur Förderung von Wasser, Seifenwasser, Öl u. dgl., nach Fig. 2. Bezeichnung: Z = Zähnezahl eines Rades, f = Querschnitt eines Zahnes senkrecht zur Drehachse in cm^2, b = Breite der Zähne in Richtung der Drehachse in cm, n = Drehzahl in min^{-1}, Q = Fördermenge in cm^3/min, λ = Liefergrad. $Q = 2Zfbn\lambda$. Der schwarz ausgefüllte Raum zwischen den im Eingriff befindlichen Zähnen geht für die Lieferung verloren. Normaler Druck bis 6 atü, für Flüssigkeitsgetriebe bis 25 atü.

b) Kreiskolbengebläse von Jaeger & Co., Leipzig, Fig. 3. Welle *a* trägt eine Scheibe mit drei Arbeitskolben *b*. Der drei-

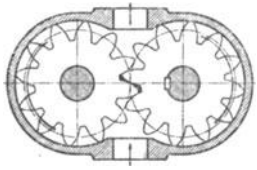


Fig. 2.

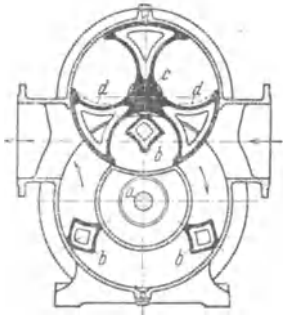


Fig. 3.

flügelige, keine Arbeit leistende Steuerkolben *c* wird durch Zahnräder in entgegengesetzter Drehrichtung bewegt; seine steuernden Kanten verhindern Rückströmung der Luft. Die in den Deckeln angeordneten Druckausgleichtaschen *d* verringern den sonst unvermeidlichen Verlust an Druckluft. Anwendung: Gebläse für Gase; Gegendruck 2 bis 3 m WS.; Fördermenge bis 130 m^3/min.

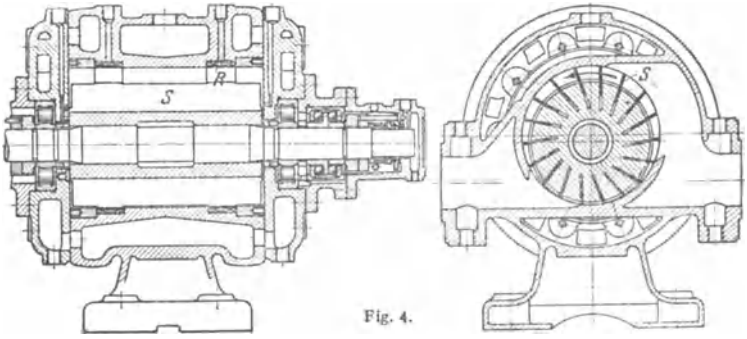


Fig. 4.

c) Roots-Gebläse s. Bd. II, S. 142, Fig. 5.

d) Rotierende Verdichter (Vielzellen-Bauart, eingeführt von K. Wittig, Zell i. W.), Fig. 4, Ausführung der DEMAG. Drehzahl 500 bis

[1]) Keine lückenlose Darstellung, sondern nur kurzer Überblick. Literatur: Plank: Kleinkältemaschinen mit Drehkolbenkompressoren. Z. VDI 1925 S. 393. — Baum: Theorie umlaufender Kompressoren und Vakuumpumpen der Vielzellenbauart. Z. VDI 1926 S. 623. — Wunderlich: Zweistufiger Rotationskompressor für 600 bis 700 l/min bei 8 atü. Z. VDI 1932 S. 538. — Kluge: Untersuchungen an einer Kapselpumpe. Z. VDI 1932 S. 609. — Steller: Leistungsverluste im Drehkolbenverdichter. Z. VDI 1932 S. 1218.

1500, unmittelbar mit Elektromotor gekuppelt. Eine exzentrisch gelagerte Walze ist mit Führungsschlitzen für Schieber S versehen, die durch die Fliehkraft nach außen gedrängt werden. Zur Verringerung der Abnutzung werden Laufringe R, gegen die sich die Schieber legen, von diesen mitgenommen. Die Laufringe R haben etwas kleineren Innendurchmesser wie das Gehäuse und sind mit radialem Spiel in Ausdrehungen des Gehäuses gelagert. Es ergibt sich ein sichelförmiger Arbeitsraum, dessen Saug- und Druckseite in dem Punkt, wo die Walze an das Gehäuse herantritt, getrennt sind. Die Pumpen können als Vakuumpumpen und als Verdichter laufen; Ausführung auch mehrstufig. Ansaugemenge:

$$Q\,(\text{in m}^3/\text{h}) = 2e \cdot l \cdot 60 \cdot n \cdot [2R\pi - \delta \cdot z] \cdot \lambda,$$

worin e = Exzentrizität der Walzenlagerung, l = Walzenlänge, R = Gehäusehalbmesser, z = Schieberzahl, δ = Schieberdicke, λ = Liefergrad. Das Gehäuse ist von einem Kühlmantel umgeben.

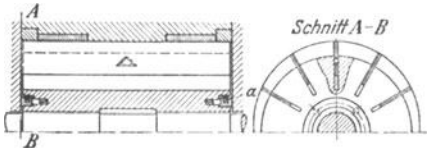


Fig. 5. Ausgleich des Spiels zwischen Trommel und Gehäuse eines umlaufenden Verdichters durch federbelastete Dichtungsringe.

Derartige Pumpen arbeiten mit unveränderlichem Verdichtungsverhältnis. Für Betriebsverhältnisse mit schwankenden Gegendrücken baut Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal, selbsttätige Ventile auf der Druckseite ein, die in geöffnetem Zustand genügend Durchtrittsquerschnitte freigeben und in geschlossenem Zustand die innere Fläche des Gehäuses nicht unterbrechen, Fig. 5. Weitere Einzelheiten s. Z. VDI 1932 S. 668.

e) Flüssigkeitsgetriebe, Ölpumpe mit veränderlicher Exzentrizität, Fig. 6; Bauart Lauf-Thoma, Magdeburger Werkzeugmaschinenfabrik. Die Exzentrizität kann durch das Handrad h von $+e_{max}$ über 0 bis $-e_{max}$ verstellt werden, wodurch

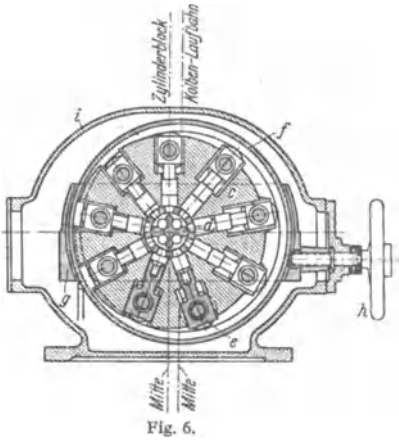


Fig. 6.

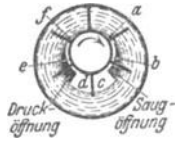


Fig. 7.

die Saug- und Druckseiten der Pumpe vertauscht werden. Der umlaufende Zylinderkörper c mit neun Bohrungen und einer Laufbüchse im Innern wird in einer Drehrichtung unmittelbar durch einen Motor angetrieben; bei Drehrichtung im Uhrzeigersinn verdrängen die vier unteren Kolben e das Öl aus den

Bohrungen des Körpers *c* und drücken es durch die beiden unteren Bohrungen des stillstehenden Laufzapfens *d* in die Druckleitung. Die Rollen der Kolben laufen auf der kreisförmigen Laufbahn *f*, die im verstellbaren Schlitten *g* durch Wälzlager gelagert ist. Im Gehäuse *i* ist der Laufzapfen *d* befestigt, der außen die Anschlüsse für die Leitungen trägt. Drehzahlen 500 bis 1500 min^{-1}; Betriebsdruck 50 atü. Näheres über derartige Getriebe s. Abschnitt „Werkzeugmaschinen" und Preger: Flüssigkeitsgetriebe. Berlin: VDI-Verlag 1932.

f) Flüssigkeitsring-Luftpumpen (Elmopumpen von Siemens-Schuckert) Schema nach Fig. 7. Das exzentrisch gelagerte Schaufelrad schleudert die Betriebsflüssigkeit, meist Wasser, als Ring gegen das Gehäuse; dadurch bilden sich sichelförmige Hohlräume, *a* bis *c* als Saug- und *d* bis *f* als Druckräume. Anordnung der Saug- und Drucköffnungen im Deckel. Hohe Drehzahl von 1500 min^{-1} gestattet unmittelbaren Antrieb durch Elektromotoren. Verwendung: Vakuum- und Entstäubungspumpen, Kompressoren (ölfreie Druckluft), Wasser- und Ölpumpen.

Bei Verwendung als Luftpumpe wird bis 99,5 vH der theoretischen Luftleere erreicht.

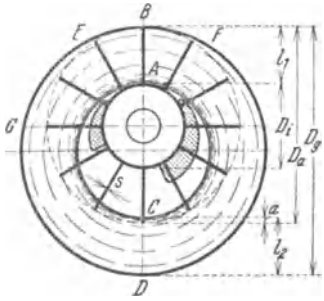


Fig. 8.

Mit s = Schaufeldicke, z = Schaufelzahl, a = Eintauchtiefe, b = axialer Schaufellänge wird nach Pfleiderer[1]):

Umlaufende Wassermenge in m^3/sek:

$$Q = [\pi/4 \cdot (D_a^2 - D_i^2) - z \cdot l_1 \cdot s] \cdot b \cdot n/60 = b\, l_2 \cdot u_a,$$

wenn $u_a = \pi D_a \cdot n/60$.

$$l_2 = \frac{Q}{b \cdot u_a} = \frac{1}{4 D_a}\left(D_a^2 - D_i^2 - \frac{4}{\pi} \cdot z \cdot l_1 \cdot s\right).$$ Gehäusedurchmesser: $D_g = D_a + l_2 - a$.

Theoretisches Gasansaugevolumen:

$$V = [\pi/4 \cdot ((D_a - a)^2 - D_i^2) - z\,(l_1 - a) \cdot s]\, b\, n/60.$$ (Siehe auch S. 291.)

[1]) Die Kreiselpumpen. 2. Aufl. Berlin: Springer.

Schwungräder, Massenausgleich, Schwingungen und Regler.

Bearbeitet von Professor H. Dubbel, Berlin.

I. Schwungradberechnung.

A. Die Wirkungen der Massen.

a) Unendliche Pleuelstangenlänge (Fall der Kurbelschleife). Nach Bd I, Kurbeltrieb, ergibt sich als Darstellung der Beschleunigung $b_u = v^2/r \cdot \cos\alpha$ für $l = \infty$ eine Gerade.

Beschleunigungskraft $K_u = G/g \cdot b_u$; G = Gewicht der hin- und hergehenden Massen.

Auf 1 cm² der Kolbenfläche F entfällt:

$$K_u = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{r \cdot F} \cdot \cos\alpha .$$

Für die Totlagen ist (mit $\cos\alpha = 1$) K_u = Zentrifugalkraft der im Kurbelzapfen vereinigt gedachten Gewichte G.

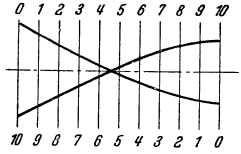


Fig. 1.

b) Endliche Pleuelstangenlänge.

Beschleunigungskraft:

$$K_e = \frac{G v^2}{g \cdot r \cdot F} \cdot \left(\cos\alpha \pm \frac{r}{l} \cdot \cos 2\alpha\right).$$

Für die Totlagen wird

$$K_e = \frac{G v^2}{g \cdot r \cdot F} \left(1 \pm \frac{r}{l}\right) = K_u \cdot \left(1 \pm \frac{r}{l}\right).$$

Tafel der Kurbelwinkel und Kolbenwege s. Schluß von Bd. I.

Darstellung der Beschleunigungen und Beschleunigungskräfte s. Bd. I, Abschnitt Kurbeltrieb.

Grassmann[1]) setzt:

$$\frac{G_{kg}}{F_{cm^2}} = a + \frac{e}{n} \cdot \frac{N_i}{F}$$ (N_i = indiz. Normalleistung, bei Verbundmaschinen die der ganzen Maschine).

Für a und e ist zu setzen bei	a	e
Einzylindermaschinen	0,08	300
Zwillingsverbundmaschinen . . .	0,06	$\frac{1}{2} \cdot 280 = 140$
Tandemmaschinen	0,1 bis 0,12	360

Wird das schwingende Gewicht auf 1 Liter Hubraum bezogen, so ist

$G' \approx$ 3,5 bis 5,0 kg/dm³ für ortfeste Dampfmaschinen,
6,5 bis 7,0 kg/dm³ für ortfeste Brennkraftmaschinen mit Kreuzkopf,
4,5 bis 6,0 kg/dm³ für Tauchkolbenmaschinen,
2,0 bis 3,0 kg/dm³ für Leichtmotoren mit Gußeisenkolben,
1,0 bis 2,0 kg/dm³ für Leichtmotoren mit Leichtmetallkolben.

[1]) Grassmann: Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine. 4. Aufl. Berlin: Springer.

Um G_{kg}/F_{cm^2} zu erhalten, sind die vorstehenden Zahlenwerte mit $s/10$ (Hub s in m) zu multiplizieren; es wird also z. B. für eine Tauchkolbenmaschine $G_{kg}/F_{cm^2} = 0{,}45$ bis $0{,}60\,s$. S. auch S. 149.

Hin- und hergehende Massen: Kolben (nebst Stange und Kreuzkopf bei Kreuzkopfmaschinen) und ein Teil der Schubstange, deren Masse in zwei auf Kreuzkopfzapfen und Kurbelzapfen bezogene Massen aufzuteilen ist. (Auf Kreuzkopfzapfen entfällt bei Stirnkurbeln etwa $^1/_2$, bei gekröpften Wellen $^1/_3$ des Pleuelstangengewichtes.)

B. Das Tangentialdruckdiagramm.

Fig. 2b, Diagramm der Horizontaldrucke auf Kolben. Abzug der Vorderdampfspannungen p_v von den fördernden Hinterdampfspannungen p_h. Berücksichtigung der im ersten Hubteile abzuziehenden, im zweiten Hubteile zu addierenden Beschleunigungskräfte. Fig. 2c stellt die Horizontalkräfte P auf den Kurbelzapfen dar. Aus diesen folgt Tangentialdruck

$$T = P \cdot \sin\alpha \quad \text{für} \quad L = \infty,$$

$$T = P \cdot \sin(\alpha + \beta)/\cos\beta$$

für endliche Pleuelstangenlänge. β = Neigungswinkel der Pleuelstange.

Zeichnerische Ermittlung von P nach Fig. 2d (für $L = \infty$) und Fig. 2e für endliche Länge.

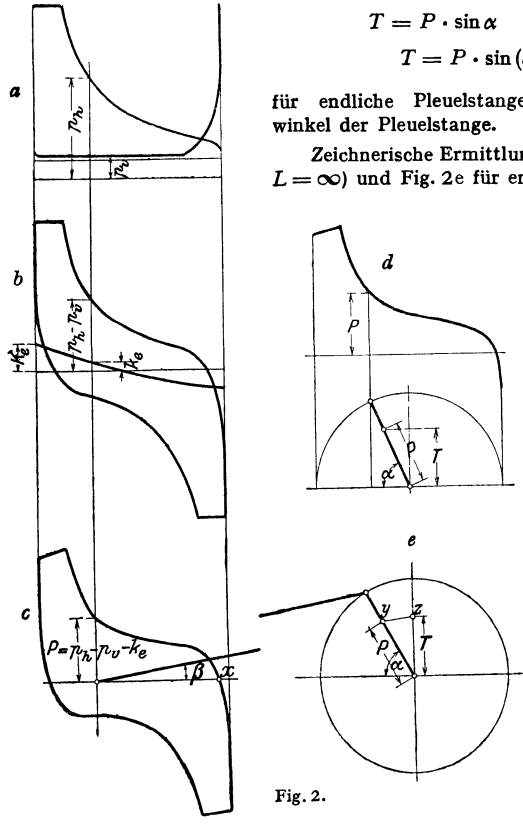


Fig. 2.

Auftragung der so erhaltenen Tangentialkräfte über abgewickelten Kurbelkreis von der Länge $s\pi$. Fig. 3. Inhalt des Tangentialdruckdiagramms gibt die am Kurbelzapfen geleistete Arbeit wieder und hat gleiche Größe wie das Dampfdruckdiagramm, von dem ausgegangen wurde. Bei Abnahme der Arbeit durch Dynamo, Riemen, Seil oder Zahnrad; Darstellung des Widerstandsdiagramms durch Rechteck von gleichem Inhalt wie Tangentialdruckdiagramm. Höhe des Rechteckes gleich mittlerem Widerstand. In *a* größte, in *b* kleinste Umfangsgeschwindigkeit v_{max} und v_{min}.

Maßgebend für Schwungradgewicht ist die größte auf das Schwungrad zu übertragende oder von ihm zu entnehmende Arbeit, dargestellt durch die größte der über- oder unterschießenden Flächen, deren Arbeitsmaßstab durch Druckmaßstab und Vergleich der Länge $s\pi$ im Diagramm mit wirklichem Kurbelkreisumfang gegeben ist.

$A = M \cdot \frac{v_{max}^2 - v_{min}}{2}$, M = Schwungradmasse. Es ist annähernd:

$\frac{v_{max} + v_{min}}{2} = v$. Mit $\frac{v_{max} - v_{min}}{v} = \delta$ wird $A = M v^2 \cdot \delta$.

δ = Ungleichförmigkeitsgrad = Verhältnis größter Geschwindigkeitsschwankung zur mittleren Geschwindigkeit.

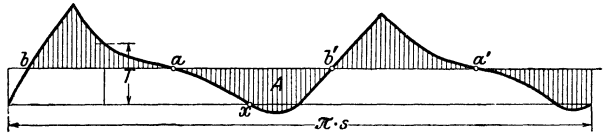


Fig. 3.

Mittlere Werte von δ:

Antrieb von Schneidewerken und Pumpen	$\delta = 1 : 25$
„ „ Webstühlen und Papiermaschinen . . .	$\delta = 1 : 40$
„ „ Werkstättentriebwerken	$\delta = 1 : 35$
„ „ Mahlmühlen	$\delta = 1 : 50$
„ „ Spinnmaschinen für niedrige Garnnummern	$\delta = 1 : 60$
„ „ Spinnmaschinen für hohe Garnnummern .	$\delta = 1 : 100$
„ „ Dynamos für Lichtbetrieb	$\delta = 1 : 150$ (bis $1 : 300$).

Riemenübertragung verbessert meist als elastische Kupplung die Gleichförmigkeit, so daß bei Dynamoantrieb $\delta = 1:110$ für Gleichstrom, $\delta = 1:170$ für Drehstrom zugelassen wird.

Mit Annäherung kann das Schwungradgewicht ohne Aufzeichnung des Tangentialdruckdiagramms berechnet werden aus der Formel:

$$G = C/\delta \cdot N/n\, v^2,$$

worin: N = Anzahl der PS_e, v = Schwerpunktgeschwindigkeit des Schwungradkranzes in m/sek.

Da der Einfluß der Arme einen Teil des Ringgewichtes ersetzt, so wird dieses

$$G_r = 0{,}9\, G.$$

Bezeichnen: F = Schwungringquerschnitt in cm^2,
R = Schwerpunktabstand des Ringquerschnittes von Drehachse in m,
γ = (7,25 für Gußeisen) = spez. Gewicht, so folgt:

$$F \cdot 2\, R \cdot \pi\, \gamma/10 = G_r; \qquad F = 0{,}22 \cdot G_r/R.$$

Mit $v^2 = D^2\pi^2 \cdot n^2/3600$ erhält man das häufig vorgeschriebene „Schwungmoment“:

$$GD^2 = C_0/\delta \cdot N/n^3, \quad \text{worin} \quad C_0 \cong 360\, C.$$

Man setzt

für Einkurbelmaschinen	$C_0 = 2{,}5 \cdot 10^6$
„ Verbundmaschinen mit versetzten Kurbeln	$C_0 = 0{,}9$ bis $1{,}4 \cdot 10^6$
„ Benzin-Viertaktmaschinen	$C_0 = 40 \cdot 10^6$
„ Kraftgas- „	$C_0 = 48{,}6 \cdot 10^6$
„ Koksgas- „	$C_0 = 43{,}2 \cdot 10^6$

Näherungswerte $C_0/10^6$ für kompressorlose Dieselmaschinen [nach Sass[1])].

Zylinderzahl	1	2	3	4	5	6	7	8
Einfachw. Viertakt . . .	51	21	12,5	2,7	4,8	1,6	2,14	1,45
„ Zweitakt . . .	21	9,6	4,0	1,8	0,7	0,41	—	—
Doppeltw. „ . . .	6	—	1,1	1,0	0,23	0,28	0,065	0,11

[1]) Kompressorlose Dieselmaschinen. Berlin: Springer 1929.

Für große, doppeltwirkende Zweitaktdieselmaschinen ist nach Fr. Schmidt, wenn die Pumpen den Brennstoff entsprechend der Kurbelversetzung fördern:

$$(GD^2)_{\min} = \frac{10{,}5 \cdot 10^6 \cdot N_e}{\delta_L \cdot n_e \cdot n^2},$$

worin δ_L = Ungleichförmigkeitsgrad des Reglers zwischen Leerlauf und Vollast, n_e = Eigenschwingungszahl des umlaufenden Reglers. S. S. 209.

Für Anlagen mit geringeren Anforderungen an die Regelfähigkeit ist eine Verminderung des Schwungmomentes auf 65 bis 75 vH des vorstehenden Wertes zulässig.

C. Berücksichtigung der Resonanz bei Wechselstrommaschinen.

Es ist die sek. Eigenschwingungszahl $n_E = \frac{240}{n} \cdot \sqrt{\frac{j \cdot N \cdot f}{GD^2}}$ bei Synchronmaschinen, $n_E = \frac{10}{n} \sqrt{\frac{J_k \cdot U \cdot f}{GD^2}}$ bei Drehstromsynchronmaschinen. Hierin bedeuten (GD^2 in kgm^2):

j = Verhältnis des Kurzschlußstromes J_k zum Ankerstrom J (A).

N = Leistung (kVA), $f = n \cdot p/60$ = Frequenz (sek^{-1}) mit p = Polpaarzahl,

U = Klemmenspannung (V).

n_E ist sonach abhängig von der Belastung. Stimmt die Antriebsimpulszahl mit n_E überein, so tritt Resonanz ein: der Generator fällt außer Tritt, oder es entstehen Schwebungen, die den Betrieb unmöglich machen.

Bei völlig gleichartigen Diagrammen für Vor- und Rückwärtsgang des Kolbens entspräche z. B. ein Antriebsimpuls einer ganzen Umdrehung bei einer Zweitaktgasmaschine, einer halben Umdrehung bei einer Dampfmaschine und zwei Umdrehungen bei einer Viertaktmaschine. Da die Diagramme jedoch selten vollständig übereinstimmen, so kann z. B. das Tangentialdruckdiagramm einer Einzylinderdampfmaschine ersetzt werden durch ein Tangentialdruckdiagramm, dessen Antriebsimpuls einer halben Umdrehung entspricht und ein darübergelagertes Diagramm mit Antriebsimpuls entsprechend einer ganzen Umdrehung. (Vgl. Bd. I, S. 143.) Auch diese übergelagerte Welle kann zur Resonanz mit den elektrischen Schwingungen führen.

Der Ungleichförmigkeitsgrad ist insofern von Bedeutung, als durch ihn Regulatorschwingungen entstehen können, die einen periodischen Wechsel im Antriebimpuls verursachen, s. S. 209.

Oberingenieur Gaze von der AEG setzt:

$$GD^2 = 12 \cdot 10^8 \cdot f \cdot N_{\mathrm{kW}} \cdot a^2/n^4,$$

worin a = Zahl der Umdrehungen zwischen zwei Impulsen einer Zylinderseite ist, sonach $a = 1$ bei Dampf- und Zweitaktgasmaschinen, $a = 2$ bei Viertaktmaschinen. f = Frequenz.

Beispiel: Eine 1000-PS-Zweitaktgasmaschine treibt mit $n = 94$ U/min einen Generator an. Gegeben sind: $j = 3{,}75$, $\eta = 0{,}94$. $f = 50$/sek, also Polpaarzahl

$p = 50 \cdot 60/n = 3000/n$,

$\vartheta = T/n = 60/n$,

da die Diagramme der doppeltwirkenden Maschine nicht gleichartig sind.

$$GD^2 = 710 \cdot 3{,}75 \cdot \frac{3000}{n} \cdot \frac{60^2}{n^3} \cdot N_e$$

$$= 27 \cdot 10^2 \cdot \frac{N_e}{n^4},$$

$GD^2 = 27 \cdot 10^9 \cdot 1000/94^4 = 345\,700$ kgm^2.

D. Widerstand unmittelbar an der Kolbenstange.

Wirkt der Widerstand unmittelbar an der Kolbenstange, wie dies häufig bei Pumpen und Gebläsen zutrifft, so sind nach Fig. 4 beide Überdruckdiagramme über derselben Grundlinie zu verzeichnen, nachdem die Ordinaten des Widerstandsdiagramms durch Multiplikation mit dem Zylinderverhältnis auf den Dampfzylinder zurückgeführt und durch Multiplikation mit dem Wert N_i/N_e vergrößert worden sind.

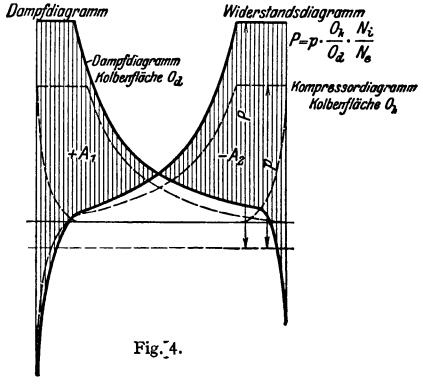


Fig. 4.

E. Ruhe des Ganges.

Über die durch den Druckwechsel an Kreuzkopf- und Kurbelzapfen auftretenden Stöße hat Dr.-Ing. Hans Polster ausgezeichnete Untersuchungen angestellt, bei denen Höchstwert der Stoßkraft und Zeitpunkt des Stoßes experimentell festgestellt wurden. Hauptergebnisse der Untersuchungen:

1. Die Lage des Druckwechsels kann nicht als Kriterium für die Härte und Gefährlichkeit der Stöße gelten. Die Stöße im Totpunkt sind ebenso weich wie die in Hubmitte.

2. Der „sekundliche Druckanstieg" p_o ist direkt proportional der Umlaufzahl. Ein weiterer Einfluß der Umlaufzahl auf die Stoßstärke P besteht nicht.

3. Stoßstärke P ist bei einer gegebenen Maschine nur eine Funktion von p_o, der Größe des Spieles zwischen Lager und (Kurbel, sowie Kreuzkopf-) Zapfen und der Schmierung. Für kleine Werte von p_o ist P praktisch überhaupt nicht vorhanden, steigt dann erst langsam, solange die Ölschicht nicht übermäßig weggequetscht wird, dann schneller, um schließlich linear mit $\sqrt{p_o}$ anzusteigen. Mit wachsendem Spiel vergrößert sich zunächst die Schlagstärke, um dann je nach Art des Druckwechsels und der Schmierung wieder abzunehmen oder wenigstens im Wachstum nachzulassen, weil mit dem größeren Spiel auch bessere Ölzufuhr eintritt. Darüber hinaus findet wieder starke Steigerung der Schlagstärke statt. Von wesentlichem Einfluß auf die Stoßstärke ist die Schmierung. Schlechte Schmierung bedingt harte Stöße. Es ist nur ein geringer Öldruck nötig, um die Schläge ganz wesentlich zu mildern. Großer Öldruck verbessert zwar die Verhältnisse noch mehr, aber nicht in gleichem Maße, wie der Ölverbrauch wächst.

Ist t_o der Zeitpunkt, in dem sich als Folge des Druckwechsels der Kreuzkopf vom Zapfen trennt, t_1 der Zeitpunkt, in dem der Kreuzkopf mit der anderen Schale auf den Zapfen trifft, und wird die „wirkliche Überdruckkurve" (mit Berücksichtigung auch der Kolben- und Stopfbuchsenreibung aus p_h, p_v und k_e wie in Fig. 2c ermittelt, nur auf die Zeitachse bezogen) zwischen t_o und t_1 als geradlinig angesehen, so ist p_o durch $\operatorname{tg}\alpha$ des Winkels α dieser Geraden mit der Zeitachse bestimmt.

II. Massenausgleich.

Nach S. 196 setzen sich die von den Massenkräften herrührenden Schwingungen aus einer solchen erster Ordnung ($m v^2/r \cdot \cos\alpha$) und einer zweiter Ordnung ($m v^2/r \cdot \lambda \cdot \cos 2\alpha$) zusammen; letztere weist also gegenüber der ersteren eine um $\lambda = R/L$ verringerte Schwingungsweite, aber doppelte Periodenzahl auf. Da der Druck auf den Zylinderdeckel um die freie Massenkraft von dem auf den Kurbelzapfen verschieden ist, so verursacht die Massenkraft hin- und hergehende Bewegungen der Maschine, deren Ausbildung durch das Fundament verhindert wird. Stimmt die Zahl der hiervon ausgehenden Kraftimpulse mit der Eigenschwingungszahl von Fundament, benachbarten Gebäuden usw. überein, so können sich Störungen ergeben, die wirksamen Massenausgleich erfordern. (Über die Abfederung ortfester Maschinen durch Gummifedern s. Fig. 10a und b, S. 205, sowie Thum: Z. VDI 1936 S. 513.)

Die Massen der Einzylindermaschinen sind durch Zusatzmassen auszugleichen, während bei stehend ausgeführten Mehrzylindermaschinen Ausgleich der Massen gegeneinander möglich ist, doch treten hier außer den Kräften auch Momente auf, die ebenfalls auszugleichen sind. Erschwerend wirkt weiterhin, wenn — was bei Schiffsmaschinen unbedingt nötig ist — Mehrzylindermaschinen aus jeder Kurbelstellung angelassen werden müssen. Das Drehkraftdiagramm soll möglichst gleichmäßig verlaufen, so daß die „Zündfolge" und damit die Kurbelversetzung bei Brennkraftmaschinen maßgebenden Einfluß hat. Die Zylinderdurchmesser, und damit die Kolbengewichte und Massenkräfte und u. U. die Zylindermittelentfernungen sind bei den mehrzylindrigen Dampfmaschinen verschieden, im Gegensatz zu den Brennkraftmaschinen. Die Kurbelwinkel können bei den Dampfmaschinen freier gewählt werden, doch ist auch hier möglichst gleichmäßiges Drehkraftdiagramm anzustreben.

A. Einzylindermaschinen.

a) Ausgleich der rotierenden Massen. Dem Kurbelzapfen gegenüber wird eine Masse angebracht, die in bezug auf die Kurbelwelle statisch dieselbe Wirkung ausübt wie das Gewicht der rotierenden Massen.

b) **Ausgleich der hin- und hergehenden Massen.** Wird außer der unter a) erwähnten Masse noch eine weitere Masse vom Gewicht der zu beschleunigenden Massen M angebracht, so hat die waagerechte Komponente $F \cdot \cos\alpha$ der Fliehkraft F in jedem Augenblick die gleiche Größe, aber entgegengesetzte Richtung wie die Massenkraft erster Ordnung, so daß diese völlig ausgeglichen ist, Fig. 5. Bei stehenden Maschinen kann jedoch die zur Maschinenachse senkrechte Komponente $F \cdot \sin\alpha$ gefährlicher werden als die unterdrückte Massenkraft.

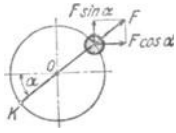


Fig. 5.

Aus praktischen Gründen ordnet man meist ein Gegengewicht an einem Radius r_g wirkend an, das die rotierenden Massen m_r und nur die Hälfte der hin- und hergehenden Massen ausgleicht gemäß der Beziehung:

$$m_g \cdot r_g \cdot \omega^2 = \omega^2 r (m_r + M/2) .$$

Vollkommener Ausgleich der Kräfte erster Ordnung ist infolge der Schwierigkeit, die hierzu erforderlichen Massen unterzubringen, meist nicht möglich. Fig. 6 zeigt den Ausgleich nach Tolle. Zwei gleich große Massen M_1 und M_2 werden in ersichtlicher Weise durch Zahnräder angetrieben. Die Resultierende R der beiden Fliehkräfte $F \cdot \sin\alpha$ ist der von der Masse M herrührenden Massen-

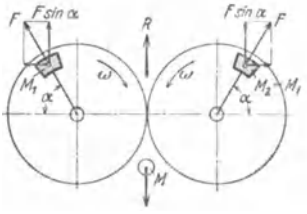


Fig. 6.

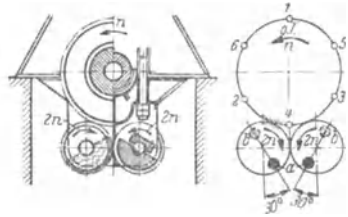


Fig. 6a. n Motor-Drehzahl, a Gewichte auf der Kupplungsseite, b Gewichte auf der Gegenkupplungsseite.

kraft stets gleich und entgegengesetzt gerichtet. Diese Anordnung eignet sich besonders für liegende Maschinen und läßt bei entsprechend bemessenen Massen $M_1 = M_2$ und doppelter Winkelgeschwindigkeit auch Ausgleich der Massenkräfte zweiter Ordnung zu.

Einen derartigen Ausgleich, an beiden Wellenenden einer Sechszylinder-Zweitaktmaschine ohne bedeutenden Gewichtsaufwand angebracht, zeigt Fig. 6a. Ein großes Zahnrad auf der Hauptwelle treibt ein Ritzel an das seinerseits das Ritzel des gegenläufigen Ausgleichrades antreibt.

B. Mehrzylindermaschinen[1]).

Die folgenden Ausführungen beziehen sich auf Brennkraftmaschinen, gelten aber auch für Dampfmaschinen, die jedoch bei mehrfacher Expansion mit Massen verschiedener Größe — durch die verschiedenen Kolben bedingt — arbeiten.

a) Darstellung der Kräfte und Momente durch Zusammensetzen der Kosinus-Linien, Fig. 7.

Fig. 7a: Zweizylindermaschine mit gleichläufigen Kolben. Zündfolge: 360° bei Viertakt. Momente sind nicht vorhanden.

Fig. 7b: Zweizylindermaschine mit Kurbeln unter 180°. Zündfolge: 180° bei Zweitakt. Außer Momenten erster Ordnung treten Massenkräfte zweiter Ordnung auf, während die erster Ordnung aufgehoben sind.

Fig. 7c: Dreizylindermaschine mit Kurbeln unter 120°. Zündfolge: 240° bei Viertakt, 120° bei Zweitakt. Massenkräfte erster und zweiter Ordnung ausgeglichen, nicht deren Momente.

[1]) S. auch S. 149.

Fig. 7d: Vierzylindermaschine mit Gegenlauf benachbarter Kurbeln. Zündfolge: 180° bei Viertakt. Die Massenkräfte zweiter Ordnung sind allein wirksam.

Sechszylindermaschinen, deren Kurbeln in zwei Gruppen zu je drei unter 120° so angeordnet sind, daß die eine Kurbelgruppe Spiegelbild der zweiten ist, zeigen vollständigen Ausgleich der Kräfte und Momente und können bei Viertakt aus jeder Kurbelstellung heraus angelassen werden. Gleiche Eigenschaften zeigen symmetrisch gebaute Acht- und Zehnzylindermaschinen.

Von dieser theoretisch vollkommenen Lösung wird häufig abgegangen, da sich bezüglich Lagerung der beiden parallelen Kröpfungen in Maschinenmitte Schwierigkeiten ergeben. Bei Acht- und Zehnzylindermaschinen kann man die Welle in zwei Kurbelsterne zerlegen, die solange gegeneinander verdreht werden, bis sich Kräfte und Momente aufheben.

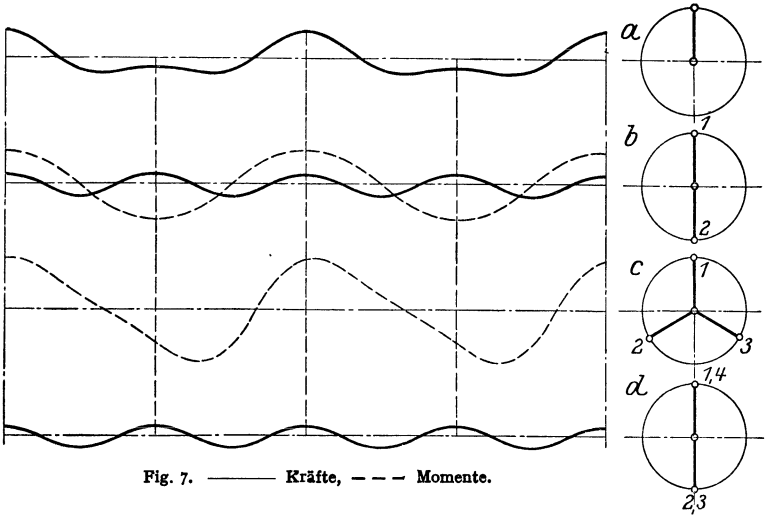


Fig. 7. ——— Kräfte, — — — Momente.

b) Ermittlung der resultierenden Kräfte und Momente durch Polygone.

Bedeuten: G_R die Gewichte der rotierenden Massen, G_H die der hin- und hergehenden Massen, so sind die stets in Kurbelrichtung auftretenden Fliehkräfte $C = G_R \cdot v^2/rg$, die in Kolbenstangenrichtung wirkenden Kräfte erster Ordnung $P_1 = G_H \cdot \frac{v^2}{rg} \cdot \cos\alpha$ und die Kräfte zweiter Ordnung $P_2 = G_H \cdot \lambda \cdot \frac{v^2}{rg} \cdot \cos 2\alpha$. Die Maschine ist „in sich ausgeglichen", wenn sich die Polygone dieser Kräfte und ihrer Momente schließen.

Die Polygone der Fliehkraft und der Massenkraft erster Ordnung, deren Seiten den Kurbeln parallel sind, unterscheiden sich nur durch den Kräftemaßstab sowie dadurch, daß die Schlußlinie im Fliehkraftpolygon die resultierende Fliehkraft selbst wiedergibt, während von der Schlußlinie im Massenkraftpolygon nur die senkrechte Projektion in Rechnung zu setzen ist, was auch von dem Kräftepolygon zweiter Ordnung gilt.

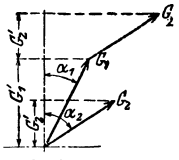


Fig. 8.

Die nach oben und unten gerichteten Komponenten $P_1 = G_H \cdot \cos\alpha$ der einzelnen schwingenden Gewichte werden nach Fig. 8 durch Projektion ermittelt; Multiplikation mit $v^2/r \cdot g$ ergibt die freiwirkende Massenkraft.

Die algebraische Summe dieser Massenkräfte wird in einfachster Weise erhalten, indem nach Fig. 8 an den Endpunkt von G_1 das Gewicht G_2 zugefügt wird usw. Um das Polygon der Kräfte zweiter Ordnung aufzuzeichnen, sind

nach dem Kurbelschema Fig. 9 die Winkel, der Periodenzahl $\cos 2\alpha$ entsprechend, zu verdoppeln; die Polygonseiten sind parallel zu diesen veränderten Kurbelrichtungen zu ziehen.

Die Momente dieser Kräfte verdrehen die im Schwerpunkt aufgehängt gedachte Maschine, so daß als Hebelarme dieser Kräfte deren Entfernung von der rechnerisch zu ermittelnden Schwerebene SS einzusetzen sind. Als einfache Regel für den Richtungssinn bei der Aufzeichnung der Momentenpolygone folgt: Für die links von SS liegenden Kurbeln sind, wie im Kurbelschema angegeben, die Polygonseiten bzw. Vektoren von innen nach außen zu ziehen, umgekehrt für die rechts von SS liegenden Kurbeln von außen nach innen. Die Schlußlinie des Momentenpolygons der rotierenden Massen stellt die unveränderliche Größe des resultierenden Momentes dar. Die Schlußlinien der Momentenpolygone der

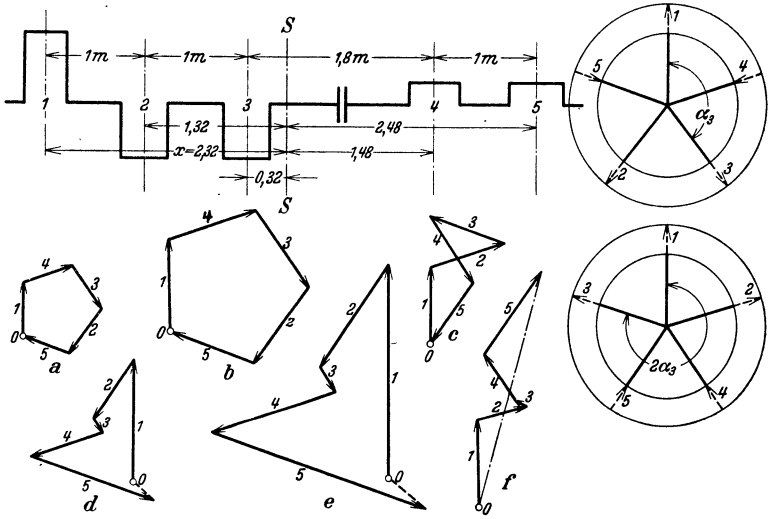


Fig. 9. *a* Polygon der Fliehkräfte, *b* Polygon der Massenkräfte 1. Ordnung, *c* Polygon der Massenkräfte 2. Ordnung (Aufzeichnung auch als Fünfeck möglich); *d* Momentenpolygon der Fliehkräfte, *e* Momentenpolygon der Massenkräfte 1. Ordnung, *f* Momentenpolygon der Massenkräfte 2. Ordnung.

hin- und hergehenden Massen geben den Höchstwert der resultierenden Momente an, der bei senkrechter Stellung der Schlußlinie erreicht wird. (Die Polygone laufen mit den Kurbeln um.) Die wirkliche Lage der resultierenden Momente, der jeweiligen Kurbelstellung entsprechend, wird durch Drehung um 90° im Sinne der Kurbeldrehung erhalten, da die Polygonseiten Momentenvektoren sind, die senkrecht zur Ebene der Kurbeln stehen. (Vgl. Bd. I, S. 178.)

Beispiel: Eine Fünfkurbel-Dieselmaschine mit den angegebenen Maßen der Welle, Fig. 9, ist zu untersuchen. $G_R = 3200$; $G_H = 5500$ kg; $n = 130$ U/min; $\lambda = 1:4{,}5$; $r = 0{,}45$ m.

Die Lage der Schwerebene SS wird bei gleichen Gewichten, die hier vorausgesetzt und je Kurbel = 1 gesetzt werden, aus der für linke Kurbelmitte aufgestellten Momentengleichung erhalten

$$x = \frac{0 \cdot 1 + 1 \cdot 1 + 2 \cdot 1 + 3{,}8 \cdot 1 + 4{,}8 \cdot 1}{5} = 2{,}32 \text{ m}.$$

Hebelarme: 2,32 m; 1,32 m; 0,32 m; 1,48 m; 2,48 m.

$$v = \frac{2r\pi \cdot n}{60} = 6{,}12 \text{ m/sek}; \quad k = \frac{v^2}{r \cdot g} = \frac{37{,}45}{0{,}45 \cdot 0{,}98} = 8{,}49.$$

$$G_R \cdot k = 27168 \text{ kg}; \quad G_H \cdot k = 46695 \text{ kg}; \quad \lambda \cdot G_H \cdot k = 10381 \text{ kg}.$$

Die Momentenpolygone zeigen bedeutende, nicht ausgeglichene Momente.

Bezüglich Taylor-Schlickschen Ausgleich mehrzylindriger Dampfmaschine s. Dubbel: Kolbendampfmaschinen und Dampfturbinen. 6. Auflage.

III. Schwingungen.

Ordnungszahl y gibt die Zahl der auf eine Umdrehung entfallenden Kraftimpulse an. So ist bei einfachwirkenden Viertaktmaschinen die „Grundschwingung" (Harmonische) $^1/_2$. Ordnung, also $y = 0{,}5$. Die zweite Oberschwingung ist 1. Ordnung, $y_1 = 1$; es folgen: $y_2 = 1{,}5$, $y_3 = 2$ usw. Bei doppeltwirkendem Zweitakt ist $y_1 = 2$, $y_2 = 4$ usw. Neben diesen „Haupterregenden" können bei nicht steifen, federnden Wellen noch zwischenliegende Ordnungszahlen in Betracht kommen; bei Mehrzylindermaschinen besonders die ganzzahligen Vielfachen der halben Anzahl Zündungen je Umlauf.

Beispiel: Einfachwirkender Vierzylinder-Zweitakt. 4 Zündungen je Umdrehung.

Haupterreger	$y = 4$	8	12	(16)
Nebenerreger	$y = 2$	6	10	(14)

Gradzahl. Die freien Eigenschwingungsformen werden nach der Anzahl der Knotenpunkte, in denen Verdrehwinkel $= 0$, bezeichnet. Eine Schwingungsform mit einem Knotenpunkt ist eine solche 1. Grades. Bei n Massen sind $n - 1$ Schwingungsformen (also $n - 1$ Grade) möglich, wobei ein Knotenpunkt zwischen zwei in entgegengesetzter Richtung schwingenden Massen liegt. Über Reduktion von n Massen auf weniger s. Bd. I, S. 242.

Von den Eigenschwingungszahlen, deren Zusammenfallen mit den Impulszahlen die so gefährliche „Resonanz" verursacht, sind diejenigen 1. Grades am gefährlichsten, weniger die 2. Grades, während die Eigenschwingungszahlen 3. Grades meist unberücksichtigt bleiben können.

Liegt die „kritische Drehzahl", bei der Resonanz eintritt, unterhalb der Betriebsdrehzahl, so ist sie beim Inbetriebsetzen der Maschine schnell zu durchfahren (Marke am Tachometer!), um „Aufschaukeln" der Schwingungen zu vermeiden, was jedoch ohne starke Beanspruchung nicht immer möglich.

a) Drehschwingungen (s. Bd. I, S. 240).

Im Entwurf läßt sich Resonanz vermeiden durch Änderung: der Wellenabmessungen, der Drehzahl, der Kurbel- oder Zündfolge, von Lage oder Größe der Schwungmassen. (Besonders ungünstig ist Lage der Schwungmassen an einem Schwingungsknoten, da sie hierbei bezüglich der Schwingungen nur beim Anfahren und bei Regelvorgängen zur Geltung kommen.)

Im Betrieb lassen sich Schwingungen vermeiden durch einige der für den Entwurf angegebenen Änderungen, soweit sie nachträglich zulässig sind.

Dämpfer verhindern oder vermindern bei vorhandenen Schwingungen die entstehenden Ausschläge dadurch, daß den erregenden Kräften durch arbeitverzehrende Kräfte, die infolge der Schwingungen entstehen, entgegengewirkt wird. Einbau am Wellenende als Stelle größten Ausschlages.

Ausführungsarten: Schwungmassen mit Rutschkupplung, durch deren Relativdrehung gegen die Welle Reibung entsteht. Gummidämpfer: die Zusatzmasse wird über eine Gummischeibe, deren Werkstoffdämpfung infolge unvollkommener Elastizität das Aufschaukeln verhindert, mit der Kurbelwelle verbunden. Flüssigkeitsdämpfer: die Beschleunigung der Dämpfermasse wird in Öldruck umgesetzt (Schaufeln in Ölkammern). Hydraulische Kupplungen s. Bd. I.

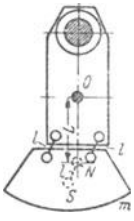


Fig. 10.

Drehfederkupplung (s. Bd. I). Ausführung auch als Dämpfer derart, daß eine abgestimmte Zusatzmasse über Hülsenfederpakete mit dem freien Wellenende gekuppelt wird. Gleichzeitige Verwendung von Kupplung und Dämpfer läßt mehrere in Drehzahlbereich fallende Frequenzen erfassen.

Bei allen mit Reibung oder Wirbelung arbeitenden Dämpfern wird Schwingungsenergie in Wärme verwandelt.

Die damit verbundenen Leistungsverluste werden durch Schwingungs„tilger" vermieden.

Einfachste Anordnung: eine pendelnde Schwungmasse am Wellenende übernimmt durch Trägheitswirkung die Schwingungen des Systems, so daß nur diese Zusatzmasse Schwingungen ausführt. Wirkung nur bei einer Erregerfrequenz. Nachteil: Möglichkeit einer neuen Resonanz.

Tilgung der Schwingungen einer bestimmten Ordnung y über den ganzen Drehzahlbereich bewirkt das Sarazin-Pendel (unrichtig nach Taylor benannt), dessen Eigenschwingungszahl $n_P = \frac{\pi \cdot n_0}{30} \sqrt{\frac{L}{l}} \frac{1}{\text{sek}}$ sich geradlinig mit der Motordrehzahl n_0 ändert. Fig. 10 zeigt schematisch die Anordnung. Masse m ist durch zwei Lenker von der Länge l mit dem Kurbelgegengewicht

verbunden. Um das Verhältnis l/L möglichst klein zu halten, werden in Kurbelwange und Pendelgewicht zwei Löcher vom Dmr. D gebohrt, durch die Bolzen von kleinerem Dmr. d gesteckt werden, so daß $l = (D - d)/2$ (Z. VDI 1938 S. 1297).

Infolge Beherrschung der Drehschwingungen, die früher die Kurbelversetzung von Mehrzylindermaschinen entscheidend beeinflußte, kann nunmehr der Massenausgleich die Kurbelwinkel bestimmen.

b) Biegeschwingungen (Bd. I, S. 238) entstehen, wenn die Eigenschwingungszahl der senkrecht zur Mittellinie angestoßenen Welle mit der Kraftimpulszahl übereinstimmt. Kraftimpulse: bei Turbomaschinen freie Fliehkräfte unausgeglichener Massen und deren Momente, bei raschlaufenden Kolbenmaschinen (Schiffsmaschinen, besonders Auto- und Flugmotoren) Massen- und Kolbendrücke. Nachträgliche Abhilfe nicht möglich. Vorbeugung im Entwurf: bei Turbomaschinen steife Wellen mit hoher Eigenschwingungszahl, die über Impulszahl liegt und Durchfahren der kritischen Drehzahl unnötig macht, bei Kolbenmaschinen steife Welle mit reichlicher Lagerung.

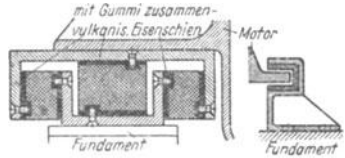


Fig. 10a. Fig. 10b.

c) Fundamentschwingungen können trotz ringsherum geführten Luftschlitzes zu starken Erschütterungen auch fern gelegener Gebäude führen. Abhilfe: Änderung der Maschinendrehzahl, wobei jedoch andere Gebäude Resonanzwirkungen zeigen können. Nachträgliche Anordnung von Massenausgleich z. B. nach Fig. 6a. Federnde, nachgiebige Lagerung der Maschine, wozu sich nach Fig. 10a besonders mit Gummi zusammen vulkanisierte Eisenschienen eignen. Ausschlagbegrenzung der Maschine durch Halteklammer, Fig. 10b. Näheres s. Waas: Z. VDI 1937 S. 763.

IV. Regler.

Je nach Art und Ausführung der Regler unterscheidet man:

1. Gewicht- oder Federregulatoren, je nachdem die Gegenkraft der Zentrifugalkraft durch Gewichte oder Federn gebildet wird.

2. Muffen- und Flachregler, letztere auch Achsen- oder Exzenterregler genannt. Die Schwunggewichte der Muffenregler verschieben eine mit dem Reguliergestänge der Steuerung verbundene Muffe parallel zur Regulatorachse, während die der Flachregler das die Steuerung antreibende Exzenter verstellen.

3. Fliehkraft- und Beharrungsregler. Die zur Verstellung der Steuerung erforderliche Kraft rührt bei ersteren nur von der Fliehkraft, bei letzteren von dieser und von der Trägheitswirkung umlaufender Massen her.

4. Geschwindigkeits- und Leistungsregler. Letztere ermöglichen bei gleichbleibender Arbeit während eines Maschinenhubes die Änderung der Leistung durch Vergrößerung oder Verringerung der Umlaufzahl.

5. Direkt und indirekt wirkende Regler. Die indirekt wirkenden Regler schalten für die Verstellung der Steuerung eine Hilfskraft ein.

Jeder Regulator muß stabil sein, d. h. fortschreitende Entfernung der Schwunggewichte von der Reglerachse muß zunehmender Geschwindigkeit entsprechen. Die unbrauchbare „labile" Anordnung ergibt sich, wenn z. B. infolge Hebelarmverhältnisse das Moment der Gegenkraft mit fortschreitender Entfernung der Schwungmassen schneller abnimmt als das Moment der Fliehkraft, so daß für größeren Ausschlag die Geschwindigkeit für den Fall des Gleichgewichtes kleiner sein muß als bei geringerem Ausschlag. (Labil ist der Regler Fig. 13, wenn dessen Längsfeder entfällt.)

Ändern sich Moment der Zentrifugalkraft und das der Gegenkraft stets in genau derselben Weise, so ist der Regler „astatisch", d. h. er ist bei jeder Stellung im Gleichgewicht, aber nur für eine und dieselbe Umlaufzahl.

Statisch sind Regler, bei denen jeder höheren Muffenlage eine größere Geschwindigkeit entspricht. Pseudo-astatisch sind Regler, die sich dem astatischen

Zustand nähern, bzw. solche statische Regler, die mit kleinem Ungleichförmigkeitsgrad arbeiten.

Ungleichförmigkeitsgrad eines Reglers ist das Verhältnis des Unterschiedes zwischen der Umlaufzahl n_2 in höchster und Umlaufzahl n_1 in tiefster Muffenlage zur mittleren Umlaufzahl:

$$\delta = \frac{n_2 - n_1}{n}, \qquad n = \frac{n_2 + n_1}{2}.$$

Hierbei ist der Regulator reibungsfrei ohne Verbindung mit dem Stellzeug zu denken. δ ist eine vom Konstrukteur schon im Entwurf bestimmte Größe.

Unempfindlichkeitsgrad ist das Verhältnis desjenigen Betrages ΔC der Zentrifugalkraft C, um den diese zu- oder abnehmen muß, zu C selbst, um den Gesamtwiderstand P der Verstellung zu überwinden.

$$\varepsilon = \Delta C/C = 2\Delta n/n.$$

Die Umlaufzahl muß um Δn steigen oder sinken, ehe der Regler anspricht. Innerhalb der Grenzen $(n + \Delta n)$ und $(n - \Delta n)$ ist der Regler unbeweglich oder unempfindlich. ε ist eine durch den Betrieb bedingte Eigenschaft des Reglers.

Diejenige Kraft, die bei Muffenreglern axial wirkend der Zentrifugalkraft das Gleichgewicht hält und am ruhenden Muffenregler durch Auswägen der Muffenbelastung leicht praktisch bestimmt werden kann, wird als **Energie** oder Muffendruck E bezeichnet.

Aus: $$\Delta C : P = C : E \quad \text{folgt:} \quad P/E = \Delta C/C = \varepsilon.$$

Der Gesamtwiderstand P der Verstellung setzt sich zusammen aus dem schädlichen Betrage R zur Überwindung der Eigenreibung des Regulators und aus der nützlichen Verstellkraft W, die zur Verstellung der Steuerung dient.

$$P = R + W; \qquad \varepsilon = \frac{W + R}{E}.$$

Entsprechend setzt sich gesamter Unempfindlichkeitsgrad ε zusammen aus:

$$\varepsilon_r = R/E \quad \text{und} \quad \varepsilon_w = W/E.$$

In Prospekten ist die mittlere Verstellkraft für 2 vH Geschwindigkeitsänderung (nach oben und nach unten, insgesamt also $\varepsilon = 4$ vH) ohne Berücksichtigung der Eigenreibung angegeben, so daß ε um diese größer wird. Es ist:

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \varepsilon_r = W/E + R/E = W/E + \varepsilon_r, \quad \text{somit} \quad E = W/(\varepsilon - \varepsilon_r).$$

(Ist z. B. $\varepsilon_r = 1$ vH und soll für $\varepsilon = 4$ vH der Regler 10 kg Verstellkraft aufbringen, so ist die erforderliche Energie:

$$E = 10/(0{,}04 - 0{,}01) = 333 \text{ kg.})$$

Arbeitsvermögen A ist bei konstantem Muffendruck E das Produkt aus diesem und dem Muffenhub s. Es ist sonach

$$A = E \cdot s.$$

Bei veränderlichem Muffendruck wird $A = \int E \cdot ds$.

Gesamtungleichförmigkeitsgrad $\delta_g = \delta + \varepsilon$.

Wird Ungleichförmigkeitsgrad δ zu klein gewählt, so führt der Regler bei Änderung des Beharrungszustandes lang dauernde Schwingungen aus, während bei großem δ der Gesamtungleichförmigkeitsgrad zu groß wird.

Nach Tolle ist der kleinste zulässige Ungleichförmigkeitsgrad:

$$\delta = \sqrt[3]{s_r/g\,T^2},$$

während der günstigste Ungleichförmigkeitsgrad doppelt so groß ist.

Hierin bedeuten:

s_r = reduzierter Muffenhub in cm, $g = 981$ cm/sek^2,

T = Zeit in sek, welche die Maschine beim leeren Anlaufen mit größter Füllung bis zum Erreichen der normalen Umlaufzahl braucht.

Mit $L = 75 \cdot N$ = Maximalleistung der Maschine in mkg/sek,
M = Schwungringmasse in kgsek²/m, v = Schwungringgeschwindigkeit in m/sek wird:

$$T = M v^2/75\, L\ .$$

(Die Arbeit $\frac{1}{2} L \cdot T$ während des Anlaufens dient lediglich zur Steigerung des Arbeitsvermögens des Schwungringes von Null auf $Mv^2/2$.)

Es ist: $s_r = \dfrac{\text{Summe aller Gewichte mal den Quadraten ihrer Wege}}{\text{Arbeitsvermögen des Regulators}}$.

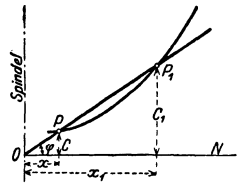
Bei den Gewichtreglern hat der reduzierte Hub ungefähr die Größe des wirklichen Hubes s; bei Federregulatoren ist s_r bedeutend kleiner. (Z. B. $s_r = s/15$ bei Jahns-Reglern, $s_r = s/13{,}5$ bis $s/15$ bei Tolle-Reglern.)

Der Unempfindlichkeitsgrad ist nicht kleiner zu nehmen als der Ungleichförmigkeitsgrad der Maschine, der in der Hauptsache von der Schwungringmasse abhängt. Ist $\varepsilon < \delta_r$, so kann infolge der schwankenden Winkelgeschwindigkeit bei jedem Hub eine Verstellung des Stellzeuges eintreten. Dieses „Tanzen", für die Regulierung nicht ungünstig, bewirkt schnellen Verschleiß. (S. auch S. 209.)

Die C-Kurven. Nach Tolle Auftragung der in den verschiedenen Muffenstellungen auftretenden Zentrifugalkräfte als Ordinaten, der zugehörigen Wege der Schwungmassen als Abszissen. Die sich ergebende C-Kurve oder „Charakteristik" läßt die Eigenschaften des Regulators fast vollständig ersehen. Für beliebige Entfernung x der Schwunggewichte folgt:

$$C = m\, x\, \omega^2 = G/g \cdot \omega^2 \cdot x\ ;$$

$$\omega = \sqrt{\frac{C \cdot g}{x \cdot G}}\ ; \qquad n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{C}{x} \cdot \frac{g}{G}}\ .$$



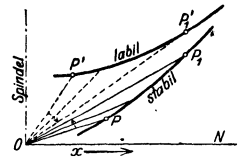


Fig. 11 a u. b.

Nach Fig. 11 a ist $\operatorname{tg}\varphi = C/x$, sonach:

$$\omega = \sqrt{g/G} \cdot \sqrt{\operatorname{tg}\varphi}\ ; \qquad n = k\sqrt{\operatorname{tg}\varphi}\ , \qquad k = \text{konst.}$$

Für $\operatorname{tg}\varphi = \text{konst.}$ ist $n = \text{konst.}$, d. h. die C-Kurve eine durch 0 gehende Gerade, die astatische Regelung darstellend. Hat Winkel φ für zwei Punkte P_1 und P_2, wie in Fig. 11 a, dieselbe Größe, so ist für die betreffenden Muffenstellungen die Umlaufzahl dieselbe. C-Kurven ausgeführter Regler sollen sich der astatischen Geraden nähern. Wächst φ mit x: statische Regelung. Umgekehrt: labil. Fig. 11 b.

Ermittlung von δ aus den C-Kurven. Wird $\delta = \dfrac{n_2 - n_1}{n}$ in Zähler und Nenner mit $n = \dfrac{n_1 + n_2}{2}$ multipliziert, so wird

$$\delta = \frac{n_2^2 - n_1^2}{2\, n^2} = \frac{\operatorname{tg}\varphi_1 - \operatorname{tg}\varphi_2}{2 \operatorname{tg}\varphi_m}\ .$$

Fahrstrahlen, von O aus durch die Punkte P_1 und P_2 bis zu der im beliebigen Abstand a errichteten Senkrechten gezogen, Fig. 12, ergeben die Strecken c_0 und c_m. Es folgt

$$\delta = c_0/2 c_m\ .$$

Arbeitsvermögen $A = \int E \cdot ds$ wird durch Fläche unter $P_1\, P_2$ dargestellt. Bei Untersuchung oder Entwurf eines Reglers sind getrennt aufzu-

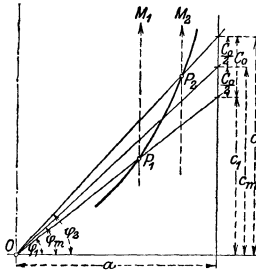


Fig. 12.

zeichnen: die Kurven C_g, C_q und C_f derjenigen Zentrifugalkräfte, die den Schwunggewichten G, der Hülsenbelastung Q und der Federkraft F das Gleichgewicht halten.

Es ist bemerkenswert, daß für die Aufzeichnung der C-Kurven die Lage des Punktes O bzw. der Spindel ohne Einfluß ist, so daß durch Verlegung der Spindel der Ungleichförmigkeitsgrad δ wirksam verändert werden kann.

Ausführungsformen. Fig. 13, Regler von Tolle. Das statische Verhalten der Längsfeder wird durch labile Wirkung der Querfeder ausgeglichen. Die C_q-Kurve wird astatisch. Durch Spannen der Querfeder wird δ verringert, durch Spannen der Längsfeder die Umlaufzahl ohne Beeinflussung von δ vergrößert.

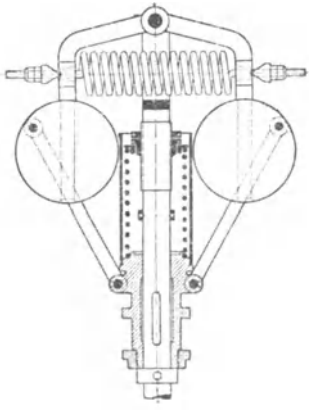


Fig. 13.

Fig. 14 und 15 stellen Anordnungen dar, bei denen zur Entlastung der Gelenke die Feder den Fliehkräften unmittelbar entgegenwirkt. Beim Hartung-Regler nach Fig. 14 hängen die Schwunggewichte an den Winkelhebeln, die durch Lenker mit der Muffe verbunden sind. Die Schwunggewichte

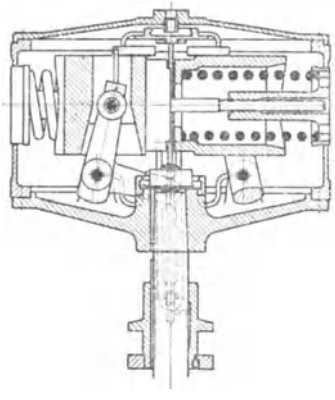


Fig. 14.

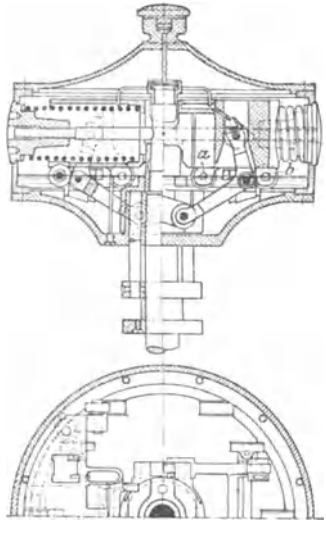


Fig. 15. *a*, *b* Führungsrollen.

des Jahns-Reglers, Fig. 15, werden durch Rollen an Führungsflächen des Gehäuses genau radial geführt. Die beiden Enden der Winkelhebel tragen Rollen, die in Führungsschlitze der Gewichte und der Gleitmuffe eingreifen. Das Gehäuse ist im unteren Teil mit Öl gefüllt.

Die Bestimmung der C-Kurven und der Eigenreibung wird besonders einfach für den in Fig. 14 wiedergegebenen Hartung-Regler bei Ausführung des Winkelhebels mit rechtem Winkel. Es folgt nach Fig. 16:

$$C_q = \frac{b}{a} \cdot Q = \text{konst.}, \qquad C_g = -G \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Für $\alpha = 0°$ wird Zapfen M durch G, I durch $Q+G$, II durch Q belastet. Es ist:

$$\varepsilon_r = \frac{R}{E} = \frac{\mu}{2} \cdot \frac{Q \cdot d + (Q+G)\,d + G \cdot d}{E \cdot l},$$

worin l = Armlänge $I\,II$.

Wird der Winkelhebel bei Zapfen I mit stumpfem Winkel ausgeführt, so wird die C_q-Kurve nunmehr statisch.

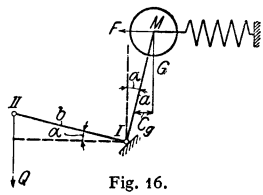


Fig. 16.

Öldruckregler. Bei rein hydraulischer Regelung verstellt der mit wechselnder Drehzahl der fördernden Zahnradpumpe veränderliche Öldruck ein federbelastetes Gleitstück, das den Servomotor-Schieber, Fig. 25, steuert. Bei Anwendung eines Fliehkraftreglers verstellt dieser den Servomotor-Schieber nicht direkt, sondern durch eine „Vorsteuerung", so daß die Verstellkraft des Reglers weitgehend verringert werden kann. Vorteile: hohe Empfindlichkeit, weitgehende Verstellung der Maschinendrehzahl namentlich bei der hydraulischen Regelung. Näheres s. Fabritz: Die Regelung der Kraftmaschinen. Wien: Springer 1940.

Änderung der Umlaufzahl. Durch Änderung der Schwunggewichte oder der Hülsenbelastung bzw. der Federspannung.

Die Energie ändert sich im quadratischen Verhältnis zur Umlaufzahl.

$$E = a \cdot C = a \cdot m\,r\,\omega^2.$$

In Fig. 17 zeigt die C-Kurve, wie durch Lage von O_1 in bezug auf Pol O zu erkennen ist, angenähert Astasie, während die C_q-Kurve wie bei Ausführung nach Fig. 16 infolge gleichbleibenden Verhältnisses der Hebelarme von Cq und Q labil ist. Wird die Muffenbelastung bei Reglern nach Fig. 16 vergrößert, so ergibt sich u. U. die labile C'-Kurve. Auf alle Fälle wird δ stark verändert.

Fig. 18 zeigt annähernd astatischen Verlauf auch der C_q-Kurve. Wird die Muffenbelastung von Q auf Q' erhöht, so nehmen die Ordinaten der C_q-Kurve gemäß der veränderlichen Übersetzung zwischen C_q und Q, bzw. C'_q und Q' zu. Es folgen die neuen C'_q- und C'-Kurven. δ bleibt konstant, falls die ursprüngliche C-Kurve und C_q-Kurve denselben Ungleichförmigkeitsgrad haben.

Die Muffe wird meist durch eine Feder zusätzlich belastet (Federwaage), die entweder am Stellhebel oder direkt an der Hülse angreift. Erstere Ausführung

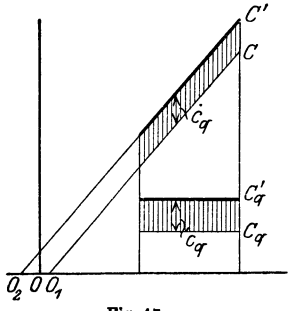


Fig. 17.

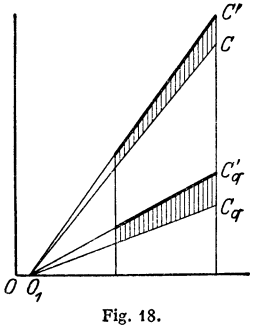


Fig. 18.

zweckmäßig nur bei geringen Änderungen der Umlaufzahl, da sonst infolge der hinzukommenden Belastung und Eigenreibung der Unempfindlichkeitsgrad merklich geändert wird. Bei größeren Änderungen von n entweder zwei Federn oder eine den Reglerbock umschließende Feder, die an dem von der Muffe verschobenen Stellring angreift. Verringerung der Eigenreibung durch Anordnung eines Kugellagers zwischen Muffe und Stellring.

Schwingungen der Regler. Wird der Regler durch einen Kraftimpuls um Δx aus der Gleichgewichtslage herausgeschoben, so tritt — da die auf die Reglerspindel bezogene Winkelgeschwindigkeit ω hierbei konstant bleibt —

als Gegenkraft der zunehmenden Federspannung nur die durch den vergrößerten Radius $x + \Delta x$ angewachsene Fliehkraft auf. Ist $c = \operatorname{tg}\varphi =$ Federkonstante, so ist $c \cdot \Delta x =$ Zunahme der Federspannung. Der Betrag $P = m\omega^2 \cdot \Delta x - c \cdot \Delta x = -k \cdot \Delta x$, Fig. 19, bleibt unausgeglichen und ist bestrebt, die Schwungmasse mit einer der Ausweichung Δx proportionalen Kraft in die Gleichgewichtslage zurückzutreiben, so daß nach Bd. I, S. 236, die Vorbedingung der harmonischen Schwingung gegeben ist. Aus obiger Gleichung für P folgt: $-k = m\omega^2 - c$, sonach wird die Kreisfrequenz:

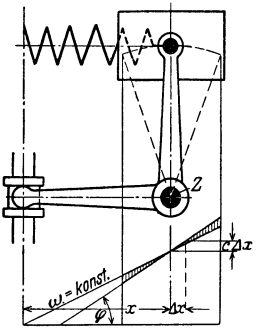


Fig. 19.

$$f = \sqrt{\frac{k}{m_r}} = \sqrt{\frac{c - m\omega^2}{m_r}} = \frac{\pi \cdot n}{30},$$

$$n_e = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{c - m\omega^2}{m_r}}.$$

Hierin ist $m =$ Masse der Schwunggewichte, m_r die auf den Ausschlag der Schwunggewichte reduzierte Masse der schwingenden Gewichte.

Reduktion der Massen: Ist z. B. in Fig. 16 m_x eine im Abstand x vom Drehpunkt I befindliche Masse, so ist, auf Punkt M reduziert:

$$m_r = m_x \cdot \left(\frac{x}{IM}\right)^2.$$

Stimmt die Zahl der von der Ungleichförmigkeit während einer Umdrehung oder vom Steuerungsrückdruck herrührenden Impulse mit der Eigenschwingungszahl des Reglers überein, so gerät der Regler in Schwingungen, welche die Regelung gefährden. Mittel hiergegen: Wahl eines entsprechenden Unempfindlichkeitsgrades; Dämpfung durch große Reglermassen, durch Ölbremse oder durch Reibung. Dieses letztgenannte Mittel verschlechtert die Regelung.

Die Flachregler.

Vgl. S. 88. Ausführungen s. Fig. 20 und 21. Fig. 20 zeigt Bauart des Lentz-Reglers. Flachfeder B ist an einem Ende mit dem aufgekeilten Gehäuse D, am anderen Ende mit Trägheitsring C verbunden, an dem die Schwunggewichte A angreifen. Bei Geschwindigkeitszunahme bleibt Ring C zurück, die Pendel nach außen drängend und die neue Füllung einstellend. Verstellung der Umlaufzahl durch Abdecken eines Teiles der Feder B, indem ein durch besonderes Getriebe während des Ganges verstellbarer Hebel mit zwei Rollen auf der Feder gleitet. Das Exzenter wird geradlinig auf einem Stein verschoben. Fig. 21 zeigt den mit Drehexzenter arbeitenden Regler für kleinere Maschinen von Christoph & Unmack in Niesky. Die Feder ist in einer Schneide aufgehängt und mit Rechts- und Linksgewinde ausgeführt, um ihre Spannung einstellen zu können. Das innere Exzenter besteht mit dem Gehäuse aus einem Stück. Regler auch dieser Art können mit Beharrungswirkung ausgeführt werden, wenn die Trägheitskräfte der Schwungmassen eine Komponente im Sinne der Verstellbewegung ergeben. Die günstigste Anordnung ergibt sich, wenn der Schwerpunkt des vorauseilenden Pendels außerhalb des Halbkreises liegt, der über der Verbindungslinie von Wellenmitte und Aufhängepunkt des Pendels als Durchmesser geschlagen wird. (Stodola, Z. VDI

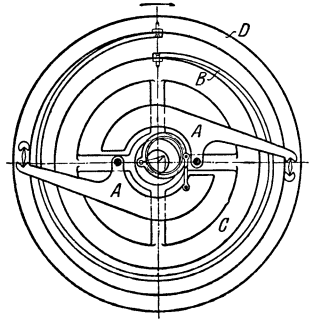


Fig. 20.

1899 S. 509.) Fig. 22 stellt diese Ausführung dar. Die Drehung um Zapfen Z kann (nach Bd. I, S. 210) zerlegt werden in eine Drehung des Pendels um Schwer-

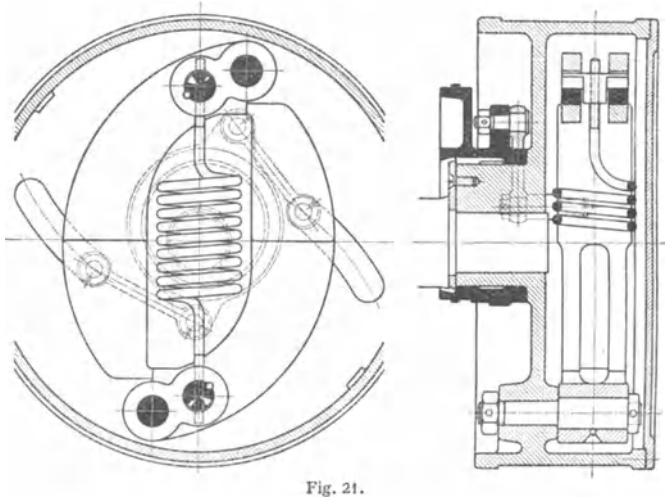


Fig. 21.

punkt S mit der Winkelgeschwindigkeit ω und in eine Verschiebung, bei der jeder Systempunkt die gleichgerichtete Geschwindigkeit $r_0 \omega$ hat. Ist $\omega' = d\omega/dt$ = Winkelbeschleunigung, so wird das Moment der Trägheitskräfte in bezug auf Z:

$$\mathfrak{M} = J_0 \cdot \omega' + m r_0 \cdot \omega' \cdot h ,$$

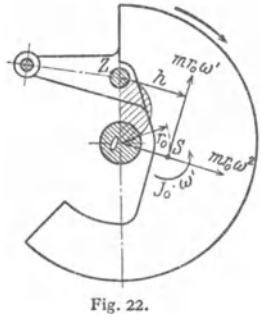


Fig. 22.

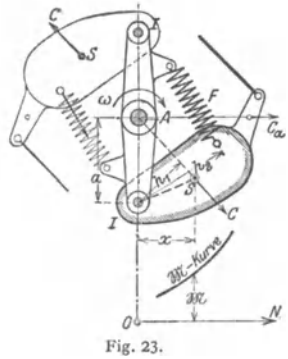


Fig. 23.

worin J_0 = polares Trägheitsmoment des Pendels in bezug auf S, h = Hebelarm der Trägheitskraft $m r_0 \omega'$ am Zapfen Z.

Ausnutzung der Beharrungswirkung ist besonders bei kleinen Schwungmassen angebracht.

In Fig. 23 ist Bestimmung der Flachregler nach Tolle durchgeführt.

$\mathfrak{M}$ = Moment der Fliehkraft C in bezug auf Zapfen I:

$$C \cdot h_1 = M \cdot \omega^2 \cdot r \cdot h_1 .$$

Nun ist $r \cdot h_1 = a\,x$ = doppeltem Inhalt des Dreieckes $A\,S\,I$. Sonach:

$$\mathfrak{M} = M \cdot \omega^2 \cdot a \cdot x .$$

Durch Auftragung der Werte $\mathfrak{M}$ auf die durch S gelegten Senkrechten ergibt sich die $\mathfrak{M}$-Kurve, die für Flachregler dasselbe bedeutet wie die C-Kurve

bei Muffenreglern. Aus dieser Gleichung für $\mathfrak{M}$ folgt, daß bei unveränderter $\mathfrak{M}$-Kurve die Umlaufzahl entweder durch Änderung der Gewichte oder der Entfernung a geändert werden kann. Verlegung des Wellenmittels übt hier dieselbe Wirkung aus wie die Verlegung der Spindel bei den Muffenreglern: der Ungleichförmigkeitsgrad wird ein anderer, gleichzeitig wird jedoch auch — im Gegensatz zur C-Kurve der Muffenregler — der Verlauf der $\mathfrak{M}$-Kurve beeinflußt, die gekrümmter oder flacher wird.

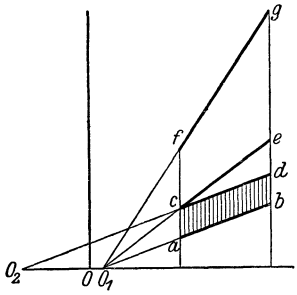


Fig. 24.

Der Inhalt der unter der $\mathfrak{M}$-Kurve liegenden Fläche gibt nicht das Arbeitsvermögen des Reglers an.

Änderung der Umlaufzahl. Die Umlaufzahl der Flachregler kann durch Änderung des Federhebelarmes, der Federspannung oder beider zugleich — zuerst von Doerfel ausgeführt —. verstellt werden. Bei Änderung des Hebelarmes h ändert sich n proportional $\sqrt{h}$; bei Änderung der Federkraft F allein ist n proportional $\sqrt{F}$, wobei die Gefahr labilen Verhaltens vorliegt.

In Fig. 24 werde Umlaufzahländerung um 100 vH angenommen. $a\,b$ stellt die ursprüngliche $\mathfrak{M}$-Kurve dar, die bei konstant bleibendem Übersetzungsverhältnis zwischen Fliehkraft und Feder auch als C-Kurve mit anderem Maßstab aufgefaßt werden kann. Wird die Feder nur nachgespannt, so entspricht dies Hinzufügen einer konstanten Kraft, und die neue $\mathfrak{M}$-Kurve $c\,d$ verläuft labil, wie die Lage von O_2 gegenüber O erkennen läßt.

Werden die Federhebelarme und damit die Federdehnungen verdoppelt, so nimmt infolge des letzten Umstandes die $\mathfrak{M}$-Kurve nunmehr die Lage $c\,e$ an, während die endgültige $\mathfrak{M}$-Kurve $f\,g$ durch die Verdoppelung des Hebelarmes entsteht. Regel: Werden Federhebelarm und Federspannung proportional zur Umlaufzahl geändert, so bleibt δ konstant.

Die Leistungsregler.

Pumpen, Kompressoren usw. arbeiten mit gleichbleibender Füllung; der Regler nimmt stets dieselbe Lage ein, wenn Dampfdruck und Verdichtungsdruck unverändert bleiben. Wird z. B. durch Änderung der Länge der Stellzeug und Steuerhebel verbindenden Zugstange der Schieber auf kleinere Füllung eingestellt, so läuft die Maschine langsamer, der Regler sinkt und stellt bei tieferer Lage die frühere Beharrungsfüllung wieder ein. Der tieferen Muffenlage entsprechend läuft die Maschine langsamer. Die Umlaufzahl wird um so stärker verändert, je statischer der Regler. Statische Regler sind jedoch bei plötzlicher Entlastung der Maschine durch Rohrbruch z. B. gefährlich, da je nach vorheriger Einstellung ihrer höchsten Lage zu große Umlaufzahl entspricht. Vermeidung des „Durchgehens" durch besondere Ausklinkvorrichtungen, die vor Erreichen höchster Lage der Regulatormuffe in Tätigkeit gesetzt werden oder durch astatischen Sicherheitshub nach Stumpf. Dementsprechend zerfällt der reichliche Hub des Stumpfschen Leistungsreglers in einen stark statischen, zur Leistungsregelung verwendeten, unteren Teil und einen astatischen oberen Teil.

Der Tollesche Leistungsregler wird im Gegensatz zu den Geschwindigkeitsreglern mit stark statischer C_q-Kurve ausgeführt. Umlaufzahl und Muffendruck wachsen proportional mit dem Hube. Eigenreibung = 1,2 vH.

Selbsttätige Verminderung der Umlaufzahl z. B. bei Kompressoren wegen zu großen Luftdruckes im Sammelbehälter durch Verlegung des Drehpunktes des Regulatorhebels, so daß Muffenlage geändert wird. Drehpunkt wird durch einen vom Luftdruck gegen Feder als Gegenkraft verschobenen Kolben verlegt.

Die indirekt wirkenden Regler.

Diese gelangen bei sehr großen durch direkte Regler nicht zu beherrschenden Regulierungswiderständen zur Verwendung und verstellen durch Einschaltung einer Hilfskraft. Fig. 25 zeigt schematisch eine derartige Vorrichtung.

Steigt z. B. der Regler, so dient Z als Festpunkt, Gelenk S und Steuerschieber werden gehoben. Hierdurch bewegen sich Kolben, sowie M und Z so lange aufwärts, bis der Steuerschieber wieder in seine Schlußlage abwärts bewegt wird, wobei y als Festpunkt dient.

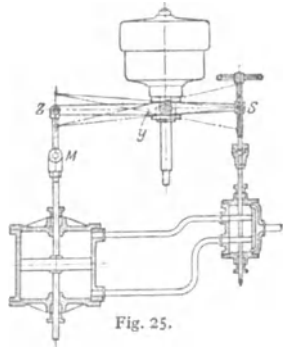


Fig. 25.

Ein Maß für die Güte der Einrichtung gibt die Schlußzeit, d. h. die Zeit, die bei plötzlicher Ent- oder Belastung vom Hilfsmaschinenkolben gebraucht wird, um seinen ganzen Hubweg zurückzulegen. Eine untere Grenze findet die Schlußzeit in der Weite der Kanäle der Hilfsmaschine und in den Stoßwirkungen, die bei Wasserturbinen bei plötzlicher Abstellung des Wasserzuflusses auftreten.

Die Regelung wird durch eine große nur mit teuren Schwungmassen zu erkaufende Anlaufzeit oder durch einen großen Ungleichförmigkeitsgrad δ des Reglers verbessert. Letzterer führt jedoch zu starken Schwankungen in der Umlaufzahl, die der Maschinist durch Einstellung von Hand beseitigen kann. Steht die Reglermuffe beispielsweise hoch, so kann der Maschinist die Umlaufzahl erniedrigen, indem er die Steuerstange mit dem Handrad verkürzt. Dadurch wird der Steuerschieber noch höher gezogen, die Füllung wird vom aufwärts gehenden Hilfsmaschinenkolben weiter verringert, der Regulator sinkt, bis Z wieder die der Beharrungsfüllung entsprechende Lage erlangt hat. Mit dieser läuft jetzt die Maschine bei tiefer stehender Reglermuffe, also niedriger Umlaufzahl, weiter. Es soll z. B. der Muffen-Mittellage eine Kolbenstellung entsprechen, die um $\frac{3}{4}$ des Hubes vom oberen Totpunkt entfernt ist. Wird jetzt die Maschine plötzlich ganz entlastet, so geht die Reglermuffe um den halben Muffenhub nach oben hin. Diesem Muffenweg entspricht halber Kolbenhub, der Kolben bleibt weit unter seiner oberen Totlage, und die Maschine geht durch. Umgekehrt bleibt sie stehen.

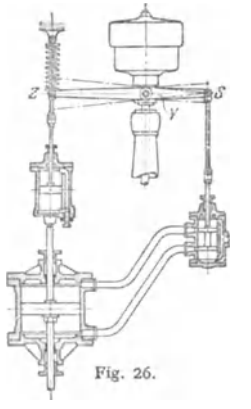


Fig. 26.

Dieser Übelstand wird bei den sog. Isodromreglern mit nachgiebiger Rückführung vermieden. Isodromregler arbeiten bei jeder Belastung mit gleichbleibender Umlaufzahl, die bei Entlastung sogar kleiner als bei Vollast gewählt werden kann. Fig. 26 zeigt die Einrichtung. Die Kolbenstange ist mit einem Bremszylinder, dessen Kolben mit Gelenk Z verbunden. Dieses wird durch eine in der gezeichneten Mittellage ungespannte Zug- und Druckfeder stets in die Mittellage zurückgebracht. Ändert durch Be- oder Entlastung der Hilfsmaschinenkolben seine Lage, so werden sich zunächst Bremskolben und Bremszylinder wie aus einem Stück bestehend bewegen. Bei weiterer Spannung der Feder überwindet diese den Öldruck im Bremszylinder und drängt z. B. bei steigendem Hilfsmaschinenkolben den Bremskolben zurück, bis Z wieder die gezeichnete Lage einnimmt. S muß ebenfalls die gezeichnete Lage einnehmen, so daß der Regulatorhebel ZYS waagerecht liegen, die Umlaufzahl stets dieselbe sein muß. Das Gestänge des Hilfsmaschinenkolbens ist infolge der anderen Lage des Bremskolbens im Zylinder verkürzt worden.

Die Kondensation.

Bearbeitet von Professor H. Dubbel, Berlin.

Schrifttum.

Hoefer, K.: Die Kondensation bei Dampfmaschinen. Berlin: Springer 1925.

Durch den Auspuff in einen luftleeren Raum wird der Gegendruck vor dem Kolben bei gewöhnlichen Verhältnissen um rund 1 at erniedrigt, und das Diagramm entsprechend vergrößert. Praktischer Gewinn infolge Zunahme des Temperaturunterschiedes zwischen Eintritts- und Auspuffdampf geringer. Je weiter die Expansion getrieben wird, um so bessere Ausnutzung der Luftleere, daher besonders großer Gewinn bei Dampfturbinen, die stets mit vollständiger Expansion arbeiten.

Für die Beurteilung der Verhältnisse ist das Daltonsche Gesetz maßgebend (s. Bd. I, S. 311).

Ist p_0 = Kondensatordruck, d = Druck des anwesenden Dampfes, l = Luftdruck, so folgt:

$$p_0 = l + d\,.$$

Der Kondensatorraum ist stets mit Dampf gefüllt, dessen Druck durch die Kondensattemperatur festgelegt ist. Die Verringerung des Dampfdruckes findet ihre Grenze durch die erforderliche Zunahme der Kühlwassermenge und damit der Pumpenarbeit. Niedriger Kondensatordruck ist in der Hauptsache durch Verminderung der durch Undichtheiten und mit dem Kühlwasser eindringenden Luft und durch gute Abführung der Luft aus dem Kondensator zu erreichen.

Da mit sinkendem Gegendruck die spezifischen Dampfvolumina außerordentlich stark anwachsen, so müssen — damit die Luftleere auch im Zylinder in voller Größe auftritt — sehr große Durchflußquerschnitte für den Abdampf ausgeführt werden, wie sie z. B. in Gleichstromdampfmaschinen (s. S. 96) und noch mehr in Dampfturbinen möglich sind.

Als theoretische Luftleere oder Luftleere des vollkommenen Kondensators wird der der Kühlwasserabflußtemperatur entsprechende Sättigungsdruck des Dampfes bezeichnet. Die theoretische Luftleere setzt also Abwesenheit von Luft und bei Oberflächenkondensation unendlich große Kühlfläche voraus.

Ist p = abgelesene Luftleere, b = abgelesener Barometerstand, so ist der absolute Druck $p_0 = b - p$ (in mm QS). Absoluter Druck in at: $p_0' = p_0/735{,}5$.

In Hundertteilen von b beträgt die auf 760 mm reduzierte Luftleere $p_1 = 100 \cdot p_2/760$, wenn $p_2 = 760 - p$ = Luftleere in mm QS, bezogen auf 760 mm.

Beispiel: $p = 680$ mm, $b = 750$ mm, $p_0 = 750 - 680 = 70$ mm, $p_0' = 0{,}0952$ at. $p_2 = 760 - 70 = 690$ mm, $p_1 = 90{,}79$ vH.

1. Mischkondensation.

Ausführung in Parallel- und Gegenstrom. Kühlwassermenge n in kg für 1 kg Dampf folgt aus:

$$i'' - t_a = n\,(t_a - t_e)\,,$$

worin bedeuten: i'' = Wärmeinhalt des auspuffenden Dampfes. Infolge Abkühlung in Rohrleitung ist ungefähr $i'' = 600$ kcal.

t_e = Eintrittstemperatur des Kühlwassers;

t_a = Austrittstemperatur des Kühlwassers,

$t_e \cong 10°$ bis $15°$ bei Brunnenwasser; $t_e \cong 20°$ bei Wasser aus Teichen,

$t_e = 25$ bis $35°$ bei Rückkühlung; im Mittel: $n = 25$ bis 30 kg.

Die bei Gegenstromkondensation am Kühlwassereintritt sich sammelnde Luft hat wegen der hier herrschenden niedrigen Dampfspannung hohen Druck und niedrige Temperatur. Daher Verringerung des Kraftbedarfs und der Abmessungen der hier gesondert auszuführenden Luftpumpe. Am Kühlwasseraustritt herrscht eine annähernd dem Gesamtdruck p_0 entsprechende Dampftemperatur, daher Erwärmung des Kühlwassers bis auf diese und Verringerung des Kühlwasserverbrauches.

2. Oberflächenkondensation.

In den geschlossenen Kondensatoren strömt das Wasser durch, der Dampf um die Rohre. Bei Strömung des Dampfes quer zu den Rohren wird durch die stärkere Wirbelung des Dampfes die Wärmeübertragung verbessert und Druckverlust durch den kurzen Dampfweg verringert. Durch Führung des Kühlwassers in mehreren „Flüssen" werden Wassergeschwindigkeit und Wärmeübertragung, aber auch der Durchflußwiderstand gesteigert.

Der Kondensatormantel aus Flußstahl wird mit genieteten oder geschweißten Verbindungen ausgeführt. Rohrböden aus Flußeisen, bei salzhaltigem oder etwas saurem Wasser aus Muntzmetall (etwa 60 vH Cu, 40 vH Zn). Die mit reichlich bemessenen Putzöffnungen versehenen Deckel enthalten entweder die Wasserkammern, oder diese werden am Kondensatorkörper besonders angebaut, so daß die Kühlwasseranschlüsse bei Abnahme der Deckel nicht gelöst zu werden brauchen. Bei großen Einheiten Einführung des Dampfes durch zwei Stutzen, die der Wärmedehnung nachgeben können und durch Wassertassen gedichtet werden, s. Fig. 5.

Am Dampfeintritt ist zur Ermöglichung der Entfaltung des Dampfstromes größerer Zwischenraum im Rohrsystem vorzusehen. Zweckmäßig ist Anordnung durchlöcherter Schutzbleche gegen Dampfstoßwirkungen und größerer Wandstärken der Rohre am Dampfeintritt. Enge Rohre zeigen 16 bis 22 mm Lichtweite bei etwa 0,85 mm Wandstärke, weite Rohre 25 bis 32 mm l. W. mit im Mittel 1,15 mm Wandstärke. Rohrlänge = 100 bis 130mal Rohrweite. Rohrteilung $d + 9$ bis $d + 15$ mm.

Als Baustoff für die Rohre eignet sich das sog. 70 vH-Messing, eine Legierung von 70 vH Cu, 29 vH Zn und 1 vH Sn; Festigkeit 35 bis 40 kg/mm². (MsK, Normblatt DIN 1785, auch als „englische Admiralitätslegierung" bezeichnet.)

Sehr gut haben sich ferner hartgezogene Rohre aus etwa 76 vH Cu, 22 vH Zn und 2 vH Al (Aluminium-Messing) bewährt. (S. Bd. I, Werkstoffkunde; Siegel: Korrosionen an Eisen und Nichteisenmetallen. Berlin: Springer 1938.)

Bei größeren Längen sind die Rohre durch Scheidewände zu unterstützen, Abstand der Stützwände = 60 bis 70fachem Rohrdmr. bei 1 mm Rohrwandstärke. Versteifung der Rohrwände durch Anker oder eingeschraubte Kühlrohre.

Abdichtung der Rohre in den Rohrwänden am besten durch Einwalzen, weniger zweckmäßig sind Stopfbuchsen, Fig. 2, oder Gummiringe, die durch den atmosphärischen Druck angepreßt werden, Fig. 1. Häufig Stopfbuchsen bei den stärker beanspruchten ersten Rohrreihen, um diese leichter auswechseln zu können.

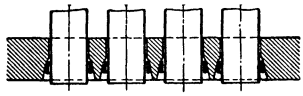


Fig. 1.

Die Luft wird aus dem unteren Teil des Kondensators, in dem die Kühlwassertemperatur am niedrigsten ist, abgesaugt. Die Luftabsaugestellen, durch Bleche gegen den Kondensatregen geschützt, so daß die Rohre für die Luftkühlung freibleiben, werden bei großen Ausführungen doppelt oder vierfach zu beiden Seiten des Kondensators angeordnet, um tote Räume mit ruhender Luft zu vermeiden.

Sammeln des Kondensats häufig in besonderem Dom an tiefster Stelle, damit der Kondensatorkessel bis unten hin mit Kühlrohren ausgefüllt wird, ohne daß das sonst hier befindliche Kondensat unterkühlt wird. Dem abnehmenden Dampfvolumen entsprechend wird die Rohrteilung von oben nach unten hin enger.

Fig. 2 zeigt einen Kondensator von 120 m² der Firma Balcke, Bochum, mit Rohranordnung nach Fig. 4.

Die der Luftleere entsprechende Dampfsättigungstemperatur liegt meist 2 bis 3 (bis 5) ° C über der Temperatur des ablaufenden Kühlwassers.

Nachteile der Kondensatoren üblicher Bauart: 1. Infolge der großen Tiefe des Rohrbündels in Richtung der Dampfströmung nehmen die dem Dampfeintritt zunächst gelegenen wärmeren Rohre trotz des kleineren Temperaturgefälles größere, die kälteren untenliegenden Rohre bedeutend kleinere Wärmemengen auf, da hier die Dampfgeschwindigkeit wegen der fortschreitenden Kondensation stark abnimmt und Lufthüllen um die Rohre entstehen. 2. Das

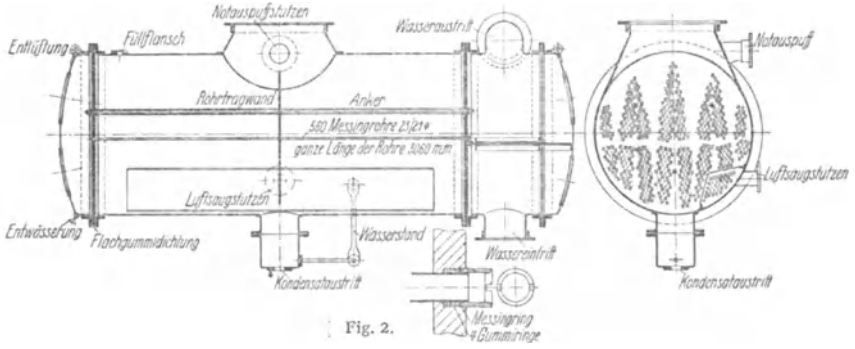


Fig. 2.

Kondensat tropft von den oberen Rohrreihen auf die kalten unteren Rohrreihen, wobei das Temperaturgefälle und damit die Wärmeübertragung vermindert werden. Dem Kondensat wird nutzlos Wärme entzogen, die bei Wiederverwendung als Speisewasser im Kesselbetrieb wieder zugeführt werden muß.

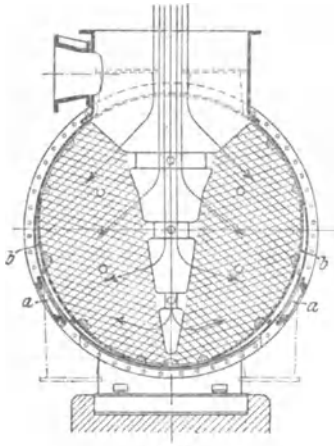


Fig. 3.

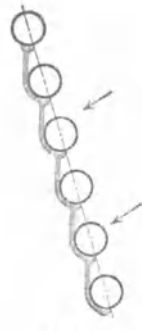


Fig. 4.

Diese Nachteile vermeidet der OV-Kondensator von Brown, Boveri & Co. nach Fig. 3. Die Scheidewände in den Wasserkammern sind senkrecht angeordnet, so daß die übereinanderliegenden Rohre annähernd gleiche Kühlwassertemperatur aufweisen. Das hinabfließende Kondensat kühlt sich weniger ab und ist um etwa 5° wärmer als bei anderen Kondensatoren. Die Luft wird auf beiden Seiten bei *a* abgesaugt. Infolge der rasch abnehmenden Querschnitte bleibt die Strömungsgeschwindigkeit des Dampfes erhalten, so daß sich keine Luftsäcke bilden können.

Den Öffnungen *a* sind Bleche *b* vorgelagert, deren entsprechend verteilte Öffnungen gleichmäßige Luftabsaugung bewirken. Das Kühlwasser fließt von beiden Seiten der Mitte zu.

Die durch das oben erwähnte Abtropfen entstehende Kondensathaut wird auf den unteren Rohrreihen immer dicker und erschwert infolge der schlechten Wärmeleitfähigkeit des Wassers den Wärmeübergang. In dem von Balcke ge-

bauten Ginabat-Kondensator sind nach Fig. 4 die Rohre so angeordnet, daß das abtropfende Kondensat das nächste Rohr tangential an der seitlichen Mantelfläche trifft. $^3/_4$ der Kühlfläche bleibt sonach vom Kondensat frei; der Dampf wird auf diese freie Fläche geleitet.

Fig. 5: AEG-Kondensator. Die stärkst belasteten oberen Rohre sind in Einzelbündeln so zusammengefaßt, daß der Dampf durch die Keilform gut unterteilt wird. Das hier entstehende Kondensat wird durch besondere Führungsbleche in geschlossenem Strahl einzelnen Fangrinnen im Unterteil des Kondensators zugeführt, um schädliche Abkühlung zu vermeiden. Durch freie Rohrgassen als Wege kleinsten Widerstandes gelangen Dampf und Luft an die unteren Rohrreihen, die derart wirksam zur Luftkühlung und Kondensation herangezogen werden.

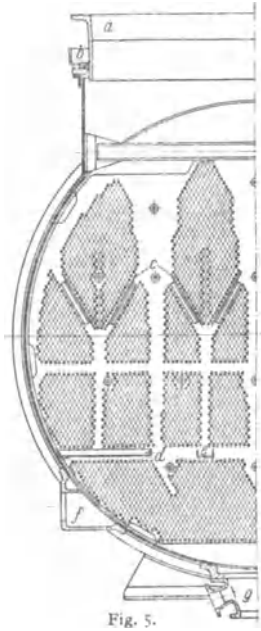


Fig. 5.

a Degenrohr, *b* Wassertasse, *c* Führungsblech, *d* Abdeckblech, *e* Fangrinne, *f* Luftsaugstutzen, *g* Kondensatabfluß.

Unreinigkeiten des Kühlwassers sind durch Rechen, Siebe und Schlammbecken schon vom Zufluß zur Kühlwasserpumpe fernzuhalten. Ist genügende Vorreinigung nicht möglich, so wird die Entstehung einer festen Schmutzschicht durch vorübergehende Steigerung der Wassergeschwindigkeit mittels Verkleinerung des Gesamtquerschnittes bei annähernd gleichbleibender Wassermenge (Bauart Hülsmeyer der MAN) vermieden, oder es wird die Schmutzschicht durch vollständige Ausschaltung und Reinigung einer Kondensatorhälfte während des Betriebes bei nur unwesentlicher Abnahme der Luftleere beseitigt. (Bauart Brown-Boveri.)

Übergehende Wärmemenge annähernd $Q = k \cdot F(t_d - t_m)$, worin $t_m = (t_e + t_a)/2$. t_d = Dampftemperatur, F = Kühlfläche in m². $t_d = t_a + 2^0$ bis $t_a + 5^0$. Genauere Berechnung s. Bd. I, S. 293 und S. 295.

Hoefer[1]) setzt als Ergebnis von Versuchen $k = 800 + 1950 \cdot c^{0,8}$ kcal/m² h °C mit c = Wassergeschwindigkeit.

Da die Rohre des Kondensators überall von einem Dampf-Luftgemisch bespült werden, dessen Zusammensetzung unbekannt und außerdem für verschiedene Teile des Kondensators ganz verschieden ist, so ist der Wärmedurchgang stark veränderlich. Eine Vorausberechnung des Kondensators auf physikalischer Grundlage ist sonach nicht möglich.

Die meisten Firmen rechnen mit $k = 1500$ bis 1800 kcal/h m². Reichliche Bemessung der Kühlfläche wird empfohlen, da das zum Kondensationsbetrieb für Landturbinen dienende Kühlwasser meist in ungenügender Menge und in schlechter Beschaffenheit zur Verfügung steht und das Auftreten von Ablagerungen sich in kleinen Kondensatoren schneller und stärker bemerkbar macht als in großen.

Beispiel: Für eine 1000 kW-Turbine sollen Kühlfläche und Kühlwassermenge berechnet werden. Kondensatordruck 0,035 at entsprechend 26,5° Sättigungstemperatur. $t_e = 15°$, $t_a = 26,5 - 2,5 = 24°$ angenommen. Wärmeinhalt des Frischdampfes: $i = 737$ kcal, in Arbeit verwandelt 155 kcal, sonach nimmt der Kondensator pro 1 kg Dampf auf: $i = 737 - 155 = 582$ kcal.

Dampfverbrauch $D = 1000 \cdot 860/155 = 5550$ kg/h.

[1]) Die Kondensation bei Dampfkraftmaschinen. Berlin: Springer 1925. Das Werk enthält genaue Angaben über die Wärmeübergangsziffern.

Insgesamt beträgt die stündlich zu übertragende Wärmemenge, wenn die Kondensat-Austrittstemperatur = 26,5 − 6,5 = 20° geschätzt, also eine „Unterkühlung" um 6,5° angenommen wird:

$$Q = 5500 \cdot (582 - 20) = 3\,091\,000 \text{ kcal},$$

$$t_m = \frac{t_e + t_a}{2} = 19{,}5°; \quad t_d \cong 26°; \quad k = 1600 \text{ kcal/m}^2\text{ h geschätzt.}$$

$$F = \frac{Q}{k(t_d - t_m)} = \frac{3\,091\,000}{1600\,(26 - 19{,}5)} \cong 300 \text{ m}^2; \quad \text{Kühlwassermenge } n = \frac{600 - 20}{24 - 15} \cong 65.$$

3. Die Luftpumpen.

„Nasse" Luftpumpen fördern aus dem Kondensator das Luft- und Dampfgemisch sowie das Kondensat und mitunter auch das Kühlwasser. „Trockene" Luftpumpen fördern nur das Luft- und Dampfgemisch.

a) Die nassen Luftpumpen. Sekundl. Fördervolumen für 1 kg Dampf in der Sekunde bei Förderung auch der Kühlwassermenge:

$$V_1 = n + 1 + v \text{ (in dm}^3\text{)}$$

(vgl. S. 214).

$$V_1 = \lambda \cdot F \cdot c \text{ bei doppeltwirkenden Pumpen,}$$

$$V_1 = 0{,}5 \cdot \lambda \cdot F \cdot c \text{ bei einfachwirkenden Pumpen.}$$

λ = Liefergrad = 0,75 bis 0,85.

Auf 1 kg Dampf werden in Kolbendampfmaschinen 2 bis 3 ltr Luft von atm. Spannung gerechnet, die sich im Kondensator nach dem Daltonschen Gesetz auf die Spannung $l = p_0 - d$ ausdehnt, so daß pro 1 kg Dampf:

$$v = \frac{2 \text{ bis } 3}{p_0 - d} \text{ dm}^3,$$

wobei die geringe Temperaturerhöhung eindringender Luft unberücksichtigt bleibt.

Nach Stodola kann die Luftmenge bei Dampfturbinen auf 1,0 bis 0,5 kg in der Stunde für je 1000 kg Dampfniederschlag geschätzt werden. (Versuche von Josse an einer 300 kW-Parsonsturbine ergaben 0,25 kg/h Luft auf 3000 kg/h Dampf.)

Zur Berechnung der Luftmenge werden folgende Formeln mit D = stündlicher Dampfmenge in kg angegeben[1]):

$G = (0{,}02\,Q + \mu \cdot D/1000) \cdot B/760$ kg/h für Einspritzkondensation von Kolbendampfmaschinen,

$\mu = 1{,}8 + 0{,}01\,L$ für grobe Betriebe, $\mu = 1{,}8 + 0{,}006L$ für feine Betriebe,

L = Länge der Rohrleitung in m, Q = Kühlwassermenge in m³/h, B = Barometerstand,

$G = 10 + D/1000$ kg/h für Oberflächenkondensation von Kolbendampfmaschinen,

$G = 3 + 4{,}5\,(D/10000)^{0{,}9}$ kg/h für Oberflächenkondensation von Dampfturbinen.

Für die auch Kondensat fördernden Luftpumpen der Oberflächenkondensation genügt ein stündliches Hubvolumen gleich dem 45fachen der Dampfmenge.

Nach Stodola ist als Regel anzusehen, daß in Mitteleuropa 200 bis 250 ltr sekundlicher Brutto-Förderinhalt der Luftpumpe auf 1000 kW Turbinenleistung kommen sowohl für trockene wie auch für Luft und Kondensat fördernde Pumpen.

Bei den nassen Luftpumpen wird der Saugwiderstand durch Anordnung von Schlitzen (nach Edwards) statt Saugventilen wirksam verringert.

In den Fig. 6 und 7 sind Ausführungen stehender Luftpumpen wiedergegeben, die als Zwei- oder Dreiventilpumpen ausgeführt werden. Eine Zweiventilpumpe zeigt Fig 6, die oberen Druckventile sind gegen den atmosphärischen Druck zu öffnen. Beim Kolbenabwärtsgang dehnen sich die im schädlichen Raum befindlichen Luftbläschen aus, so daß der Liefergrad verringert wird. Bei den Dreiventilpumpen, Fig. 7, nimmt der Druck im Raume über dem abwärtsgehenden Kolben ab, die Ventile im Kolben öffnen bei Eintritt des Druckausgleiches

[1]) Hoefer: S. 35 und 113. (S. Schrifttum, S. 214.)

zwischen beiden Kolbenräumen. Wie Diagramm Fig. 8 zeigt, arbeitet die Pumpe mit Verbundwirkung, und die Rückexpansion der Luft im schädlichen

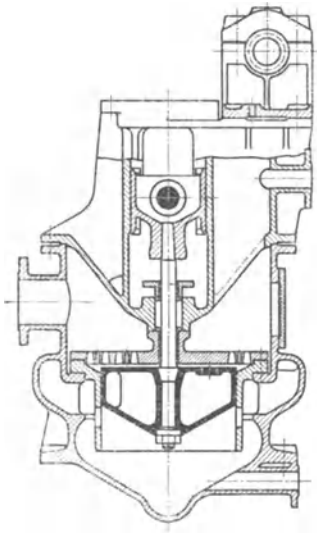


Fig. 6. Ausführung: K. & Th. Möller, Brackwede.

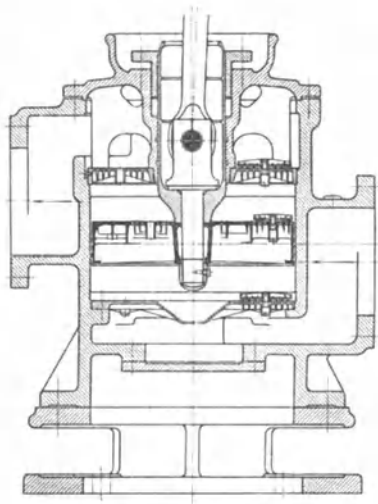


Fig. 7. Ausführung: MAN.

Raum geht von einem niedrigeren Druck aus, dadurch Verbesserung des räumlichen Wirkungsgrades.

Fig. 6, Edwards-Pumpe (Ausführung K. & Th. Möller, Brackwede). Der Kolben ist an der Unterseite kegelig, um das Wasser allmählich zu beschleunigen. Leitwände führen das Wasser den Saugschlitzen direkt zu. Fig. 9 zeigt die Ventile dieser Pumpe.

Fig. 7, Lentz-Pumpe der MAN-Nürnberg. Die Pumpe arbeitet mit Metallventilen.

In den nassen Luftpumpen wird isothermisch verdichtet, da die Kompressionswärme der Luft sofort vom Wasser aufgenommen wird, ohne daß sich dessen Temperatur merklich erhöht. Der Druck des gleichzeitig im Luftpumpenzylinder anwesenden Dampfes bleibt infolgedessen konstant, und es ist nur die Luft zu komprimieren, da sich der Dampf der Kompression entsprechend niederschlägt. Ist l_s = Luftspannung während des Saughubes, p = Druckspannung im Luftzylinder, so ist die Luft auf $p - d$ zu verdichten, was für V m³ die Arbeit erfordert:

$$L = l_s \cdot V \cdot \ln \frac{p - d}{l_s} .$$

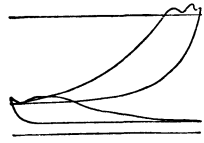


Fig. 8.

Beispiel: Berechnung der nassen Luftpumpe zu der auf S. 217 behandelten Turbine bzw. Oberflächenkondensation.

Luftmenge = 10 kg/h geschätzt. Teildruck bei 20° Unterkühlungstemperatur: $d = 0{,}024$ at, sonach Teildruck der Luft $l_s = p_0 - d = 0{,}035 - 0{,}024 = 0{,}011$ at.

Mit $T_1 = 273 + 20 = 293°$, $R = 29{,}3$ wird:

$$\text{Luftmenge } V = 10 \cdot 29{,}3 \cdot 293/110 = 780 \text{ m}^3/\text{h} \cong 217 \text{ l/sek} .$$

Durch die Unterkühlung, die den Wärmeaufwand für die Kesselspeisung erhöht, wird sonach die Luftmenge bei nassen Luftpumpen wirksam verringert.

Hierzu die Kondensatmenge = 5550 kg/h = 1,54 l/sek, so daß sich als sek. Fördervolumen der Pumpe mit Liefergrad = 0,8 ergibt:

$$217 + 1{,}54/0{,}8 \cong 275\ \text{l} = F \cdot c \text{ für eine doppeltwirkende Pumpe.}$$

Infolge der Anwesenheit von Kondensat kann die Verdichtung des Dampfluftgemisches als rein isothermischer Vorgang aufgefaßt werden.

Ist $p = 11000$ kg/m², so wird mit $p - d = 11000 - 240 = 10760$ kg/m², $l_s = 110$ kg/m², $V = 0{,}217$ m³/sek:

$$L = 110 \cdot 0{,}217 \cdot 2{,}3 \log 10760/110 = 103{,}3 \text{ mkg/sek}.$$

Absolute Saugspannung $d + l_s = 350$ kg/m², sonach Arbeit für Förderung des Kondensats:

$$L_K = 1{,}54 \cdot \frac{11000 - 350}{1000} = 1{,}54 \cdot 10{,}65 = 16{,}4 \text{ mkg/sek}.$$

b) Die trockenen Luftpumpen. Da diese selbst bei sehr kleinen schädlichen Räumen infolge des großen Kompressionsverhältnisses nur mit geringem räumlichen Wirkungsgrad arbeiten können, so werden sie mit Verbundwirkung oder mit Überströmung ausgeführt, womit jedoch im letzteren Fall ein Arbeitsverlust verbunden ist.

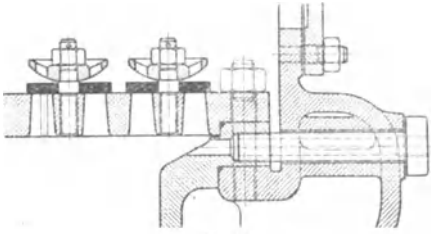


Fig. 9.

Exponent der Verdichtungslinie $m \cong 1{,}3$ bei Mantel- und Deckelkühlung.

Bezüglich Verbundwirkung s. S. 172, Überströmung S. 173.

c) Ausführung und Antrieb der Luftpumpen. Bei stoßendem Gang empfiehlt sich Anordnung von Schnüffelventilen. Die von diesen angesaugte Luft wird vor Eröffnung der Druckventile verdichtet, wodurch der Gang stoßfrei wird.

Der räumliche Wirkungsgrad wird verschlechtert.

Baustoff der Ventilklappen: Gummi oder Dermatine. Auch Metallventile werden häufig ausgeführt. (S. z. B. Fig. 7.) Fig. 9 zeigt Ausführung der zur Pumpe nach Fig. 6 gehörigen Ventile und Befestigungsart der Ventilplatte. Die Hubfänger sind durchlocht, um Anhaften der Platten zu verhindern. Zugänglichkeit der Ventile wird durch seitliche mittels Deckel abgeschlossene Öffnung erreicht. Bedeuten:

F = Kolbenfläche der Luftpumpe in dm²,
c = mittlerer Kolbengeschwindigkeit in dm/sek,
f = engster Durchtritts-Querschnitt der Ventile in dm²,
u = zulässiger Geschwindigkeit in diesen in dm/sek,
μ = Kontraktionskoeffizient,

so folgt:

$$\mu \cdot u \cdot f = F \cdot c.$$

Die Größe $\mu \cdot u$ ist abhängig von der Wasserfüllung, d. h. dem Verhältnis zwischen pro Hub beförderter Wassermenge und dem Hubraum der Pumpe:

Nach Prof. Graßmann ist für:

Füllung:	0,5	0,4	0,3	0,25	0,2	0,15	0,1	0,02
$\mu \cdot u$:	13	13,3	14,5	15	16,2	18,2	21,7	46,5

Für Dreiventilpumpen kann die Geschwindigkeit in den Kolben- und Saugventilen um 50 vH größer genommen werden, bei Schlitzpumpen sind Geschwindigkeiten von $\mu \cdot u = 2{,}5$ m/sek wegen der guten Mischung von Wasser und Luft zulässig.

Wasserfüllung bei Mischkondensation meist 0.25, bei Oberflächenkondensation meist 0,02. Damit ist die Größe der Kolbengeschwindigkeit für stehende Pumpen mit Ventilen im Kolben bestimmt. Ist z. B. freie Ventilfläche $= \frac{1}{8}$ Kolbenfläche, so steigt mittlere Wassergeschwindigkeit auf das 3fache der Kolbengeschwindigkeit.

Anfangsbeschleunigung bei stehenden Pumpen kleiner als Erdbeschleunigung g, damit sich Wasser und Kolben nicht trennen.

Größte Kolbengeschwindigkeit 2 bis 2,5 m/sek (vereinzelt bis zu 7 m/sek).

Meist Anordnung der Luftpumpe unter Maschinenhausflur. Geringere Saughöhe, fallende Dampfleitung und Verringerung der Kolbengeschwindigkeit bei Antrieb mit Übersetzung von Kolbenstange, Kreuzkopf oder — wie meist üblich — vom Kurbelzapfen aus.

4. Strahler und Schleuderluftpumpen.

Anwendung von Wasserstrahlern nach Fig. 10 und 11 sowohl bei Misch- wie auch bei Oberflächenkondensation. Im ersten Fall dient das Strahlwasser, dessen Oberfläche für die Kondensation des Dampfes möglichst zu vergrößern ist, zugleich als Kühlwasser, dessen Temperatur der Dampfteildruck entspricht. In der Oberflächenkondensation hat das Strahlwasser nur die Luft abzusaugen. Diese wird durch Reibung an der Strahloberfläche mitgerissen, dringt auch zum Teil in den Strahl ein, dessen Kern infolge der größeren Geschwindigkeit kleineren Druck hat. Durch ganze oder teilweise Kondensation des Dampfes wird hierbei der Luftteildruck wirksam erhöht.

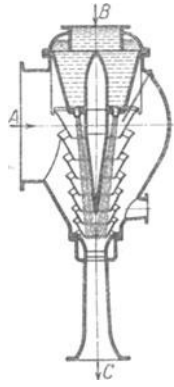


Fig. 10.
A Dampfeintritt,
B Kühlwassereintritt,
C Gemischaustritt.

Dampfstrahler werden nur bei Oberflächenkondensation verwendet. In allen Strahlvorrichtungen wird das austretende Gemisch in einem sich erweiternden Rohr, dem „Diffusor", durch Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck verdichtet. In diesem Diffusor treten die größten Verluste auf. Die Diffusormündung ist gut abzurunden. Engster Teil zeigt auf gewisse Strecke zylindrischen Querschnitt, um das Gemisch der Erweiterung möglichst wirbelfrei zuzuführen. Kegelwinkel 6 bis 8°, um Strahlablösung zu vermeiden. Wasserdruck vor den Düsen etwa 20 m WS.

a) Strahlkondensator von Körting. Fig. 10 zeigt den für höhere Luftleeren bestimmten „Vielstrahlkondensator". Das Wasser fließt unter Druck, durch natürliches Gefälle oder Pumpe erzeugt, zu und wird durch eine Reihe von Düsen verteilt, Dampfzufluß durch ringförmige Düsen. Verwendung fast ausschließlich als Mischkondensator.

b) Wasserstrahlluftpumpe. Durch eine Pumpe wird das Wasser mit hoher Geschwindigkeit durch eine Düse gepreßt, an deren Austritt sich die Luft mit dem mitgerissenen Wasser mischt.

Ausführungsbeispiel: Bauart der MAN, Werk Nürnberg, Fig. 11. Dem Strahl wird durch Schaufeln S eine Drehbewegung erteilt, wodurch die Mischung mit der Luft begünstigt wird. Nimmt — etwa infolge Versagens der Pumpe — der Wasserdruck ab, so öffnet das durch diesen sonst geschlossene Belüftungsventil, so daß durch die einströmende Luft die Rückschlagklappe geschlossen und Aufhebung der Luftleere sowie Eindringen des Wassers in den Kondensator vermieden wird.

Um der angesaugten Luft eine möglichst große Oberfläche zu bieten, tritt bei der Vorrichtung der AEG der größte Teil des Druckwassers durch eine Hauptdüse mit sternförmigem Querschnitt. Um diese sind kleinere Düsen konzentrisch so angeordnet, daß ihre Achsen sich in der Achse der Hauptdüse schneiden.

Das Strahlwasser wird, wenn möglich, in geschlossenem Kreislauf verwendet, die Kompressionswärme des verdichteten Gemisches durch Zusatzwasser abgeleitet.

c) Kreiselluftpumpen. Das Wasser wird durch ein Kreiselrad beschleunigt, die austretenden Strahlen schließen zwischen sich die Luft ein. Dem Gemisch wird sodann in einer Düse eine hohe Geschwindigkeit erteilt, die im folgenden Diffusor in Druck umgesetzt wird. Mitunter wird das Gemisch auch in das Laufrad einer Kreiselpumpe geleitet und hier ganz oder teilweise auf den Enddruck gebracht. Wirkungsgrad dieser Pumpen, auf isothermische Verdichtung bezogen, höchstens 12 bis 14 vH gegenüber 30 bis 40 vH bei Kolbenluftpumpen.

d) Dampfstrahlluftpumpen. Ausführung bei mehr als 85 vH Luftleere zweistufig. Angaben für den Entwurf s. S. 223.

Die Düsen sollen zweckmäßig in den Diffusor hineinragen, damit die zuströmende Luft den Dampfstrahl nicht ablenkt und die Strömungsverhältnisse verschlechtert.

Ein Druckminderventil macht den Dampfdruck vor den Düsen unabhängig von Schwankungen des Kesseldruckes.

Ausführungsbeispiele. Bauart Hoefer. Die zweite Stufe zeigt eine ringförmige Dampfdüse, Fig. 12. Die lebendige Kraft beim Austritt aus der ersten Stufe wird in der zweiten verwertet.

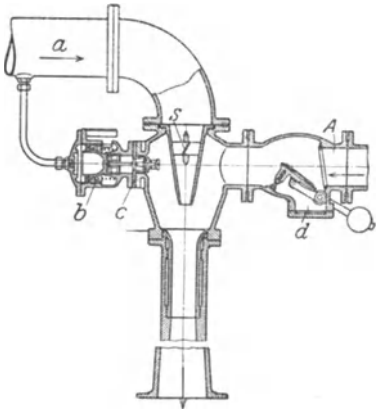


Fig. 11.

a von der Wasserpumpe; *b* Belüftungsventil; *c* Sicherheitsventil; *d* Rückschlagklappe; *A* Luftabsaugeleitung.

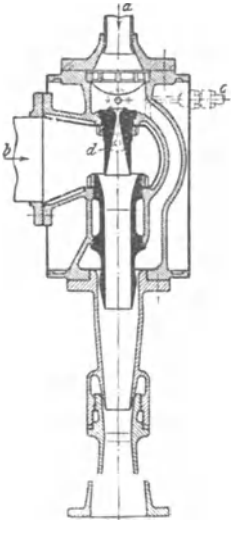


Fig. 12.

a Dampfeintritt; *b* Lufteintritt; *c* Manometeranschluß; *d* Vakuummeteranschluß.

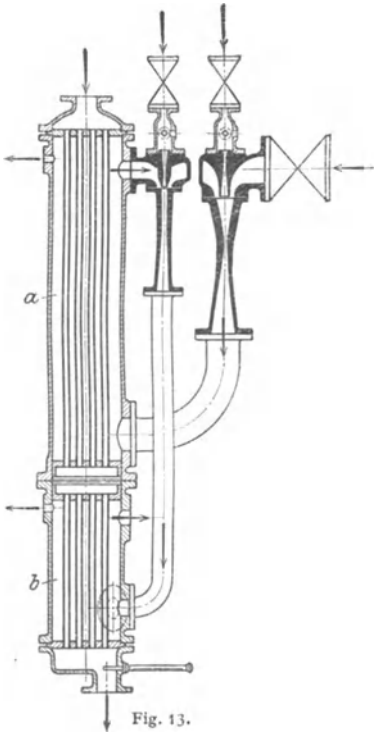


Fig. 13.

Bauart Balcke, Fig. 13. Damit die zweite Stufe nur die Luft und nicht das Dampfluftgemisch zu verdichten hat, wird der Dampf der ersten Stufe im „Zwischenkondensator" *a* niedergeschlagen. Das Dampfluftgemisch der zweiten

Stufe wird zur Ausnutzung der noch vorhandenen Dampfwärme in einen Vorwärmer b geleitet. Als Kühlwasser dient das Kondensat des Turbinendampfes. Das im Zwischenkondensator entstehende Kondensat wird durch Ausnutzung des zwischen Haupt- und Zwischenkondensator bestehenden Druckunterschiedes abgeleitet; Abschluß dieser beiden gegeneinander durch eine Wassersäule.

Fig. 14 zeigt eine Gesamtanordnung.

Entwurf der Dampfstrahler[1]). Die Vorgänge im Strahler lassen sich theoretisch nur für Gase gleicher Art, die also auch ein Gemisch gleicher Art ergeben, verfolgen, und auch für diesen Fall nur annähernd[2]).

Bei einstufiger Bauart kann nicht mehr als etwa 7fache Luftverdichtung, 85 vH Luftleere entsprechend, erreicht werden; für die höheren Luftleeren der Turbinen ist sonach die zweistufige Anordnung zu wählen. Soll für Luftzufuhr $= 0$ nahezu absolute Luftleere herrschen, also z. B. $p_0 = 0{,}01$ at sein, so ist als Zwischendruck $p = 0{,}1$ zu nehmen, so daß in jeder Stufe zehnfach verdichtet wird. Ohne Zwischenkondensator beträgt das Verhältnis der Dampfmengen in Stufe I und Stufe II im Mittel 1 : 8, mit Zwischenkondensation etwa 1 : 4.

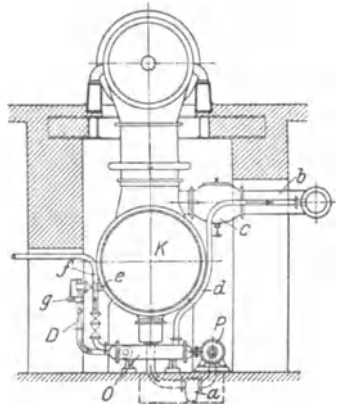


Fig. 14.

K Kondensator; *b* Notauspuffleitung; *c* Sicherheitsauspuffventil; *d* Dunstabzug; *P* Kondensatpumpe; *a* Sieb; *O* Oberflächenaustauschapparat; *D* Dampfstrahl-Luftpumpe; *g* Frischdampfeintritt; *e* Luftsaugeleitung; *f* Kondensatdruckleitung.

Der Gesamtdampfverbrauch D ist auf Grund vorhandener Versuchsergebnisse zu schätzen. Die Düsen sind dann, wie auf S. 292 angegeben, für die auf sie n. O. entfallenden Dampfmengen zu berechnen. Für die Bestimmung des Austrittsquerschnittes wäre als Gegendruck der obige Wert $p_0 = p_2$ einzusetzen. Damit sind die Durchmesser d_m und d_2, Fig. 15, festgelegt. Düsenwinkel bis zu 30°. d_3 wird etwas größer als d_2, $d_4 = 0{,}8\,d_3$. Enddurchmesser d_5 wird mit

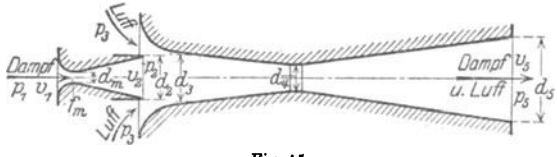


Fig. 15.

der Geschwindigkeit $c_5 = 30$ bis 40 (bis 50) m/sek auf Grund der Stetigkeitsgleichung berechnet.

$$d_5^2\pi/4 = (D + G_l) \cdot v_5/3600 c_5 . \quad (G_l = \text{Luftgewicht})$$

Der erweiterte Teil des Diffusors wird mit einem Kegelwinkel von etwa 8°, der Teil zwischen d_3 und d_4 mit kleinerem Winkel ausgeführt, da hier eine erhebliche Energieumsetzung stattfindet. Zweckmäßig ist, die Düse um einen geringen Betrag in den Diffusor hineinragen zu lassen, damit die zuströmende Luft in Richtung des Dampfstrahls abgelenkt wird. Hoefer schlägt vor, bei ersten Ausführungen die Entfernung zwischen Düse und Diffusor einstellbar zu machen, da hiervon die Wirkung des Strahles stark beeinflußt wird.

Abdampfleitung s. S. 363.

[1]) Nach Hoefer. S. Schrifttum, S. 214. [2]) Stodola: 5. Aufl., S. 759.

5. Entölung und Rückkühlung.

a) Entölung. Namentlich bei Oberflächenkondensation angebracht, um warmes Kondensat zur Kesselspeisung zu benutzen. Abscheidung des Öles: 1. Durch Abstehen in großen Gefäßen. 2. Durch Zusatz von Tonerde-Hydrat, Schwerspat usw., die im Wasser Flocken bilden, an die sich das Öl setzt. 3. Durch Filtration. Führung des Kondensates durch Schichten von Sand, Sägemehl, Koks usw. 4. Durch Richtungs- und Geschwindigkeitsänderung des Kondensates. 5. Auf elektrolytischem Wege (Hanomag); zum Niederschlagen des Öles in Flockenform wird Gleichstrom benutzt. Hinter den Elektrolyt-Entöler wird ein Kiesfilter geschaltet.

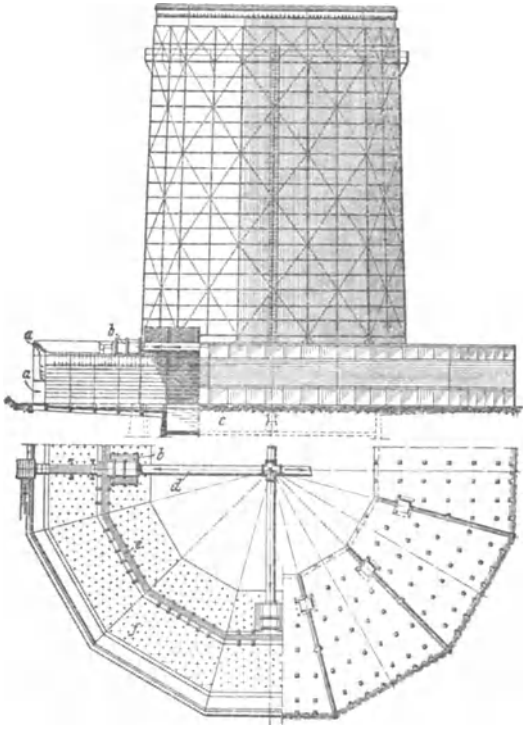


Fig. 16.
a Luftzutritt, *b* Meßtrog, *c* Kühlteich, *d* Wasserleitung, *e* Hauptverteilungstrog, *f* Verteilungsöffnungen.

Nach Versuchen läßt sich Abdampf so weit reinigen, daß in 1 m^3 Kondensat 10 bis 15 g Öl zurückbleiben. Für Kesselspeisung ist das Wasser noch zu filtrieren.

b) Rückkühlung. Das Kühlwasser macht einen Kreislauf, indem ihm die im Kondensator aufgenommene Wärmemenge immer wieder entzogen wird. Kühlung des Wassers durch „Rückkühlanlagen", in denen Wasser und Luft in möglichst innige Berührung gebracht und ersterem Wärme durch Verdunstung entzogen wird.

Unter mittleren Verhältnissen gibt bei Dampfturbinen Rückkühlung eine um 4 vH geringere Luftleere als Frischwasserkühlung.

Zur Rückkühlung werden verwendet: Kühlteiche, Streudüsen nach Koerting, Gradierwerke, meistens jedoch Kaminkühler, Fig. 16. Ausführung in Holz, Mauerwerk, Beton oder Eisen. Wasserkühlvorrichtung in etwa $^1/_4$ der Höhe eingebaut, aus Trögen, Rieselrinnen und Rieselböden bestehend. Bei sehr beschränktem Raum Unterstützung der Kamin-Wirkung durch Ventilatoren, wobei Kraftbedarf jedoch groß wird. (4,5 bis 6 vH der Maschinenleistung für Wasserhebung und Ventilator zusammen.)

Die größte Luftmenge steigt unmittelbar in der Nähe der Wandungen auf, während der Luftzug in Mitte Kühler sehr schwach ist. Je größer der Umfang im Verhältnis zum Querschnitt, desto besser Luftzufuhr und Kühlung, sonach

sind Kühler mit schmalem, langem Grundriß günstig, haben jedoch zu geringe Standfestigkeit.

Fig. 16. Kühlturm nach Balcke-Moll. Im Gegensatz zu den meist zu findenden Bauarten sind Wasserverteilung und Kühlvorrichtung außerhalb des Kühlers angeordnet, dessen durch Einbauten nicht verengter Querschnitt über die ganze Höhe gleichbleibend durchgeführt wird. Da bei Führung von Wasser und Luft im Gegenstrom der Luftzug durch die herunterfallenden Wassertropfen vermindert wird, so ist bei Fig. 16 waagerechte Luftströmung durch das herunterrieselnde Wasser vorgesehen. Die um den Kühlturm herumgebaute Kühlvorrichtung ist durch Scheidewände so geteilt, daß jeder Teil für sich zwecks Reinigung oder Ausbesserung ausgeschaltet werden kann, während die übrigen Teile weiterarbeiten. Der rings um den Turm gelegte Hauptverteilungstrog ist während des Betriebes leicht zugänglich.

Theorie der Rückkühler. Bedeuten:
L das für die Zeiteinheit durch den Kühler streichende Luftgewicht,
t_e und t_a die Eintritts- und Austrittstemperatur der Luft,
v_e und v_a die zugehörigen spez. Luftvolumina ($v_e = R \cdot T_e/p$).
α_e und α_a die Sättigungsgrade des Gemisches,
i_e und i_a die Gesamtwärme des in diesem enthaltenen Dampfes,
γ_e und γ_a die Gewichte für 1 m³ Dampf,
so ist die dem Kühlwasser im Kühler in der Zeiteinheit entzogene Wärmemenge:

$$W = L[c_p \cdot (t_a - t_e) + \alpha_a i_a \gamma_a v_a - \alpha_e i_e \gamma_e v_e],$$

da nach dem Daltonschen Gesetz das Volumen v von 1 kg Luft gleichzeitig vom Dampf erfüllt ist.

$L \cdot \alpha_e \cdot i_e \cdot \gamma_e \cdot v_e$ ist die im Dampfgehalt der Luft enthaltene Wärmemenge, die dem Kühler zugeführt wird; $L \cdot \alpha_a \cdot i_a \cdot \gamma_a \cdot v_a$ ist die aus dem Kühler abgeleitete Wärmemenge. Im Kühler nimmt der Dampfgehalt infolge der Verdunstung des Kühlwassers zu.

Die Verdunstung wird sonach wesentlich durch den Feuchtigkeitsgehalt der Luft beeinflußt. Mit wachsender Feuchtigkeit nimmt die Aufnahmefähigkeit der Luft für Wasserdünste ab.

Das physikalisch mögliche, tiefste Wärmeniveau, die „Kühlgrenze", ist die von einem feuchten Thermometer angegebene, niedrigste Temperatur. (Träufeln von Wasser auf die einem Luftzuge ausgesetzte Leinwandumhüllung der Quecksilberkugel eines Thermometers, wodurch infolge der Verdunstung die Temperatur niedriger als die Lufttemperatur wird.)

Sind z. B. stündlich 10000 kg Dampf zu kondensieren, so sind (bei $i = 600$) 6000000 kcal durch das Kühlwasser aufzunehmen, und bei 40facher Kühlwassermenge sind stündlich 400 m³ in Umlauf zu setzen. Die Breite der „Kühlzone" ist dadurch mit 6000000/400000 = 15° C festgelegt. Diese Kühlzone soll möglichst tief liegen. Während ein schlechter Kühler vielleicht zwischen 60 und 45° arbeitet, zeigt ein guter Kühler 40 und 25°. In Fig. 17 gibt die τ-Linie die bei den angegebenen Temperaturen möglichen Kühlgrenzen an, im Abstand von 15° darüber liegt entsprechend die Linie ab der tiefsten Warmwassertemperaturen. Der Abstand h der wirklich ermittelten Linien gibt ein Maß für den Gütegrad des Kühlers.

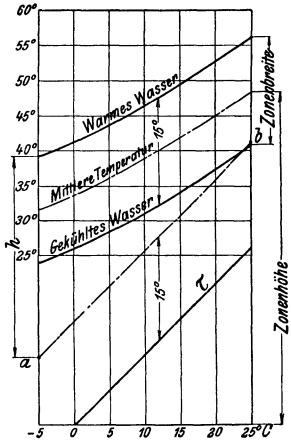


Fig. 17.

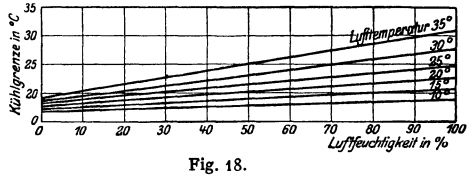


Fig. 18.

Nimmt die Belastung der Maschine ab, sinkt z. B. der Dampfverbrauch auf 8000 kg stündlich, so ist bei gleichbleibender Umlaufmenge 4800000/400000 = 12° die Breite der Kühlzone, deren Höhenlage jedoch unverändert bleibt.

Wird jedoch in Anpassung an den neuen Beharrungszustand die Kühlwassermenge geändert, so daß wieder 40 l auf 1 kg Dampf entfallen, so stellt sich wieder die frühere Zonenbreite von 15° ein; ihre Höhenlage ist jedoch kleiner geworden.

Fig. 18 zeigt den Zusammenhang zwischen Luftfeuchtigkeit, Lufttemperatur und Kühlgrenze für eine Abkühlung von 40 auf 20°.

Bezüglich „Regeln für Abnahmeversuche an Rückkühlanlagen" s. DIN 1947.

Die umlaufenden Kraft- und Arbeitsmaschinen.

I. Die Wasserturbinen[1]).

Bearbeitet von Professor Dr.-Ing. **Fr. Oesterlen**, VDI, Hannover.

1. Hauptgleichungen der Turbinentheorie.

Fig. 1 stelle den Achsenschnitt eines Laufrades dar, das mit der gleichmäßigen Winkelgeschwindigkeit ω umläuft. Ist das Rad ganz mit Wasser gefüllt und denkt man sich die Ein- und Austrittsquerschnitte verschlossen, so entstehen dort die Drücke je Flächeneinheit $p_1 = \gamma \cdot h_1$ und $p_2 = \gamma \cdot h_2$, die sich wie folgt bestimmen:

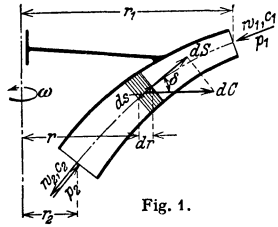


Fig. 1.

Ein unendlich kleines Ringelement hat die Masse $dm = \gamma/g \cdot f ds = \gamma/g \cdot f \cdot dr/\cos\delta$, dessen Fliehkraft $dC = dm \cdot \omega^2 \cdot r$ ist. Die Kraftkomponente senkrecht zur Fläche f beträgt:

$$dS = dC \cdot \cos\delta = \gamma/g \cdot f\, \omega^2 r\, dr$$

und damit die Druckzunahme je Flächeneinheit über dr:

$$dp = dS/f = \gamma/g \cdot \omega^2 r\, dr\,.$$

Die Änderung des Druckes durch den geodätischen Höhenunterschied zwischen Laufradein- und -austritt kann vernachlässigt werden. Es ist dann:

$$p_1 - p_2 = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \int_{r_2}^{r_1} r \cdot dr = \frac{\gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot \frac{r_1^2 - r_2^2}{2}$$

oder mit $r_1 \cdot \omega_1 = u_1$ und $r_2 \cdot \omega_2 = u_2$

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = h_1 - h_2 = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}. \qquad (1)$$

Sind die Ein- und Austrittsquerschnitte offen, so müssen diese Drücke p_1 und p_2 vorhanden sein, damit das Wasser nicht nach außen austritt. Soll es von der relativen Eintrittsgeschwindigkeit w_1 infolge Verengung des Kanalquerschnittes auf w_2 beschleunigt werden, so ist zu dieser Beschleunigung die Druckhöhe $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$ erforderlich. Außerdem müssen die Verluste durch Reibung und Krümmung im Laufrad überwunden werden. Entsprechen diese Verluste einer Druckhöhe h_v, so muß der Druckunterschied zwischen Laufradein- und -austritt, das ist der „Laufradüberdruck" sein:

$$h_1 - h_2 = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + h_v\,. \qquad (2)$$

[1]) Thomann: Die Wasserturbinen und Turbinenpumpen (1931). — Spannhake: Kreiselräder als Pumpen und Turbinen (1931). — Quantz: Wasserkraftmaschinen (1939). — Holl-Glunck: Berechnen und Entwerfen von Turbinen- und Wasserkraftanlagen (1927. — Holl-Treiber: Die Wasserturbinen (1926) und 17. Kapitel „Wasserkraftmaschinen" im Buche Ludin: Wasserkraftanlagen (1934). — Camerer: Vorlesungen über Wasserturbinen (1924).

Den Relativgeschwindigkeiten entsprechen am Ein- und Austritt die absoluten Geschwindigkeiten c_1 und c_2, so daß die dort vorhandenen Energiemengen je 1 kg/sek Flüssigkeit sind: $c_1^2/2g + h_1$ und $c_2^2/2g + h_2$.

Ist A die Leistung je 1 kg/sek, die an das Laufrad abgegeben wird, so folgt nach dem Energiesatz:

$$A = \left(\frac{c_1^2}{2g} + h_1\right) - \left(\frac{c_2^2}{2g} + h_2\right) - h_v = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + (h_1 - h_2) - h_v,$$

$$A = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}. \tag{3}$$

Diese Gleichung wird als Hauptgleichung der Turbinen (und in entsprechender Änderung auch der Turbinenpumpen) bezeichnet, und es setzt sich darnach die an das Laufrad übertragene Leistung je kg/sek zusammen aus:

1. dem Unterschied der Geschwindigkeitsenergie $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$ am Ein- und Austritt,
2. der Änderung der Pressung durch die Fliehkraft,
3. der Änderung der Pressung durch die Änderung der Relativgeschwindigkeiten.

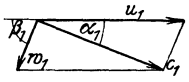


Fig. 2.

Aus den Geschwindigkeitsdiagrammen Fig. 2 und 3 folgt:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 \cdot u_1 \cdot \cos\alpha_1,$$
$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 \cdot u_2 \cdot \cos\alpha_2.$$

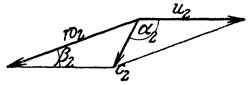


Fig. 3.

Diese Werte in Gleichung (3) eingesetzt, ergibt mit Berücksichtigung des „hydraulischen" Wirkungsgrades η_h, mit dem sich bei H^m Nutzgefälle die von 1 kg/sek Wasser an das Laufrad übertragene Leistung zu $A = \eta_h \cdot H$ mkg/sek berechnet:

$$\eta_h \cdot g \cdot H = c_1 \cdot u_1 \cdot \cos\alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos\alpha_2 = u_1 \cdot c_{1_u} - u_2 \cdot c_{2_u}. \tag{4}$$

Gleichung (4) ist eine zweite Form der Hauptgleichung (Eulersche Gleichung).

2. Unterscheidung der Turbinen.

Der Leistungswert der die Höhe H m herabfallenden Wassermenge Q m³/sek ist $\gamma \cdot Q \cdot H$ mkg/sek (wobei $\gamma = 1000$ als spez. Gewicht des Wassers in kg/m³ einzusetzen ist). Er wird in der Turbine zunächst in Strömungsenergie verwandelt und durch Verzögerung der (absoluten) Wassergeschwindigkeit im Laufrad und Saugrohr in mechanische Leistung umgesetzt. Die an das Laufrad abgegebene Leistung entsteht dadurch, daß das Wasser dem Laufrad mit einem Drall, d. h. mit einer Geschwindigkeit, die eine Komponente in der Drehrichtung hat, zugeführt und diese Umfangskomponente durch die umlaufenden Schaufeln verzögert wird. Dadurch wird der in der Umfangsrichtung wirkende Teil des Schaufelddruckes erzeugt, und es entspricht das Drehmoment der Änderung des Dralls (Drall gleich Moment der Bewegungsgröße siehe Bd. I, S. 231, Satz vom Drall) zwischen Laufradein- und -austritt. Ist der gesamte Wirkungsgrad der Umsetzung des zur Verfügung stehenden sekundlichen Leistungswertes $\gamma \cdot Q \cdot H$ in mechanische Energie, also mit Einschluß der mechanischen Verluste η, so beträgt die tatsächliche Leistung der Turbine $N = \gamma \cdot Q \cdot H \cdot \eta/75$ PS. (Für überschlägige Rechnungen ergibt sich mit $\eta = 0{,}75$ die einfache Gleichung $N = 10 \cdot Q \cdot H$ PS.)

Nach ihrer Wirkungsweise trennt man die Wasserturbinen in zwei Gruppen: Druck- oder Freistrahlturbinen, bei denen schon am Leitradaustritt nur Strömungsenergie vorhanden ist, und Überdruck- oder Preßstrahlturbinen, bei denen im Leitradaustritt nur ein Teil des gesamten verfügbaren

Leistungswertes in Strömungsenergie umgesetzt und also auch noch Druckenergie vorhanden ist, so daß das Laufrad unter Überdruck durchflossen wird. Außerdem unterscheidet man je nach der Durchflußrichtung des Wassers durch Leit- und Laufrad: Axial- und Radialturbinen. Von den vielen möglichen Turbinenformen werden heute nur die Becherturbine als Freistrahlturbine und die Francisturbine sowie die Propeller- und die Kaplanturbine als Überdruckturbinen ausgeführt.

Die Freistrahlturbinen sind nicht am ganzen Umfang, sondern nur teilweise beaufschlagt und eignen sich deshalb besonders für kleine Wassermengen und hohe Gefälle.

A. Überdruckturbinen.

Die Hauptteile einer Francisturbine zeigt Fig. 4. Der das Laufrad ganz umschließende Leitapparat (Vollturbine) wird durch zwei ebene Wände gebildet, zwischen denen Leitschaufeln um feststehende Bolzen unter Vermittlung von Lenkern, des Regulierringes und der Regulierwelle verdreht werden können zur Änderung der Füllung. Das Wasser strömt unter dem Winkel α_0 dem Laufrad mit der Geschwindigkeit c_0 zu. (Die Größen mit dem Index 0 gelten für die Stelle unmittelbar vor dem Laufradeintritt.) Bei stoßfreiem Laufradeintritt ist die absolute Geschwindigkeit unmittelbar nach dem Laufradeintritt $c_1 = c_0$ und auch deren Winkel $\alpha_1 = \alpha_0$. Das Wasser tritt mit der absoluten Geschwindigkeit c_2 aus dem sich drehenden Laufrad aus, um durch das Saugrohr ins Unterwasser zu gelangen. Das Saugrohr verbindet den Laufradaustritt mit dem Unterwasser, gestattet also ein Hochsetzen der Turbine über den Unterwasserspiegel, ohne daß Gefälle verlorengeht. Durch die konische Erweiterung des Saugrohres in der Fließrichtung verlangsamt sich die Wassergeschwindigkeit bis zum Saugrohraustritt, wodurch die der Austrittsgeschwindigkeit c_2 aus dem Laufrad entsprechende Energie, der Austrittverlust ($c_2^2/2g$ für 1 kg/sek W.), kleiner und der Wirkungsgrad der Turbine besser wird. Auf das Laufrad wirkt das konische Saugrohr durch Verminderung des Gegendruckes hinter seinem Austritt ein, so daß es unter größerem Überdruck als ohne Saugrohr oder mit zylindrischem Saugrohr arbeitet und mehr leistet.

1. Berechnung und Entwurf.

Das Nutzgefälle (Fallhöhe) H einer Wasserturbine ist der Energieunterschied zwischen dem Eintritt in die Turbinenkammer bzw. in das Turbinengehäuse und dem Austritt, d. i. eine Stelle nahe beim Saugrohraustritt. Nach Fig. 4 ist also, wenn die Energie in E und A auf den Horizont durch A bezogen und für 1 kg/sek Wasser angeschrieben wird:

$$H = h_e + c_e^2/2g + h_f + h_a - (h_a + c_a^2/2g) = h_e + h_f + c_e^2/2g - c_a^2/2g\,.$$

Beim Einbau in offener Kammer ist meist $c_e =$ rd. c_a und damit H gleich dem senkrechten Abstand der beiden Wasserspiegel. Bei Gehäuseturbinen ist h_e durch ein Standrohr oder ein Manometer zu bestimmen.

Wird ein und dieselbe Turbinenkonstruktion für verschiedene Nutzgefälle H verwendet, so ändern sich, wie die Hauptgleichungen zeigen, für den gleichen Betriebszustand sowohl die Wassergeschwindigkeiten und damit bei gleichen Abmessungen die durchfließende Wassermenge Q, als auch die Umfangsgeschwindigkeiten und mit ihr die Drehzahl mit $\sqrt{H}$.

Es ist zweckmäßig, alle Leit- und Laufräder für das gleiche Gefälle (Bezugsgefälle) zu berechnen, wofür meist 1 m gewählt wird. Zum Teil wird auch $1/2g$ als Bezugsgefälle genommen, was den Vorteil hat, daß das Quadrat jeder Geschwindigkeit (Thomann nennt sie „spezifische" Geschwindigkeit) sofort den ihr entsprechenden Anteil des Gefälles angibt. Für 1 m Bezugsgefälle gilt bei

gegebenem Q, H, N und n, wenn den entsprechenden Werten für das Bezugsgefälle der Index 1 gegeben wird,

$$\left.\begin{aligned} & Q_1 = Q/\sqrt{H}, \qquad n_1 = n/\sqrt{H} \\ \text{und} \quad & N_1 = \gamma \cdot Q_1 \cdot \eta/75 = \gamma \cdot Q/\sqrt{H} \cdot H/H \cdot \eta/75 = N/H\sqrt{H}. \end{aligned}\right\} \tag{5}$$

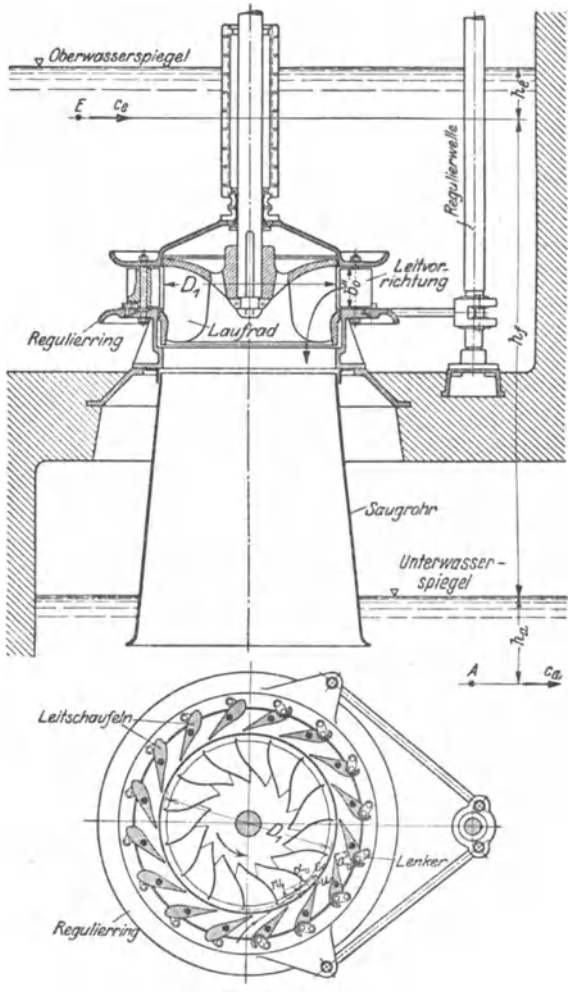


Fig. 4.

Vorausgesetzt wird dabei, daß sich der Wirkungsgrad η mit dem Gefälle nicht ändert, was für diese Umrechnung genügend genau zutrifft.

Die Leit- und Laufräder der einzelnen Größen einer bestimmten Bauart, eines Typs, werden als geometrische Vergrößerung und Verkleinerung einer bewährten Konstruktion gewonnen. Für gleiches Gefälle bleiben dabei die Geschwindigkeiten für alle Größen die gleichen, so daß bei k-facher Vergrößerung die Querschnitte

für den Wasserdurchfluß und damit die Wassermenge mit k^2 wachsen. Da alle Durchmesser, also auch der Laufrad-Eintrittsdurchmesser, mit k zunehmen und die Umfangsgeschwindigkeit die gleiche bleibt, ändert sich die minutliche Umlaufzahl umgekehrt proportional k. Werden mit Q_I und n_I die Wassermenge bzw. die Drehzahl der Bezugsturbine bezeichnet, so wird demnach für jede andere Turbinengröße, wenn für alle Werte das Gefälle $H = 1$ m zugrunde gelegt wird: $Q_1 = k^2 Q_I$ oder $\sqrt{Q_1} = k\sqrt{Q_I}$ und $n_1 = 1/k \cdot n_I$.

Das Produkt beider Gleichungen

$$n_q = n_1\sqrt{Q_1} = n_I\sqrt{Q_I} \tag{6}$$

ist, da k herausfällt, für alle Größen dieses Typs eine konstante ihn kennzeichnende Zahl. Diese Kennziffer n_q hat die Dimension von n_1 [1/min], ist also eine Drehzahl, wobei Q_1 als eine Verhältniszahl (dimensionslose Zahl) angesehen wird, die angibt, wieviel mal größer Q_1 als 1 m³/sek ist. Es müßte also richtig geschrieben werden: $n_q = n_1\sqrt{\frac{Q_1\,[\mathrm{m^3/sek}]}{1\,[\mathrm{m^3/sek}]}}$. Mit Q und n für H^m Gefälle wird mit den Gleichungen (5):

$$n_q = n/\sqrt{H} \cdot \sqrt{Q/\sqrt{H}} = n \cdot Q^{0,5} \cdot H^{-0,75}. \tag{6a}$$

Für $Q_1 = 1$ wird $n_q = n_1$ und es ist demnach die Kennziffer n_q eines Typs (einer Reihe geometrisch ähnlicher Turbinen) die günstigste minutliche Drehzahl derjenigen Größe dieses Typs, die bei 1 m Gefälle und voller Öffnung die Wassermenge 1 m³/sek verarbeitet. n_q kann als „spezifische Drehzahl" bezeichnet werden.

Trotzdem n_q als Kennziffer klar und eindeutig ist und den Vorteil hat auch für andere Kreiselradmaschinen (Pumpen, Gebläse), soweit sie volumbeständige Flüssigkeiten fördern, zu gelten, ist bisher für Wasserturbinen meist eine andere Kennziffer in Gebrauch, bei der, um auch den Wirkungsgrad zur Geltung zu bringen, statt der Wassermenge die Leistung eingesetzt wird. Die Leistung bei voller Öffnung ändert sich für geometrisch ähnliche Turbinen, wenn der Wirkungsgrad für alle Größen eines Typs gleichbleibt (was nicht genau zutrifft, aber hier näherungsweise vorausgesetzt werden kann), für ein und dasselbe Gefälle wie die Wassermenge, also mit k^2. Es ist also auch $n_1\sqrt{N_1}$ ein konstanter Wert, eine Kennziffer für den Typ. Man setzt dafür:

$$n_s = n_1\sqrt{N_1} \tag{7}$$

und bezeichnet n_s als die „spezifische Drehzahl".

Für $N_1 = 1$ wird $n_s = n_1$, also ist n_s die günstigste minutliche Drehzahl einer solchen Größe des betreffenden Typs, die bei 1 m Gefälle 1 PS leistet. Für H m Gefälle berechnet sich n_s aus n und N mit den Werten aus den Gleichungen (5) zu

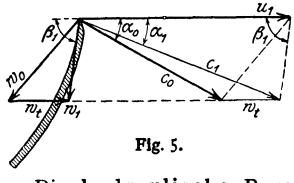


Fig. 5.

$$n_s = n/H \cdot \sqrt{N/\sqrt{H}}. \tag{7a}$$

[Für Q und Q_1 bzw. N und N_1 sind in die Gleichungen (6) und (7) die Werte für volle Füllung einzusetzen.]

Die hydraulische Berechnung der Turbinen wird für Q_1 und n_1 durchgeführt. Die Hauptgleichungen (3) und (4) sind unter der Voraussetzung aufgestellt, daß die Richtung der sich aus c_0 und u_1 ergebenden relativen Wassergeschwindigkeit w_0 unmittelbar vor dem Laufradeintritt mit der Richtung der Laufradschaufeln am Eintritt übereinstimmt, also $w_0 = w_1$ und $c_0 = c_1$ ist. Weicht nun die Richtung von w_0 von der Schaufelrichtung ab, so wird am Eintritt das Wasser durch die Schaufel umgelenkt, es tritt ein Stoß zwischen Wasser und Schaufel ein. Fig. 5 zeigt ein Eintrittsdiagramm mit Stoß, w_0 wird in w_1 bzw. c_0 in c_1 nach Größe und Richtung durch die von der Schaufel hervor-

gebrachte Zusatzgeschwindigkeit w_t (Stoßgeschwindigkeit) umgelenkt. Die dazu erforderliche Arbeit muß vom Laufrad aufgebracht werden, so daß sich dessen Leistung nach Gleichung (4) aus der gesamten Änderung der Geschwindigkeitskomponenten in der Drehrichtung, ausgehend von dem Zustand vor dem Laufradeintritt, also von $c_0 \cos \alpha_0$ auf $c_2 \cos \alpha_2$ berechnet und diese allgemeinere Gleichung nun lautet:

$$\eta_h g H = u_1 c_0 \cos \alpha_0 - u_2 c_2 \cos \alpha_2 = u_1 c_{0_u} - u_2 c_{2_u} . \tag{8}$$

Dasselbe ergibt sich, wenn bei Anwendung des Drallsatzes die Kontrollgrenze vor dem Laufrad etwas vor den eigentlichen Eintritt gelegt wird, wo die Geschwindigkeit c_0 herrscht. (S. auch S. 258.)

Auch in Gleichung (3) sind dementsprechend c_1 und w_1 durch c_0 und w_0 zu ersetzen, und sie erhält, wenn noch die von einem Kilogramm Wasser pro sek an das Laufrad übertragene Arbeit $A = \eta_h \cdot H$ eingesetzt wird, die Form:

$$2 g \eta_h H = c_0^2 - c_2^2 + u_1^2 - u_2^2 + w_2^2 - w_0^2 . \tag{9}$$

Bei der schroffen Umlenkung am Laufradeintritt wird aber durch Wirbelung ein Verlust entstehen, der innerhalb des normalen Betriebsbereiches einer Turbine mit ausreichender Genauigkeit gleich einem konstanten Teil der der Stoßgeschwindigkeit w_t entsprechenden Energie, also für 1 kg/sek Wasser gleich $\varphi w_t^2/2g$ gesetzt werden kann (φ = rd. 0,7). Dieser Verlust macht sich in Gleichung (9) gegenüber der Gleichung (3) durch Verkleinerung des hydraulischen Wirkungsgrades bemerkbar.

Hydraulischer Wirkungsgrad: Die zu gewinnende hydraulische Leistung $\eta_h H$ berechnet sich aus der gesamten verfügbaren Energie, die, wieder für 1 kg/sek Wasser, durch das Nutzgefälle H ausgedrückt wird, nach Abzug aller hydraulischen Verluste. Außer dem Stoßverlust, der im allgemeinen keine große Bedeutung hat, sind der Austrittverlust $c_2^2/2g$ und die im Leit- und Laufrad durch Reibung und Wirbelung auftretenden Verluste zu berücksichtigen, die mit $\Sigma \varrho \cdot H$ als Bruchteil des Gefälles bezeichnet seien (Durchflußverlust). Weiterhin ist noch zu beachten, daß im Saugrohr Energie zurückgewonnen wird, die ebenfalls durch einen Bruchteil des Gefälles, und zwar durch $\nu \cdot H$ ausgedrückt werde. Es ist demnach:

$$\eta_h H = H - \Sigma \varrho H + \nu H - c_2^2/2g - \varphi w_t^2/2g$$

und

$$\eta_h = (1 - \Sigma \varrho + \nu) - c_2^2/2gH - \varphi w_t^2/2gH . \tag{10}$$

Eine für die Berechnung des Laufrades besonders geeignete Form der Hauptgleichung erhält man durch Einsetzen von η_h aus Gleichung (10) in (9) und außerdem von

$$w_0^2 = c_0^2 + u_1^2 - 2 u_1 c_0 \cos \alpha_0 = c_0^2 + u_1^2 - 2 u_1 c_{0_u}$$

aus dem Eintrittsdiagramm zu:

$$\left.\begin{aligned} w_2^2 - u_2^2 &= 2gH(1 - \Sigma \varrho + \nu) \\ &\quad - 2 u_1 c_{0_u} - \varphi w_t^2 , \end{aligned}\right\} \tag{11}$$

in der links nur Geschwindigkeiten des Laufradaustritts und rechts solche des Leitradaustrittes bzw. Laufradeintrittes stehen.

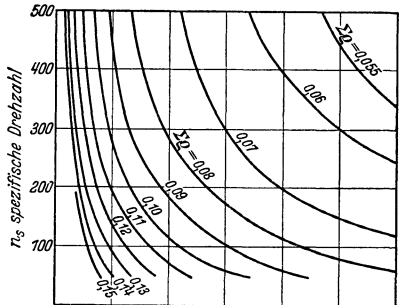


Fig. 6.

Der Durchflußverlust $\Sigma \varrho$ ist ein Erfahrungswert, dessen Größe für gute Konstruktionen in Fig. 6 in Abhängigkeit von der spez. Drehzahl n_s und dem Laufradeintrittsdurchmesser D_{1a}

angegeben ist. $\Sigma\varrho$ nimmt mit der Turbinengröße etwas ab, da mit wachsender Größe der Kanäle der Einfluß der Wandrauhigkeit zurücktritt und damit die Reibungszahl kleiner wird[1]), dementsprechend wächst der Wirkungsgrad (siehe S. 256).

Der Wert von ν läßt sich aus den Abmessungen des Saugrohres und der durchfließenden Wassermenge heute noch nicht zuverlässig berechnen. Von dem theoretisch möglichen Gefällgewinn $c_2^2/2g - c_4^2/2g$ (c_4 = Geschwindigkeit am Saugrohrende) wird nur ein Teil erhalten, der sich angenähert aus den Meridiankomponenten der Geschwindigkeiten und einem Wirkungsgrad η_s der Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck zu $\nu H = \eta_s \frac{c_{2m}^2 - c_{4m}^2}{2g}$ berechnen läßt ($\eta_s = 0{,}6$ bis $0{,}8$).

Wichtig für den Turbinenwirkungsgrad ist die Größe des Austrittsverlustes, da ja nur ein Teil im Saugrohr zurückgewonnen werden kann. Ein kleiner Austrittsverlust bei voller Füllung gibt eine flache Wirkungsgradkurve über der Beaufschlagung, aber große Abmessungen, kleine Umlaufzahlen und damit teure Turbinen, während mit großen Austrittsverlusten weniger flache Wirkungsgradkurven, aber Schnelläufer erhalten werden.

Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 am Laufradeintritt berechnet sich mit Hilfe von Gleichung (11), wenn eine mittlere Füllung, bei der $w_2 = u_2$ und $w_t = 0$ ist, zugrunde gelegt wird, aus

$$u_1 c_{0_u} = g H (1 - \Sigma\varrho + \nu). \qquad (12)$$

Für einen Schaufelwinkel am Laufradeintritt $\beta_1 = 90°$ wird $c_{0_u} = c_0 \cos \alpha_0 = u_1$,

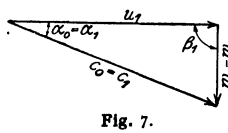


Fig. 7.

Fig. 7, und $u_1 = \sqrt{g H (1 - \Sigma\varrho + \nu)}$, das sich daraus z. B. für ein mittleres $(\Sigma\varrho - \nu) = 0{,}10$ und $H = 1^m$ zu $u_1 = 2{,}97$ m/sek berechnet.

$u_{1\,\min}$ ergibt sich für $c_{0\,\max}$. Dies wird erreicht, wenn im Leitradaustritt nur noch Geschwindigkeitsenergie, also kein Überdruck mehr vorhanden ist, und demnach $c_0 = \sqrt{2 g H (1 - \Sigma\varrho + \nu)}$ wird. Es würde dies einer reinen Druckturbine entsprechen, wobei $u_1 = \frac{2 g H (1 - \Sigma\varrho + \nu)}{2 c_0 \cos \alpha_0} = \frac{c_0}{2 \cos \alpha_0}$ wird und beispielsweise mit dem gleichen $(\Sigma\varrho - \nu)$ und einem $\alpha_0 = 18°$ sich berechnet zu $u_1 = 2{,}21$ m/sek. Für Überdruckturbinen gilt als kleinster zulässiger Wert $u_1 = 2{,}4$ m/sek (Hakenlaufräder, $\beta_1 > 90°$).

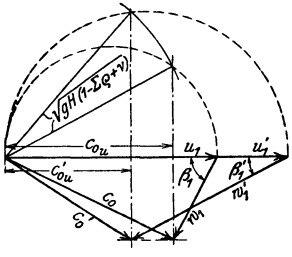


Fig. 8.

Der Größtwert von u_1 ist begrenzt durch die Zunahme von $\Sigma\varrho$ bei hoher Umfangsgeschwindigkeit und damit durch die Abnahme des Wirkungsgrades. Wie aus Gleichung (12) hervorgeht, ist $\sqrt{g H (1 - \Sigma\varrho + \nu)}$ die mittlere Proportionale von u_1 und c_{0_u}, so daß mit zunehmendem u_1 der Wert von c_{0_u} immer kleiner und, wie Fig. 8 zeigt, auch der Schaufelwinkel β_1 immer kleiner wird. Mit der Umfangsgeschwindigkeit nimmt auch β_2 ab, die Schaufeln werden immer länger, die Kanäle enger und die Reibungsverluste, nachdem sie zunächst durch kleine Schaufelzahlen in Verbindung mit einer zweckentsprechenden Schaufelform niedrig gehalten werden konnten, wieder größer. Noch zulässige Werte für das u_1 bzw. u_{1_a} am Außenkranz gibt nachstehende Zahlentafel.

Um hohe Umlaufzahlen ohne Überschreitung des zulässigen u_1 zu erreichen, werden möglichst kleine Durchmesser angestrebt. Der obere Saugrohrdurch-

[1]) Siehe die Formel für λ Bd. I, S. 261.

	n_s	c_2 m/sek	$\frac{c_2^2}{2gH}$	c_{2m} = rd. c_{2m} m/sek	u_1 bzw. u_{1a} m/sek	$H \leqq$ m
Freistrahl-Becherturbinen 1 Düse	≦30	0,45–0,90	0,01—0,04	0,40—0,85	2,1— 1,8	2000
Becherturbinen 2 Düsen	17— 42					
Becherturbinen 4 Düsen	24— 60					
Francisturbinen Langsamläufer	60— 125	1,00—1,25	0,05—0,08	0,85—1,00	2,4— 3,0	300—150
Francisturbinen Normalläufer	125— 225	1,25—1,40	0,08—0,10	1,00—1,15	2,8— 3,4	150— 80
Francisturbinen Schnelläufer	225— 325	1,40—1,60	0,10—0,13	1,15—1,35	3,2— 4,0	80— 50
	325— 450	1,60—1,83	0,13—0,17	1,35—1,65	4,0— 5,0	50— 30
Propeller- und Kaplanturbinen	450— 600	2,00—2,26	0,20—0,26	1,80—2,15	6,0— 7,2	30— 18
	600— 800	2,26—2,55	0,26—0,33	2,15—2,50	7,2— 9,0	18— 11
	800—1000	2,55—2,80	0,33—0,40	2,50—2,80	9,0—11,0	11— 7

messer D_3 hängt von $c_{3m} = \text{rd. } c_{2m}$ und damit vom Austrittsverlust ab, und darf also nicht beliebig verkleinert werden. Während bei den Langsamläufern $D_1 > D_3$ ist, wird bei den Normalläufern $D_1 = \text{rd. } D_3$ und bei den Schnelläufern $D_1 < D_3$ gemacht. Fig. 9 zeigt die heute gebauten Typen der Francisturbinen für gleiche Schluckfähigkeit und gekennzeichnet durch ihre n_s. Für die einzelnen Typen können folgende Grenzwerte der n_s festgelegt werden:

Langsamläufer $n_s =$ 60 bis 125,
Normalläufer $n_s =$ 125 bis 225,
Schnelläufer $n_s =$ 225 bis 450.

Fig. 9.

Mit Propeller- und Kaplanturbinen werden spez. Drehzahlen von $n_s = 450$ bis 1000 erreicht (s. S. 256).

Unter $n_s = 60$ liegt das Gebiet der Freistrahlturbinen, die in obiger Zahlentafel mit aufgeführt sind. In der Zahlentafel sind die wichtigsten Werte, geltend für volle Beaufschlagung und $H = 1$ m Gefälle, zusammengestellt, und in der letzten Spalte ist angegeben, bis zu welchem größten Gefälle der betreffende Typ noch verwendet werden kann. Diese Gefällgrenzen liegen natürlich nicht absolut fest und sind bedingt durch die Kavitationssicherheit (siehe S. 264) und eine ausreichende Festigkeit des Laufrades. Fig. 10 gibt ein Bild über die Wirkungsgrade der verschiedenen Typen der Francisräder, abhängig von der Füllung.

Die Durchgangsdrehzahl von Wasserturbinen, die bei rascher voller Entlastung im Störungsfall auftreten kann, liegt für die Freistrahlturbinen beim 1,8- bis 1,9fachen, für die Francisturbinen beim 1,6- bis 1,9fachen (steigend vom Langsamläufer zum Schnelläufer) und für die Propeller- und Kaplanturbinen beim 2,3- bis 2,5fachen der Normaldrehzahl. Die Durchgangsdrehzahl ist für das höchste vorkommende Gefälle zu bestimmen. Alle umlaufenden, von der Turbine angetriebenen Teile (Riemscheiben, Schwungräder, Rotoren der elektr. Stromerzeuger) sind so zu bemessen, daß sie die Durchgangsdrehzahl aushalten.

Laufradachsenschnitt. Mit der vom Austrittsverlust abhängigen Meridiankomponente c_{3m} der Wassergeschwindigkeit im obersten Saugrohrquerschnitt berechnet sich dessen Durchmesser D_3, nachdem man sich, wenn die Welle durch das Saugrohr weitergeht, über deren Stärke d ein Urteil nach Maßgabe von N und n gebildet hat, aus: $(D_3^2 - d^2)\,\pi/4 \cdot c_{3m} = Q_{1_r}(Q_{1_r} = Q_1$ plus einer Reserve von 5 bis 10 vH in der Schluckfähigkeit). An Hand der spez. Drehzahl n_s und mit D_3 läßt sich dann schon ein Anhalt für den Leitradaustrittsdurchmesser D_0'

und den Laufradeintrittsdurchmesser D_1 gewinnen, der so gewählt wird, daß ein passendes u_{1_a} herauskommt.

Die Leitradbreite b_0'' und damit die axiale Laufradhöhe am Eintritt kann in ziemlich weiten Grenzen frei gewählt werden; sie ist durch die Meridiankomponenten c_{0_m}' der absoluten Wassergeschwindigkeit am Leitradaustritt bestimmt und hat Einfluß auf den Winkel β_1. Keinesfalls darf sie so klein gewählt werden, daß innerhalb des Laufrades dadurch eine Unstetigkeit in der Wassergeschwindigkeit auftreten könnte. Empirische Formeln für einen über die ganze Leitradbreite gemittelten Wert von $\overline{c_{0_m}'}$ in m/sek lauten:

$$\overline{c_{0_m}'} = 0{,}45\sqrt{1 + n_s/50}\,,$$

geltend für Francisturbinen mit $n_s = 60$ bis 450, und

$$\overline{c_{0_m}'} = 1{,}1 + n_s/2000\,,$$

geltend für Propeller- und Kaplanturbinen mit

$$n_s = 450 \text{ bis } 1000.$$

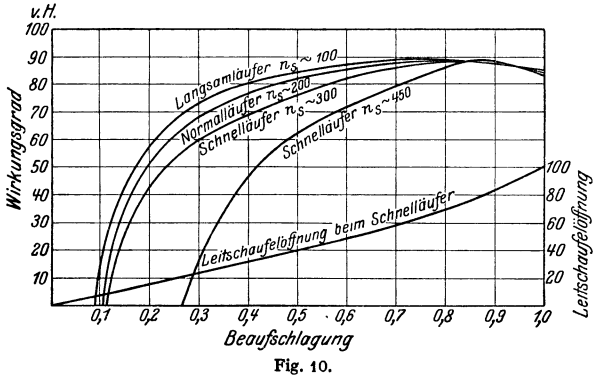


Fig. 10.

Mit $\overline{c_{0_m}'}$ und D_0', dem für den Leitradaustritt maßgebenden Durchmesser, auf dem die Enden der Wirbelzwickel hinter den Leitschaufeln liegen (siehe Fig. 27, S. 243), läßt sich, wenn noch $\Sigma \Delta b_0' = \text{rd. } b_0''$ gesetzt wird (siehe Fig. 13), die Leitradbreite b_0'' berechnen aus:

$$D_0' \cdot \pi \cdot b_0'' \cdot \overline{c_{0_m}'} = Q_{1_r}.$$

Mit diesen Größen können nun die Laufradkränze, Außenkranz und Innenkranz oder Laufradboden, entworfen werden, wobei auf gute und allmähliche Übergänge zu achten ist. Die Laufradeintrittskante wird bei den Langsam- und dem größten Teil der Normalläufer auf einen Zylinder um die Laufradachse gelegt. Bei den Schnelläufern und auch den ihnen nahekommenden Normalläufern wird dagegen meist die Eintrittskante nach dem Laufradboden zu gegen die Achse geneigt (Fig. 9), so daß der Durchmesser D_1 sich längs der Eintrittskante ändert (siehe auch S. 244).

Die Austrittskante, die heute stets in eine Axialebene gelegt wird, ist zunächst nach freiem Ermessen einzuzeichnen und dann zu prüfen und so zu verbessern, daß beim Laufradaustritt, also dem Übergang vom Laufrad zum Saugrohr, keine Wasserverzögerung auftritt, d. h. daß $c_2 = c_3$, also auch $c_{2_m} = c_{3_m}$ wird. Der Austrittsquerschnitt senkrecht zu c_{2_m} muß demnach gleich dem obersten Saugrohrquerschnitt F_3 sein.

Zur Kontrolle der wirksamen Länge des Austrittsbogens ist das Laufrad durch Flutflächen in Teilturbinen zu unterteilen, die für eine mittlere Beauf-

schlagung aufgezeichnet werden, bei der c_{2_m} durchweg in allen Austrittspunkten gleich groß gehalten werde und sich dann angenähert auch c_{3_m} als konstant über den ganzen oberen Saugrohrquerschnitt voraussetzen läßt. Da die Meridiankomponente der Wassergeschwindigkeit im Leitrad in genügender Entfernung vom Laufradeintritt als gleichbleibend über die ganze Leitradbreite angesehen werden kann, ist jede Flutbahn (Erzeugende der Flutfläche) an drei Stellen festgelegt, so daß sie sich mit einiger Sicherheit ziehen läßt, siehe in Fig. 13 die dünn gezogenen Flutbahnen für λ_g. Für die richtige Länge des Austrittsbogens muß dann sein:

$$\Sigma\,(\psi\, D_2 \cdot \pi \cdot \Delta\, b_2) = (D_3^2 - d^2)\,\pi/4 = F_2\,, \tag{14}$$

wobei der Koeffizient ψ der Verengung des Laufradaustrittsquerschnittes durch die Schaufeln Rechnung trägt.

Berechnung von Leit- und Laufrad. Für den Austritt aus dem Laufrad ist maßgebend der Punkt, von dem ab die Schaufeln keine Ablenkung und keine Geschwindigkeitsänderung der Wasserteilchen mehr hervorrufen. Bei Parallelführung der Schaufelflächen bei $e-e$, Fig. 11, ist als dieser maßgebende Austrittspunkt die Mitte der Kanalweite a_2 anzusehen, als Austrittsbogen die Verbindungslinie dieser Mittelpunkte. Die Parallelführung bringt eine Verengung des Laufradaustrittsquerschnitts gegenüber dem ersten Saugrohrquerschnitt im Verhältnis $\psi = \dfrac{a_2}{a_2 + s_2} = \dfrac{t_2 - \Delta t_2}{t_2}$ mit sich, so daß der Durchflußquerschnitt beim Austritt des Wassers aus den Laufradzellen in das Saugrohr plötzlich größer wird. Jede plötzliche Querschnittserweiterung bedeutet aber Verluste, die hier noch dadurch vergrößert werden, daß die Wirbel im Unterdruckgebiet liegen.

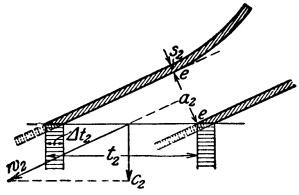


Fig. 11.

Es muß deshalb angestrebt werden, diese Querschnittserweiterung zu vermeiden, und es läßt sich dies auch durch geeignete Formgebung der Schaufeln unter Verzicht auf die Parallelführung erreichen. Der Laufradaustritt wird dabei zunächst unter der Annahme unendlich dünner Schaufeln mit Parallelführung aufgezeichnet und die Schaufel dann, damit die verlangte Lichtweite a_2 trotz endlichem s_2 erhalten bleibt, um s_2 aufgebogen („aufgebogene" Schaufeln). Die relative Strömung verläuft nach Fig. 12; die Wirbelzwickel hinter den Schaufeln verschwinden sehr rasch, so daß von einer Querschnittserweiterung nicht mehr gesprochen und $\psi = 1$ gesetzt werden kann. Der maßgebende Austrittspunkt liegt jetzt bei A_2', also ungefähr in der Höhe der Schaufelkante, so daß man mit ausreichender Genauigkeit das Profil der Schaufelkante als maßgebenden Austrittsbogen wählen kann.

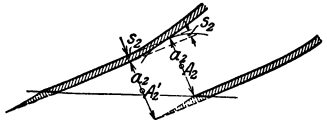


Fig. 12.

Bei ganz schmalen Turbinen der Langsamläufer kann die Hauptgleichung ohne weiteres auf das ganze Laufrad angewendet werden, wobei die Mitten von Eintrittskante und Austrittsbogen sowie die mittleren sich aus Wassermenge und Querschnitt ergebenden relativen Geschwindigkeiten maßgebend für die Berechnung sind. Bei breiten Turbinen wird das Laufrad in Teilturbinen unterteilt, von denen dann jede als schmale Turbine berechnet wird. Die Abmessungen von Leit- und Laufrad sind für volle Füllung, $\lambda = 1/1$, zu bestimmen; da aber meist der günstigste Wirkungsgrad bei einer mittleren Füllung $\lambda_g = 0{,}7$ bis $0{,}8$ verlangt wird, für die $c_2 \perp u_2$ oder $w_2 = u_2$ sein soll, müssen zuerst die Laufradeintrittsverhältnisse, d. h. vor allem der Winkel β_1, für die Füllung λ_t des stoßfreien

Eintritts bestimmt werden, und zwar so, daß die verlangte Austrittsbedingung bei λ_g erfüllt wird. Die Beaufschlagung des stoßlosen Ganges wird dabei zweckmäßig so gewählt, daß der Stoßverlust zwischen voller und halber Füllung in engen Grenzen bleibt. λ_t braucht nicht gleich λ_g zu sein. Ist das Eintrittsdiagramm für λ_t bekannt, so kann auch das für volle Beaufschlagung berechnet werden.

Diese Rechnung läßt sich nur für das Laufrad als Ganzes durchführen, wobei angenommen wird, daß die maßgebenden Punkte am Ein- und Austritt auf derjenigen Flutbahn liegen, deren Fläche die ganze Turbine in zwei, hinsichtlich der Wassermenge gleiche Teile teilt. Auf D_{1_h} und D_{2_h}, Fig. 13, den „mittleren hydraulischen Ein- und Austrittsdurchmessern", liegen dann die dadurch bestimmten Ein- und Austrittspunkte.

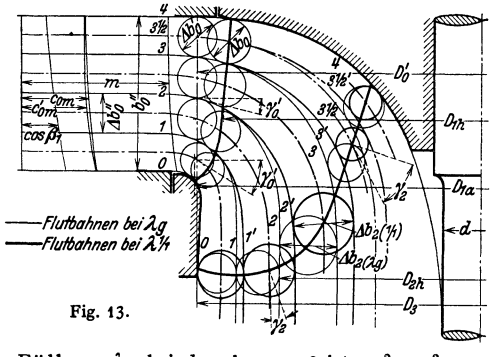


Fig. 13.

Für den stoßfreien Gang erhält man die Werte des „mittleren" Eintrittsdreieckes durch Anschreiben der Hauptgleichung (11) für das ganze Laufrad und die Füllung λ_t, bei der also $w_t = 0$ ist: $w_2^2 - u_{2_h}^2 = 2gH(1 - \Sigma\varrho + \nu) - 2u_{1_h} \cdot c_{0_u}$.

Es läßt sich daraus c_{0_u} berechnen, da am Laufradaustritt das w_2 für λ_t durch die Austrittsbedingung bestimmt ist. Wird z. B. $c_2 \perp u_2$ für λ_g gewählt, so ist für diese Beaufschlagung das mittlere Austrittsdiagramm gegeben, Fig. 15,

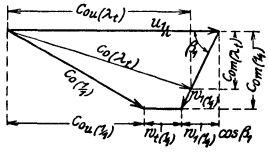


Fig. 14.

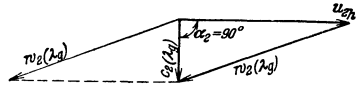


Fig. 15.

da u_{2_h} und $c_2 = c_{2_m} = c_{3_m}$ für λ_g bekannt sind. Mit dem daraus zu entnehmenden $w_{2(\lambda_g)}$ berechnet sich $w_{2(\lambda_t)} = w_{2(\lambda_g)} \lambda_t / \lambda_g$. Das Eintrittsdiagramm für λ_t läßt sich nun aus u_{1_h}, c_{0_m} und c_{0_u} aufzeichnen und daraus der Winkel β_1 entnehmen, Fig. 14.

Für volle Beaufschlagung gilt für das ganze Laufrad außer der Hauptgleichung (11):

$$w_2^2 - u_{2_h}^2 = 2gH(1 - \Sigma\varrho + \nu) - 2 \cdot u_{1_h} \cdot c_{0_u} - \varphi w_t^2$$

noch die aus Fig. 14 sich ergebende Beziehung:

$$c_{0_u} + w_t = u_{1_h} - w_1 \cos\beta_1 .$$

Aus beiden Gleichungen lassen sich die Unbekannten c_{0_u} und w_t berechnen, da $w_2 = 1/\lambda_t \cdot w_{2(\lambda_t)} = 1/\lambda_g \cdot w_{2(\lambda_g)}$ bekannt ist.

Aus c_{0_u}, w_t, u_{1_h} und c_{0_m} läßt sich nun das mittlere Eintrittsdiagramm für volle Füllung aufzeichnen, Fig. 14.

Mit $c_0 = c_{0(\lambda_t)}$ aus diesem Diagramm, der Leitschaufelzahl z_0 und der vollen Wassermenge ergibt sich $a_0 = Q_{1_r} / z_0 c_0 b_0$, wobei $b_0 = \Sigma \Delta b_0$ mit Hilfe der vorläufigen Flutbahnen aus der Zeichnung entnommen wird.

Bei Turbinen ohne axiale Ablenkung der Flutbahnen im Leitradaustritt und bis zum Laufradeintritt ist damit auch die tatsächliche Leitapparatöffnung $a_0'' = a_0' = a_0 D_0'/D_{1_h}$ für volle Füllung festgelegt und es wird nun dafür das Laufrad berechnet. Ist nun auch noch D_1 gleich groß über die ganze Laufradbreite, so bleibt das mittlere Eintrittsdiagramm für alle Flutbahnen dasselbe. Da $\Sigma\varrho$ und ν als gleich groß für sämtliche Teilturbinen angenommen werden, ist dann, wenn w_i ebenfalls gleich groß gemacht wird, die rechte

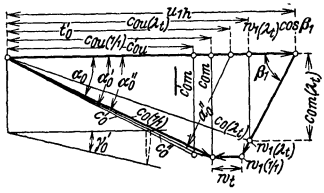


Fig. 16.

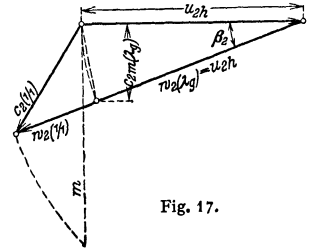


Fig. 17.

Seite der Hauptgleichung (11) für die ganze Eintrittsbreite konstant. Zur Abkürzung sei ihr Wert mit m^2 bezeichnet, so daß also für jede Teilturbine gilt:

$$w_2^2 - u_2^2 = m^2, \quad \text{wobei ist:} \quad m^2 = 2gH(1 - \Sigma\varrho + \nu) - 2u_1 c_{0_u} - \varphi w_i^2.$$

Sind die Flutbahnen im Leitradaus- und Laufradeintritt schon gekrümmt, wie in Fig. 13, so muß aus dem mittleren Eintrittsdiagramm, Fig. 16, das zu dem mittleren Austrittsdiagramm Fig. 17 (mit $w_2 = u_2$ bei λ_g) und D_{1_h} gehört und dort in der Tangentialebene an die mittlere Flutfläche liegt, zuerst der Winkel α_0' der absoluten Wasserströmung gegen die Umfangsrichtung beim Leitradaustritt (also auf D_0') mit Hilfe von $\overline{c_{0_m}'}$ und $c_{0_u}' = c_{0_u} \cdot D_{1_h}/D_0'$ gewonnen werden. Der Winkel α_0'' der Leitschaufeln in Achsnormalebenen, der zur meßbaren Lichtweite a_0'' zwischen den Leitschaufeln gehört, bestimmt sich dann aus α_0' und dem Neigungswinkel γ_0' der Tangentialebene an die Flutfläche gegen die Achsnormalebene zu $\operatorname{tg}\alpha_0'' = \operatorname{tg}\alpha_0' \cdot \cos\gamma_0'$, Fig. 16 [s. auch Gleichung (15), S. 243, wo diese Beziehung für den Austritt abgeleitet ist]. Von α_0'' und a_0'', die ja, bei den Finkschen Drehschaufeln zwischen ebenen Wänden, über die ganze Leitradbreite konstant sind, wird bei der weiteren Berechnung ausgegangen und damit nun umgekehrt für die einzelnen Teilturbinen aus α_0'' und γ_0' der Winkel α_0' und mit $\Delta b_0'$ die Komponenten von c_0', das sind c_{0_m}' und c_{0_u}' bestimmt, wie dies die Diagramme für den Leitradaustritt der vier Teilturbinen in Fig. 18 zeigen.

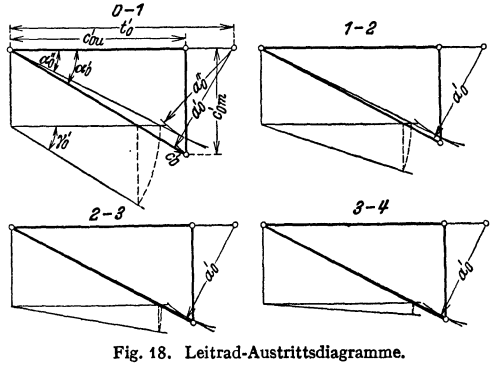


Fig. 18. Leitrad-Austrittsdiagramme.

Das c_{0_u} für den Laufradeintritt, zugehörig zu dem D_1 jeder Teilturbine, ergibt sich dann aus dem Flächensatz zu $c_{0_u} = c_{0_u}' D_0'/D_1$. Der Wert von $c_{0_u} \cdot D_1$ und mit ihm auch $c_{0_u} \cdot u_1$ muß nicht mehr, wie oben bei durchweg achsnormaler Zuströmung zum Laufrad, gleich groß über den Laufradeintritt sein und

damit auch nicht das m^2, der Betrag der rechten Seite der Hauptgleichung (11). Der Drall des dem Laufrad zuströmenden Wassers ist dann nicht mehr konstant über die Eintrittsbreite, es ist keine wirbelfreie Strömung mehr vorhanden.

Mit c_{0_u} und c_{0_m}, das, unter Beibehaltung der für die mittlere Beaufschlagung eingezeichneten Flutbahnen bis zum Laufradeintritt, zu $c_{0_m} = \Delta Q_{1_r} / D_1 \pi \Delta b_0$ berechnet wird, lassen sich die Eintrittsdiagramme der Teilturbinen aufzeichnen, Fig. 19, wobei w_t ungefähr gleich dem entsprechenden Wert des mittleren Laufradeintrittsdiagrammes gemacht wird. Aus diesen Diagrammen entnimmt man die für die Teilturbinen nun verschieden großen Schaufelwinkel β_1 am Laufradeintritt.

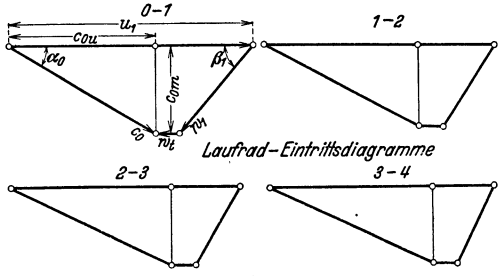


Fig. 19.

Mit den jetzt bekannten m^2 kann für alle Austrittspunkte, also auch für jede Teilturbine die relative Austrittsgeschwindigkeit w_2 nach der Hauptgleichung berechnet werden, wenn der zugehörige Austrittsdurchmesser bekannt ist. Aus w_2, Δb_2 und der Schaufelzahl z_2 im Laufrad bestimmt sich dann

$$a_2 = \Delta Q_{1_r} / z_2 \, b_2 \, w_2 \, .$$

Für eine unendlich schmale Teilturbine, Fig. 20, gilt: $d Q_{1_r} = z_2 \cdot a_2 \cdot w_2 \cdot d b_2 = z_2 \cdot a_2 \cdot w_2 \cdot d b_2' \cdot \cos \gamma_2$. ($\gamma_2$ ist der Winkel zwischen der Flutbahn und der Normalen zum Austrittsbogen.) Integriert über die ganze Länge des Austrittsbogens b_2' ergibt: $Q_{1_r} = z_2 \int_0^{b_2'} a_2 \cdot w_2 \cdot \cos \gamma_2 \cdot d b_2'$. Für jeden Punkt des Austrittsbogens sind w_2 und γ_2 bekannt, während a_2 aus dieser Gleichung zu berechnen ist. Die Änderung von a_2 über b_2' ist zunächst beliebig. a_2 kann gleich groß über b_2' gemacht werden, kann aber auch außen kleiner als innen oder umgekehrt gewählt werden. Da mit abnehmender Füllung die Flutbahnen sich nach außen verschieben, das Wasser also mehr in den außen liegenden Teilen des Austrittsbogens austritt und für kleines a_2 der Winkel β_2 und damit c_2, d. h. der Austrittsverlust kleiner wird, empfiehlt es sich, a_2 durchweg gleich groß zu halten oder nach außen abnehmen zu lassen. Die meßbare Lichtweite zwischen zwei Schaufeln, die meist verschieden von a_2 ist, soll an keiner Stelle kleiner als die Weite des Schutzrechens vor der Turbine sein, also für normale Verhältnisse $\geqq 20$ mm.

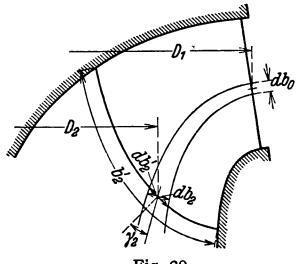


Fig. 20.

Integriert wird mit den endlichen $\Delta b_2'$ der Teilturbinen. Mit a_2 lassen sich die Austrittsdiagramme der Teilturbinen aufzeichnen und daraus die c_2 entnehmen. Der Austrittsverlust des Laufrades berechnet sich dann aus: $\overline{c_2^2} / 2g = \dfrac{\sum (\Delta Q_{1_r} \cdot c_2^2 / 2g)}{Q_{1_r}}$ und der hydraulische Wirkungsgrad η_h nach Gleichung (10).

In Fig. 21 sind die Austrittsdiagramme der Teilturbinen des Laufrades, Fig. 13, für volle Füllung aufgezeichnet, und zwar so, daß bei λ_g die Bedingungen $w_2 = u_2$ und c_{2_m} = konstant über b_2' erfüllt sind.

Der gesamte Wirkungsgrad ist um die mechanischen Verluste kleiner als η_h. Als mechanischer Verlust wird auch der Spaltverlust gerechnet, das ist die Wassermenge, die durch die Kranzspalte zwischen Leit- und Laufrad und im Deckelraum durch die Entlastungslöcher in der Laufradnabe um das Laufrad herum zum Saugrohr abfließt, also keine Arbeit leistet. Wirksam im Laufrad ist nur $Q_i = Q_1 - q_s$.

Reibungsarbeit wird verzehrt durch die sog. Radseitenreibung, das ist die Reibung der Außenflächen des Laufrades am Wasser in den Ringräumen zwischen Leitradring und Laufradaußenkranz, sowie dem Turbinendeckel und dem Lauf-

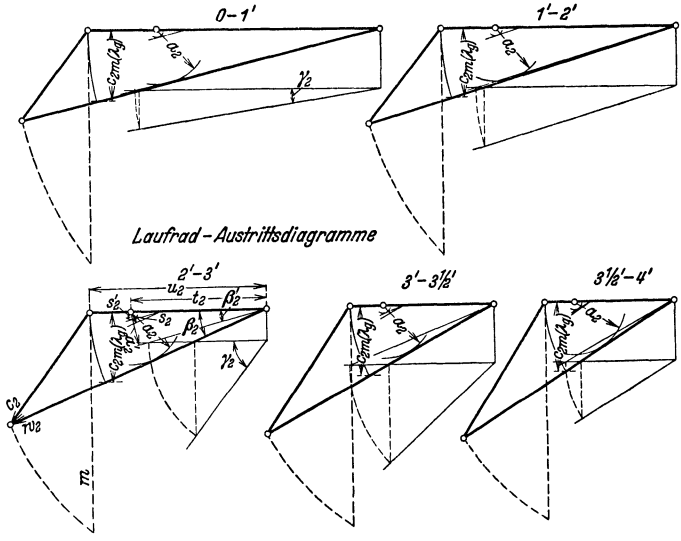


Fig. 21.

radboden. Außerdem fällt der Turbine die Reibungsarbeit in den zum Laufrad gehörigen Traglagern und dem Axialdrucklager, Spurzapfen oder Kammlager, zur Last. Durch die mechanischen Verluste wird der Gesamtwirkungsgrad in der Regel um 1 bis 3 vH kleiner als der hydraulische.

Aufzeichnen der Laufradschaufelung. Die Schaufelfläche (bei Blechschaufeln wird die hohle Seite aufgezeichnet) ist bestimmt durch ihre Schnitte mit den Flutflächen. Die gekrümmten Flutflächen und damit diese Schnittlinien lassen sich nicht in die Ebene ausbreiten, weshalb als Ersatz zwei oder drei berührende Kegelflächen gewählt, Fig. 22, und in der Zeichenebene so aneinander gelegt werden, daß jeweils die gemeinsame Mantellinie durch die Schnittlinie der Schaufelfläche mit der Flutfläche bzw. deren Ersatzkegel geht, Fig. 23[1]). Man nennt diese in die Ebene ausgebreitete Schnittlinie die Schaufelabwicklung. In Fig. 28 ist beispielsweise die Schaufelabwicklung $3^1/_2' - 3^1/_2'$ dadurch aufgezeichnet, daß als Ersatz für die Flutfläche beim Laufradaustritt ein Kegel mit der Mantellinie $Q'_{3^1/_2} E F$ gewählt wurde, Fig. 22, der die Flutfläche in der Nähe des Austritts berührt, damit dort die Abwicklung möglichst genau

[1]) Dieses Aneinanderreihen der Ersatzkegelflächen in der Zeichenebene rührt von Professor Dr.-Ing. Braun her.

wird, denn je weiter der Ersatzkegel von der Flutfläche absteht, desto stärkere Verzerrungen ergeben sich. Auf der abgewickelten Kegelmantelringfläche von der Breite EF und dem Mittelpunkt $Q'_{3^1/_2}$ wird nach Auftragung der Schaufelteilung $a\,a'$, die sich aus dem Austrittshalbmesser ME und der Schaufelzahl errechnet, die Schaufelschnittlinie EG mit der Kegelfläche, entsprechend

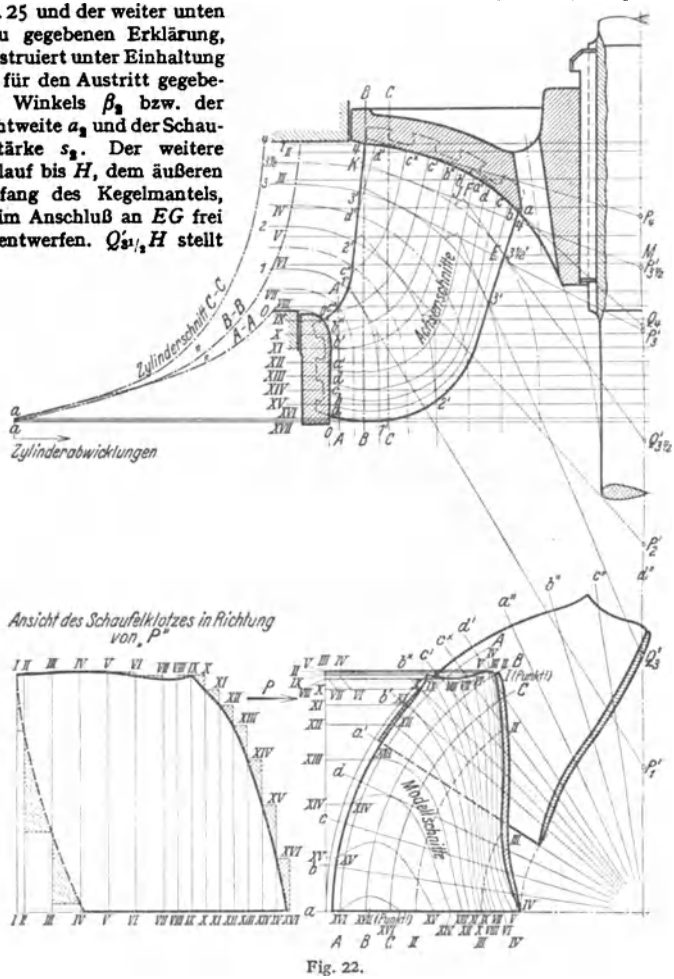


Fig. 22.

Fig. 25 und der weiter unten dazu gegebenen Erklärung, konstruiert unter Einhaltung des für den Austritt gegebenen Winkels β_2 bzw. der Lichtweite a_2 und der Schaufelstärke s_2. Der weitere Verlauf bis H, dem äußeren Umfang des Kegelmantels, ist im Anschluß an EG frei zu entwerfen. $Q'_{3^1/_2}H$ stellt dann die gemeinsame Mantellinie mit dem zweiten Ersatzkegel dar, dessen Spitze $P'_{3^1/_2}$ ist. Die Breite $JK = HL$ dieser Kegelmantelringfläche entspricht, wie beim inneren Ersatzkegel, der wahren Länge der Flutlinie, die sie ersetzt, und zwar werden die Längen vom gemeinsamen Berührungspunkt von Flutfläche und Ersatzkegel aus gemessen und aufgetragen. Auf dieser zweiten Kegelmantelringfläche läßt sich nun auch die Schaufelschnittlinie HN bis zum Laufradeintritt entwerfen, wobei auf den Schaufelwinkel β_1 und im übrigen auf gute Übergänge, flache Krümmungen und die Erzielung kurzer Schaufeln

zu achten ist. Zeichnet man auch die Schnittlinie der nächsten Schaufel auf, so erhält man ein Bild über den Verlauf des Laufradkanals auf der betreffenden Flutfläche.

Beim Entwerfen der verschiedenen Schaufelabwicklungen ist schon auf die gegenseitige Lage der Ein- und Austrittspunkte zu achten, damit sie nachher auf stetig verlaufenden Kurven zu liegen kommen, wobei man, wie bei der vorliegenden Konstruktion, die Austrittskante meist in eine Axialebene legt. Die Schaufelabwicklungen schneidet man durch gleichmäßig über die Schaufelteilung verteilte Meridianebenen *a*, *b*, *c*, *d* usw., Fig. 22 und 23, und zeichnet diese „Achsenschnitte" im Aufriß in Kreisprojektion auf (alle Schnitte um die Achse in die Zeichenebene hineingedreht). Der Schnittpunkt einer Meridian-

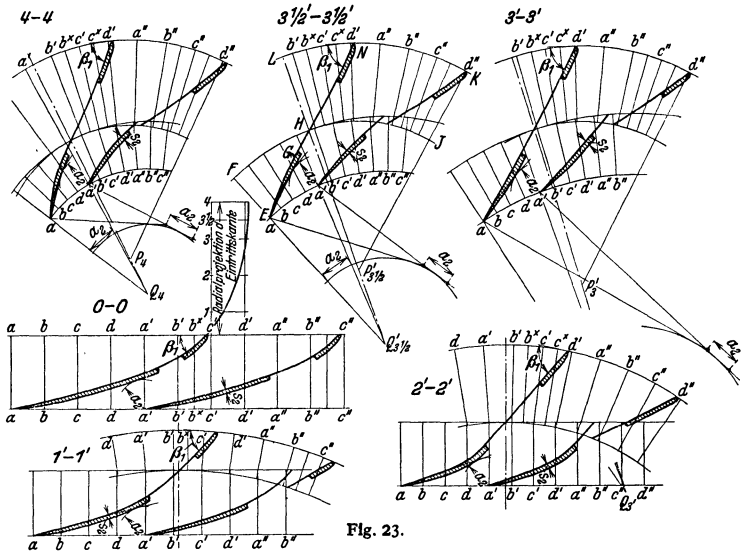


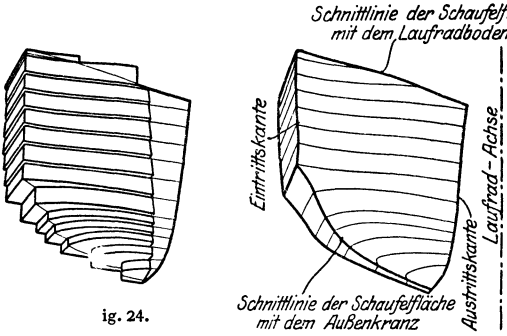
Fig. 23.

ebene mit einer Schaufelabwicklung, der ja im Aufriß auf der Mantellinie des Ersatzkegels liegt, wird dadurch auf die Flutlinie übertragen, daß man seine Entfernung vom Berührungspunkt zwischen Flutlinie und Mantellinie in wahrer Länge auf der Flutlinie abträgt.

Die Schaufelabwicklungen sind dabei so zu verbessern, daß die Achsenschnitte stetige Kurven geben. Verläuft dann auch noch die zweite Kurvenschar, die Achsnormal- oder Modellschnitte, d. s. Schnittlinien der Schaufelfläche mit Ebenen senkrecht zur Achse, stetig, so ist die Gewähr gegeben, daß die Schaufelfläche selbst gleichfalls stetig verläuft.

Die Modellschnitte dienen zur Herstellung des Schaufelklotzes in der Tischlerei. Aus Fig. 24 links sind die nach den Modellschnitten ausgearbeiteten Bretter, deren Dicke gleich der Entfernung der Modellschnitte voneinander ist, zu ersehen. Sie sind in der richtigen Reihenfolge aufeinandergeleimt, und die Schaufelfläche ist beim Austritt zum Teil schon nach den maßgebenden Kanten der Bretter ausgearbeitet. Rechts ist der fertige Klotz dargestellt, von dem die Matrizen zum Pressen der Blechschaufeln abgegossen werden. Bei Schaufeln aus Gußeisen, Bronze oder Stahlguß, die mit den Kränzen aus einem Stück gegossen werden und ungleiche Stärke haben (profilierte Schaufeln), muß auch die Schaufelrückfläche auf dieselbe Weise zeichnerisch dargestellt werden.

Die Schaufelenden am Austritt, Fig. 25, werden zunächst mit $s_2 = 0$ konstruiert und nach einem Näherungsverfahren nach Kreisbogen geformt, deren Mittelpunkte als Schnittpunkte der in den Teilpunkten A_1, A_2 usw. unter dem $\sphericalangle \beta_2$ gegen die Radialen gelegten Fahrstrahlen gefunden werden. Zieht man den diese Fahrstrahlen berührenden konzentrischen Kreis, so ist die Länge der zu zwei Halbmessern nach den Teilpunkten, z. B. OA_1 und OA_2, symmetrisch liegenden Tangente an diesen Kreis mit guter Annäherung gleich a_2. Davon ausgehend läßt sich dieser Kreis leicht zeichnen und durch Ziehen der ihn berührenden Geraden von A_1, A_2 usw. aus die Mittelpunkte J der Kreisbögen für die Schaufelenden finden. Die Schaufeln werden dann um die „schein-



ig. 24.

bare" Schaufelstärke s_2 aufgebogen nach Fig. 12, s_2 ist meist größer als die Blechstärke s_2', da das Blech von der Flutfläche schräg geschnitten wird, wenn die Flutbahnen und die Achsenschnitte nicht senkrecht aufeinander stehen.

In Fig. 26 sei AB ein Achsenschnitt der Schaufelfläche, AF eine Flutbahn. Ein kleines Stück der Schaufelfläche läßt sich durch eine Ebene ersetzen, die sie in A berührt, und ebenso die Flutfläche durch ihre Berührungsebene in A, deren Spur im Aufriß die Tangente AK an die Flutbahn ist und die senkrecht zur Aufrißebene steht. Die Schaufelebene hat die Spur AC in der Aufrißebene und ist gegen sie um den Winkel $(90 - \beta')$ geneigt. Schneidet man diese Schaufelebene durch die auf ihr und der Aufrißebene senkrecht stehende Ebene AH, so

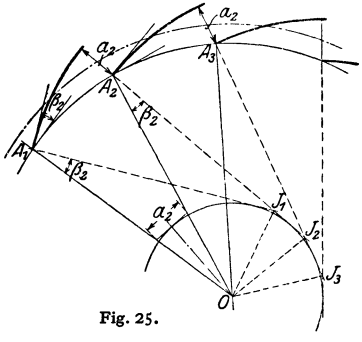


Fig. 25.

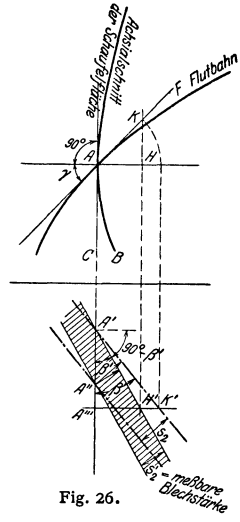


Fig. 26.

zeigt der im Grundriß dargestellte Schnitt diesen Winkel $(90 - \beta')$ bzw. den $\sphericalangle \beta'$ gegen die Normale auf der Aufrißebene, d. h. gegen die Umfangsrichtung

des Rades, in wahrer Größe. Das Blech der Schaufel wird durch die Ebene AH senkrecht geschnitten, s_2' ist also die wahre Blechstärke (in der Figur schraffiert und der Deutlichkeit halber verhältnismäßig groß gezeichnet). Das Schaufelblech wird nun von der Berührungsebene AK an die Flutfläche, deren Spur im Grundriß $A'A'''$ ist und die unter dem Winkel γ gegen die Grundrißebene ansteigt, schräg geschnitten. Dieser Schnitt ist in die Grundrißebene heruntergeklappt, indem der um HK über H' liegende gemeinsame Punkt beider Ebenen nach K' um $A'A'''$ hereingedreht wird ($A'''K' = AK$). Da A' ebenfalls ein gemeinsamer Punkt ist, ist $A'K'$ diese in die Grundrißebene umgelegte Schnittlinie, und zwar mit der einen Oberfläche des Bleches, während die Parallele durch A'' die Schnittlinie mit der anderen Oberfläche darstellt. Ihre Entfernung s_2 ist die „scheinbare Blechstärke" in der Flutfläche.

Es ist:

$$\operatorname{tg}\beta' = A'''H'/A'A''' = AH/A'A''' = AK \cdot \cos\gamma/A'A''' = A'''K'/A'A''' \cdot \cos\gamma,$$

also $\operatorname{tg}\beta' = \operatorname{tg}\beta \cdot \cos\gamma$ (15) und $s_2 = s_2' \sin\beta/\sin\beta'$. (16)

β' und s_2 lassen sich nach diesen Beziehungen leicht graphisch aus β, γ und s_2' erhalten. Siehe Fig. 21.

Die Leitschaufeln sind für die berechnete Lichtweite a_0'' aufzuzeichnen und so zu formen, daß die beiden Seitenflächen gegen den Austritt zu konvergieren, der hinter der Leitschaufelspitze entstehende Wasserwirbelraum dadurch klein wird und die plötzliche Querschnitterweiterung rasch verschwindet. Ausgehend von D_0' und a_0'' und dem dazugehörigen Winkel α_0'' ($\sin\alpha_0'' = a_0''/t_0'$) kann die hohle Seite der Leitschaufeln nach einem Kreisbogen in derselben Weise wie die Laufschaufelenden geformt werden, Fig. 27. Die andere Seite läuft tangential in die Richtung unter α_0' gegen die Umfangrichtung aus. Zwischen diese Tangente und den Kreisbogen wird der Schaufelumriß gelegt unter Berücksichtigung der erforderlichen Stärke für den Drehbolzen und die Unterbringung des Bewegungsmechanismus. Zweckmäßig ist es, den Umriß bei Drehschaufeln für die mittlere Füllung λ_ϱ aufzuzeichnen, wobei natürlich auch auf eine günstige Wasserführung bei Vollöffnung und eine gute Schlußstellung der Leitschaufeln geachtet werden muß. Bei größeren Turbinen können beide Flanken gegen die Schaufelspitze zu eben gehalten werden, wobei dann die dem Laufrad

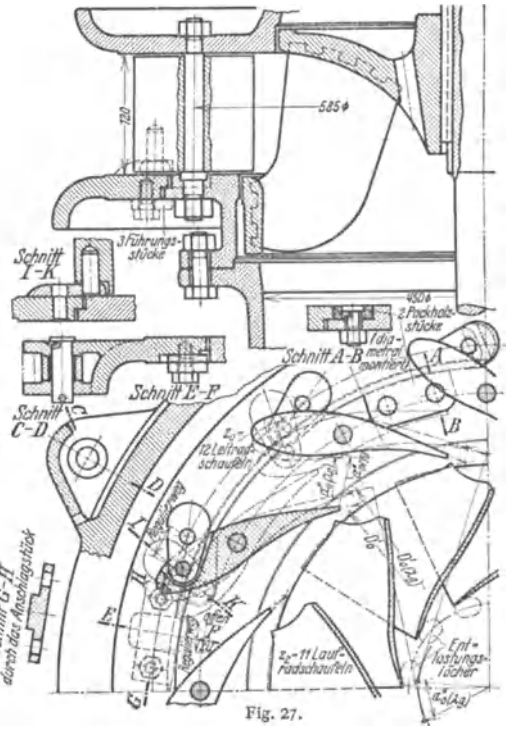


Fig. 27.

zu liegende Flanke den Winkel α_0'' gegen die Umfangrichtung aufweisen soll, Fig. 28.

Bei der Berechnung und Konstruktion von Leit- und Laufrad der Schnelläufer ist genau so vorzugehen wie bei dem in Fig. 13 und 16 bis 27 dargestellten Normalläufer. Der Schaufelspalt, das ist der schaufellose Raum zwischen Leit- und Laufrad, wird bei den Schnelläufern meist wesentlich größer als bei den Langsam- und Normalläufern. Die Wasserströmung in diesem Raum ist arbeitsfrei; setzt man noch Wirbelfreiheit voraus (konstanten Drall über die Leitradaustrittsbreite, was trotz der axialen Ablenkung im Schaufelspalt mit einer gewissen Annäherung vorhanden sein kann) und vernachlässigt die Reibung, so verlaufen die Flutbahnen gesetzmäßig und lassen sich nach der Lehre von der Potentialströmung aufzeichnen[1]). Damit ist die Änderung der Meridiankomponente c_m zwischen Leit- und Laufrad festgelegt, während die Umfangskomponente c_u ja dem Flächensatz folgt.

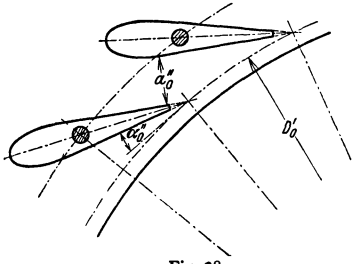


Fig. 28.

Infolge der hohen Umfangsgeschwindigkeit der Schnelläufer am Laufradeintritt würden sich kleine Schaufelwinkel β_1 und damit lange Kanäle mit hydraulisch ungünstigen Formen (kleine Profilhalbmesser) ergeben, und zwar hauptsächlich in den vom Außenkranz entfernteren Stellen des Laufrades. Man sucht deshalb β_1 möglichst groß zu bekommen und erreicht dies dadurch, daß man die Schaufeleintrittskante nicht mehr, wie vielfach beim Normalläufer, auf einen Zylinder um die Laufradachse legt, sondern, ausgehend vom Außenkranz, dessen Durchmesser D_k gegenüber dem oberen Saugrohrdurchmesser D_3 nur bis $D_k \approx$ rd. $0{,}8 \cdot D_3$ verkleinert werden darf, gegen den Laufradboden zu näher an die Achse heranrückt, Fig. 29. Mit abnehmendem Eintrittsdurchmesser D_1 nimmt einerseits u_1 für eine bestimmte Drehzahl ab, und es wachsen andererseits dann sowohl die c_{1_u} als auch die c_{1_m}, so daß β_1 rasch größer wird, Fig. 30.

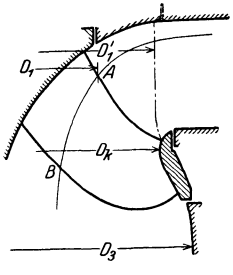


Fig. 29.

Bei der oben beschriebenen Formgebung der Laufradschaufeln ist schon auf die parallele Führung am Laufradaustritt verzichtet worden durch das „Aufbiegen" der Schaufeln um die scheinbare Schaufelstärke. Man geht nun heute auf Grund neuerer Erkenntnisse noch weiter und achtet lediglich auf die Winkel β_2 am Austritt, nimmt also auf eine parallele Führung oder die lichte Weite zwischen den Schaufeln keine Rücksicht mehr. Damit kann dann aber, wenn die Verkleinerung von D_1 genügend weit geht und die Schaufellänge in der Fließrichtung des Wassers kurz gemacht wird, beim Übergang von β_1 auf β_2 die Laufradschaufel durchweg einfach (über die ganze Druckseite konkav) gekrümmt werden. Es ergeben sich also keine doppelt gekrümmten oder S-förmigen Schaufelformen, wie vielfach bisher, und die Wasserströmung im Laufrade wird viel klarer. Es sind keine Querschnittserweiterungen und Ablösungen zu befürchten, und gleichzeitig werden die Reibungsverluste, die infolge der großen Relativ-

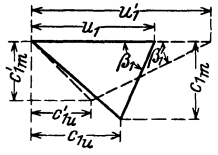


Fig. 30.

[1]) Siehe Bauersfeld: Z. VDI 1912 S. 2045. — Brosko: Z. VDI 1913 S. 679. — Pfleiderer: Die Kreiselpumpen 1932 S. 20.

geschwindigkeit des Wassers im Schnelläuferrad sehr ins Gewicht fallen, durch die geringe Kanallänge heruntergedrückt. Erleichtert wird diese Formgebung der Laufradschaufeln noch dadurch, daß das Wasser in dem großen schaufellosen Raum zwischen Leit- und Laufrad und bei der infolge geringer Schaufelzahl großen Schaufelteilung nach Fig. 31 fließt. Es tritt ein „Übertreiben“[1]) des Eintrittswinkels ein, d. h. der tatsächliche Schaufelwinkel β_{1_s} am Eintritt kann größer gehalten werden als β_1, wie ihn das Diagramm mit den mittleren Geschwindigkeiten ergibt.

Eine ähnliche Erscheinung tritt am Laufradaustritt auf, indem, nach Wegfall der parallelen Führung und bei den weitgestellten Schaufeln, der mittlere tatsächliche Austrittswinkel β_2 etwas größer als der Schaufelwinkel β_{2_s} wird. Sichere zahlenmäßige Angaben über diese Übertreibungen der Schaufelwinkel am Laufradein- und -austritt lassen sich für Francisturbinen zur Zeit noch nicht machen, wenn auch für die Winkelübertreibung am Laufradaustritt eines Normalläufers[2]) und für Axialräder mit wenig Schaufeln einige Unterlagen aus Versuchen vorliegen[3]). Es ist deshalb verständlich, daß die rechnerische Verfolgung der Strömung nach der Stromfadentheorie, die nur mittlere Verhältnisse berücksichtigt, nicht zuverlässig sein kann und man bei den neueren Bauarten auf die Nachprüfung durch den Versuch angewiesen ist.

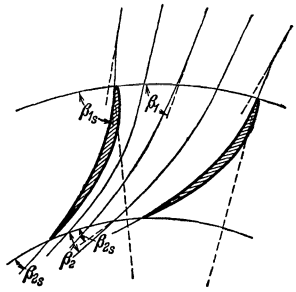


Fig. 31.

Die einfache Krümmung der Laufradschaufeln bietet noch den Vorteil, daß das gleiche Modell für verschiedene Drehzahlen und damit auch verschiedene Schnelläufigkeit verwendet werden kann, weil es nun möglich ist, den Eintrittsdurchmesser durch Wegschneiden an den Schaufeln zu verkleinern, ohne daß der Eintrittswinkel oder die Schaufelform ungünstig werden[4]). Man kann so mit dem gleichen Schaufelklotz z. B. Laufräder von $n_s = 250$ bis 350 bei gutem Wirkungsgrad anfertigen.

2. Bau von Leit- und Laufrad von Francisturbinen.

Von der Leitvorrichtung werden, neben guten hydraulischen Eigenschaften zur Erzielung eines hohen Wirkungsgrades bei den verschiedenen Füllungen, eine leichte Verstellbarkeit zur Änderung der Füllung und ein bestmöglicher Abschluß in der Nullstellung angestrebt. Das letztere nicht zum Abstellen der Turbine, dazu ist die Absperrschütze oder der Schieber am Turbineneinlauf da, sondern zur Verbesserung der Geschwindigkeitsregelung. Zu achten ist weiterhin auf genügende Festigkeit aller Teile, kräftige Verbindung der ebenen Leitradwände, geringe Abnützung der aufeinandergleitenden Teile, was einen Schutz gegen das Eindringen von Sand und Schmutz sowie gute Schmierung bedingt.

Diese Forderungen erfüllt am besten die Finksche Drehschaufelregelung nach Fig. 27, bei der alle Leitschaufeln zur Füllungsänderung ringsherum gleichmäßig verdreht werden. Alle anderen früher verwendeten Leitvorrichtungen mit ganz oder teilweise festen Leitschaufeln und Regelung durch Spalt- oder Gitterschieber, oder an den festen Leitschaufeln angebrachte bewegliche Zungen, werden heute nicht mehr gebaut, da sie bei Teilfüllungen schlechte Wirkungsgrade ergeben.

---

[1]) Siehe Föttinger: Über die physikalischen Grundlagen der Turbinen- und Propellerwirkung. Z. Flugtechn. 1922 S. 233 u. 245.
[2]) Strauß: Winkelübertreibung an einem Francislaufrad. Diss. Hannover 1938.
[3]) Lindner: Wasserkr. u. Wasserwirtsch. 1930 S. 76 und 87.
[4]) Oesterlen: Z. VDI 1928 S. 1741.

Die heutigen Leitvorrichtungen unterscheiden sich voneinander nur durch ihr Getriebe zur Verstellung der Drehschaufeln. Man unterscheidet zunächst: Innenregelung, Fig. 27, bei der dieses Getriebe innen, d. h. im Wasser liegt, und Außenregelung, Fig. 32, bei der es sich außerhalb befindet. Die Außenregelung ist, da die aufeinandergleitenden Teile leicht überwacht und geschmiert werden können, besser als die Innenregelung. Da bei der Innenregelung die im Wasser liegenden Teile der Leitvorrichtung während des Betriebes nicht zuverlässig geschmiert werden können, ist darauf Wert zu legen, daß sie leicht und rasch auseinandergenommen werden kann, um in gewissen Zeitabschnitten alle Teile gut einfetten zu können.

Bei der Außenregelung sitzen die Drehzapfen fest an den Leitschaufeln, die meist aus Stahlguß hergestellt werden, und gehen durch die beiden Leitradwände hindurch. Auf einer Seite sitzt auf dem Zapfen ein Hebel, der durch einen Lenker mit dem Regulierring verbunden ist. Der zentrisch zur Turbinenachse sitzende Regulierring ist allen Drehschaufelregelungen gemeinsam, da die Kettenregelung selten mehr ausgeführt wird, bei der die Leitschaufeln bzw. bei der Außenregelung die auf den Leitschaufelzapfen sitzenden Hebel unmittelbar durch Laschen miteinander verbunden werden, die dann zusammen eine ringsherum laufende Kette bilden. Der Regulierring wird unter Vermittlung von Stangen und Hebeln entweder durch ein Handrad oder vom Regler aus bewegt.

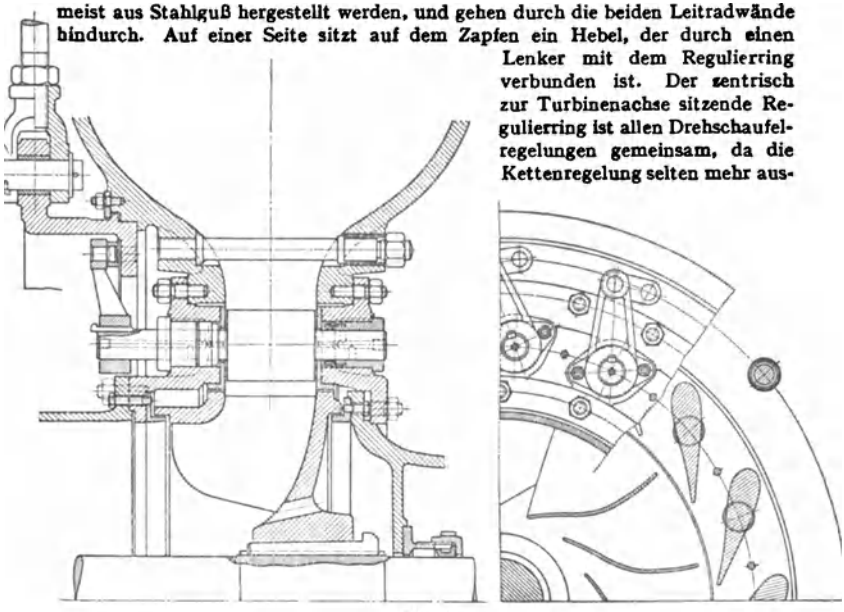


Fig. 32.

Der Widerstand, der sich der Verdrehung der Leitschaufeln entgegenstellt, ist bei normalen Bauarten am größten im Augenblick des vollständigen Abschlusses, und es müssen dafür die kraftübertragenden Teile und die Übersetzung bis zum Handrad bzw. die Regulierarbeit berechnet werden.

Der Wasserdruck auf eine Leitschaufel in Schlußstellung, Fig. 33, berechnet sich bei stillstehendem Laufrad zu $P_1 = b_0'' \, l \, \gamma \, H$ kg. Er steht senkrecht auf der Schlußgeraden l und greift in deren Mitte an. Das Moment $P_1 \cdot r$ will die Schaufel aufdrücken und wird im Gleichgewicht gehalten durch das Moment der Laschenkraft in Beziehung auf den Schaufeldrehbolzen. Die Laschenkraft P_2 läßt sich leicht graphisch erhalten, da ihre Richtung bekannt ist und P_2 sich mit P_1 und der durch Mitte Schaufeldrehbolzen gehenden Resultierenden in einem Punkt schneiden muß. Bei der Bewegung der Schaufel

im letzten Augenblick des Schließens treten noch Reibungskräfte hinzu, die bei der graphischen Bestimmung von P_2 mittels der Methode der Reibungskreise in einfacher Weise berücksichtigt werden können, wie das Fig. 33 zeigt.

Die z_0 Laschenkräfte, die ringsherum am Regulierring gleichmäßig verteilt sind und am Halbmesser R_t angreifen, zerlegen sich in radiale Komponenten P_{2_r}, die Materialspannungen im Ring erzeugen, und in tangentielle Komponenten P_{2_t}, die das Moment $M_1 = z_0 R_t P_{2_t}$ ergeben, das zum Verdrehen des Ringes aufzuwenden ist.

Trotzdem der Wasserdruck auf die Schaufeln bei geöffneter Leitvorrichtung kleiner ist als bei Schlußstellung, wird die Regulierarbeit, das ist die Arbeit zum Verdrehen der Leitschaufeln von ganz „auf" bis ganz „zu", doch mit diesem Höchstwert von P_1 bzw. M_1 berechnet und bestimmt sich also, wenn φ der Verdrehungswinkel des Regulierringes im Bogenmaß ist, ohne Zuschlag zu $A = M_1 \cdot \varphi$ mkg am Regulierring. Die Reibungswiderstände am Regulierring selbst und im Getriebe bis zum Handrad oder Regler, die von der jeweiligen Bauart abhängen, kommen dann noch hinzu. Mit Rücksicht auf Beschleunigungswiderstände und die Drucksteigerung vor dem Leitrad beim raschen Schließen sowie auf ein allmähliches Verschmutzen der Leitvorrichtung und mögliche Klemmungen durch vom Wasser mitgeführte Fremdkörper wird zur Bestimmung der Kraft am Handrad und der Größe des Reglers das Doppelte des so errechneten Wertes genommen.

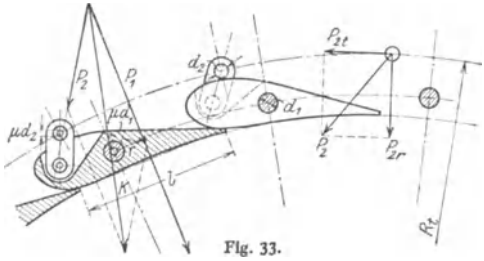


Fig. 33.

Eine empirische Formel für die gesamte Regulierarbeit mit diesen Zuschlägen lautet $A = k \cdot D_1 \cdot b_0'' \cdot a''_{0\,max} \cdot H$ mkg, wobei alle Werte in m einzusetzen sind und bei Lenkerregulierung der Koeffizient $k = 1400$ bis 1800 beträgt; der kleinere Wert für die größeren Turbinen.

Die Mehrzahl der Francis-Turbinenlaufräder wird mit gepreßten Blechschaufeln ausgeführt, die in Gußeisen- oder bei großen Kräften in Stahlgußkränze eingegossen werden. Laufräder mit profilierten, also ungleich starken Schaufeln, die besonders bei den Schnelläufern etwas bessere Wirkungsgrade ergeben, werden meist aus einem Stück, also Schaufeln und Kranz, zusammen in Gußeisen, Stahlguß oder Bronze gegossen. Laufräder mit Hakenschaufeln ($\beta_1 > 90°$) verlangen Schaufeln mit wechselnder Stärke und müssen deshalb ebenfalls gegossene Schaufeln erhalten. Die Schaufeln und Innenflächen der Laufradkränze sind möglichst glatt zu machen durch Ausschleifen und guten Anstrich.

3. Aufbau und Anordnung der Francisturbinen.

Leit- und Laufrad bleiben in ihrer grundsätzlichen Bauart bei allen Anordnungen der Francisturbinen erhalten. Die Turbinen unterscheiden sich durch die Lage der Welle (senkrecht oder waagerecht), die Zahl der Laufräder auf einer Welle und ihre Ausgußrichtung, die Zuführung des Wassers zum Leitrad und die Bauart des Saugrohres zur Wasserabführung ins Unterwasser.

Die Höhenlage des Laufrades über dem Unterwasserspiegel (die statische Saughöhe) kann bis zu einer gewissen Grenze beliebig gewählt werden, die bedingt ist durch die Höhe des Aufstellungsortes über dem Meere, den Gefällrückgewinn im Saugrohr (dynamische Saughöhe), örtliche Druckunterschiede in den obersten Saugrohrquerschnitten und im Laufradaustritt, sowie durch den Luftgehalt des Wassers. An keiner Stelle darf der Dampfdruck des Wassers

erreicht werden. Unter normalen Verhältnissen geht man mit der Saughöhe nicht über 7 m und muß bei Schnelläufern mit großem Austrittsverlust und entsprechendem Rückgewinn im Saugrohr weit darunter bleiben, da sonst Hohlraumbildungen (Hohlsog) sowie Anfressungen auftreten können und der Wirkungsgrad abfällt (s. S. 264).

Bei kleinen Gefällen kann Leit- und Laufrad ganz nahe an den Oberwasserspiegel und sogar über ihn gesetzt werden, wenn das Wasser der Turbine durch eine luftdichte Haube zugeführt wird; Turbine mit Hebereinlauf. Da sich aus dem im Heber unter Unterdruck stehenden Wasser immer wieder Luft abscheidet, muß meist eine ständig wirkende Luftabsaugvorrichtung angebracht werden.

Die ursprüngliche Anordnung war die einfache Turbine, d. h. ein Leit- und Laufrad mit stehender Welle im offenen Schacht, Fig. 4, die für kleine Gefälle immer noch sehr viel angewendet und heute mit Vorliebe auch für große Leistungen und bei solchen Gefällen eingebaut wird, bei denen schon Turbinen

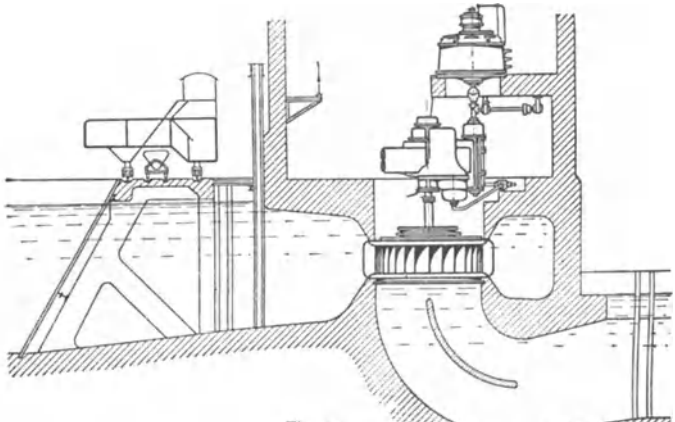


Fig. 34.

mit waagerechter Welle ausführbar sind. Der Vorteil liegt in der zwanglosen Abführung des Wassers nach dem Laufradaustritt in das Saugrohr ohne Umlenkung durch einen Krümmer, und deshalb guter Saugrohrwirkung, ferner in dem geringen Platzbedarf im Grundriß, sowie der Lage der angetriebenen Teile, Maschinen oder Stromerzeuger, hochwasserfrei über der Turbine. Wenn die Umlaufzahl genügend hoch ist, wird der elektrische Stromerzeuger unmittelbar mit der Turbinenwelle gekuppelt, andernfalls wird eine Räderübersetzung eingeschaltet.

Bei unmittelbarer Kupplung und großen Einheiten ergibt sich eine sehr bedeutende axiale Belastung, die aber durch Verwendung des Blockspurlagers keine Schwierigkeiten oder Weitläufigkeiten mehr mit sich bringt.

Stehende Schachtturbinen kleiner und mittlerer Leistung treiben meist waagerecht gelagerte Wellen der Generatoren bei Übersetzung 1 : 5 mittels Kegelradgetriebe an. Bei höheren Übersetzungen bis 1 : 40 werden Stirnrad-Kegelgetriebe eingebaut, bei denen ein Stirnradgetriebe vor den Kegelrädern angeordnet ist. Der Wirkungsgrad dieser in einem geschlossenen Gehäuse sorgfältig gelagerten und mit Umlaufschmierung versehenen Präzisions-Zahnradgetriebe ist sehr hoch und liegt zwischen 96 und 98 vH. Bei Turbinenleistungen über etwa 800 PS wird meist nur ein Stirnradgetriebe zwischen die Turbinenwelle und den raschlaufenden Stromerzeuger mit dann ebenfalls senkrechter Welle eingeschaltet, Fig. 34.

Das im Wasser befindliche Führungslager für die Turbinenwelle sitzt bei normalen Anlagen an dem nur von den Leitschaufeldrehzapfen gehaltenen Turbinendeckel. Bei größeren Abmessungen wird der Deckel gegen die Decke oder die Wände der Turbinenkammer verstrebt. Auf dem Lager sitzt ein zweiteiliges Schutzrohr, um Wasser und Schmutz vom Lager abzuhalten und eine gute Schmierung zu ermöglichen. Das Spurlager liegt stets hochwasserfrei und wird als Ringzapfen ausgebildet.

Eine einfache Turbine mit liegender Welle und Riemenabtrieb zeigt die Fig. 35, während in Fig. 36 eine Zwillingsturbine, also zwei Laufräder auf einer Welle mit unmittelbar gekuppeltem Generator und mit Geschwindigkeitsregler, dargestellt ist. Eines der Turbinenlager wird vom Krümmer bzw. dem

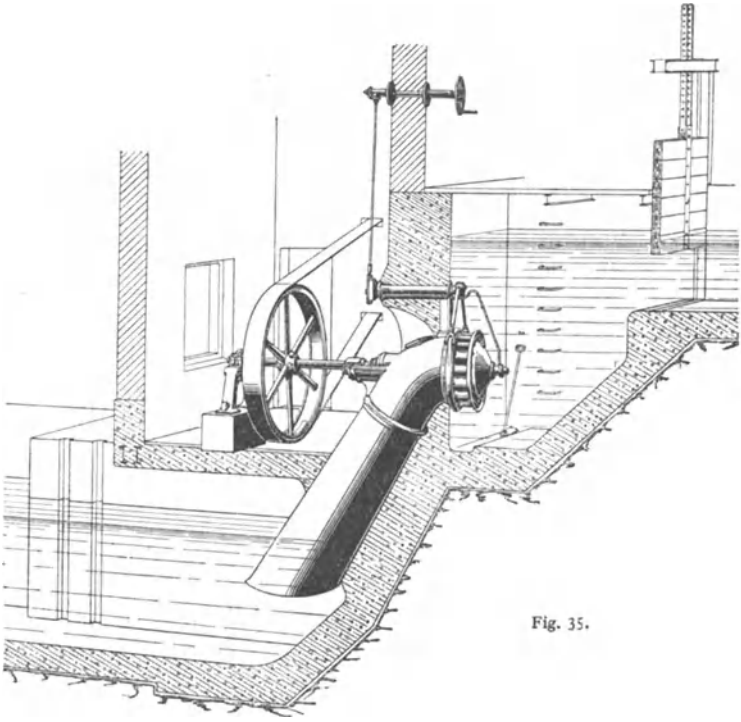


Fig. 35.

Mauerring getragen und ist meist zugleich Kammlager zur Aufnahme des Axialschubes. Das zweite Lager liegt im Wasser und wird entweder durch Tropföler von außen geschmiert oder ist abgedichtet, entwässert und ebenfalls als Ringschmierlager ausgebildet. Bei großen Einheiten wird auch dieses Lager während des Betriebes durch Einsteigschächte von oben oder durch im Mauerwerk ausgesparte Gänge von unten oder der Seite her zugänglich gemacht.

Wird die gesamte Wassermenge, die die Leistung N PS erzeugt, in einem Laufrad ausgenutzt, so erhält man, bei Verwendung eines bestimmten Laufradtyps der spez. Drehzahl n_s, die minutliche Umlaufzahl der Turbine aus der Gleichung (7 a) zu $n = n_s H \sqrt[4]{H/N}$. Fließt nun aber die gleiche Wassermenge durch i Laufräder, die dann natürlich entsprechend kleiner werden und jeweils

nur N/i leisten, so ergibt sich die Drehzahl der Turbine, durch Einsetzen von N/i statt N in obige Gleichung, $\sqrt{i}$ mal so groß wie bei einem Laufrad. Demnach hat die Zwillingsturbine die $\sqrt{2} = 1{,}41$ fache Umlaufzahl einer Einradturbine gleicher Leistung und gleicher spez. Drehzahl.

Sollen stark wechselnde Wassermengen bei liegender Anordnung der Turbinen ausgenutzt werden, so kuppelt man, sofern nicht getrennte Einheiten aufgestellt werden, zwei oder auch drei Turbinen und setzt sie in getrennte Wasserkammern, die einzeln vom Wasserzufluß abgesperrt werden können.

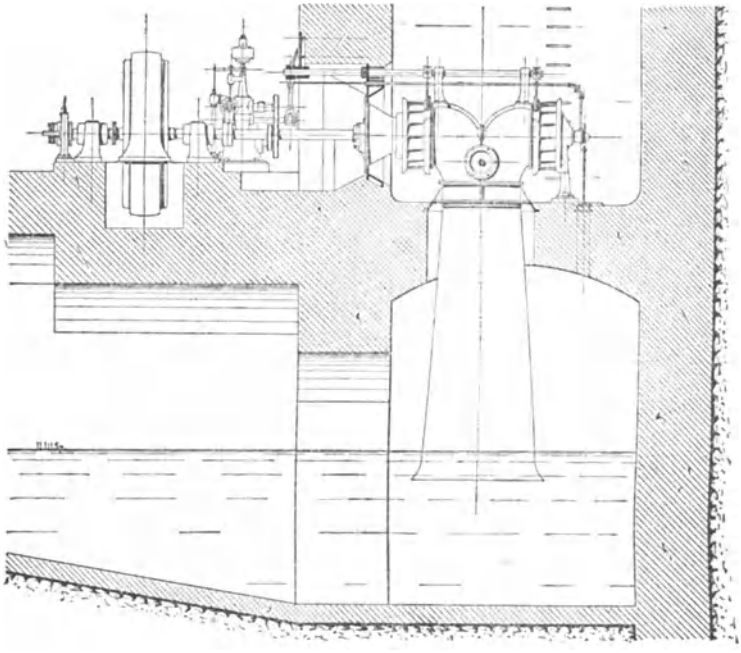


Fig. 36.

Von den Gehäuseturbinen, denen das Wasser durch eine Rohrleitung zufließt, wird die Spiralturbine am meisten verwendet, Fig. 37. Ihr Leitrad ist von einem spiralförmigen Gehäuse umgeben, das eine gute Wasserführung bei großer Zuflußgeschwindigkeit ermöglicht und dadurch kleine Abmessungen zuläßt. Die Eintrittsgeschwindigkeit in das Spiralgehäuse wird zu $c_e \leqq 0{,}9\sqrt{H}$ und der Gehäusequerschnitt fast stets kreisrund gewählt; nur bei kleinen Blechgehäusen wird der Querschnitt manchmal noch rechteckig gemacht. Die normalen Gehäuse bestehen aus Gußeisen oder bei hohen Drücken aus Stahlguß und Stahlblech und sind, besonders bei Außenregelung, bei der die Verbindung der beiden ebenen Leitradwände durch die feststehenden Leitschaufeldrehbolzen wegfällt, beim Anschluß an das Leitrad durch Gußtraversen (Stützschaufeln) oder eingeschraubte Stahlbolzen zu versteifen, Fig. 32. Spiral-Francisturbinen sind schon bis $H = 300$ m Gefälle und von den kleinsten bis zu den größten Leistungen (100 000 PS) ausgeführt worden. Sie haben außer der guten Wasserführung im Gehäuse vor allen anderen Bauarten noch den Vorteil der leichten Zugänglichkeit zu allen Teilen voraus.

Neben der einfachen Spiralturbine werden noch als Mehrfachturbinen Doppelspiralturbinen gebaut. Die Doppelspiralturbine hat ein Gehäuse, eine gemeinsame Leitvorrichtung und ein Doppellaufrad, das aus zwei mit dem Innenkranz aneinanderliegenden Laufrädern besteht. Dieses Doppellaufrad gießt nach beiden Seiten in zwei, rechts und links vom Gehäuse sitzende, einfache Saugkrümmer und Saugrohre aus. Die beiden Saugkrümmer können auch durch ein Hosenrohr verbunden werden, an dem dann ein Saugrohr befestigt ist.

Von den Lagern der Spiralturbinen, die alle Ringschmierung haben, wird, wenn möglich, dasjenige am Wellenende als Kammlager zur Aufnahme des Axialschubes ausgebildet.

Infolge der Trägheit der großen in der Rohrleitung in Bewegung befindlichen, praktisch nicht zusammendrückbaren Wassermasse tritt bei allen Gehäuseturbinen bei einer plötzlichen Entlastung der Turbine und dem darauf folgenden raschen Schließen des Turbinenleitrades eine Drucksteigerung in der Rohrleitung und im Turbinengehäuse auf. Diese Drucksteigerung kann durch entsprechende Einstellung der Reglerschlußzeit und, bei im Verhältnis zum Gefälle langen Leitungen, noch durch Anbau eines Nebenauslasses (Druckreglers) an die Turbine oder Rohrleitung begrenzt werden. Der Nebenauslaß wird aufgemacht, sobald die Leitradöffnung durch den Regler rasch vermindert wird, so daß sich zunächst die in der Rohrleitung fließende Wassermenge nicht nennenswert ändert. Um dauernde Wasserverluste zu vermeiden, schließt sich dann der Nebenauslaß langsam wieder. Das Ventil des Nebenauslasses ist entweder unmittelbar durch Gestänge mit der Leitvorrichtung verbunden, mechanischer Druckregler, oder es wird bei größeren Abmessungen durch Zwischenschaltung eines Öldruckzylinders bewegt, hydraulischer Druckregler. Durch diese Mittel kann die Drucksteigerung so begrenzt werden, daß sie meist 20 vH des Gefälles nicht übersteigt, auf jeden Fall aber unter 50 vH bleibt. Bei der Festigkeitsberechnung der Rohrleitung, der Turbinengehäuse und auch der Leitvorrichtungen ist diese plötzliche Druckerhöhung zu berücksichtigen.

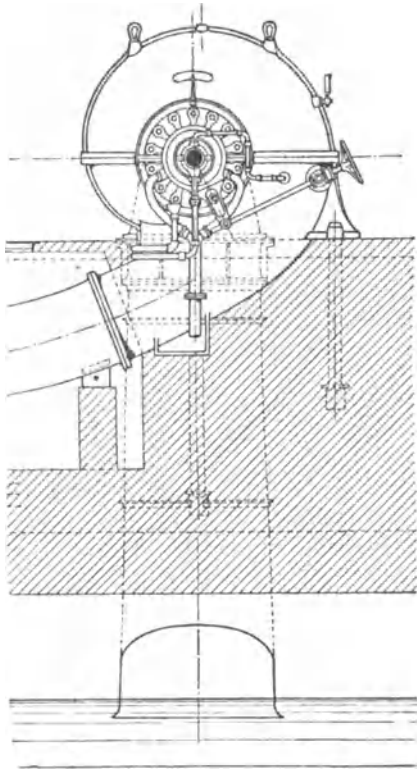


Fig. 37.

Die verschiedenen Anordnungen und Aufstellungsarten sowie die zugehörigen Bezeichnungen sind in DIN 33 zusammengestellt.

4. Axialschub.

Bei der Einradturbine treten axiale Belastungen auf: 1. durch die Wasserdrücke auf die Laufradkränze, die Nabe und die Welle, 2. durch die Massenkräfte (dynamische Wirkung) des das Laufrad durchströmenden und in ihm

axial abgelenkten Wassers und 3. bei stehender Welle, durch das Eigengewicht der umlaufenden Teile, sowie durch eine axiale Komponente des Zahndruckes bei Kegelradabtrieb.

Die Ringräume G_1 und G_2, Fig. 38, füllen sich im Betrieb vollständig mit Wasser; sie werden vom Spaltwasser durchflossen, das einmal durch den Kranzspalt auf r_i und die Entlastungslöcher e und dann, um den Außenkranz herum, durch die Kranzspalte auf r_a und r_s, vom Schaufelspalt zwischen Leit- und Laufrad zum Saugrohr gelangt, ohne Arbeit zu leisten. Der Druck, der das Wasser durch die Spalte preßt, entspricht dem Unterschied der Drücke im Schaufelspalt, der an der Laufradeintrittskante mit h_1 in m Wassersäule bezeichnet werde, und dem Druck h_2 im Saugrohr.

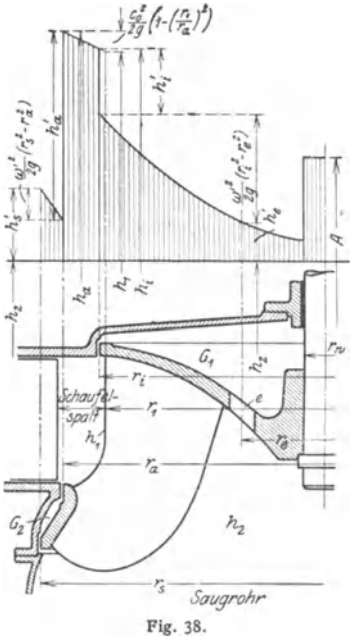


Fig. 38.

Das Wasser in G_1 und G_2 hat außer der Fließgeschwindigkeit vom Schaufelspalt zum Saugrohr noch eine Umlaufbewegung um die Turbinenachse. Schon das in die Kranzspalte eintretende Wasser hat einen Drall, entsprechend der Umfangkomponente der absoluten Geschwindigkeit, außerdem wird es dann an dem mit der Winkelgeschwindigkeit ω sich drehenden Laufradkranz durch Reibung mitgenommen, aber andererseits vom Turbinendeckel bzw. dem untern Leitradring zurückgehalten. Das Wasser rotiert deshalb, wie auch Versuche gezeigt haben, in den Ringräumen G_1 und G_2 im Mittel ungefähr mit der halben Winkelgeschwindigkeit des Laufrades, $\omega' = \frac{1}{2}\omega$.

Bei der Drehbewegung von Wasser um eine Achse tritt eine Drucksteigerung von innen nach außen auf, die von der Fliehkraft herrührt, mit der jedes Wasserteilchen auf die weiter außen liegenden Schichten drückt. Wie schon bei der Entwicklung der Hauptgleichung unter 1. auf S. 226 gezeigt wurde, entspricht diese Druckzunahme zwischen zwei Punkten auf den Halbmessern r' und r'' dem Unterschied der Geschwindigkeitshöhen der Umlaufgeschwindigkeiten. Ist also die Winkelgeschwindigkeit der Drehbewegung ω', so gilt:

$$h' - h'' = \frac{\omega'^2}{2g}(r'^2 - r''^2) = \frac{c_u'^2 - c_u''^2}{2g}, \qquad (18)$$

wenn c_u' und c_u'' die entsprechenden Umfangkomponenten der Geschwindigkeit in den beiden Punkten bezeichnen. Die Flächen gleicher Drücke sind Paraboloide.

Bei der Drehbewegung um eine waagerechte Achse bleibt das Gesetz für die Druckänderung das gleiche. Die Flächen gleicher Drücke sind dabei, infolge der Einwirkung der Schwerkraft, exzentrisch liegende Zylinder. Die Exzentrizität ist bei den Geschwindigkeiten, die bei Turbinen in Frage kommen, gering, außerdem spielt sie bei der axialen Belastung, auf die es hier ankommt, keine Rolle, so daß auch bei liegender Welle nach dem parabolischen Gesetz für die Druckzunahme gerechnet werden kann.

Die Drücke in G_1 und G_2 verlaufen nach demselben Gesetz, so daß sich der in Fig. 38 dargestellte Druckverlauf ergibt.

Im Schaufelspalt ändert sich nach früherem die absolute Wassergeschwindigkeit angenähert umgekehrt proportional zum Halbmesser und da, von den Verlusten abgesehen, die Energie erhalten bleibt und der Einfluß der Schwerkraft unberücksichtigt bleiben kann, ist die Summe von Druckhöhe und Geschwindigkeitshöhe konstant, also: $h + c^2/2g = C$. Mit $c \cdot r = k = c_0 \cdot r_1$ wird $h + c_0^2/2g \cdot (r_1/r)^2 = C$. Auf $r = r_1$, d. h. auf dem Laufradeintrittsdurchmesser herrscht der Druck h_1, womit sich C bestimmt zu $C = h_1 + c_0^2/2g$ und also allgemein gilt:

$$h = h_1 + c_0^2/2g \cdot [1 - (r_1/r)^2]. \tag{19}$$

Für $r = r_i$ wird dann:

$$h_i = h_1 + c_0^2/2g \cdot [1 - (r_1/r_i)^2].$$

Von h_i im Schaufelspalt fällt der Druck beim Durchfluß des Wassers durch den Kranzspalt in den Raum G_1 um den Durchflußverlust h_i' und von r_i bis zum Halbmesser r_e, auf dem die Mitten der Entlastungslöcher in der Laufradnabenscheibe liegen, nach dem Rotationsparaboloid um $\omega'^2/2g \cdot (r_i^2 - r_e^2)$. Beim Durchfluß des Spaltwassers durch die Nabenlöcher geht eine Druckhöhe h_e' verloren, so daß sich der Druckunterschied $h_i - h_2$ wie folgt zerlegt:

$$h_i - h_2 = h_i' + \omega'^2/2g \cdot (r_i^2 - r_e^2) + h_e'. \tag{20}$$

Unter der Annahme, daß der Druck h_2 im Saugrohr über den ganzen Saugrohrquerschnitt gleich sei, was bei der meist vorhandenen Rotation im Saugrohr allerdings nur angenähert zutreffen wird, berechnet sich der in Richtung gegen das Saugrohr zu wirkende Axialdruck im Deckelraum G_1 aus dem Unterschied zwischen h_2 und den in Fig. 38 durch die Druckkurven dargestellten und rechnerisch faßbaren Drücken zwischen r_i und r_w. Zur Bestimmung von h_i' und h_e' ergibt sich neben Gleichung (20) noch eine zweite Gleichung aus der Erwägung heraus, daß die gleiche Spaltwassermenge q_i durch den Spalt auf r_i mit dem Querschnitt f_i und durch die Entlastungslöcher mit deren Querschnitt f_e fließt. Werden mit μ_i und μ_e die entsprechenden Durchflußzahlen bezeichnet, so gilt:

$$q_i = \mu_i f_i \sqrt{2g h_i'} = \mu_e f_e \sqrt{2g h_e'} \tag{21}$$

($\mu_i = 0{,}5$ bis $0{,}6$, $\mu_e = 0{,}45$ bei runden Löchern und $= 0{,}6$ bei nierenförmigen Löchern).

Im Schaufelspalt entsteht ein gleichgerichteter Axialdruck auf die Ringfläche zwischen r_i und r_a durch den Unterschied der Drücke, die durch die Druckkurve zwischen h_i und h_a dargestellt sind und dem Saugrohrdruck h_2.

Beim Durchfluß des Spaltwassers um den Außenkranz herum fällt der Druck h_a zunächst um h_a', steigt infolge des Rotationsparaboloids bis zum Spalthalbmesser r_s wieder um $\omega'^2/2g \cdot (r_s^2 - r_a^2)$ an und sinkt dann, dem Durchflußverlust durch den Spalt auf r_s entsprechend, um h_s' auf den Saugrohrdruck h_2. Es gilt also

$$h_a - h_2 = h_a' - \omega'^2/2g \cdot (r_s^2 - r_a^2) + h_s'. \tag{22}$$

Für h_a' und h_s' gelten wieder die Gleichungen für die Spaltwassermenge q_a, wenn f_a und f_s die entsprechenden Spaltquerschnitte sind:

$$q_a = \mu_a f_a \sqrt{2g h_a'} = \mu_s f_s \sqrt{2g h_s'}. \tag{23}$$

Der ebenfalls dem Saugrohr zu wirkende Axialschub im Raum G_2 entspricht dem Druckunterschied in G_2 und dem Saugrohr. Wird auf r_s kein Spalt angebracht, so daß also f_s sehr groß ist, so wird $h_s' = 0$, und im Ringraum G_2 entsteht ein mittlerer Druck, der kleiner als h_2 ist. Dieser Teil des Axialschubs wirkt dann vom Saugrohr weg.

r_1, r_i und r_a liegen vielfach nicht weit auseinander und es kann dann mit ausreichender Genauigkeit der Druckunterschied $h_i - h_2$ bzw. $h_a - h_2$ in den Gleichungen (20) und (22) gleich dem Laufradüberdruck $h_1 - h_2$ gesetzt werden, so daß ist:

$$h_i - h_2 = h_a - h_2 = \text{rd. } H(1 - \Sigma\varrho + \nu) - c_0^2/2g. \tag{24}$$

Der Laufüberdruck ist dabei, da in $\Sigma \varrho H$ auch die im Laufrad durch den Überdruck zu überwindenden Verluste eingeschlossen, also schon abgezogen sind, etwas zu klein. Mit dieser Gleichsetzung nach Gleichung (24) können dann die Unbekannten h_i' und h_e' sowie h_a' und h_s' ohne weiteres berechnet werden.

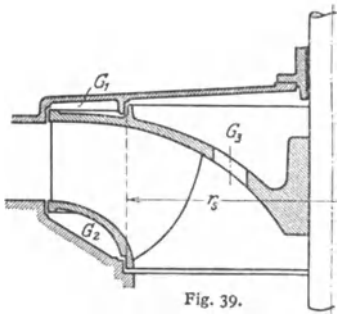


Fig. 39.

Endigt die Welle im Saugrohr, so erhält sie eine Axialbelastung durch den Druckunterschied zwischen Atmosphärendruck A und h_2 auf ihren Querschnitt in der Stopfbüchse bzw. im Lager wirkend, Fig. 38. Bei durchgehender Welle wirkt der Druckunterschied auf die Differenz der Querschnitte in den beiden Stopfbüchsen.

Bei Langsamläufern nach Fig. 39 wirkt der Axialschub in G_2 vom Saugrohr weg, und es wird dann häufig der Deckelraum durch Schaffung eines zweiten Spaltes auf r_s in G_1 und G_3 unterteilt, so daß sich die Drücke in G_1 und G_2 ungefähr aufheben.

Die gesamte die Turbine durchströmende Wassermasse wird von der in Achsnormalebenen verlaufenden Strömung im Leitrad in eine in der Hauptsache axiale Fließrichtung im Saugrohr abgelenkt. Soweit diese Ablenkung durch den Laufradboden erzwungen wird, entsteht eine Rückwirkung und damit eine vom Saugrohr weg wirkende Axialbelastung, die sich aus der Wassermasse $\frac{Q\gamma}{g}$ mal der Differenz der Geschwindigkeitskomponenten in Richtung der Achse am Laufrad-ein- und -austritt berechnet. Am Laufradeintritt kann diese axiale Geschwindigkeitskomponente vielfach $= 0$ gesetzt werden und sie ist am Laufradaustritt bzw. Saugrohranfang $c_{2m} = c_{3m}$, so daß sich diese dynamische Axialbelastung berechnet zu

$$P_D = \gamma \cdot Q/g \cdot c_{2m}. \tag{25}$$

Bei Turbinen mit stehender Welle kommt als Axialbelastung noch das Gewicht der umlaufenden Teile hinzu, d. h. Laufrad, Welle und Zahnrad oder Rotor des elektrischen Stromerzeugers. Dabei ist von den im Wasser liegenden Teilen, also vor allem vom Laufradgewicht, der Auftrieb abzuziehen, d. h. es ist mit dem Faktor 6,4/7,4 zu multiplizieren, wenn sein spezifisches Gewicht 7,4 ist. Bei Kegelräderabtrieb entsteht eine axial gerichtete Komponente des Zahndruckes, die bei Obergriff nach oben und bei Untergriff (das auf der Turbinenwelle befestigte Zahnrad sitzt unterhalb des kleinen Kegelrades) nach unten wirkt.

Bei Zwillings- und Doppelturbinen heben sich die Axialschübe, soweit sie von den Wasserdrücken auf die Laufradflächen und von der dynamischen Wirkung des durchströmenden Wassers herrühren, größtenteils auf. Mit einem Axialschub ist aber auch bei diesen Turbinen, selbst bei liegender Anordnung, zu rechnen, der sich durch ungenaue Werkstattausführung in den Spalten und den Austrittlichtweiten des Laufrades, sowie durch ungleiche Abnützung der Leit- und Laufradkränze an den Spalten ergibt.

Die Mittel zur Verringerung des Axialschubes bei Einradturbinen sind: a) Anbringung von Rippen im Turbinendeckel, um die Umlaufbewegung des Wassers und damit die Druckerhöhung nach außen zu verringern. Hilft nur, wenn die Rippen bis ganz nahe (einige mm) an den Laufradboden herangehen, was schwer zu erreichen ist, und Gefahren bei einer axialen Verschiebung des Laufrades mit sich bringt. b) Reichlich bemessene, auf einem möglichst großen Halbmesser liegende Entlastungslöcher. c) Verbindung des Deckelraumes mit dem Saugrohr durch eine Umführungsleitung, die am Deckel möglichst weit außen anschließt und dem durchfließenden Spaltwasser wenig Widerstand entgegensetzt. Das Kleinhalten des Axialschubes hat eine Vermehrung des Spaltverlustes zur Folge.

5. Verhalten der Francisturbinen im Betrieb.

Die Kurven des Wirkungsgrades bei wechselnder Füllung (Wassermenge) sind für verschiedene Laufradtypen in Fig. 10 aufgetragen, und es ist dort auch für den Schnelläufer mit $n_s = 300$ die zu den einzelnen Füllungen gehörige Leitschaufelöffnung eingezeichnet. Diese Kurve zeigt, daß die Füllung sich nicht proportional mit der Leitradöffnung ändert, sondern besonders bei den größeren Öffnungen langsamer zunimmt.

Läßt man eine Turbine mit verschiedenen Drehzahlen laufen, indem bei gleichbleibender Leitschaufelöffnung die Belastung allmählich geändert wird, so erhält man bei jedem a_0'' für die Leistung und den Wirkungsgrad parabelähnliche Kurven, wie dies die Fig. 40 für volle Öffnung, $a_0'' = 1/1$, eines Schnellläufers ($n_s = 350$) zeigt. Es sind dort für gleichbleibendes Nutzgefälle auch die Kurven der Wassermenge und des Drehmomentes über der Drehzahl aufgetragen.

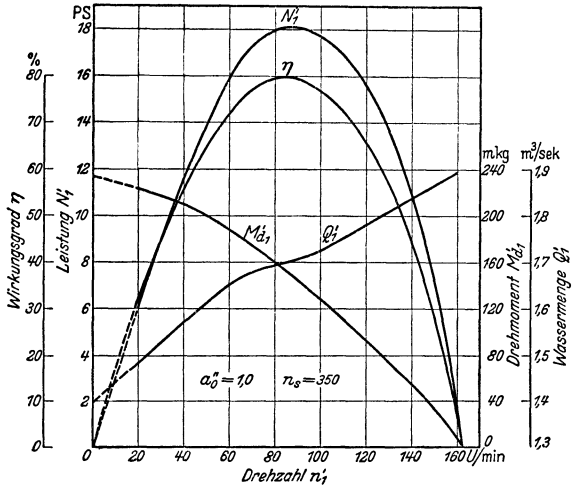


Fig. 40.

Liegen die Kurven der Wassermenge und des Wirkungsgrades für eine Reihe von Leitradöffnungen aus Messungen vor, so läßt sich daraus das Wirkungsgradfeld (die Kurven gleichen Wirkungsgrades, sog. Muschelkurven) Fig. 41 gewinnen. Das Wirkungsgradfeld zeigt den Zusammenhang zwischen Leitradöffnung, sekundlicher Wassermenge, Drehzahl und Wirkungsgrad. Um dieses Diagramm allgemeiner verwendbar zu machen, werden zweckmäßig die Werte von n und Q nicht nur auf 1 m Nutzgefälle, sondern auch auf den Laufraddurchmesser $D_{1a} = 1$ m umgerechnet. Man bezeichnet diese Werte mit Einheitsdrehzahl n_1' und Einheitswassermenge Q_1', und sie berechnen sich zu $n_1' = n/\sqrt{H} \cdot D_{1a}$ und $Q_1' = Q/\sqrt{H} \cdot (1/D_{1a})^2$ (s. S. 230). Umgekehrt lassen sich dann für diesen Typ aus n_1' und Q_1' die n und Q für beliebige Durchmesser und Nutzgefälle bestimmen. Bei der Umrechnung nach diesen Formeln wird angenommen, daß sich der Wirkungsgrad mit dem Gefälle und auch mit dem Durchmesser nicht ändert. Trotzdem diese Annahme nicht ganz zutrifft, ist die Umrechnung genügend genau. Bei der Festlegung des Wirkungsgrades dagegen muß darauf Rücksicht genommen werden, daß er sich mit wachsendem Durchmesser etwas erhöht. Es rührt dies daher, daß bei einer geometrischen Vergrößerung von Leit- und Laufrad die Reibungseinflüsse infolge der größeren Kanalabmessungen kleiner werden. Zum Abschätzen der Wirkungs-

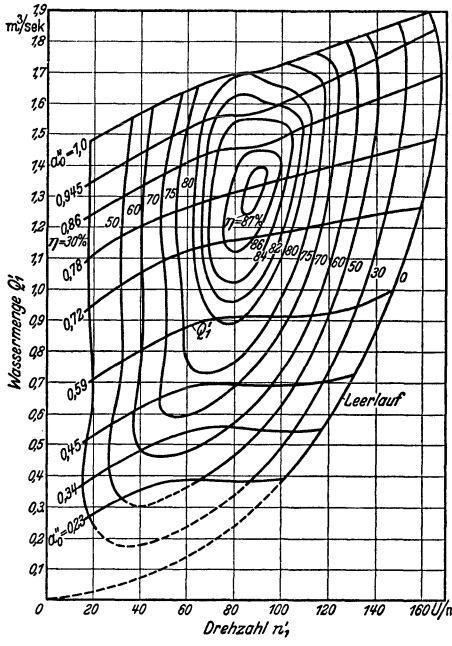


Fig. 41.

gradänderung kann die Formel[1]) benutzt werden:

$$\eta = [1-(1-\eta_v/\eta_m)(D_v/D)^{0{,}314}]\,\eta_m,$$

wobei D_v und η_v ein Durchmesser und der Wirkungsgrad der Versuchsturbine und D bzw. η die entsprechenden Werte bei der aus der Versuchsturbine abzuleitenden Turbinengröße sind. η_m ist der mechanische Wirkungsgrad und kann zu 0,98 gesetzt werden. Zu beachten ist aber, daß diese Umrechnung nur richtig ist in der Nähe des besten Wirkungsgrades und wenn die ganze Turbine, also auch der Einlauf und das Saugrohr, der Versuchsturbine geometrisch ähnlich sind.

Aus dem Wirkungsgradfeld läßt sich die günstigste, die normale Drehzahl des untersuchten Typs entnehmen, und man wird sie so wählen, daß sie in der Nähe der Wirkungsgradkuppe liegt. Das Muscheldiagramm ermöglicht auch die Angabe von Wassermenge und Wirkungsgrad bei jeder anderen anormalen Drehzahl, wie sie z. B. bei Anlagen mit veränderlichem Nutzgefälle vorkommt. Besonders bei Niederdruckwerken wechselt das Nutzgefälle für die Turbinen vielfach sehr stark, während die minutliche Drehzahl gleichbleiben muß und sie deshalb von derjenigen Drehzahl abweicht, die für das augenblickliche Gefälle normal wäre.

6. Propeller- und Kaplanturbinen[2]).

Die auf S. 244 angeführten Gesichtspunkte für die Konstruktion der Schnellläufer führen, unter Weiterentwicklung des in Fig. 9 gezeigten Achsenschnittes für $n_s = 450$, schließlich zu einem Laufrad, das im Achsenschnitt nicht mehr radial-axial, sondern durchweg axial vom Wasser durchflossen wird. Um bei guten Wirkungsgraden eine immer höhere Schnelläufigkeit zu erzielen, wurde die Zahl der Schaufeln und ihre Länge sowohl im Achsenschnitt als auch in Umfangsrichtung und damit die vom Wasser benetzte Fläche aufs äußerste vermindert und so trotz der mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit wachsenden relativen Wassergeschwindigkeit der Reibungsverlust klein gehalten. Weiter ließ man dann auch noch den Laufradaußenkranz weg und ersetzte ihn durch einen feststehenden Wasserführungsring, was einmal auch wieder einen geringeren Verlust durch Wandreibung bedeutet, da für den Reibungsverlust nun nicht mehr die große Relativgeschwindigkeit des Wassers gegenüber dem umlaufenden

[1]) Staufer, Einflüsse auf den Wirkungsgrad von Wasserturbinen. Z. VDI Bd. 60 (1925) S. 415.

[2]) Großmann: Über Propeller- und Kaplanturbinen. Wasserkraft u. Wasserwirtschaft 1927 S. 7. — Oesterlen: Fortschritte im Bau von Wasserturbinen. Z. VDI Bd. 72 (1928) S. 1831. — Hahn: Schnellaufende Turbomaschinen für Flüssigkeiten. Z. VDI Bd. 75 (1931) S. 1293. — Kaplan-Lechner: Theorie u. Bau von Turbinen-Schnellläufern (1931). — Lawaczeck: Turbinen und Pumpen (1932).

Außenkranz, sondern die wesentlich geringere Absolutgeschwindigkeit in Betracht kommt. Zweitens fällt die mit höherer Umfangsgeschwindigkeit stark wachsende Radseitenreibung des umlaufenden Außenkranzes ganz weg, und drittens dürfte auch der Spaltverlust beim feststehenden äußeren Führungsring geringer sein.

Mit den wenigen kurzen Schaufeln — es werden 3 bis 8 Schaufeln verwendet — und ohne Außenkranz sieht das Laufrad einem Propeller ähnlich, und man spricht deshalb von Propeller- oder Flügelradturbinen, Fig. 42 und 43. Sind bei diesen Propellerturbinen die Laufradschaufeln während des Betriebes verstellbar, so werden sie

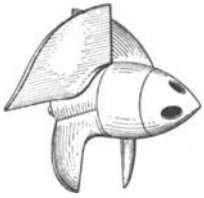


Fig. 42.

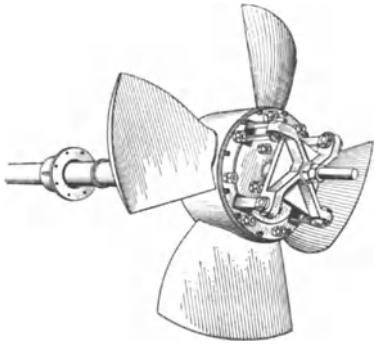


Fig. 43.

als Kaplanturbinen bezeichnet, Fig. 43 und 52. Die Abwicklung eines Zylinderschnittes durch die Laufradschaufeln ergibt die in Fig. 44 dargestellte Form. Kommt das Verhältnis $\frac{l}{t} = \frac{\text{Schaufellänge}}{\text{Schaufelteilung}}$ nahe an 1 oder unter 1, so kann nicht mehr von Laufradkanälen oder Laufradzellen gesprochen werden, sondern nur von einzelnen, in den Wasserstrom hineingestellten Schaufeln. Es entstehen ähnliche Verhältnisse wie beim Flugzeugtragflügel. Bei $l/t < 1$ ist keine Überdeckung mehr vorhanden, das Laufrad wird durchsichtig, Fig. 43. Bei

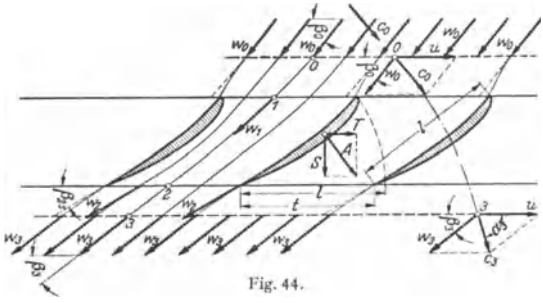


Fig. 44.

Schaufeln ohne oder mit geringer Überdeckung wird sich ein Strömungsbild nach Fig. 44 ergeben, wobei vor und hinter den Schaufeln die relative Strömung eingezeichnet und für einen mittleren Wasserfaden der absolute Wasserweg dargestellt ist. In noch höherem Maße als bei den Francisschnelläufern mit wenig Schaufeln (Fig. 31) werden sich hier im Schaufelspalt vor dem Laufradeintritt die in gleicher Richtung ankommenden Stromfäden nach der Schaufelstellung und Schaufelform orientieren, so daß die auf die Schaufeln zufließenden Stromfäden sich zu möglichst stoßlosem Eintritt ablenken und diejenigen, die mitten zwischen den weitgestellten Schaufeln liegen, schon der Austrittsrichtung zustreben. Diese mittleren Stromfäden sind dann schon vor

dem Eintritt zwischen die Schaufeln im Sinne der Austrittsrichtung umgelenkt und kommen am Austritt infolge der großen Schaufelzwischenräume nicht vollständig in die Richtung der Tangenten an die Schaufelenden. Es tritt also am Eintritt und am Laufradaustritt eine Winkelübertreibung auf. Die Wassergeschwindigkeiten in der Nähe der erhabenen Seite der Laufradschaufeln, der Rückseite oder Saugseite, sind infolge der Umlenkung des Wassers größer als die gegen die hohle Seite zu, die Druckseite. Die Strombahnen, die Schichten gleicher Wassermengen trennen, liegen an der Saugseite entsprechend dichter aneinander als an der Druckseite; großen Wassergeschwindigkeiten entsprechen kleine Drücke und umgekehrt, so daß eine resultierende Kraft A von der Druckseite zur Saugseite entsteht, deren Komponente in der Umfangsrichtung die Triebkraft, die Umfangskraft T, ist, während die dazu senkrechte Komponente die Axialbelastung S ergibt.

Zur Berechnung der Propeller- und Kaplanräder[1]) werden die Gleichungen der Turbinentheorie mit der Tragflügeltheorie (s. Bd. I, S. 273) ver-

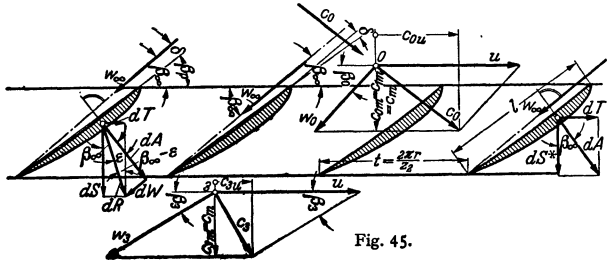


Fig. 45.

bunden. Um den Satz (Drallsatz): Das Drehmoment ist gleich der Änderung des Momentes der Bewegungsgröße (des Dralls) zwischen Ein- und Austritt, (s. Bd. I, S. 231) auf die Kaplan-Turbine anwenden zu können, dürfen nicht die Verhältnisse unmittelbar am Laufradein- und -austritt herangezogen werden, weil dort die Richtung und Größe der Wassergeschwindigkeiten längs einer Schaufelteilung recht verschieden sind. Es müssen die Kontrollgrenzen für die Anwendung des Drallsatzes weiter vom Laufradein- und -austritt abgerückt werden in die Zonen, in denen gleichartige Verhältnisse herrschen, die Wasserfäden parallel laufen und gleiche Geschwindigkeiten vorhanden sind. Vor dem Laufradeintritt ist dies der Punkt 0, Fig. 44 und 45, in einem solchen Abstand vor den Schaufeln, in dem sie die Wasserfäden noch nicht beeinflussen. Als maßgebender Austrittspunkt ist der Punkt 3 in einiger Entfernung hinter den Laufradschaufelenden (nach der sog. Ausgleichzone) anzusehen, wo die Wasserfäden wieder parallel gerichtet sind. Da vorausgesetzt wird, daß das Wasser auf Zylinderflächen durch das Laufrad, zwischen 0 und 3, fließt, ist $r_0 = r_1 = r_2 = r_3$ und es sind auch die Axialkomponenten der Wassergeschwindigkeiten in 0 und 3 einander gleich, also: $c_{0m} = c_{3m} = c_m$.

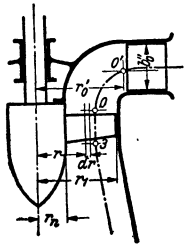


Fig. 46.

Man betrachtet eine unendlich schmale Teilturbine, Fig. 46, die im Bereich des Laufrades begrenzt ist durch zwei mit der Laufradachse koaxiale Zylinder vom Halbmesser r und $r + dr$. Die Abwicklung dieses Hohlzylinders mit den Laufradschaufeln liefert ein unendlich langes ebenes Schaufelgitter (Profilgitter), Fig. 45. Dieses Laufradschaufelgitter wird, wie schon in Fig. 44 gezeigt wurde,

[1]) Bauersfeld: Die Grundlagen zur Berechnung schnellaufender Kreiselräder. Z. VDI 1922 S. 461. — Pantell, Die Laufradberechnung für Kaplanturbinen. Wasserkr. u. Wasserwirtsch. Bd. 28 (1933) S. 241.

mit w_0 unter dem Winkel β_0 gegen die Gitterachse (negative Richtung der Umfangsgeschwindigkeit u) angeströmt. Das Wasser fließt hinter dem Gitter nach Überwindung der Ausgleichzone mit w_3 unter dem Winkel β_3 ab. In Fig. 45 sind die Ein- und Austrittsdiagramme eingezeichnet. Da außer c_m auch die Umfangsgeschwindigkeit u für den Ein- und Austritt gleich groß ist, lassen sich die Diagramme nach Fig. 47 zusammenzeichnen.

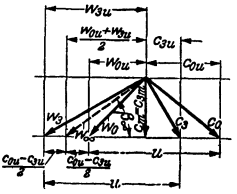


Fig. 47.

Die Kräfte, die die unendlich kleine durch das Schaufelgitter strömende Wassermenge $dQ = c_m z_2 t\, dr$ auf die Schaufeln ausübt, lassen sich nun aus den Geschwindigkeiten und Drücken wie folgt bestimmen:

Nach dem Drallsatz ist das Drehmoment:

$$dM = \gamma/g \cdot dQ\, r(c_{0u} - c_{3u}) = \gamma/g \cdot dQ\, r(w_{3u} - w_{0u}).$$

Die Umfangskraft dT, am Halbmesser r und auf eine Schaufel wirkend, ist dann nach Einsetzung von dQ:

$$dT = dM/r = \gamma/g \cdot c_m t\, dr(c_{0u} - c_{3u}) = \gamma/g \cdot c_m t\, dr(w_{3u} - w_{0u}). \quad (26)$$

Die auf eine Schaufel wirkende Axialkraft ergibt sich mit den Drücken p_0 und p_3 vor und hinter dem Laufrad, deren Unterschied der Laufradüberdruck ist, zu:

$$dS = (p_0 - p_3)\, t\, dr. \quad (27)$$

Ein Strömungsimpuls tritt in Axialrichtung nicht auf, da $c_{0m} = c_{3m}$ ist.

Für verlustlose Strömung ist nach dem Energiesatz mit den relativen Geschwindigkeiten bei gleichbleibendem Halbmesser:

$$p_0/\gamma + w_0^2/2g = p_3/\gamma + w_3^2/2g$$

und damit die Axialkraft für verlustlose Strömung:

$$dS^* = \gamma/2g \cdot (w_3^2 - w_0^2)\, t\, dr,$$

oder mit $w_3^2 = w_{3u}^2 + c_m^2$ und $w_0^2 = w_{0u}^2 + c_m^2$:

$$dS^* = \frac{\gamma}{2g}\left(w_{3u}^2 - w_{0u}^2\right) t\, dr = \frac{\gamma}{g}\,\frac{w_{3u} + w_{0u}}{2}\,(w_{3u} - w_{0u})\, t\, dr. \quad (28)$$

Mit den Gleichungen (26) und (28) wird, unter Beachtung von Fig. 47:

$$\frac{dT}{dS^*} = \frac{c_m}{\frac{1}{2}(w_{0u} + w_{3u})} = \operatorname{tg}\beta_\infty, \quad (29)$$

wobei β_∞ der Winkel ist, den das geometrische Mittel (halbe geometrische Summe) aus w_0 und w_3, das weiterhin mit w_∞ bezeichnet wird, mit der Gitterachse bildet.

Bei den Propellerturbinen braucht, infolge ihrer hohen Drehzahl, das für eine bestimmte Leistung vom Wasser auf die Schaufeln ausgeübte Drehmoment und damit auch die Umfangskraft nur klein zu sein. Die Änderung der Umfangskomponenten der relativen (und auch der absoluten) Durchflußgeschwindigkeit durch das Laufrad $(w_{3u} - w_{0u})$, Gleichung (26), ist klein. Die Ablenkung durch die Schaufeln, die Richtungsänderung von w_0 auf w_3 ist nur gering, im Gegensatz zu der Ablenkung bei der Mehrzahl der Francis-Turbinen. Eine derartige geringe Ablenkung tritt auch bei den Tragflügeln der Flugzeuge auf, und es kann deshalb w_∞ gleichgesetzt werden der Strömungsgeschwindigkeit weit vor und weit hinter dem Tragflügel (Schaufel), nachdem die Störung durch den Tragflügel abgeklungen ist. w_∞ wird als mittlere Anströmgeschwindigkeit bezeichnet.

Wird dT und dS^* zur resultierenden Schaufelkraft dA zusammengesetzt, Fig. 45 rechts, so sagt Gleichung (29) aus, daß bei verlustfreier Strömung dA senkrecht zu w_∞ steht. Es ist dann auch:

$$dA = dT \cdot 1/\sin\beta_\infty = dT \cdot w_\infty/c_m$$

und mit Gleichung (26) für dT:

$$dA = \gamma/g \cdot w_\infty (w_{3u} - w_{0u})\, t\, dr. \quad (30)$$

Bei der nicht verlustfreien Strömung tritt nun außer der Auftriebskraft dA noch eine Widerstandskraft dW auf, die in Richtung der mittleren Anströmgeschwindigkeit liegt. Die auf die Schaufel wirkende resultierende Kraft dR setzt sich aus dA und dW zusammen, Fig. 45 links. Der Winkel zwischen dR und dA sei mit ε bezeichnet, und es ist dann der Winkel von dR mit der Senkrechten zur Gitterachse $\beta_\infty - \varepsilon$.

Nach der Tragflügeltheorie (s. Bd. I, S. 273) berechnen sich mit der mittleren Anströmgeschwindigkeit w_∞ Auftrieb und Widerstand an der Schaufel zu:

$$dA = \zeta_A \gamma/2g \cdot w_\infty^2 \, l \, dr; \quad dW = \zeta_W \gamma/2g \cdot w_\infty^2 \, l \, dr, \quad (31) \text{ und } (32)$$

wobei ζ_A und ζ_W die Auftriebs- bzw. Widerstandszahlen sind, die aus Messungen an Tragflügelmodellen erhalten werden.

Die Umfangskraft ist jetzt:

$$dT = dR \sin(\beta_\infty - \varepsilon) = dA \cdot \sin(\beta_\infty - \varepsilon)/\cos\varepsilon .$$

Setzt man diesen Wert von dT, der sich aus der Tragflügeltheorie ergab, demjenigen nach Gleichung (26) gleich, der sich nach dem Drallsatz berechnet, so wird, unter Einsatz von dA nach Gleichung (31):

$$\zeta_A \gamma/2g \cdot w_\infty^2 \, l \, dr \cdot \sin(\beta_\infty - \varepsilon)/\cos\varepsilon = \gamma/g \cdot t \, dr \, c_m (c_{0u} - c_{3u})$$

und mit $w_\infty = c_m/\sin\beta_\infty$

$$\zeta_A \frac{l}{t} \frac{\sin(\beta_\infty - \varepsilon)}{2\sin^2\beta_\infty \cdot \cos\varepsilon} = \frac{c_{0u} - c_{3u}}{c_m} . \quad (33)$$

Die linke Seite dieser Gleichung enthält nur Bestimmungsgrößen des Profilgitters nebst der Auftriebsziffer ζ_A, während auf der rechten Seite der Zähler vom Gefälle der Turbine und der Nenner von der Wassermenge abhängen. Die Schaufelprofile für die verschiedenen r zwischen r_1 und r_n, Fig. 46, die durch die Größen der linken Gleichungsseite festgelegt sind, werden bei den Propeller- und Kaplan-Turbinen nicht für die volle Füllung $\lambda = 1/1$, sondern für eine Wassermenge Q_n berechnet (λ_n = rd. 0,85 bis 0,95), bei der $c_3 \perp u$ steht, also ungefähr dem besten Wirkungsgrad entspricht. Es ist für diese Beaufschlagung $c_{3u} = 0$ und $c_3 = c_m$. Außerdem soll dabei c_m gleich groß über r sein, so daß ist:

$$c_m = Q_n/(r_1^2 - r_n^2)\,\pi .$$

Nach der Turbinenhauptgleichung (4), S. 227, ist

$$u\,(c_{0u} - c_{3u}) = \eta_h g \cdot H \quad \text{oder mit} \quad c_{3u} = 0:$$

$$u\,c_{0u} = \eta_h g H .$$

Mit genügender Annäherung kann hier $u \cdot c_{0u}$ als gleich groß für alle r gesetzt werden (genau nur bei wirbelfreier Strömung zutreffend), was bedeutet, daß auch der hydraulische Wirkungsgrad η_h für alle Schichten, alle Teilturbinen, in welche die Turbine wieder unterteilt gedacht wird, bei der Beaufschlagung λ_n gleich groß ist. Mit $c_{0u} = \dfrac{30\,\eta_h g H}{r\,\pi n}$, $c_{3u} = 0$ und c_m nach oben, schreibt sich die Gleichung (33):

$$\zeta_A \frac{l}{t} \frac{\sin(\beta_\infty - \varepsilon)}{2\sin^2\beta_\infty \cdot \cos\varepsilon} = \frac{30 g\,\eta_h (r_1^2 - r_n^2)}{r n} \frac{H}{Q_n} . \quad (34)$$

Für die weitere Berechnung muß nun η_h für Q_n angenommen werden (η_h = 0,87 bis 0,94), womit sich für jedes r das Ein- und Austrittsdiagramm aufzeichnen läßt, Fig. 48. Diese Diagramme ergeben dann den zu r gehörigen Winkel β_∞, der aber auch aus $\operatorname{tg}\beta_\infty = c_m/(u - 0{,}5 \cdot c_{0u})$ berechnet werden kann.

Mit β_∞ erhält man aus Gleichung (34) den Wert von $\zeta_A\, l/t$, wenn noch ε bekannt ist. ε bestimmt sich aus $\operatorname{tg}\varepsilon = dW/dA = \zeta_W/\zeta_A$. Er wird als Gleitwinkel oder Gleitzahl bezeichnet und ist aus Messungen an Tragflügeln für die verschiedensten Profile[1]) durch die sog. Polare bekannt (Bd. I, S. 275). Fig. 49

[1]) Erg. aerodynam. Versuchsanst. Göttingen, I. bis III. Lieferung.

zeigt ein solches Polardiagramm, das den Zusammenhang zwischen ζ_A und ζ_W für ein bestimmtes Profil darstellt. Der Fahrstrahl zu einem Punkt der Polare vom Nullpunkt aus schließt mit der ζ_A-Achse den Gleitwinkel ε ein. Den Kleinstwert von ε (ε liegt zwischen 0,5 und 2°) ergibt der an die Polare tangierende Fahrstrahl, und ε muß so gewählt werden, daß es diesem Kleinstwert möglichst nahe kommt.

Bei der Berechnung geht man folgendermaßen vor: Für einen Halbmesser r des Laufrades, für den β_∞ aus den Diagrammen nach Fig. 48 bestimmt wurde, wird mit einem angenommenen $\varepsilon = 1°$ aus Gleichung (34) $\zeta_A\, l/t$ berechnet. Es wird dann l/t gewählt und für das damit erhaltene ζ_A ein passendes Profil ausgesucht, wobei auf eine günstige Gleitzahl ε zu achten ist. Zu dem betreffenden ζ_A gehört ein bestimmter Anstellwinkel δ (Winkel zwischen der Richtung von w_∞ und der Profilsehne, Fig. 45), der aus dem Polardiagramm entnommen wird und mit dem dann auch der Schaufelwinkel (auch als Gitterwinkel bezeichnet) $\beta_p = \beta_\infty - \delta$ bekannt ist, Fig. 45. Mit Rücksicht auf den Hohlsog (Kavitation) darf keine hohe Schaufelbelastung, also kein großes ζ_A gewählt werden ($\zeta_A = 0{,}2$ bis $0{,}5$). Bei großen Umfangskräften, also nicht sehr schnellaufenden Turbinen, muß deshalb l/t groß gemacht werden. Man kommt zu Laufrädern mit Überdeckung und großer Schaufelzahl (kleines t).

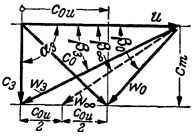


Fig. 48.

Diese Rechnung wird für verschiedene Halbmesser r, zunächst am besten für r_1 und r_n, und vielleicht noch zwei oder drei dazwischenliegende Halbmesser durchgeführt; man bestimmt die Profile und erhält so die Schaufelumrisse, die stetige Flächen ergeben müssen. Außen, für die großen r und u, erhält man dünne Profile. Nach innen gegen die Nabe zu werden die Profile immer dicker, weil β_∞ mit kleinem u zunimmt, der Wert von $\zeta_A\, l/t$ dadurch größer wird und eine große Auftriebsziffer ζ_A verlangt, die mit dicken Profilen erreicht wird. Dieses Anwachsen der Schaufeldicke gegen die Laufradnabe zu ist auch wegen der Festigkeit notwendig.

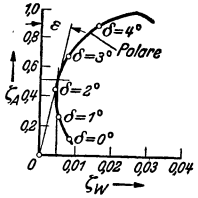


Fig. 49.

Bei der Wahl der Schaufelprofile für das errechnete ζ_A sind noch folgende Punkte zu beachten:

a) Die in großer Zahl vorliegenden Polaren (s. Bd. I, S. 277) sind durch Messungen an mit Luft angeblasenen Tragflügeln gewonnen. Sie können für die Schaufeln von Wasserturbinen verwendet werden, solange die Reynoldsschen Zahlen von der gleichen Größenordnung sind, was annähernd zutrifft.

b) Die Versuche sind an Tragflügeln von begrenzter Breite b, senkrecht zur Strömungsrichtung, durchgeführt worden. Meist mit $l : b = 1 : 5$ und rechteckiger Flügelfläche. Durch den Druckunterschied zwischen Ober- und Unterseite des Flügels tritt eine Ausgleichströmung um die seitlichen Kanten des Flügels herum auf, so daß die resultierende Strömung keine ebene Strömung mehr ist, d. h. sie verläuft nicht in Ebenen durch w_∞ und senkrecht zur angeströmten Vorderkante des Flügels, sondern räumlich. Nur in der Mittelebene des Flügels herrscht die ebene Strömung, und der Auftrieb ist in der Mitte größer als gegen die Flügelenden zu und größer als der gemessene Mittelwert. Auch auf den Anstellwinkel δ, bei dem ein bestimmtes ζ_A erreicht wird, hat dieses Seitenverhältnis Einfluß. Da bei den Schaufeln der Propellerturbine das seitliche Abströmen des Wassers nur in Form des Spaltverlustes, also in verschwindend geringem Maße auftritt, müssen die bei unendlich großer Flügelbreite und auch dabei der in Flügelmitte vorhandene Auftrieb und Anstellwinkel zugrunde gelegt werden. Es sind deshalb die Versuchswerte auf das Seitenverhältnis

$l:b = 1:\infty$ umzurechnen, wofür Prandtl die Formeln aufgestellt hat[1]). Außerdem muß die errechnete Auftriebszahl noch mit einem Völligkeitsgrad $\psi = 0{,}85$ (wenn bei den Versuchen $l:b = 1:5$ war) dividiert werden[2]).

c) Die Schaufeln stehen bei der Turbine nicht einzeln, wie bei den Versuchen am Flugzeugtragflügel, sondern sind in Reihen, im Gitter angeordnet. Die Strömung um einen Flügel wird dabei von den benachbarten Flügeln beeinflußt und damit natürlich auch der Auftrieb und der Anstellwinkel. Weniger beeinflußt wird die Gleitzahl, die bei beschleunigter Strömung, wie sie bei der Turbine vorhanden ist (im Gegensatz zur Propellerpumpe und zum Axialgebläse), sogar eher kleiner ist im Gitter als am Einzelflügel. Der „Gittereinfluß" ist um so stärker, je enger die Schaufeln stehen, je größer l/t ist. Der Weg zur Berechnung des Gittereinflusses ist von Birnbaum-Schilhansl[3]), von Weinel[4]) und von Weinig[5]) angegeben worden, und es muß hierfür, wie auch für die Umrechnung auf die unendlich große Flügelbreite, auf das genannte Schrifttum verwiesen werden.

Von den äußeren Hauptabmessungen ergibt sich der Laufraddurchmesser $D_1 = 2r_1$ aus den in der Tabelle auf S. 233 angegebenen Werten von c_{2m} zu $D_1 = \sqrt{Q_{1r}/1{,}4}$ bis $\sqrt{Q_{1r}/2{,}2}$ für $n_s = 450$ bis 1000, wobei die minutliche Drehzahl bei $n_1 = 100/D_1$ bis $210/D_1$ liegt. Der Nabendurchmesser des Laufrades wird mit $D_n = (0{,}4 \text{ bis } 0{,}5)D_1$ verhältnismäßig groß gewählt, und zwar sprechen dafür sowohl hydraulische Gründe (günstige Formgebung der Schaufeln an der Nabe) als auch Rücksichten auf die Befestigung der Schaufeln und bei drehbaren Laufradschaufeln auf die Unterbringung der Bewegungsvorrichtung in der Nabe.

Die Leitradbreite b_0'' berechnet sich aus dem auf S. 234 für Vollfüllung der Propeller- und Kaplan-Turbinen angegebenen Wert von $\overline{c_{0m}'}$. Die Umfangskomponente c_{0u}' der Geschwindigkeit c_0' beim Leitradaustritt erhält man für Q_n aus der oben angeführten Gleichung $u \cdot c_{0u} = \eta_h \cdot g \cdot H$ bzw.

$$r c_{0u} = r_0' c_{0u}' = \frac{30}{\pi \cdot n} \eta_h g H \quad \text{zu} \quad c_{0u}' = \frac{30}{r_0' \cdot \pi \cdot n} \cdot \eta g H .$$

Mit $c_0' = \sqrt{c_{0u}'^2 + \overline{c_{0m}'}^2}$ ($\overline{c_{0m}'}$ für Q_n einzusetzen) bestimmt sich dann die Leitschaufelöffnung a_0' für eine zu wählende Leitschaufelzahl. Für volle Beaufschlagung müssen die Leitschaufeln entsprechend weiter aufgemacht werden, was sich, wie auch die Stellung der Laufradschaufeln für volle Füllung, durch Rechnung[6]) oder den Versuch finden läßt. Die verlangte volle Schluckfähigkeit wird mit großer Sicherheit erreicht, weil die Laufradschaufeln nachträglich entsprechend eingestellt werden können, im Gegensatz zu den Francis-Turbinen, bei denen am fertigen Laufrad nichts mehr geändert werden kann.

Der Wirkungsgrad der Propellerräder, also Räder mit festen Laufradschaufeln, ist, wie Fig. 50 zeigt, bei einer Beaufschlagung, die mit der Schnelläufigkeit immer mehr nach der vollen Füllung zu rückt, recht gut, nimmt aber bei Teilfüllung rasch ab. Es hängt dies damit zusammen, daß bei der großen Umfangsgeschwindigkeit die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_2 und deren Umfangskomponente c_{2u} bei gleichbleibendem Schaufelwinkel β_2 mit abnehmendem w_2 sehr rasch zunehmen. Im Gegensatz dazu zeigt die Wirkungsgradkurve der

---

[1]) Erg. areodynam. Versuchsanst. Göttingen, I. Lieferung (1921).

[2]) Weinig, F.: Verwendung der Ergebnisse von Tragflügelmessungen bei der Berechnung von Tragflügeln und Turbomaschinen. Z. VDI Bd. 80 (1936) S. 299.

[3]) Siehe K. Pantell: Die Laufradberechnung für Kaplan-Turbinen. Wasserkr. u. Wasserwirtsch. Bd. 28 (1933) S. 241.

[4]) Weinel, E.: Beiträge zur rationellen Hydrodynamik der Gitterströmung. Ing.-Arch. Bd. 5 (1934) S. 91.

[5]) Weinig, F.: Die Strömung um die Schaufeln von Turbomaschinen. 1935.

[6]) Amstutz, Ed.: Zur theoretischen Vorausberechnung der Charakteristiken von spezifisch schnellaufenden Axialrädern. Festschr. Stodola 1929 S. 8. — Tomasi, G. de: Zur Theorie der Turbinen mit festem axialem Leitapparat. Escher Wyss Mitt. Bd. 4 (1931) S. 92.

Kaplanturbine (Fig. 50) einen außerordentlich flachen Verlauf, weil nicht nur die Leitschaufeln, sondern auch die Laufradschaufeln drehbar gemacht sind und damit der Schaufelwinkel β_2 bei kleiner Beaufschlagung ebenfalls kleiner eingestellt wird. In Fig. 51 sind die Austrittsdiagramme für volle und halbe Beaufschlagung einer Kaplanturbine aufgezeichnet, woraus das kleine $c_{2\,(1/2)}$ bei halber Beaufschlagung infolge des kleineren Winkels $\beta_{2\,(1/2)}$ ersichtlich ist. Strichpunktiert sind die entsprechenden Diagramme für ein Propellerrad mit festen Schaufeln eingetragen.

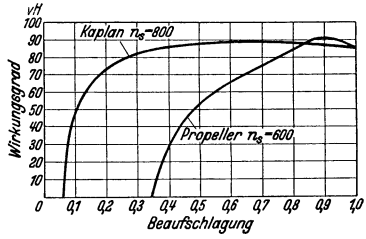


Fig. 50.

Die Bauart der Leitapparate der Propeller- und Kaplanturbinen ist die gleiche wie bei den Francisturbinen. Bei den Laufrädern der Propellerturbinen werden die Schaufeln für sich an die Nabe angeschraubt. Die Schaufeln der Kaplanlaufräder lassen sich um senkrecht zur Achse stehende Zapfen drehen; die Bewegungsvorrichtung zeigen die Fig. 43 und 52, von denen die letztere eine große Voith-Kaplanturbine darstellt. Auf den Schaufelzapfen sitzen im Innern der Nabe Hebel, die durch kurze Lenker mit einem Kreuz verbunden sind, das fest auf einer in der hohlen Turbinenwelle axial verschiebbaren Stange befestigt ist. Diese Stange und damit die Laufradschaufeln werden von Hand oder bei selbsttätiger Regulierung durch einen in der Turbinenwelle untergebrachten und sich

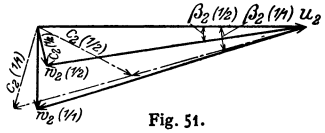


Fig. 51.

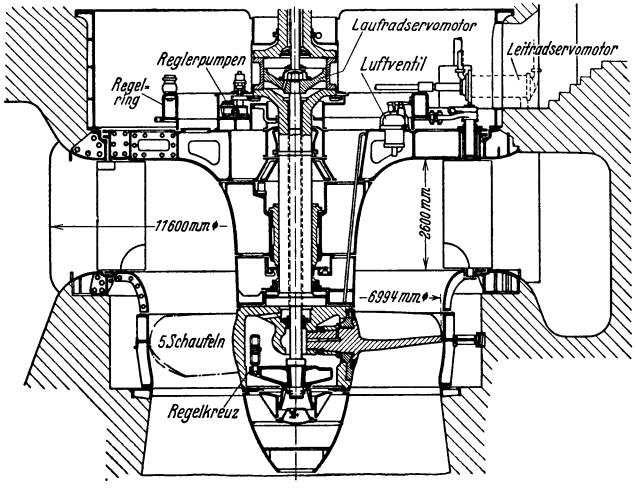


Fig. 52.

mit ihr drehenden Servomotor verstellt. Der Servomotor sitzt entweder unmittelbar in der Nabe des Laufrades oder zwischen der Kupplung von Turbinen- und Generatorwelle, Fig. 52 und 53. Die Ölzufuhr zum Servomotor und seine Steuerung erfolgt von oben her durch die hohle Welle. Das Steuergestänge ist

durch die Rückführung so mit dem Regler verbunden, daß jeder Stellung der Leitschaufeln eine ganz bestimmte Stellung der Laufradschaufeln zugehört, die den besten Wirkungsgrad gewährleistet. Die Belastung der Schaufelzapfen ist besonders bei den größeren Gefällen, für die Kaplanturbinen noch gebaut werden, recht erheblich, doch ist die Schmierung dadurch, daß die ganze Nabe mit Öl gefüllt bleibt, durchaus gut, so daß die Abnutzung ganz gering ist. Zur Vermeidung von Ölverlusten längs der Schaufelzapfen werden Dichtungsringe eingelegt.

Bei dem axialen Durchfluß des Wassers durch das Laufrad der Propeller- und Kaplanturbinen wäre der Leitapparat mit Leitschaufeln zwischen ebenen Wänden, wie er von den Francisturbinen übernommen wurde, nicht mehr erforderlich. Er ist beibehalten worden und wird immer noch mit Vorliebe verwendet wegen der bequemen Anordnung der drehbaren Leitschaufeln. Er erschwert aber infolge des radialen Wasserzulaufs zum Leitrad vielfach die Aufstellung der Turbinen in engen Turbinenkammern, wie sie beim Umbau alter Anlagen häufig vorkommen, und es werden deshalb auch konische Leitapparate mit Drehschaufeln (Konusturbinen) ausgeführt, mit denen auch hinsichtlich des Wirkungsgrades recht gute Erfolge erzielt wurden. Unter bestimmten Verhältnissen bringt auch der Zusammenbau eines Kaplanlaufrades mit einem Leitapparat mit feststehenden Schaufeln, der dann halb oder ganz axial durchflossen wird, gewisse Vorteile mit sich. Die Füllung wird dabei nur durch Verdrehen der Laufradschaufeln geändert und der Wirkungsgrad über der Beaufschlagung liegt zwischen den beiden in Fig. 50 aufgetragenen Kurven.

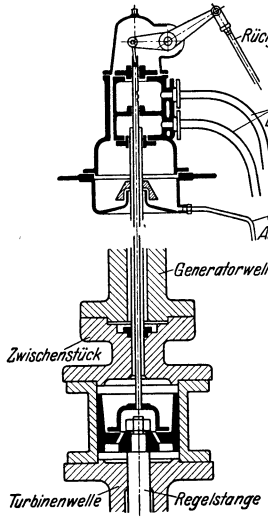


Fig. 53.

Die Propeller- und Kaplanturbinen werden mit Vorliebe mit senkrechter, seltener mit waagerechter Welle aufgestellt, was mit darin begründet ist, daß man mit der Höhenlage der Turbine über dem Unterwasser vorsichtig sein muß. Schon bei den schnellaufenden Francisturbinen mit hohem Austrittsverlust und wenig Laufradschaufeln ergibt die statische Saughöhe H_s zusammen mit dem dynamischen Sauggefälle νH (Rückgewinn im Saugrohr) bei den oft beträchtlichen Geschwindigkeits- und Druckunterschieden auf beiden Seiten der Laufradschaufeln leicht Stellen, an denen der Unterdruck so weit heruntergeht, daß der Dampfdruck des Wassers erreicht wird und dann dort eine Hohlraumbildung (Hohlsog, Kavitation) auftritt. Diese Kavitation kann den Wirkungsgrad stark herunterdrücken, ruft, wenn die mit Wasserdampf und Luft gefüllten Blasen durch die Strömung in Gebiete höheren Druckes geführt und dort plötzlich eingedrückt werden, starke Geräusche hervor und zerstört vor allem das Material der Schaufeln oder Saugrohrwandungen rasch; es treten Korrosionen auf. Bei den mit großem Austrittsverlust arbeitenden Propeller- und Kaplanrädern ist diese Gefahr besonders groß, und die zulässige Höhenlage über dem Unterwasserspiegel bedarf deshalb sorgfältiger Prüfung[1]). Bei diesen Turbinen ist ein

[1]) Thoma: Die Kavitation bei Wasserturbinen, Hydraulische Probleme 1926 S. 65. — Schilhansl: Fragen der neueren Turbinentheorie, Z. VDI 1925 S. 779. — Staufer: Die Hohlraumbildung bei Francis-, Propeller- und Kaplanturbinen. Wasserkraft 1925 S. 217. — Ackeret: Das höchstzulässige Sauggefälle bei Wasserturbinen. Schweiz. Bauz. Bd. 91 (1928) S. 135 — Experimentelle und theoretische Untersuchungen über Hohlraumbildung (Kavitation) im Wasser. Techn. Mech. Thermodyn. Bd. 1 (1930) S. 1. — Hahn: Schnellaufende Turbomaschinen für Flüssigkeiten. Z. VDI Bd. 75 (1931) S. 1293.

Anhalt über die örtliche, dynamische Druckerniedrigung an den Laufradschaufeln und über ihre Ausdehnung in der Strömungsrichtung aus Messungen an Flugzeugtragflügeln und an Schaufelgittern gegeben[1]). In Fig. 54 sind die Drücke auf beiden Seiten eines Schaufelprofils dargestellt als Ordinaten über der Profilsehne, und zwar als Vielfaches des Staudruckes $q = \gamma\, w_1^2/2g$, oder in m Wassersäule für H^m Gefälle: $h_d = w_1^2/2g \cdot H$, wenn hier w_1 die Geschwindigkeit für 1 m Gefälle bedeutet. Der Staudruck ist am Eintrittspunkt, dem Staupunkt, in dem die Geschwindigkeit w_1 senkrecht auf die Schaufel auftrifft, voll vorhanden und ist im Druckdiagramm gleich +1,0 gesetzt. Auf der Saugseite der Schaufel, also z. B. bei a, herrscht ein Druck, der beispielsweise um $(1 + 1{,}1)\, h_d = 2{,}1\, h_d$ niedriger ist als der Druck im Staupunkt. Für das Auftreten der Kavitation kommt es auf die größte Druckerniedrigung an, die sich aus dem Diagramm zu $(1 + \tau)\, h_d = (1 + \tau)\, w_1^2/2g \cdot H$ berechnet. τ ist aus Druckmessungen an Schaufelgittern zu entnehmen und liegt zwischen 0,8 und 2 bei Propellerschaufeln und steigt bis zu 4 bei den Kanälen der Francisräder.

Der statische Druck am Laufradeintritt bei H m Gefälle ist, wenn H_s näherungsweise als bis zum Laufradeintritt reichend angesehen wird und an Stelle der Verluste bis zum Laufradeintritt in Annäherung die gesamten Verluste $\Sigma\varrho\, H$ im Leit- und Laufrad eingesetzt werden:

$$h_1 = H - H_s - \Sigma\varrho\, H - c_1^2/2g \cdot H.$$

Der Druck im Staupunkt beträgt dann $h_1 + w_1^2/2g \cdot H$, und der Druck an der Stelle der tiefsten Druckerniedrigung im Laufrad:

$$H - H_s - \Sigma\varrho H - c_1^2/2g \cdot H + w_1^2/2g \cdot H - (1 + \tau)\, w_1^2/2g \cdot H$$
$$= H(1 - \Sigma\varrho - c_1^2/2g - \tau\, w_1^2/2g) - H_s = -kH - H_s,$$

wenn man den Klammerwert, der im allgemeinen negativ wird, gleich $-k$ setzt.

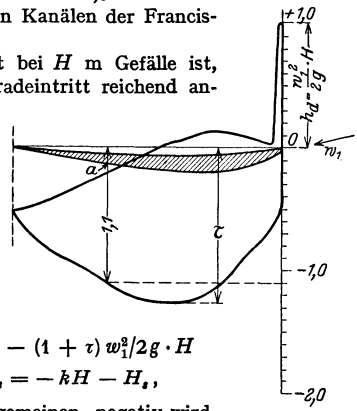


Fig. 54.

Bei konisch erweitertem Saugrohr kommt dann noch der weitere Druckabfall entsprechend der dynamischen Saughöhe νH hinzu, so daß sich der kleinste Druck berechnet zu:

$$-h_i = -kH - H_s - \nu H.$$

Mit H_a als barometrische Saughöhe, d. i. Luftdruck abzüglich Wasserdampfspannung, ist dann der verbleibende Überdruck gegenüber der Wasserdampfspannung, also die Druckreserve gegen Kavitation:

$$H_a - h_i = H_a - kH - H_s - \nu H.$$

Diese Druckreserve wird zu Null, wenn ist: $k = \dfrac{H_a - H_s}{H} - \nu.$

k ist ein Grenzwert, der nicht unterschritten werden darf und bei dessen Festlegung zu beachten ist, daß außer den schon genannten Ursachen noch andere Umstände örtliche Drucksenkungen im Saugrohr hervorrufen können, wie die Rotation des Wassers im Saugrohr und beim Vorhandensein eines Saugrohrkrümmers die Druckunterschiede, die in Krümmern auftreten. Von den Amerikanern Rogers und Moody sind, auf Grund statistischer Verarbeitung einer großen Zahl von Wasserkraftanlagen mit Francis- und Propellerturbinen, Kurven über die zulässigen k-Werte abhängig von der spez. Drehzahl aufgestellt worden[2]),

[1]) Ergebnisse der Aerodynamischen Versuchsanstalt zu Göttingen, III. Lieferung, S. 132: „Untersuchungen über Druckverteilung an gestaffelten Flügelgittern".
[2]) Hydro-Elektrische Konferenz, Philadelphia 1925.

aus denen, unter Berücksichtigung neuerer Ergebnisse, die folgenden Zahlen abgeleitet sind:

	Francisturbinen					Propeller- und Kaplanturbinen			
$n_s =$	60	125	225	325	450	450	600	800	1000
$k =$	0,003	0,01	0,04	0,095	0,22	0,2	0,4	0,8	1,4

Mit k berechnet sich nach der letzten Gleichung die größte zulässige statische Saughöhe zu:

$$H_s = H_a - (k + \nu) H \text{ [1]}.$$

Die dynamische Saughöhe $\nu H = \text{rd. } \eta_s \, c_{2m}^2 / 2g \cdot H$ muß, um sicher zu gehen und H_s nicht zu groß zu bekommen, mit hohem Wirkungsgrad η_s des Saugrohres berechnet werden. Man wählt $\eta_s = 0{,}8$ bei geradem Saugrohr und behält diesen Wirkungsgrad zweckmäßigerweise auch für eine Turbine mit Saugkrümmer bei (obgleich dabei der Saugrohrwirkungsgrad schlechter ist), um die im Krümmer selbst auftretenden örtlichen Druckabsenkungen zu berücksichtigen. Fig. 55 zeigt

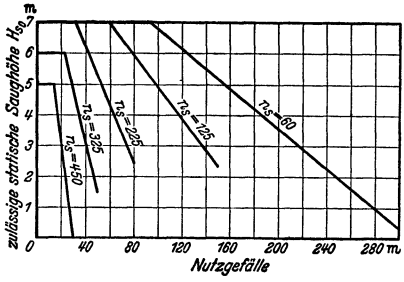


Fig. 55.

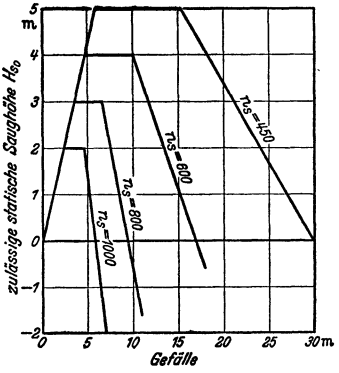


Fig. 56.

für Francisturbinen und Fig. 56 für Propeller- und Kaplanturbinen die sich damit ergebenden zulässigen Saughöhen H_{s_0} für verschiedene spez. Drehzahlen und $H_a = 10^m$, also Meereshöhe. Für die Höhe a^m über dem Meere bestimmt sich dann die zulässige statische Saughöhe H_s mit genügender Annäherung zu: $H_s = H_{s_0} - a/900$. Bei Turbinen mit senkrechter Welle ist H_s vom Unterwasserspiegel bis mindestens zur Mitte der axialen Erstreckung der Laufradschaufeln und bei waagerechter Welle bis zum höchsten Punkt des Saugkrümmers zu rechnen.

B. Freistrahlturbinen.

1. Berechnung und Entwurf.

Das Nutzgefälle bestimmt sich für die Freistrahlturbinen genau so wie bei den Überdruckturbinen, S. 228, nur wird $c_a = 0$ gesetzt und h_f bis zum Berührungspunkt des mittleren Wasserfadens des am tiefsten gelegenen Strahles mit dem an diesen Wasserfaden tangierenden Kreis um die Laufradachse gemessen.

Bei der Becherturbine sitzen an einer Nabenscheibe gleichmäßig auf den Umfang verteilt Schaufeln von der aus Fig. 57 ersichtlichen Form. Das aus einer

[1] Thoma setzt $k + \nu = \sigma$, womit für das als Kavitationsbeiwert bezeichnete σ gilt: $\sigma = \frac{H_s - H_a}{H}$.

oder mehreren Düsen ausströmende Wasser trifft die Becher auf ihrer Schneide, die alle in einer senkrecht zur Laufradwelle und durch die Mitten der Düsenöffnungen gehenden Ebene liegen, Fig. 58. Bei den älteren Freistrahlturbinen, den Schwamkrugturbinen und Tangentialrädern, strömt der Wasserstrahl der Laufradschaufel nicht in jeder ihrer Stellungen bei der Drehung um die Achse richtig zu und wird ohne Stoß abgelenkt, sondern er kann zum Teil zwischen die Schaufeln eintreten und prallt dabei auf deren Fläche auf, Fig. 59. Im Gegensatz dazu trifft bei der Becherturbine der Wasserstrahl stets richtig auf die Eintrittschneide auf, so daß ein ähnlicher Stoßverlust nicht eintritt.

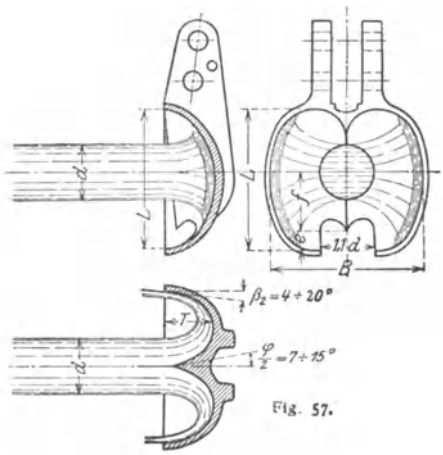


Fig. 57.

Die Düse der Becherturbine wird heute nur noch mit kreisrundem Austrittsquerschnitt gebaut und ergibt bei guter Konstruktion sehr geringe Verluste, so daß die Strahlgeschwindigkeit nahezu der ganzen in der Düse verfügbaren Druckhöhe H_i (statischen + dynamischen Druck) entspricht und sich berechnet zu $c_0 = 0{,}98\sqrt{2\,g\,H_i}$. Mit dieser Geschwindigkeit c_0 strömt das Wasser der Schaufel zu, die sich in gleicher Richtung mit der Geschwindigkeit u weiterbewegt, Fig. 60. Beim Erreichen der Schneide hat das Wasser also die Relativgeschwindigkeit $w_1 = c_0 - u$ und wird dann um den Winkel $\varphi/2$ abgelenkt.

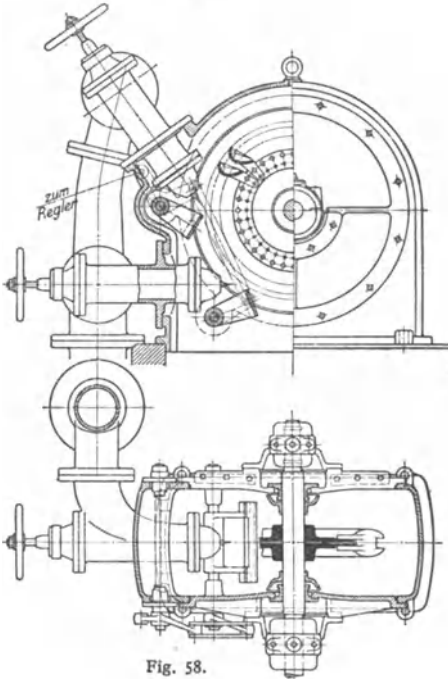


Fig. 58.

Da bei dieser Ablenkung trotz des endlichen Winkels $\varphi/2$ ein allmählicher Übergang vorhanden ist, kann von einem Stoß nicht gesprochen werden und also ein merkbarer Verlust nicht auftreten. Demnach ist die Geschwindigkeit in der Schaufel auch nach der Ablenkung wieder $= w_1$: Die Arbeitsleistung berechnet sich aus der gesamten Ablenkung von c_0 beim Eintritt bis zum Schaufelaustritt mit der absoluten Umfangskomponente $c_2 \cos\alpha_2$ oder mit den relativen Geschwindigkeiten aus deren Umfangskomponenten $w_1 = c_0 - u$ ($\beta_1 = 180°$) und $w_2 \cos\beta_2$. Das Eintrittsdreieck schrumpft zu einer Geraden zusammen.

Die Arbeitsleistung der mit u fortschreitenden oder umlaufenden Schaufel berechnet sich demnach für die sek. zuströmende Wassermenge Q m³/sek aus der Reaktionswirkung des abgelenkten Wassers zu:

$$A = Q\gamma/g \cdot (w_2 \cos\beta_2 - w_1 \cos\beta_1)\, u$$

oder, da $\beta_1 = 180°$ ist,

$$A = Q\gamma/g \cdot (w_1 + w_2 \cos\beta_2)\, u\,.$$

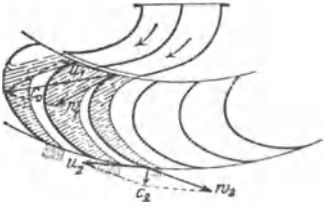


Fig. 59.

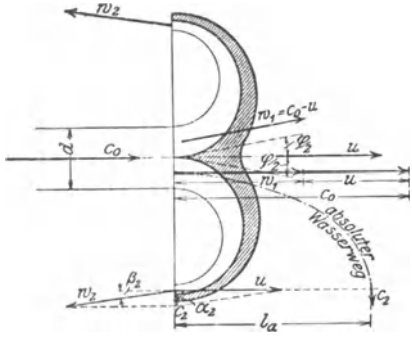


Fig. 60.

Wenn $w_2 = w_1 = c_0 - u$ wäre, könnte die Gleichung auch geschrieben werden: $A = Q\gamma/g \cdot (c_0 - u)\,(1 + \cos\beta_2) \cdot u$, und die Leistung würde für dasjenige u einen Größtwert annehmen, das sich ergibt aus: $d\,A/d\,u = c_0 - 2\,u = 0$ zu $u = c_0/2$.

Die relative Austrittsgeschwindigkeit wäre dann $w_2 = c_0/2 = u$. In Wirklichkeit ist w_2 infolge der Reibungs- und Krümmungsverluste kleiner als w_1 und berechnet sich, wenn der Verlust in Teilen der dem Laufrad zugeführten Energie zu $\varrho_2\, c_0^2/2\,g$ angegeben wird ($\varrho_2 = 0{,}03$ bis $0{,}10$), zu $w_2^2 = w_1^2 - \varrho_2 \cdot c_0^2$. Wird auch dann wieder im Austrittsdiagramm $u = w_2$ gesetzt, so ist

$$u^2 = w_1^2 - \varrho_2\, c_0^2 = (c_0 - u)^2 - \varrho_2\, c_0^2$$

$$u^2 = c_0^2 - 2\,u\,c_0 + u^2 - \varrho_2\, c_0^2 \qquad \text{oder} \qquad u = c_0/2\,(1 - \varrho_2)\,.$$

Mit den obigen Werten für ϱ_2 wird $u = (0{,}485$ bis $0{,}45)\, c_0$. Dabei gelten die kleineren Werte von u für die größeren Wasserschlucker, also Laufräder mit großer spezifischer Drehzahl. Versuche haben gezeigt, daß dabei mit u sogar noch etwas tiefer gegangen werden muß und bei neuzeitlichen Becherturbinen zu setzen ist:

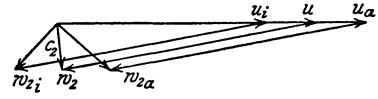


Fig. 61.

$u = (0{,}485$ bis $0{,}42)\, c_0$ und mit $c_0 = 0{,}98\,\sqrt{2\,g\,H_i}$

$u = (0{,}48$ bis $0{,}41)\,\sqrt{2\,g\,H_i}$. Im Mittel bei $n_s =$ rd. 12 für einen Strahl kann $u = 0{,}44\,\sqrt{2\,g\,H_i}$, für $H_i = 1$ m, also $u = 1{,}95$ m/sek gesetzt werden.

Die vom mittleren Faden des Wasserstrahls, für den diese Beziehungen aufgestellt wurden, nach innen und außen abliegenden Wasserfäden haben wohl alle die Geschwindigkeit c_0, treffen aber die Schneide an Punkten mit kleinerer und größerer Umfangsgeschwindigkeit als u, und auch am Austritt aus der Schaufel herrschen diese vom mittleren u verschiedenen Werte. Dadurch ergeben sich für die einzelnen Wasserfäden recht verschiedene Austrittsdiagramme, Fig. 61. Um die Austrittswinkel trotz der nach innen und außen abgelenkten Wasserfäden möglichst gleich und klein zu halten, werden die Schaufelflächen, wie dies die Fig. 57 zeigt, allseitig gekrümmt, so daß sie die Form eines doppelten, in der

Mitte auseinandergeschnittenen Ellipsoids erhalten. Damit der Strahl auch beim Anschneiden durch die Schaufel nicht auf deren Rand, sondern auf die Schneide auftrifft, erhält der Becher vorn einen Ausschnitt, dessen Breite etwas größer als der Strahldurchmesser ist. Die Fläche dieses Ausschnittes soll so zurückgezogen werden, daß der Strahl nicht von dieser Fläche getroffen, sondern möglichst nur von einer Kante angeschnitten wird, die der Schnittlinie der Strahloberfläche mit der Schaufelfläche entspricht.

Da die rechnerische Verfolgung der Wasserbahnen in den Bechern auf große Schwierigkeiten stößt, ist man bei deren Formgebung in hohem Maße auf Versuche angewiesen. Auf Grund der sehr zahlreichen und sorgfältigen Versuche von Reichel und Wagenbach an der Technischen Hochschule Berlin[1]) lassen sich die Hauptabmessungen der Becher in Abhängigkeit vom Strahldurchmesser d an Hand von Fig. 57 wie folgt angeben:

$$L = \text{rd. } 2{,}1\,d\,, \quad B = \text{rd. } 2{,}5\,d\,, \quad T = \text{rd. } 0{,}85\,d$$

$$f = \text{rd. } 0{,}85\,d \quad \text{und} \quad e = \text{rd. } 0{,}35\,d\,,$$

e und f gelten für diejenige Stellung der Schaufel, in der der Strahl am weitesten innen auftrifft. Der halbe Schneidenwinkel ist zu $\varphi/2 = 7$ bis $15°$ und der Austrittswinkel $\beta_2 = 4$ bis $20°$ zu wählen. β_2 ist so klein wie nur möglich zu machen, doch soll der austretende Strahl an der Außenfläche der nachfolgenden Schaufel im allgemeinen vorbeigehen und nur beim vollen Strahl streifen.

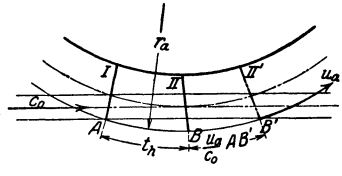


Fig. 62.

Die Teilung und damit die Zahl der Schaufeln bestimmt sich durch die Forderung, daß kein Wassertropfen, ohne Arbeit geleistet zu haben, durch das Laufrad fließen darf. Schneidet also in Fig. 62 die Schaufel I den ganzen Strahl ab, so muß der letzte Tropfen des äußersten Wasserfadens, der bei A noch an der Schaufel I vorbeiging, die vorhergehende Schaufel so zeitig einholen, daß er sein Arbeitsvermögen an sie abgeben kann. Ist der Tropfen wieder auf dem Kreisumfang mit r_a, auf dem die Enden der Eintrittschneiden liegen, also in B' angekommen, so hat er zu dem Weg AB' die Zeit AB'/c_0 gebraucht. In der gleichen Zeit ist die Schneidenspitze der vorangehenden Schaufel II auf dem Kreis mit r_a mit der Umfangsgeschwindigkeit u_a um $u_a(AB'/c_0)$ weitergekommen. Trifft sie in B' mit dem Wassertropfen zusammen, so stand sie also in dem Augenblick, in dem die Schaufel I in A stand, im Punkte B, der um $BB' = u_a/c_0 \cdot AB'$ vor B' liegt. Es ist demnach $AB = t_h$ diejenige Teilung, bei der das Wasserteilchen gerade keine Arbeit mehr leisten würde. Die Schaufelteilung muß also kleiner als AB sein, und zwar wählt man $t = (0{,}65 \text{ bis } 0{,}85)\,t_h$. Die oben erwähnten Versuche haben gezeigt, daß eine möglichst kleine Teilung, also große Schaufelzahl, günstig ist und sie nur durch die Möglichkeit der ausreichenden Befestigung der Becher an der Nabenscheibe begrenzt ist.

Die Lage der Becherschneide, die sich ja bei der Drehung des Rades gegenüber den Wasserfäden des Strahles verschiebt, wird zweckmäßig so gewählt, daß sie in der Mittelstellung zwischen dem ersten und dem letzten Auftreffen des vollen Strahles auf die Schneide senkrecht auf dem Strahl steht, und zwar auf der zum Rad und dem Becher relativen Richtung der Wasserfäden. Das Aufsuchen dieser verschiedenen Stellungen wird durch Aufzeichnen des relativen Weges des Strahles gegenüber der Radscheibe erleichtert, wobei es genügt, die beiden äußersten Wasserfäden zu betrachten.

[1]) Z. VDI 1913 und 1918: Versuche an Becherturbinen.

Vom Wasserfaden EF, Fig. 63, trifft ein Wassertropfen die mit ω umlaufende Radscheibe auf dem Kreisumfang mit r_a in E. In gleichen Zeitabschnitten τ legt der Tropfen, unter der Annahme, daß seine absolute Bahn im Rad geradlinig bleibt, die gleichen Strecken $s = \tau \cdot c_0$ zurück und kommt nach $\tau, 2\tau, 3\tau \ldots$ in die Punkte $I, II, III \ldots$ In denselben Zeiten bewegt sich der Punkt E auf dem Kreis mit r_a und der Umfangsgeschwindigkeit u_a jeweils weiter um $\sigma = \tau u_a = s u_a / c_0$, bzw. die Radscheibe verdreht sich um den Winkel φ. Ist also der Wassertropfen absolut von E nach I gekommen, so hat sich gleichzeitig die Radscheibe um φ gedreht und ein Punkt 1 dieser Scheibe, der vorher um eine Bogenstrecke, die die Schenkel des Zentriwinkels φ auf dem Kreis durch I abschneiden, zurückliegt, trifft nach der Zeit τ mit I zusammen. Punkt 1 gehört also der relativen Bahn des Wassertropfens an. Auf dieselbe Weise findet man Punkt 2 dieser Bahn, indem II um 2φ zurückgedreht wird usw. Die Kurve $E, 1, 2 \ldots G$ ist die Relativbahn des Wassertropfens E. Denkt man sich mit dem Rad rotierend, so sieht man den bei E eintretenden Wassertropfen diese Bahn durchlaufen. Jeder andere Tropfen des Wasserfadens legt natürlich eine kongruente Relativbahn zurück, so daß sie nur einmal zu zeichnen ist.

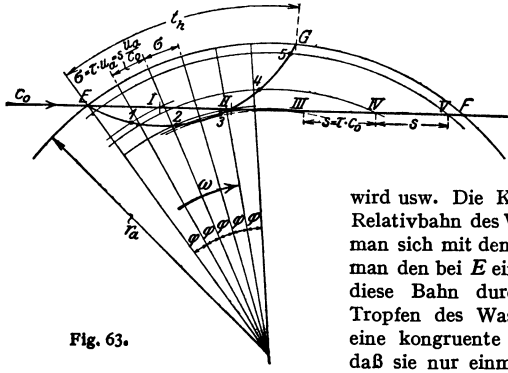


Fig. 63.

Würde die Schaufelteilung auf dem Umfang mit r_a gleich EG gemacht, so ginge der Wassertropfen E durch das Laufrad hindurch ohne Arbeit zu leisten. Es ist also, wenn EF der äußerste Wasserfaden des Strahles ist, $EG = t_h$.

In Fig. 64 sind die relativen Wege der äußersten Wasserfäden I und III gezeichnet, und zwar für die Wassertropfen O_1 und O_3, so daß der Strahl zwischen den Kurven I', I'' und III', III'' durch das ruhend gedachte Rad strömt. Von den Schaufeln werde jeweils nur die Eintrittschneide gezeichnet, deren Neigung gegenüber der Radialen zunächst angenommen werden muß. Steht eine Schaufel in A, so schneidet sie den Strahl ab und wird also zum erstenmal vom vollen Strahl getroffen. Das letzte Auftreffen des vollen Strahles auf diese Schaufel tritt dann ein, wenn der letzte Wassertropfen, der an der nachfolgenden Schaufel Z (in deren Stellung Z') vorbeigeht, die Eintrittschneide der Schaufel A eingeholt hat. Um die Stellung der Schaufel A in diesem Augenblick zu finden, werden die um ihre Teilung t voneinander entfernten Schaufeln Z und A in die Stellung Z'' und A'' gegenüber der Relativbahn des Wasserstrahls gedreht. Z'' schneidet dabei den Wasserfaden I an und der letzte bei Z'' vorbeigehende Tropfen trifft die vorangehende Schaufel A'' im Punkte e'. Die absolute Lage e dieses Punktes (erhalten durch Zurückdrehen um die Radachse bis zum absoluten Wasserfaden I) ergibt die gesuchte Stellung A' der Schaufel A, in der sie zum letztenmal vom vollen Wasserstrahl getroffen wird.

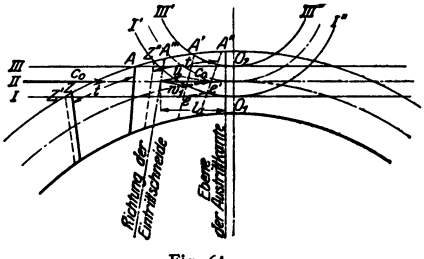


Fig. 64.

Die Eintrittschneide muß nun so gelegt werden, daß sie in der Stellung A''', d. i. die Mitte zwischen A und A', senkrecht zur relativen Richtung des Wasser-

strahles steht. Weicht die angenommene Richtung davon ab, so muß die Konstruktion wiederholt werden.

Die Ebene, in der die Schaufelaustrittskante liegt, soll senkrecht zum Strahl stehen in der mittleren Stellung zwischen dem ersten und letzten Austreten des vollen Strahles. Diese mittlere Stellung liegt um die in der ursprünglichen Strahlrichtung gemessenen Länge l_a des mittleren absoluten Wasserweges im Becher hinter A'''. Dieser absolute Wasserweg wird im Hauptschnitt des Bechers für einen mittleren Wasserfaden bestimmt, Fig. 60.

Für die weitere Formgebung der Schaufeln ist nur maßgebend, daß die Innenfläche unter Einhaltung des Austrittswinkels mit möglichst allmählichen Übergängen und Krümmungen ausgeführt wird. Sie wird zeichnerisch dargestellt durch Schnitte mit zwei aufeinander senkrechtstehenden Ebenenscharen, die ihrerseits wieder lotrecht zur Ebene der Austrittskante liegen.

2. Bau von Laufrad und Düse.

Die Laufräder der Becherturbinen werden entweder aus einem Stück, also Nabenscheibe und Schaufeln zusammen, gegossen, oder die für sich hergestellten Becher werden an die Nabenscheibe angeschraubt. Das Material für die Schaufeln ist Gußeisen, bei Gefällen über rd. 100 m Stahlguß oder bei kleinen Bechern auch Bronze. Die Schaufelinnenfläche muß durch Ausschleifen geglättet werden.

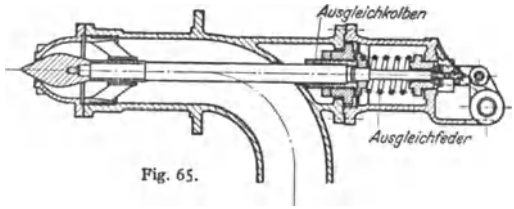


Fig. 65.

Die Befestigung der Schaufeln an der Nabenscheibe hat einmal dem Wasserdruck, der stark wechselnd, also hämmernd auftritt, und der Fliehkraft bei normaler Umlaufzahl standzuhalten, dann aber auch je für sich dem 1,8fachen normalen Wasserdruck (Umfangskraft bei Stillstand des Rades) und der Fliehkraft bei der 1,8fachen normalen Umlaufzahl, der Durchgangsdrehzahl, zu widerstehen.

Die Düsen werden nach Fig. 65 heute ausschließlich als Nadeldüsen gebaut, die nur Dreharbeit erfordern und deshalb eine genaue und saubere Bearbeitung sowie einen guten Abschluß ermöglichen. Die einzelnen Wasserfäden konvergieren beim Austritt aus der Düse durchweg nach der Strahlmitte, werden aufeinander gepreßt und geben dadurch einen dichten, glasharten Strahl. Bei der Formgebung der Düse ist darauf zu achten, daß bei allen Stellungen der Nadel der Querschnitt in der Fließrichtung abnimmt, also das Wasser stets beschleunigt wird. Außerdem müssen alle Wasserfäden beim Verlassen der Düsenöffnung stets eine, von außen gesehen, konkave Krümmung haben, um durch die Fliehkraft auf die Nadel gepreßt zu werden, dies bedingt, daß bei kegelförmiger Nadelspitze die Krümmung des Nadelprofils auf einem Durchmesser liegen muß, der größer ist als derjenige der Düsenöffnung.

Während im Strahl in einiger Entfernung von der Nadelspitze alle Druckenergie in Geschwindigkeit umgesetzt ist und $c_0 = 0{,}98\sqrt{2\,g\,H_i}$ wird, womit sich der Strahldurchmesser für die Wassermenge Q_{1_r} (für $H_i = 1$ m einschließlich Reserve) zu $d = 0{,}54\sqrt{Q_{1_r}}$ berechnet, herrscht im Mündungsquerschnitt, infolge der Bahnkrümmung, ein gegen die Nadel hin zunehmender Druck und eine abnehmende Geschwindigkeit. Die mittlere Geschwindigkeit im Austrittsquerschnitt ist demnach kleiner als c_0 und beträgt je nach der Form der Düse $c_m = (0{,}7$ bis $0{,}9)\sqrt{2\,g\,H_i}$. Bei der Bemessung des Austrittsquerschnitts ist noch zu beach-

ten, daß er bei größter Öffnung durch die Nadel um 15 bis 25 vH verengt wird. Der Düsenwinkel wird zu 60 bis 80° gewählt.

Um einen klaren Strahl zu erhalten, ist die Nadel möglichst nahe am Austritt nochmals zu führen, ferner darf die Geschwindigkeit im Rohr vor der Düse nicht zu groß sein, $c_r = (0{,}12 \text{ bis } 0{,}14)\sqrt{2\,g\,H_s}$, und die Krümmung dieses Rohres muß möglichst schlank gewählt werden, da sonst die in jedem Krümmer auftretenden Nebenströmungen den Strahl auseinandertreiben. Die Düse wird aus Stahl oder Bronze, die Nadel aus rostfreiem Stahl hergestellt.

Verstellt wird die Nadel von Hand oder durch den Regler. Bei plötzlichen starken Entlastungen und raschem Schließen der Nadel würden, besonders bei langen Rohrleitungen, starke Wasserstöße in der Leitung auftreten, weshalb man dann durch den Regler zunächst einen Ablenker verstellen läßt, der den Strahl ganz oder teilweise vom Laufrad abhält, und dann erst wird die Nadel langsam vorgeschoben und gleichzeitig der Ablenker wieder zurückgeschwenkt. Bei kleinen Leistungen oder nicht speicherungsfähigen Anlagen wird vielfach nur der Ablenker vom Regler bewegt und die Nadel von Hand verstellt, Fig. 58.

Die zur Verstellung der Nadel aufzuwendende Kraft ist am größten in Schlußstellung und berechnet sich aus dem vollen Wasserdruck mal dem Unterschied des Düsenmündungsquerschnitts und des Querschnitts in der Stopfbüchse der Nadel. Die Regulierarbeit einer Düse wird mit dieser Kraft mal dem ganzen Nadelweg berechnet. Bei größeren Kräften wird zum Ausgleich ein Kolben auf dem Nadelschaft und eine Feder angeordnet, Fig. 65.

3. Aufbau der Becherturbinen, ihre spez. Drehzahlen und Wirkungsgrade.

Das Gehäuse der Becherturbine besteht aus einem kräftigen Unterteil, das die Düsen und auch die Wellenlager trägt und dem abnehmbaren Deckel. Bei kleineren Becherturbinen wird das Gehäuse auch einteilig gemacht und mit seitlichen abnehmbaren Deckeln versehen, Fig. 58. Die Lager sind normale Ringschmierlager, von denen eines als Bundlager ausgebildet wird. Wo die Welle durch die Gehäusewandungen hindurchgeht, sind Wasserabspritzringe anzubringen. Die lichte Breite des Gehäuses soll $B = (7{,}5 \text{ bis } 10)\,d$ betragen.

Das Laufrad muß in Luft umlaufen, und die Turbine ist deshalb über dem Unterwasserspiegel so aufzustellen, daß er 1 bis 1,5 m vom Laufradumfang entfernt ist. Diesen Abstand kleiner zu halten, verbietet sich wegen des stark schäumenden Wassers.

Die Aufstellung mit waagerechter Achse ist bei Becherturbinen die Regel, und es kommen dabei einfache Turbinen, d. h. solche mit einem Laufrad, und Zwillingsturbinen, bei denen zwei Laufräder auf der Welle sitzen, vor. Jedes Laufrad kann durch eine oder zwei Düsen beaufschlagt werden. Bei einer Einradbecherturbine mit senkrechter Welle lassen sich bis zu vier und fünf Düsen anordnen. Die Düsen müssen so weit auseinanderliegen, daß der letzte Wassertropfen des einen Strahles den Becher schon verlassen hat, wenn dieser den zweiten Strahl anschneidet; außerdem ist darauf zu achten, daß das aus dem Laufrad abfließende Wasser nicht in das Rad hineinfällt und auch die aus den Düsen austretenden Strahlen nicht stört. Die Düsen selbst sind möglichst nahe an das Laufrad heranzurücken, um den Strahl auf die Becher zu bringen, bevor er zerstäubt.

Der Bereich der Freistrahlturbine liegt bei den spez. Drehzahlen $n_s \gtrapprox 60$, während darüber die Francisturbine verwendet wird. Mit einer Düse läßt sich nach den Versuchen von Reichel und Wagenbach noch bis $n_s = 30$ gehen; der beste Wirkungsgrad wird aber bei der erheblich kleineren spez. Drehzahl $n_s = 12$ bis 15 erreicht. Nach unten kann man mit n_s beliebig weit herunterkommen; über $n_s = 30$ (wenn ein besserer Wirkungsgrad verlangt

wird, schon bei kleinerer spezifischer Drehzahl) muß das Wasser auf zwei Strahlen oder mehr verteilt werden. Die spezifische Drehzahl der ganzen Turbine erhöht sich dabei mit $\sqrt{i}$, wenn i die Gesamtzahl der Düsen ist, analog den Mehrfach-Francisturbinen, bei denen n_s mit der Wurzel aus der Zahl der Laufräder wächst. Mit einem Laufrad und vier Düsen oder mit zwei Laufrädern und je zwei Düsen kommt man also äußerst auf $n_s = \sqrt{4} \cdot 30 = 60$ für die ganze Turbine, so daß die Reihe nach den Überdruckturbinen zu geschlossen ist und keine Verbundturbine oder ähnliche Bauarten notwendig werden.

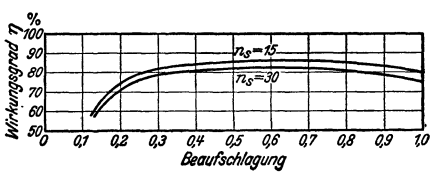


Fig. 66.

In Fig. 66 sind die Wirkungsgradkurven zweier Becherturbinen mit $n_s = 15$ und $n_s = 30$ über der Füllung aufgetragen. Die Kurven zeigen einen viel flacheren Verlauf als die Wirkungsgradkurven der Francisturbinen; der Wirkungsgrad bleibt bis herunter auf $^1/_4$ Füllung noch gut.

II. Die Kreiselpumpen[1]).

Bearbeitet von Professor Dr.-Ing. **E. Sörensen**, VDI, Augsburg.

Bezeichnungen:

H Förderhöhe der Pumpe in m, Q Flüssigkeitsvolumen in m³/sek,
γ Einheitsgewicht der Förderflüssigkeit in kg/m³,
h Höhenlage eines Punktes in m, p Flüssigkeitsdruck in kg/m²,
ν kinematische Zähigkeit in m²/sek, z Schaufelzahl,
D Laufraddmr. in m.

A. Leistung, Aufbau.

Die Kreiselpumpen dienen dazu, die Strömungsenergie H_s einer Flüssigkeit zu vergrößern:

$H_s = c^2/2g + h + p/\gamma$ in mkg/kg oder in m.

Siehe Bd. I, S. 247.

Die Förderhöhe H einer Kreiselpumpe ist gleich der Differenz der Strömungsenergien $H_a - H_e$ am Austritt (a) aus der Pumpe und am Eintritt (e), Fig. 1, und ergibt sich zu

$$H = H_a - H_e = \frac{c_a^2 - c_e^2}{2g} + h_a - h_e + \frac{p_a - p_e}{\gamma}.$$

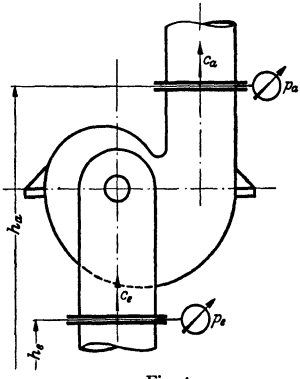


Fig. 1.

Nutzleistung der Pumpe

$N_n = Q\gamma H/75$ (oder 102) in PS (oder kW).

Antriebleistung der Pumpe

$N = Q\gamma H/75\eta$ (oder 102) in PS (oder kW).

[1]) Von der Nüll: Die Kreiselrad-Arbeitsmaschinen. Leipzig u. Berlin: Teubner 1937. — Grün, Karl: Dampfkessel-Speisepumpen. Wien: Springer 1934. — Pfleiderer, C.: Die Kreiselpumpen. Berlin: Springer 1932. — Matthießen-Fuchslocher: Die Pumpen. Berlin: Springer 1932. — Quantz, L.: Kreiselpumpen. Berlin: Springer 1930.

Hauptteile der Kreiselpumpen:

a) Das Gehäuse (*1*) mit Saugstutzen (*2*) und Druckstutzen (*3*), das die Form einer Spirale (Fig. 2 bis 5) oder eines Zylinders (Fig. 6, 7) haben kann.

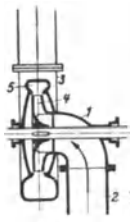


Fig. 2.

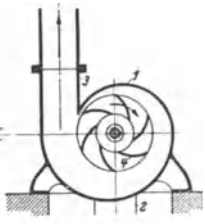


Fig. 3.

b) Das Laufrad (*4*), das von der Flüssigkeit radial (Fig. 2 bis 6) oder axial (Fig. 7) durchströmt werden kann.

c) Die Leitvorrichtung (*5*), die als Schaufelkranz (Fig. 4, 5), Schaufelstern (Fig. 7) oder schaufelloser Leitring bzw. als Spirale (Fig. 2 bis 5) ausgeführt werden kann.

Pumpen für große Förderhöhe werden mehrstufig ausgeführt (Fig. 6). In diesem Falle ist zwischen je zwei Stufen ein Zwischenstück (*6*) erforderlich, in dem die Flüssigkeit radial nach innen zurückgeführt werden muß (Rückführkanal oder -schaufel).

Pumpen, deren Laufrad axial durchströmt wird, werden als Axial- oder Propellerpumpen bezeichnet (Fig. 7).

Fig. 2 bis 7 zeigen nur die wichtigsten Pumpenformen. Daneben gibt es noch eine große Zahl von abweichenden Formen, die meistens durch den Verwendungszweck bedingt sind (vgl. S. 290).

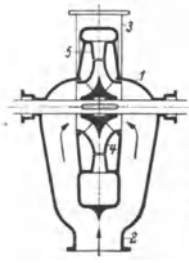


Fig. 4.

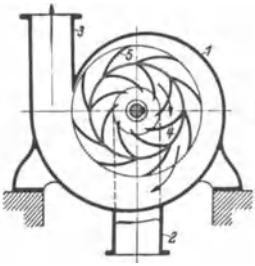


Fig. 5.

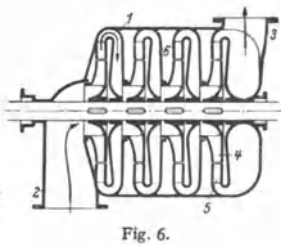


Fig. 6.

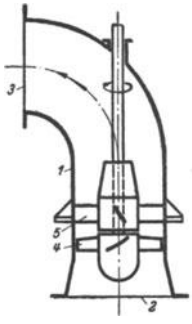


Fig. 7.

B. Verluste, Wirkungsgrad.

Die Verluste hängen zum Teil eng miteinander zusammen, so daß sie zahlenmäßig nicht zu trennen sind. Sogar eine nur qualitative Trennung und Beschreibung der Verluste stößt auf Schwierigkeiten, ist aber für das Verständnis der Arbeitsweise erforderlich.

a) Reibungsverlust V_r entsteht überall, wo die geförderte Flüssigkeit an festen Wänden entlangströmt; sog. Schaufelreibung. Ursache ist das Haften (Adhäsion) der Flüssigkeit an der Wand im Zusammenhang mit der inneren Reibung (Zähigkeit, Kohäsion) der Flüssigkeit. Der Reibungsverlust ist zahlenmäßig nur gering.

Die Rauhigkeit der Wandung vergrößert den Reibungsverlust nur dann, wenn die sog. Kornkennzahl kc/ν größer als 50 bis 80 ist. k ist die größte Rauhigkeitserhebung der Oberfläche in m, c die größte Geschwindigkeit im Schaufelkanal[1]). Ist die Kornkennzahl kleiner, so sind die Wandungen hydraulisch glatt, und der Reibungsverlust hat einen Mindestwert. Es ist also zwecklos, die Wandrauhigkeit etwa durch Polieren unter die genannte Grenze hinunterdrücken zu wollen (s. auch Bd. I, S. 262).

b) Erweiterungsverlust V_e entsteht immer, wenn der Querschnitt des Schaufelkanals in Strömungsrichtung größer und die Flüssigkeit infolgedessen verzögert wird. Der Erweiterungsverlust ist in der Kreiselpumpe fast unvermeidlich und sehr groß (Bd. I, S. 266).

c) Stoßverlust V_{st} entsteht am Schaufeleintritt, wenn die Zuströmrichtung der Flüssigkeit nicht mit der Schaufelrichtung übereinstimmt. In diesem Falle

[1]) Sörensen, E.: Forschg. Ing.-Wes. Bd. 8 (1937) S. 25.

wird die Flüssigkeit zwar auf der Vorderseite der Schaufel zwangläufig abgelenkt, löst sich aber auf der Rückseite von der Schaufel ab, und es entsteht hier ein Wirbel- oder Totwassergebiet. Der Stoßverlust ist im normalen Arbeitsbereich der Pumpe nur gering, beeinflußt aber die Förderhöhe bei sehr kleiner Fördermenge stark.

d) Scheibenreibungsverlust V_{sch} entsteht an der Außenseite der radial durchströmten Laufräder durch das Haften der Flüssigkeit und die sich hieraus ergebenden Nebenströmungen. Es ist mit den Dimensionen von S. 273[1])

$$V_{sch} = k\gamma n^3 D^5 [1 + 10\, b/D] \text{ in mkg/sek}; \quad (n = \text{Uml/min};$$

$$k = k_0 [1 + 1{,}4\,(s/D - 0{,}01)]; \quad k_0 = 3 \cdot 10^{-7} / \sqrt[5]{Re}; \quad Re = n D^2/\nu.$$

Entsprechend Fig. 8 ist b die Wandstärke des Laufrades auf dem Umfang und s der mittlere Abstand zwischen Laufrad und Gehäuse. Die Formeln gelten für $Re \geqq 4 \cdot 10^6$ und $s/D \geqq 0{,}01$. Unterhalb dieser Werte ist k erheblich größer als nach den Formeln. Diese gelten ferner für hydraulisch glatte Wandungen. Bei sehr großer Rauhigkeit kann k bis auf den doppelten Wert steigen (vgl. Reibungsverlust).

e) Spaltverlust V_{sp} entsteht nach Fig. 8 dadurch, daß ein Teil der vom Laufrad geförderten Flüssigkeit auf dem angedeuteten Wege in den Saugraum zurückfließt. Hierzu gehören auch die Leckverluste durch die äußeren und inneren Stopfbuchsen sowie durch den Schubausgleich (S. 283). Die Spaltverluste sind sehr verschieden groß; bei Niederdruckpumpen betragen sie etwa 2 vH und können bei Hochdruckpumpen auf 8 vH steigen. Der Abnutzungszustand sämtlicher Dichtungsstellen ist von großem Einfluß. Das vom Laufrad geförderte Flüssigkeitsvolumen ist um den Spaltverlust größer als das nutzbare und beträgt $Q_L = Q(1 + V_{sp})$.

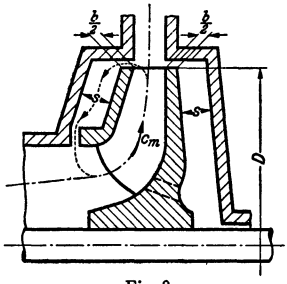


Fig. 8.

f) Mechanische Reibung V_{mech}. Dieser Verlust entsteht in den Lagern und Stopfbuchsen der Pumpe. Er ist nur klein, und der mechanische Wirkungsgrad beträgt meistens $\eta_{mech} = 0{,}98$ bis $0{,}99$.

Man bezeichnet $V_r + V_e + V_{st} = V_i$ als die inneren Verluste. Durch diese wird ein Teil der vom Laufrad erzeugten Förderhöhe H_L sofort wieder aufgezehrt und die tatsächliche Förderhöhe wird kleiner.

$$H_L = H + V_i = H + V_r + V_e + V_{st}.$$

Der hydraulische oder innere Wirkungsgrad der Pumpe ist

$$\eta_h = \frac{H}{H_L} = \frac{H}{H + V_r + V_e + V_{st}}.$$

Antriebleistung der Pumpe:

$$N_a = (Q_L \cdot \gamma H_L + V_{sch})/\eta_{mech}\, 75 \text{ (oder 102) in PS (oder kW)}.$$

Gesamtwirkungsgrad der Pumpe:

$$\eta = Q\gamma H\, \eta_{mech}/(Q_L \gamma H_L + V_{sch}).$$

C. Berechnung.

Die Ausgangsgröße für die Berechnung der Kreiselpumpe ist die Schnelläufigkeit oder spezifische Drehzahl n_s

$$n_s = n/\sqrt{H} \cdot \sqrt{Q/\sqrt{H}}.$$

Die vor allem im Wasserturbinenbau weitverbreitete Formel für die Schnelläufigkeit, die statt des Volumens Q die Leistung N enthält, ist weniger zweckmäßig, weil mit der Leistung die zugehörige Einheit PS oder kW in die Formel hineinkommt.

[1]) Föttinger, H.: Jb. schiffbautechn. Ges. Bd. 39 (1938) S. 240.

Hochdruckpumpen haben niedrige, Niederdruckpumpen hohe Schnelläufigkeit. Die niedrigste heute ausgeführte spezifische Drehzahl für eine Pumpenstufe liegt bei etwa $n_s = 10$ bis 15. Ergibt die obige Formel für eine zu bauende Kreiselpumpe kleinere Werte für n_s, so muß die Pumpe mehrstufig ausgeführt werden.

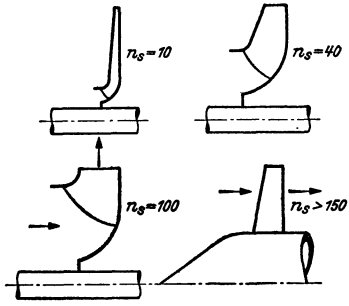


Fig. 9.

Ist n_s größer als 150, dann führt man die Pumpe heute meistens mit axialem Durchfluß als Propellerpumpe aus. Derartige Pumpen können noch mit gutem Wirkungsgrad bei einer Schnelläufigkeit n_s bis annähernd 400 gebaut werden.

Die Laufradform hängt eng mit der Größe von n_s zusammen. Fig. 9 zeigt diesen Zusammenhang. Die wichtigsten Abmessungen der Laufräder sind in Zahlentafel 1 zusammengestellt in Abhängigkeit von n_s. Beim Entwurf einer Pumpe ist man an die hier angegebenen Zahlenwerte nicht streng gebunden. Bei ausgeführten Pumpen kommen Abweichungen von 20 vH nach oben oder unten gegenüber der Zahlentafel vor. Die hier angegebenen Zahlen stellen jedoch Mittelwerte aus einer größeren Zahl von ausgeführten Pumpen dar und geben deshalb für den Entwurf einen guten Anhalt.

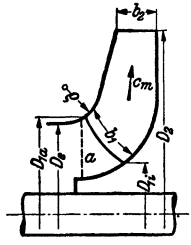


Fig. 10.

Der Durchmesser D_e des Laufrades am Eintritt muß bei mehrstufigen Pumpen häufig vergrößert werden, weil die Welle mit Rücksicht auf die kritische Drehzahl besonders stark ausgeführt werden muß. Der Durchmesser D_{1i} hängt stark davon ab, wie weit die Schaufeleintrittskante vorgezogen wird. Neuerdings führt man die Eintrittskante oft bereits radial aus (Fig. 10, gestrichelte Linie a).

Zahlentafel 1 (Fig. 10).

n_s	$D_e : D_2$	$b_2 : D_2$	$D_{1i} : D_2$	
10	0,28	0,02	0,20	
20	0,42	0,045	0,25	
30	0,52	0,07	0,31	
40	0,60	0,095	0,36	Austritt radial
60	0,71	0,13	0,42	
80	0,78	0,16	0,46	
100	0,84	0,18	0,50	
$\geqq 150$	1,00	0,25 bis 0,3	0,4 bis 0,5	Propellerpumpe

Die Zahlentafel 1 gibt nur Maßverhältnisse für das Laufrad der Pumpe an. Zur Berechnung des Laufraddurchmessers D_2 kann man die Einheitsdrehzahl n_1' oder die Einheitswassermenge Q_1' der Pumpe bzw. Pumpenstufe verwenden.

Spezifische Drehzahl $n_s = n/\sqrt{H} \cdot \sqrt{Q/\sqrt{H}} = n_1'\sqrt{Q_1'}$;

Einheitsdrehzahl $n_1' = n\,D_2/\sqrt{H}$; Einheitswassermenge $Q_1' = Q/\sqrt{H}\,D_2^2$.

Aus der Formel für n_s ergibt sich, daß man für eine gegebene spezifische Drehzahl entweder n_1' oder Q_1' grundsätzlich beliebig wählen kann. Man erhält

dann verschiedene Laufraddurchmesser für die gleiche Schnelläufigkeit. Günstige Verhältnisse erreicht man, wenn man wählt

$$n_1' = 0{,}45 \cdot n_s + 75.$$

Bei den handelsüblichen Pumpen schwankt n_1' nicht allzusehr um die aus dieser Formel berechneten Werte. Wichtig ist, daß die Formel auch bei Propellerpumpen angewendet werden kann, also auch für sehr großes n_s gilt. Wegen der sehr guten Anpassungsfähigkeit der Propellerpumpen an verschiedene Betriebszustände durch Verdrehung der Laufradschaufeln schwankt n_1' hier allerdings besonders stark.

Bei der Gestaltung des Laufrades im Axialschnitt sind noch folgende Gesichtspunkte zu beachten (Fig. 10):

1. Die Förderflüssigkeit muß beim Zuströmen zum Laufrad bis zum Eintritt in die Schaufeln möglichst dauernd beschleunigt werden.

2. Beim Durchströmen durch das Laufrad soll die Meridionalkomponente c_m der Geschwindigkeit (d. i. die im Axialschnitt liegende Komponente, häufig auch als Radial- oder Axialkomponente bezeichnet) näherungsweise konstant bleiben. Dabei ist die am Eintritt besonders große Verengung des Querschnitts durch die Laufschaufeln zu beachten. Querschnittsverengung am Eintritt 10 bis 15 vH, am Austritt 0 bis 5 vH. Die Eintrittsbreite b_1 muß also immer wesentlich größer sein als b_2.

3. Der Krümmungsradius ϱ am Eintritt soll möglichst groß sein, um Ablösungsvorgänge am Laufraddeckel zu vermeiden. ϱ/b_1 nach Möglichkeit größer als 0,5.

4. D_{1a} soll gleich oder nur wenig größer als D_e sein, d. h. die Schaufel soll möglichst weit in den Eintritt vorgezogen werden; dadurch Verkleinerung der Stoßverluste.

Schaufelwinkel. Zur Bestimmung der Schaufelwinkel zeichnet man die Geschwindigkeitsdreiecke. In Fig. 11 ist u die Umfangsgeschwindigkeit des Laufrades an der betrachteten Stelle, c die Absolut- und w die Relativgeschwindigkeit der Förderflüssigkeit. c_m ist die Meridional- und c_u die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit. β ist der Winkel, den die Laufschaufel an der betrachteten Stelle mit der Umfangsrichtung einschließt. Der Winkel α zwischen c und u hat im Laufrad keine besondere Bedeutung.

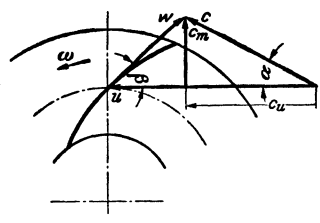


Fig. 11.

Die vom Laufrad erzeugte Förderhöhe ist

$$H_L = H/\eta_h = (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1})/g.$$

Hier ist c_{u1} die Umfangskomponente der zuströmenden Flüssigkeit vor Eintritt in das Laufrad, d. h. an einer Stelle, wo die Flüssigkeit noch nicht vom Laufrad beeinflußt ist. c_{u2} ist die tatsächlich vorhandene Umfangskomponente der Flüssigkeit nach Austritt aus dem Laufrad.

Die meisten Pumpen haben keinen Leitapparat vor dem Laufrad. In diesem Falle ist $c_{u1} = 0$ und deshalb

$$H_L = H/\eta_h = u_2 c_{u2}/g.$$

Auf Grund der vorangegangenen Ausführungen können die folgenden Bestimmungsstücke für die Geschwindigkeitsdreiecke am Eintritt und Austritt berechnet werden:

$$u = \pi D n/60; \qquad c_m = Q/F = Q/\pi D b; \qquad c_{u1} = 0; \qquad c_{u2} = g H_L/u_2.$$

Damit können die Dreiecke gezeichnet werden (Fig. 15), und es ergibt sich der Relativwinkel β, mit dem die Flüssigkeit vor und hinter dem Laufrad strömt. Die Laufradwinkel am Eintritt und Austritt müssen aber aus verschiedenen Gründen gegenüber den errechneten Werten abgeändert werden:

a) Durch die Reibung der umlaufenden Welle und Laufradnabe erhält die Flüssigkeit schon vor Eintritt in die Laufschaufel eine geringe Drehung, so daß $c'_{u1} > 0$. Das Laufrad überträgt einen kleinen Teil der Förderhöhe durch Reibung. Wichtig ist aber, daß für die Berechnung von H_L trotzdem $c_{u1} = 0$ einzusetzen ist, weil es zu messen ist an einer Stelle, wo die Flüssigkeit noch nicht vom Laufrad beeinflußt wird. Der Reibungseinfluß ist meistens sehr klein.

b) Die Verengung der Laufradquerschnitte durch die Wandstärke der Schaufeln bewirkt eine Vergrößerung der c_m-Komponente im Laufrad. Es wird $c'_m > c_m$.

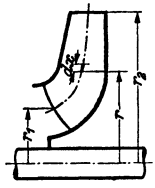


Fig. 12.

c) Die Leistungsübertragung wird nur dadurch ermöglicht, daß um die Laufradschaufeln eine Zirkulationsströmung besteht, die sich der Durchflußströmung überlagert. Das hat zur Folge, daß die tatsächlich erzeugte Geschwindigkeit c_{u2} am Austritt kleiner ist als der Wert c'_{u2}, der sich aus dem Austrittsdreieck ergeben würde, wenn man den tatsächlich ausgeführten Schaufelwinkel β_2 zugrunde legt.

$$c'_{u2} > c_{u2}.$$

Man bezeichnet diesen Vorgang als den Einfluß der endlichen Schaufelzahl; er ist zahlenmäßig nur näherungsweise zu berechnen. Dazu macht man meistens folgenden Ansatz[1]), Fig. 12:

$$\frac{c'_{u2}}{c_{u2}} = 1 + \psi \frac{r_2^2}{z \cdot S}; \qquad S = \int_{r_1}^{r_2} r \, dx;$$

$$\psi = (0{,}55 \text{ bis } 0{,}68) + 0{,}6 \sin \beta_2.$$

Der im Laufrad auszuführende Winkel β_2 wird unter Zugrundelegung von c'_{u2} bestimmt.

Die unter a) bis c) genannten Einflüsse bewirken sämtlich eine Vergrößerung der Laufradwinkel β_2 am Austritt, während am Eintritt der Einfluß c) den Winkel β_1 verkleinert und die Einflüsse a) und b) ihn vergrößern. Deshalb übernimmt man β_1 am besten unverändert aus dem Eintrittsdreieck.

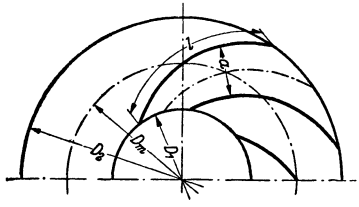


Fig. 13.

Schaufelzahl. Die Schaufelzahl bestimmt man bei Pumpen mit radialem Austritt aus der Bedingung, daß das Verhältnis

$$l : a = (4 \text{ bis } 5)$$

sein soll (Fig. 13). l ist die Länge der gerade gestreckt gedachten Schaufel; a ist die lichte Kanalbreite, gemessen senkrecht zur Mittellinie des Kanals auf dem mittleren Durchmesser D_m. Die Schaufelzahl schwankt meistens von 4 bis 12; sie wächst mit zunehmendem Winkel β_2.

Schaufelform. Man unterscheidet zylindrische und räumlich gekrümmte Laufradschaufeln. Die Fläche der zylindrischen Schaufeln ist abwickelbar und erscheint im Radialschnitt (Fig. 13) nur als eine gekrümmte Linie. Die räumlich gekrümmten Schaufeln lassen sich nicht abwickeln. Sie erscheinen auch im Radialschnitt als Fläche und sind infolgedessen schwerer herzustellen und teurer als die zylindrischen. Sie geben aber oft höhere Wirkungsgrade und außerdem Vorteile für den Betrieb (s. unter Betriebsverhalten, S. 281).

Für die genaue Form der Laufradschaufeln lassen sich keine allgemeingültigen Angaben machen. Allgemeine Grundregel ist, daß die Strömung im Laufrad möglichst stetig verlaufen soll. Daraus ergibt sich, daß die Laufschaufeln keinen

[1]) Pfleiderer, C.: Z. VDI Bd. 82 (1938) S. 263.

Knick oder auch nur Unstetigkeiten im Krümmungsradius haben dürfen, und daß die Relativgeschwindigkeit w beim Durchströmen des Laufrades entweder nur abnehmen oder nur wachsen darf. w darf also innerhalb des Schaufelkanals kein Maximum oder Minimum haben[1]).

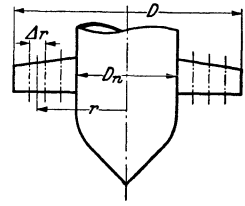


Fig. 14.

Propellerpumpen, Tragflügelrechnung. Die Berechnung der Propellerräder unterscheidet sich in wesentlichen Punkten von der für die Laufräder mit radialem Austritt. Der Rechnungsgang ist hier folgender:

1. Berechnung der Schnelläufigkeit $n_s = n/\sqrt{H} \cdot \sqrt{Q/\sqrt{H}}$ aus den verlangten Betriebsgrößen.

2. Bestimmung von $n_1' = 0{,}45 \cdot n_s + 75$ und des Laufraddurchmessers $D = n_1' \sqrt{H}/n$ sowie des Nabendurchmessers $D_N = 0{,}4$ bis $0{,}5\, D$.

3. Meridional- (Axial-) Geschwindigkeit
$$c_m = Q/F = 4\,Q/\pi\,(D^2 - D_N^2).$$

4. Laufradförderhöhe $H_L = H/\eta_h$; $\eta_h = 0{,}8$ bis $0{,}85$; $c_{u1} = 0$; $c_{u2} = H_L g/u$.

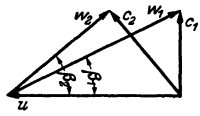


Fig. 15.

5. Aufteilung der Laufschaufeln entsprechend Fig. 14 in Stücke von der Länge Δr. Für die Berechnung der Pumpe ist die Untersuchung der Strömung für jedes dieser Schaufelstücke auf dessen mittlerem Durchmesser erforderlich.

6. Geschwindigkeitsdreiecke zeichnen, Fig. 15.

7. Mittlere Relativgeschwindigkeit $w = \frac{1}{2}(w_1 + w_2)$, Fig. 16; Bestimmung des zugehörigen Winkels β.

8. Wahl der Schaufelzahl z und Anordnung der Tragflügelschaufeln auf dem abgewickelten Zylinderschnitt für jedes untersuchte Schaufelstück (Fig. 17). l ist die Länge der Schaufel,

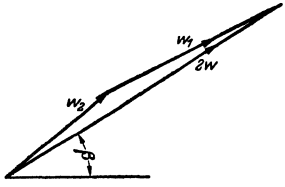


Fig. 16.

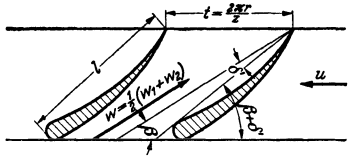


Fig. 17.

δ' der Anstellwinkel, gemessen zwischen Profilsehne und Richtung der mittleren Relativgeschwindigkeit; Schaufelteilung $t = 2\pi r/z$.

9. Zusammenhang zwischen Anstellwinkel δ', Auftrieb und Widerstand (s. Bd. I, S. 273): Auftrieb $\Delta A = \zeta_a \cdot w^2/2g \cdot l\,\Delta r \cdot \gamma$ in kg; Widerstand $\Delta W = \zeta_w \cdot w^2/2g \cdot l\,\Delta r \cdot \gamma$ in kg. ζ_a und ζ_w hängen ab von δ' und werden meistens in der für den Flugzeugbau wichtigen Form des Polar-Schaubildes aufgetragen, Fig. 18[2]), gemessen am Einzelflügel. Für die vorliegende Rechnung ist[3])

$$\zeta_a = c_a/0{,}85; \quad \zeta_w = c_W - c_{Wi}; \quad \delta' = \delta - 3{,}65\,c_a \text{ in } °.$$

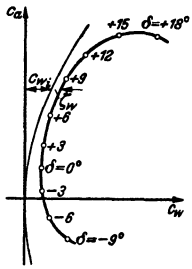


Fig. 18.

10. Einfluß der Gitteranordnung (s. Bd. I, S. 250 und Bd. II, S. 257) auf ζ_a braucht bei Entwurfsrechnung nicht berücksichtigt zu werden. Für genauere Rechnung vgl. Weinig S. 40, Fußnote 3.

11. Wenn man z, ein bestimmtes Profil und δ wählt, dann ergibt sich
$$l = \frac{120\,g\,c_m H_L \cos\varepsilon}{z\,n\,w^2 \sin(\beta + \varepsilon)\,\zeta_a}; \quad \operatorname{tg}\varepsilon = \frac{\zeta_w}{\zeta_a}.$$

12. δ darf nicht zu groß gewählt werden, da das Profil in einer verzögerten Strömung arbeitet, und deshalb Ablösungserscheinungen schon früher auftreten, als aus den Messungen im Windkanal hervorgeht.

---

[1]) Pantell, K.: Wasserkr. u. Wasserwirtsch. Bd. 33 (1938) S. 99.

[2]) Erg. aerodyn. Versuchsanst. Göttingen, Lieferung 1 bis 4. Oldenbourg 1925 bis 1932.

[3]) Weinig, F.: Strömung um die Schaufeln von Turbomaschinen. S. 16 bis 17. Leipzig: J. A. Barth 1935.

D. Leitapparat.

Im Leitapparat soll die Geschwindigkeitsenergie $c_2^2/2g$ der vom Laufrad abströmenden Flüssigkeit in Druckenergie umgesetzt werden. Hier besteht also immer eine verzögerte Strömung, in der die Verluste bekanntlich besonders groß sind. Der Leitapparatverlust ist deshalb von allen in der Pumpe auftretenden Verlusten beim Normalbetriebszustand meistens der größte.

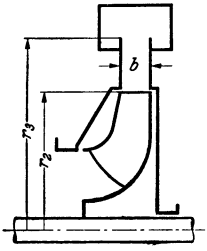


Fig. 19.

Man unterscheidet drei Ausführungsformen von Leitapparaten: a) schaufelloser Leitring, b) Leitschaufelring, c) Spirale. Die Spirale wird häufig auch in Verbindung mit a) oder b) ausgeführt.

a) Schaufelloser Leitring (Fig. 19). Hier strömt die Flüssigkeit nach dem Gesetz $c_u \cdot r = \text{konst.} = c_{u2} \cdot r_2$. Hat der Leitring konstante Breite b, dann gilt auch für die Meridionalkomponente $c_m \cdot r = \text{konst.}$ und folglich auch für die Gesamtgeschwindigkeit $c_2 \cdot r_2 = c_3 \cdot r_3$. Die größtmögliche Druckumsetzung hängt infolgedessen nur vom Radienverhältnis des Leitringes ab. Den Druckgewinn berechnet man für verlustlose Strömung nach der Formel

$$\frac{p_3 - p_2}{\gamma} = \frac{c_2^2}{2g}\left[1 - \left(\frac{r_2}{r_3}\right)^2\right].$$

Der tatsächliche Druckgewinn beträgt nur 50 bis 70 vH dieses Wertes. Je kleiner der Winkel α_2 ist, mit dem die Flüssigkeit vom Laufrad abströmt, desto größer werden die Verluste im Leitring. Wenn α_2 kleiner als etwa 15° wird, geht man zur Anwendung des Leitschaufelringes über. Das ist vor allem bei kleinem n_s der Fall.

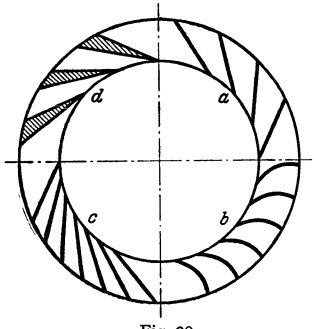


Fig. 20.

b) Leitschaufelring (Fig. 20). Hier ist wichtig, daß Strahlablösungen in den Schaufelkanälen vermieden werden, die sehr leicht auftreten. Deshalb dürfen sich die Kanäle nicht zu stark erweitern (*a*); der Erweiterungswinkel soll nicht mehr als 10° betragen. Außerdem dürfen sich die Kanäle nicht stark nach außen krümmen (*b*). Häufig verwendet man deshalb gerade Laufschaufeln (*c*) oder solche mit schwacher Krümmung nach innen. Außerdem kommen aus konstruktiven Gründen auch Leitschaufeln mit großer Wandstärke vor (*d*).

Der Leitschaufelring verbessert in vielen Fällen den Wirkungsgrad der Pumpe bei Normalbetriebszustand gegenüber dem schaufellosen Leitring. Bei anderen Betriebszuständen tritt aber beim Eintritt in die Leitschaufeln ein Stoß als zusätzlicher Verlust auf, der den Wirkungsgrad verschlechtert und die Kennlinie der Pumpe (vgl. S. 281) ungünstig beeinflußt. Das ist die Ursache dafür, daß bei den neueren Pumpenkonstruktionen deutlich das Bestreben zu erkennen ist, den Leitschaufelring zugunsten des schaufellosen Leitringes zurückzudrängen.

Die Zahl der Leitschaufeln darf weder mit der Zahl der Laufschaufeln übereinstimmen noch ein Vielfaches davon sein, da sonst Schwingungserscheinungen auftreten können.

Bei mehrstufigen Pumpen wird ein Teil der Leitschaufeln verlängert und als sog. Rückführschaufeln (Fig. 6) bis dicht vor das Laufrad der folgenden Stufe geführt. Die Rückführschaufeln haben den konstruktiven Zweck, das Gehäuse zu versteifen und außerdem die Aufgabe, die c_u-Komponente der Förderflüssigkeit völlig aufzuheben, damit diese der folgenden Stufe drallfrei zuströmt.

c) Spirale (Fig. 21). Die Spirale beginnt im Punkte A, und im Schnitt $A-B$ strömt in ihr ein Flüssigkeitsvolumen

$$Q' = Q \cdot \varphi°/360 .$$

Der Spiralenquerschnitt im Schnitt $A-B$ wird bestimmt durch die Tatsache, daß die Flüssigkeit durch ihn entsprechend dem Drallgesetz $c_u \cdot r = c_{u2} \cdot r_2$ strömt. Daraus ergibt sich folgender Zusammenhang zwischen Q' und dem Spiralenquerschnitt

$$Q' = c_{u2} r_2 \int_{r_2}^{r_a} \frac{b\,dr}{r} .$$

Durch die Reibung wird zwar die Strömung der Flüssigkeit in der Spirale ziemlich stark beeinflußt; jedoch haben sich Spiralen, die nach der vorstehenden Formel entwickelt werden, im allgemeinen gut bewährt.

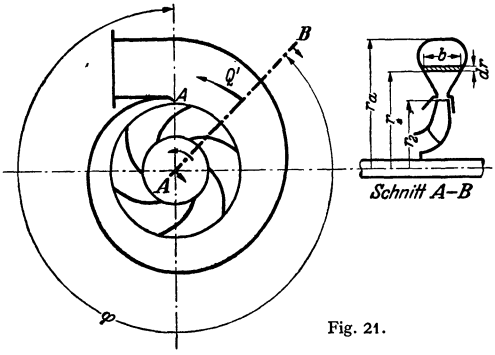


Fig. 21.

Modellversuche.

Berechnungsvorschriften allein können niemals mit Sicherheit zu Pumpen führen, die den heutigen Ansprüchen an Wirkungsgrad und Betriebsverhalten genügen. Sie müssen ergänzt werden durch praktische Versuche an der ausgeführten Pumpe oder am Modell. Nur planmäßig durchgeführte Versuchsreihen können die letzten Hinweise geben, die man zur Entwicklung von hochwertigen Pumpen braucht. Betriebsversuche genügen hierfür nicht, weil sie fast nie eine einwandfreie Messung gestatten und außerdem nur selten die erforderliche Veränderung der Betriebsbedingungen zulassen. Deswegen besitzen die größeren Pumpenfirmen Versuchsstände, die mit allen erforderlichen Antriebs- und Meßeinrichtungen ausgerüstet sind.

E. Betriebsverhalten.

1. Kennlinie.

Das Verhalten der Pumpe bei verschiedenen Betriebszuständen wird durch die sog. Kennlinie dargestellt (Fig. 22). Man mißt bei konstanter Antriebsdrehzahl die Förderhöhe H, den Wirkungsgrad η und die aufgenommene Leistung N der Pumpe bei verschiedenen Fördermengen Q und trägt die drei Größen abhängig von Q auf. Die Kurve $H = f(Q)$ ist die eigentliche Kennlinie.

Von besonderer Wichtigkeit sind die Verhältnisse bei der Wassermenge $Q_a = 0$, Q_b und Q_c. Im Punkte a arbeitet die Pumpe gegen geschlossenen Schieber und kann keine Flüssigkeit fördern. Der Wirkungsgrad η_a ist gleich Null. Im Punkte c arbeitet die Pumpe im Leerlauf; es ist $Q_c = Q_{max}$, $H_c = 0$, $\eta_c = 0$. In Punkt b ist $\eta_b = \eta_{max}$; b kennzeichnet den Normalbetriebszustand der Pumpe.

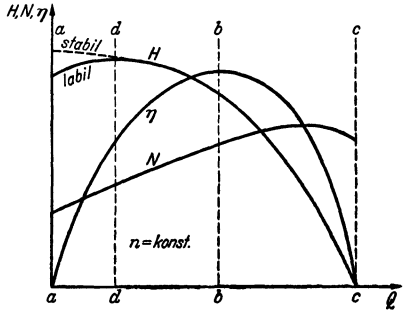


Fig. 22.

Bei d hat die Pumpe ihre größte Förderhöhe. $H_d = H_{max}$. Links von diesem Punkte ist der sog. labile Arbeitsbereich der Pumpe. In diesem Arbeitsbereich ist ein geregelter Betrieb der Pumpe nahezu unmöglich, wenn zwei Pumpen

parallel arbeiten oder wenn die Förderflüssigkeit unter Druck zurückströmen kann (z. B. Kesselspeisung). In beiden Fällen kann nämlich der Betriebszustand eintreten, daß die Pumpe zwar mit ihrer normalen Drehzahl und Drehrichtung weiterläuft, dabei aber von der Förderflüssigkeit rückwärts durchströmt wird ($Q < 0$). Man strebt deshalb für diese Fälle an, der Pumpe eine stabile Kennlinie zu geben, bei der die Förderhöhe H bei abnehmendem Fördervolumen Q bis zum Punkte $Q = 0$ dauernd ansteigt (Fig. 22). Eine stabile Kennlinie wird erreicht, wenn die Laufschaufeln räumlich gekrümmt, weit in den Eintritt vorgezogen und außerdem am Austritt stark zurückgebogen werden (β_2 klein). Außerdem ist es u. U. hier vorteilhaft, die Leitschaufeln fortzulassen.

Wichtig ist der Verlauf der aufgenommenen Leistung N abhängig von Q, weil die Größe der Antriebmaschine durch die größte vorkommende Leistung bestimmt wird. Bei Pumpen mit kleinem und mittlerem n_s steigt N mit wachsendem Q entsprechend Fig. 22. Man läßt diese Pumpen deshalb am besten gegen geschlossenen Schieber ($Q = 0$) anfahren und öffnet den Druckschieber erst, wenn die volle Drehzahl erreicht ist. Bei Pumpen mit großem n_s (vor allem Axialpumpen) wird N_{max} dagegen bei $Q = 0$ erreicht. Hier sollte man, wenn möglich, drucklos anfahren.

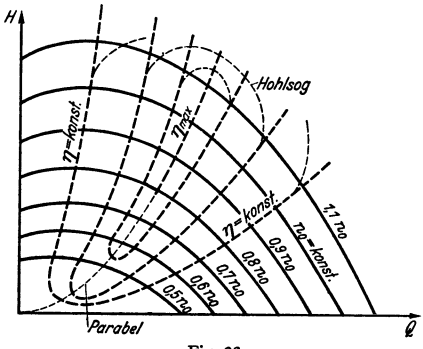


Fig. 23.

Aus den Gesetzen der hydraulischen Ähnlichkeit folgt bei Änderung der Drehzahl von n_1 auf n_2

$$\eta_1 = \eta_2; \qquad Q_1 : Q_2 = n_1 : n_2;$$
$$H_1 : H_2 = n_1^2 : n_2^2; \qquad N_1 : N_2 = n_1^3 : n_2^3.$$

Praktische Messungen ergeben, daß diese Gesetze tatsächlich gut eingehalten werden. Man kann die Kennlinie für verschiedene Drehzahlen in ein Kurvenblatt eintragen (Fig. 23) und hier die Punkte gleichen Wirkungsgrades (η = konst.) miteinander verbinden. Die Kurven η = konst. sind bei vollständiger hydraulischer Ähnlichkeit Parabeln. Da der Wirkungsgrad bei kleiner Drehzahl (bzw. kleiner Reynoldsscher Zahl Re) abnimmt, weichen hier die η-Kurven von der Parabel ab und schließen sich paarweise.

Bei sehr großem n und Q kann am Pumpeneintritt Hohlsog eintreten (S. 283). In diesem Falle weichen die η-Kurven auch rechts oben von den Parabeln ab und schließen sich, so daß sie ellipsenähnlich werden (Eierkurven). Man muß in solchen Fällen auf dem Kennlinien-Schaubild die Saughöhe mit angeben, weil durch diese die Form der Kennlinien und η-Kurven beeinflußt wird.

2. Regelung.

Bei Antrieb der Pumpe mit konstanter Drehzahl (Drehstrom) kann Q nur durch Drosselung in der Druckleitung verändert werden. Der Pumpendruck verändert sich dann entsprechend der Kennlinie (Fig. 22). Da ein Teil des erzeugten Druckes durch das Drosseln verlorengeht, entsteht ein zusätzlicher Verlust, und der Wirkungsgrad des Pumpensatzes wird kleiner, als aus dem η-Verlauf, Fig. 22 hervorgeht. Regelung durch Drosseln ist unwirtschaftlich, wird aber wegen ihrer Einfachheit sehr viel angewandt. Günstiger ist die Regelung durch Drehzahländerung, die bei Antrieb durch Dampfturbinen, Gleichstrom oder Getriebe mit veränderlicher Drehzahl möglich ist. Da sich aber H weit stärker ändert als Q, wenn n schwankt, ist diese Regelungsart nur beschränkt anwendbar; Anwendung bei großen Pumpanlagen, z. T. sogar bei Drehstrom mit besonderen

Regelsätzen. Bei der Kesselspeisung häufig Regelung gleichzeitig durch Drosselung und durch Änderung von n.

Kreiselpumpen haben im Gegensatz zu Wasserturbinen fast nie verstellbare Leitschaufeln. Deshalb scheidet die Regelung durch den Leitapparat aus. Bei großen Speicherpumpen kommen drehbare Leitschaufeln vor, die allerdings praktisch nur als Abschlußorgan und nicht zur Regelung der Fördermenge Anwendung finden.

3. Schubausgleich.

Der Druck zwischen Laufrad und Gehäuse ist auf der Seite des Laufradbodens größer als auf der Saugseite, deshalb entsteht ein Schub nach der Saugseite. Zur Berechnung des Schubes ist der sog. Spaltüberdruck wichtig, der näherungsweise ist:

$$\frac{p_2 - p_1}{\gamma} = \frac{H}{\eta_h} - \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}.$$

Diese Druckdifferenz wirkt sich in verschiedener Weise auf beiden Seiten des Laufrades aus, je nach Lage und Zustand der Dichtungsspalte.

Der Druck zwischen Laufrad und Gehäuse wird außerdem beeinflußt durch die hier eingeschlossene Förderflüssigkeit, die etwa mit $n/2$ umläuft. Durch die Fliehkraft entsteht eine Druckdifferenz innen und außen (Druckparabel), die näherungsweise berechnet werden kann:

$$\Delta p = (D_2^2 - D_1^2) \cdot \gamma \cdot \omega^2/32.$$

Hilfsmittel zur Aufnahme des Schubes bzw. zum Schubausgleich: 1. Drucklager; reicht nur aus bei Pumpen mit geringer Förderhöhe, da sonst der Schub zu groß wird. 2. Zweiseitig ansaugende Laufräder (Fig. 4). Da der Schub nicht vollständig ausgeglichen werden kann wegen Zufälligkeiten der Herstellung und des Betriebes, braucht man auch hier immer ein Drucklager. 3. Ausgleichlöcher im Laufradboden an der Nabe (in Fig. 8 gestrichelt). Druck auf der Bodenseite wird herabgesetzt. Kein vollständiger Ausgleich, deshalb immer Drucklager. Zusätzlicher Spaltverlust. 4. Ausgleichscheibe S in besonderer Gehäusekammer (Fig. 24); Drosselspalt a an der Welle, b an der Scheibe. $p_a > p_b$, deshalb Schub entgegengesetzt dem vom Laufrad. Vollständiger Ausgleich; aber Pumpenläufer muß axial beweglich sein; deshalb kein Drucklager. Zusätzlicher Spaltverlust = 2 bis 3 vH.

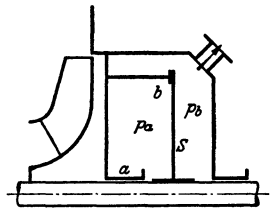


Fig. 24.

4. Saugefähigkeit, Hohlsog.

Ein wichtiger betrieblicher Nachteil der Kreisel- gegenüber der Kolbenpumpe ist, daß sie die Förderflüssigkeit nicht ansaugen kann, wenn das Saugrohr mit Luft gefüllt ist. Außerdem kann die Pumpe abschnappen, wenn plötzlich Luft in das Saugrohr eindringt. Abhilfe: 1. Rückschlagklappe am Saugrohreintritt. Dann bleiben Pumpe und Saugrohr gefüllt, auch wenn die Pumpe nicht in Betrieb ist. 2. Luftpumpe (z. B. Wasserringpumpe) zur Entlüftung von Saugrohr und Pumpe vor Inbetriebnahme. 3. Selbstansaugende Kreiselpumpe (S. 291) oder erste Stufe der Pumpe selbstansaugend. 4. Aufstellung der Pumpe unter Unterwasserspiegel.

Absoluter Druck der Förderflüssigkeit am Laufradeintritt in kg/m²:

$$p_1 = p_s - \gamma(c_1^2/2g + h_s + V_s).$$

p_s = Druck in dem Raum, aus dem angesaugt wird; h_s = Saughöhe der Pumpe; V_s = Verluste im Saugrohr bis Laufradeintritt.

Niedrigster Druck $p_{1\,\min}$ am Laufradeintritt ist noch kleiner, da $c_{1\,\max}$ am Schaufeleintritt immer größer ist als c_1 aus dem Geschwindigkeitsdreieck.

Wenn $p_{1\min}$ kleiner wird als der Dampfdruck p_d der Förderflüssigkeit, verdampft diese; es tritt Hohlsog ein. Folgen: 1. Geräusche; 2. Anfressungen am Laufrad; 3. Fördermenge und Wirkungsgrad gehen stark zurück. Starker Hohlsog führt zum Abschnappen und Durchgehen der Pumpe.

Abhilfe: a) c_1 verkleinern durch Vergrößerung von D_1. b) h_s verkleinern; gegebenenfalls $h_s < 0$, d. h. Pumpe unter Unterwasserspiegel aufstellen.

Besonders gefährdet sind Pumpen von hoher Drehzahl (Kesselspeisung). Deshalb hier häufig Zubringerpumpen mit kleiner Drehzahl, die der Hauptpumpe die Flüssigkeit schon mit höherem Druck zuführen. Zulässige Saughöhe:

$$h_s = (p_s - p_d)/\gamma - V_s - \sigma \cdot H_L.$$

$\sigma = 0{,}1$ bis $0{,}125$ = Hohlsogbeiwert der Pumpe[1]).

Man kann σ noch kleiner machen und dadurch die Hohlsogsicherheit der Pumpe erhöhen, wenn man die Laufschaufeln räumlich krümmt und weit in den Eintritt vorzieht.

F. Gestaltung.

Laufrad. Baustoff Gußeisen, Stahlguß oder Bronze verschiedener Legierung, Herstellung meistens durch Guß, selten durch Fräsen mit aufgesetztem Deckel.

Welle. Durchmesser wird aus der kritischen Drehzahl bestimmt, die immer höher liegen muß als die Betriebsdrehzahl. Deshalb bei mehrstufigen Pumpen Welle häufig so dick, daß D_1 vergrößert werden muß, damit die Flüssigkeit den Laufschaufeln gut zuströmen kann.

Bei sämtlichen Innenteilen der Pumpe besteht Korrosionsgefahr, vor allem bei Hochdruck-Kesselspeisepumpen mit hoher Drehzahl[2]) und bei Förderung von angreifenden Flüssigkeiten. Wenn die Förderflüssigkeit feste Teilchen enthält (Sand, Schlacke), dann starke Abnützung (Erosion). Schutz der Welle durch aufgezogene Buchsen zwischen den Laufrädern und in den Stopfbuchsen. Förderflüssigkeit darf die Welle nicht berühren wegen Herabsetzung der Dauerfestigkeit der Welle durch Korrosion. Anfressungen können vor allem überall dort entstehen, wo besonders hohe Geschwindigkeiten auftreten (Laufrad, Schubausgleich, Dichtungsspalte). Ursache: Hohlsog, chemischer Angriff (auch bei Speisewasser), Schleifwirkung. Abhilfe: Baustoffauswahl, Panzerung, leichte Auswechselbarkeit aller gefährdeten Teile.

Lagerung. Bei Kreiselpumpen kommen sämtliche Lagerbauarten vor. a) Fettschmierung; bei Lagern niedriger Belastung und Umfangsgeschwindigkeit. Vor allem Anwendung bei Lagern, die auf der Saugseite der Pumpe ganz in der Förderflüssigkeit liegen (Fig. 31). Hier auch Anwendung von wassergeschmierten Holzlagern. b) Ringschmierung; sehr weit verbreitet bei Pumpen verschiedener Bauart und Drehzahl. c) Druckschmierung mit besonderer (Zahnrad-) Ölpumpe; Anwendung bei hoher Drehzahl, großer Umfangsgeschwindigkeit und hoher Lagerbelastung; aber auch bei hoher Temperatur der Förderflüssigkeit (Speisewasservorwärmung), um die durch die Pumpenwelle strömende Wärme abführen zu können. d) Wälzlager; Anwendung bei fast allen Pumpenarten. Achtung auf genauen Einbau, da die Lager nur sehr geringes Spiel haben und leicht klemmen. Bei gleichzeitigem Einbau von Wälz- und Gleitlagern muß beachtet werden, daß das Gleitlager ein viel größeres Spiel verlangt als das Wälzlager.

Das Spiel in den Stopfbuchsen und Dichtungsspalten muß immer größer sein als das Lagerspiel. Achtung auf Wärmedehnung von Pumpengehäuse, Lagerung und Antriebmaschine. Durch diese Dehnungen kann der Läufer so stark aus seiner Mittellage verschoben werden, daß die Dichtungsstellen zum Streifen kommen. Deshalb in solchen Fällen Lagerung des Gehäuses in der Ebene der Wellenmittellinie. Unter Umständen muß aber auch der Grundrahmen gekühlt

[1]) Von der Nüll: Die Kreiselrad-Arbeitsmaschinen. S. 54. Leipzig u. Berlin: Teubner 1937.
[2]) Weylandt, G.: Wärme Bd. 61 (1938) S. 379.

werden, da durch dessen Wärmedehnungen das ganze Gehäuse verschoben werden kann (Fig. 35).

Stopfbuchsen. Die Außenstopfbuchsen der Kreiselpumpe werden meistens durch Weichpackung abgedichtet. Kohleringe und Spaltdichtungen kommen

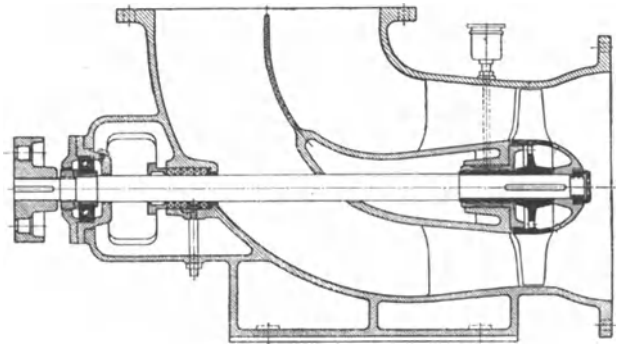


Fig. 25. Propellerpumpe. Weise-Söhne, Halle a. S.

hier praktisch nicht vor. Ist die Förderflüssigkeit sehr warm, so greift sie die Weichpackung an und verdampft beim Austritt aus der Stopfbuchse. Deshalb Vorschaltung einer Kühlstrecke. Vor der Weichpackung befindet sich ein enger Ringspalt, der von außen gekühlt wird (Fig. 35)[1]).

Häufig Entlastung der Stopfbuchsen auf der Druckseite der Pumpe von Förderdruck durch die Scheibe für den Schubausgleich. Leckverlust der Stopfbuchse wird dann vernachlässigbar klein.

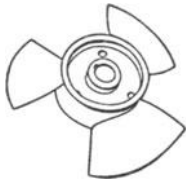


Fig. 26. Laufrad zu Fig. 25.

Für die Dichtungsstellen innerhalb der Pumpe kommt Weichpackung nicht in Frage. Hier Anwendung von engen, glatten Ringspalten (an der Welle zwischen je zwei Stufen, Fig. 33) oder durch Labyrinth-

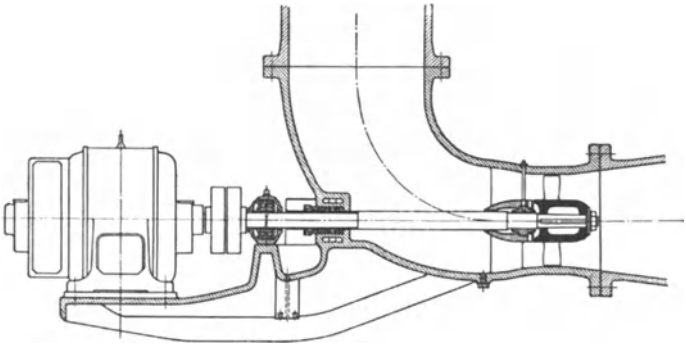


Fig. 27. Umwälzpropeller. Escher Wyss, Zürich und Ravensburg.

wirkung (Laufradspalte). Dichtungsspiel muß größer sein als Lagerspiel. Wegen Abnutzungsgefahr meistens keine Dichtungsspitzen, sondern treppenförmige Dichtungsspalte. S. auch Bd. I, Stopfbüchsen.

[1]) Krisam, F.: Z. VDI Bd. 82 (1938) S. 1382.

Gehäuse. Grundsätzlich zwei Ausführungsformen. a) Teilfuge in der Wellenebene, Anwendung bei großen Spiralpumpen (z. B. Speicherpumpen), dagegen seltener bei mehrstufigen Pumpen (USA., in Deutschland selten, Fig. 29). Vorteile: Leichte Zugänglichkeit der Laufräder und der zweiteiligen Leitapparate. Gestaltungsformen wie im Turbinen- und Verdichterbau. Läufer kann als Ganzes fertiggestellt, ausgewuchtet und eingebaut werden. — b) Das Gehäuse besteht

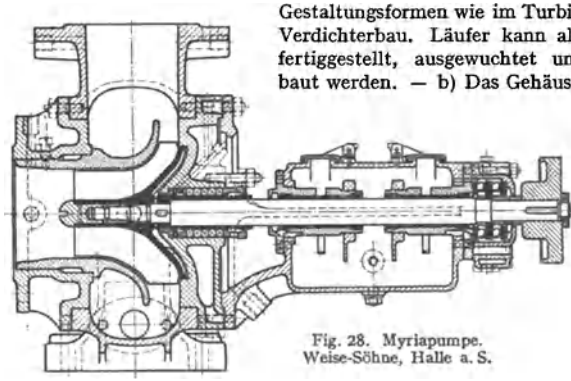


Fig. 28. Myriapumpe. Weise-Söhne, Halle a. S.

aus einzelnen Ringen, die mit Kreisflanschen verschraubt werden (Fig. 34). Vorteile: Leichte Herstellung der Zentrierung und der Dichtflächen, gute Abdichtung. Bei mehrstufigen Pumpen in Deutschland meistens die sog. Ringtype. Jeder Gehäusering enthält eine Stufe. Die beiden Gehäuseenden enthalten den

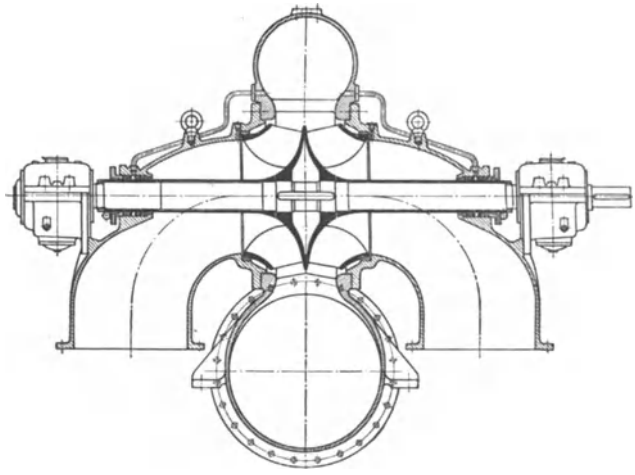


Fig. 29. Niederdruckpumpe. Escher Wyss, Zürich und Ravensburg.

Saug- und den Druckstutzen sowie die Lagerung (Fig. 33). Sämtliche Gehäuseteile werden durch Längsanker zusammengehalten, die bei großer Förderhöhe sehr stark sein müssen, um die für die sichere Abdichtung erforderliche Vorspannung zu erreichen. Abdichtung ohne Zwischenlage, nur durch Aufschleifen der Dichtungsflächen. Vorteile: Gehäuse leicht zu gießen, weil aus mehreren kleinen Teilen bestehend; Aufbau von Pumpenreihen verschiedener Förderhöhe und Stufenzahl aus nur wenigen gleichartigen Teilen.

Wasserführung. Man unterscheidet Laufräder mit einseitigem und doppelseitigem Einlauf (Fig. 2 und 4). Die Angaben auf Seite 276 beziehen sich sämtlich auf einseitige Laufräder. Beim doppelseitigen Rad ist das geförderte Flüssig-

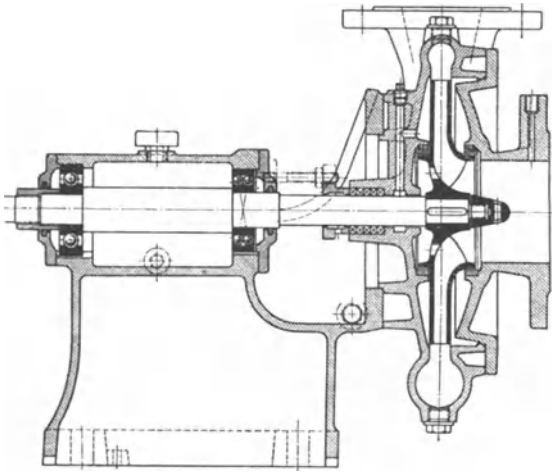


Fig. 30. Niederdruckpumpe. Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.

keitsvolumen doppelt und die Schnelläufigkeit $\sqrt{2}$ mal so groß wie beim einseitigen Rad mit gleicher Schaufelform. Vorteile: Die doppelseitigen Räder haben fast keinen Axialschub, brauchen keinen Ausgleich dafür und kommen mit nur einem leichten Drucklager aus. Deshalb auch Anwendung bei mehrstufigen Pumpen (Fig. 32). Nachteile: Zwei Saugstutzen bei Bauart nach Fig. 29, verwickeltes Gehäuse oder Leitrad, Lagerung schwieriger, weil fliegendes Laufrad nicht möglich.

Als Übergangsform vom Laufrad mit radialer Abströmung zum Axialrad (Propeller) findet man häufig die sog. halbaxialen Räder (Konuslaufrad). Verwendung dieser Räder sowohl in Verbindung mit spiral- (Fig. 28) als auch mit axialdurchflossenem Gehäuse. Im letzten Falle besonders einfache Wasserführung. Die halbaxialen Räder stellen auch in ihren hydraulischen Eigenschaften Übergangsformen dar.

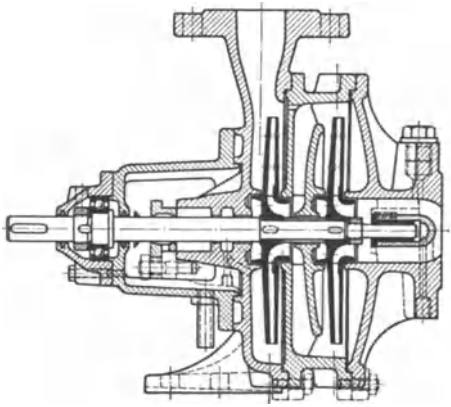


Fig. 31. Hauswasserpumpe „Kleinod". Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.

Die einfachste Wasserführung haben die Propellerpumpen; sie sind deshalb auch in der Gehäuseform besonders einfach (Fig. 25 bis 27). Weiterer Vorteil: Die Propellerpumpen sind erheblich kleiner und leichter als eine Spiralpumpe gleicher Leistung. Nachteil: Der Wirkungsgrad fällt in der Nähe des Normal-

betriebszustandes schneller ab als bei Laufrädern mit radialem Abfluß. Das kann verhindert werden, wenn man die Schaufeln des Laufrades verstellbar macht (vgl. Kaplan-Turbine). Derartige Pumpen sind bereits mehrfach ausgeführt worden[1]). Verstellung der Laufschaufeln von Hand während des Betriebes. Dadurch erreicht die Pumpe eine Regelfähigkeit (flache Wirkungsgradkurve), die erheblich besser ist als bei den Radialpumpen.

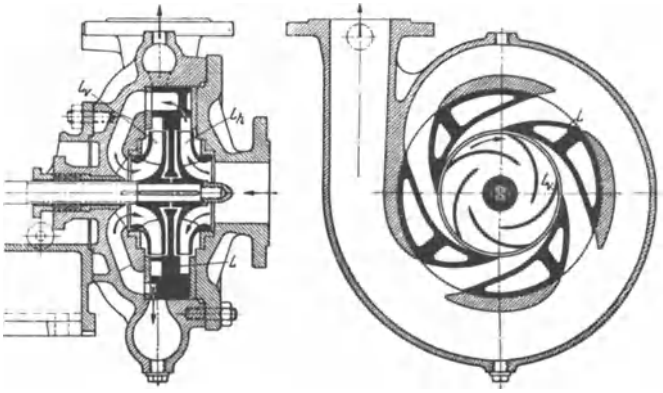


Fig. 32. Zweistufige Pumpe. Gebr. Sulzer, Ludwigshafen. L_v, L_h = Laufrad; L = Leitapparat.

Gesamtanordnung. Meistens werden die Kreiselpumpen mit waagerechter Welle aufgestellt. Bei Propellerpumpen wird häufig die Wellenlage durch die Richtung der Rohrleitung festgelegt[2]), so daß die Welle schräg liegt oder senkrecht steht. Auch bei Radialpumpen geht man in neuester Zeit über zu senk-

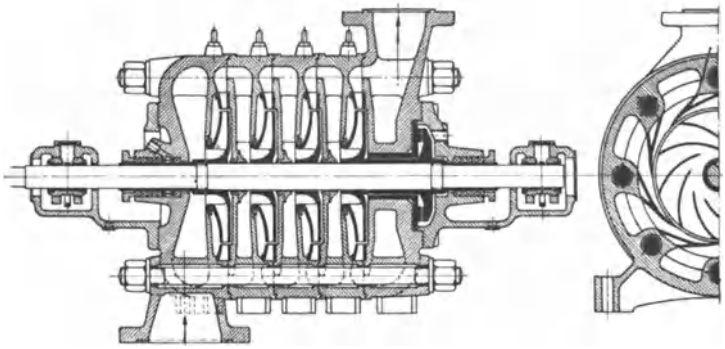


Fig. 33. Kesselspeisepumpe. C. H. Jaeger & Co., Leipzig.

rechter Welle, vor allem im Schiffsmaschinenbau. Vorteil: Geringer Platzbedarf. Pumpen mit senkrechter Welle können leicht an einer Wand aufgehängt werden und brauchen dann überhaupt keine Bodenfläche. Bei schräger und senkrechter Welle ist immer ein Drucklager zur Aufnahme des Eigengewichts nötig. Der Axialschubausgleich muß unabhängig davon arbeiten können. Jede Kreiselpumpe braucht in der Förderleitung ein Absperr- oder Rückschlagorgan. Beim Abstellen

[1]) Spetzler, O.: Z. VDI Bd. 78 (1934) S. 1183.
[2]) Kardinal von Widdern: Escher Wyss Mitt. Bd. 10 (1937) S. 74.

würde sonst die Förderflüssigkeit zurück durch die Pumpe laufen und diese rückwärts drehen. Die Rückwärtsdrehzahl kann u. U. gefährlich hoch werden. Beim Anfahren der Pumpe wird die Absperrvorrichtung auf der Druckseite zunächst geschlossen gehalten, da die meisten Pumpen beim Arbeiten gegen geschlossenen Schieber die geringste Leistung aufnehmen. Bei Hochdruck-Speisepumpen gehen die Drehzahlen heute bis $n = 25000$/min. Derartige schnellaufende Pumpen arbeiten nur, wenn ihnen das Wasser mit mehreren at Druck zugeführt wird. Deshalb Zubringerpumpe, die häufig mit der Hauptpumpe durch Zahnradgetriebe vereinigt ist und mit dieser ein Ganzes bildet. Oft auch räumliche Trennung von Zubringer- und Hauptpumpe und Zwischenschaltung von Vorwärmern.

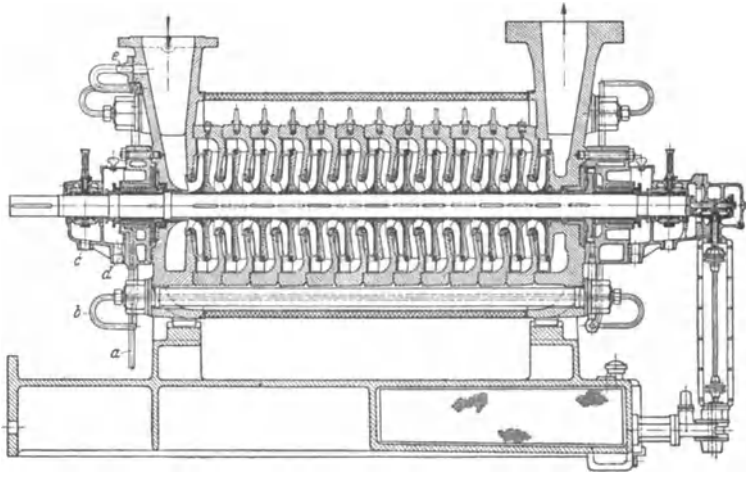


Fig. 34. 13stufige Sulzer-Hochdruck-Kesselspeisepumpe für hohe Speisewasser-Temperaturen. Gebr. Sulzer, Ludwigshafen. *a* Kühlwasserleitung, *b* Anschlußpunkt für die Ankerheizung. *c* Ölablaufleitung, *d* Leckwasserablaufleitung, *e* Anschluß für die Rückführung des Entlastungswassers in den Saugstutzen. Gehäuse aus einzelnen aufeinander aufgeschliffenen Ringgehäusen zusammengesetzt. Pumpenfüße in Achshöhe angeordnet. Entlastungswasser durch durchbohrte Ankerbolzen in den Saugstutzen zurückgeführt, wodurch Wärmespannungen zwischen Gehäuse und Anker vermieden werden. Stopfbüchse für Oberflächenkühlung eingerichtet. Welle in preßölgeschmierten Gleitlagern gelagert. Hydraulischer Axialschubausgleich durch Entlastungsscheibe. Angebaute Ölpumpe für die Ölversorgung des ganzen Maschinensatzes.

G. Anwendungsgebiete.

Verhältnis zur Kolbenpumpe. Die Kreiselpumpe ist der Kolbenpumpe in bezug auf den Wirkungsgrad überlegen, wenn große Flüssigkeitsmengen auf geringe Höhen gefördert werden sollen. Dagegen ist die Kolbenpumpe vorzuziehen bei Förderung von kleinen Flüssigkeitsmengen auf hohe Drucke. Da aber die Kreiselpumpe wesentlich kleiner, leichter und billiger ist, hat sie sich viele Anwendungsgebiete erobert, wo die Kolbenpumpe im Wirkungsgrad gleichwertig oder überlegen ist.

Niederdruckpumpen ($n_s > 60$/min), immer einstufig. Anwendung zur Ent- und Bewässerung von Ländereien (Schöpfwerke) und zum Umwälzen von großen Flüssigkeitsmengen (Kühlwasser). Lenz-Pumpen auf Schiffen.

Mitteldruckpumpen ($n_s < 60$/min), ein- oder mehrstufig. Anwendung in Wasserwerken und als Hauswasserpumpen; Entwässerungspumpen. Speicherpumpen bei Wasserkraftanlagen (Fig. 31).

Hochdruckpumpen immer mehrstufig. n_s der einzelnen Stufen $\leqq 30$/min. Anwendung zur Kesselspeisung, Feuerlöschpumpen, Wasserwerkspumpen.

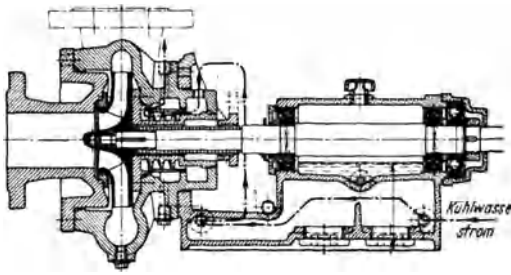


Fig. 35. Heißwasser-Umwälzpumpe. Klein, Schanzlin & Becker, Frankenthal.

H. Sonderformen.

Hochdruck-Umwälzpumpen. Anwendung bei La Mont-Dampfkesseln (Fig. 35) und in der chemischen Industrie. Kennzeichen: Mittel- oder Niederdrucklaufrad, kleine Förderhöhe; aber Flüssigkeit hat bereits vor der Pumpe hohen Druck und meistens auch hohe Temperatur. Stopfbuchsen müssen unmittelbar gegen den hohen Druck abdichten; trotzdem meistens nur Weichpackung, aber Kühlung. Achtung auf Wärmedehnung des Gehäuses.

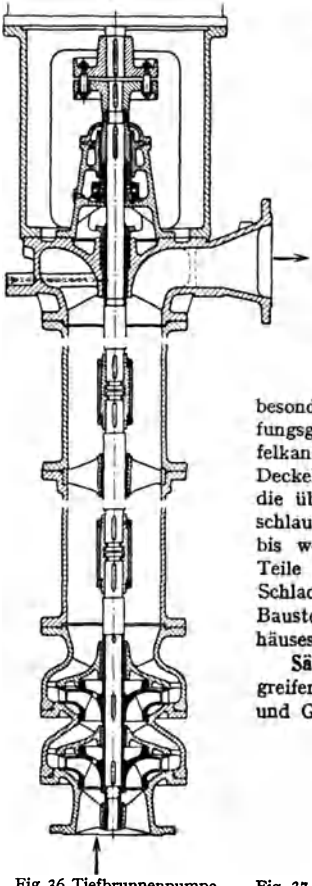


Fig. 36. Tiefbrunnenpumpe. C. H. Jaeger & Co., Leipzig.

Bohrlochpumpen (Fig. 36). Bei diesen Pumpen muß der Durchmesser des Gehäuses so klein wie möglich gehalten werden. Antrieb immer durch Elektromotor, deshalb ist die Drehzahl begrenzt. Die Pumpe muß daher mehrstufig ausgeführt werden. Laufräder meistens halbaxial. Sonderbauart: E-Motor unter Wasser; entweder ganz mit Wasser gefüllt oder durch Preßluft ähnlich Taucherglocke wasserfrei gehalten[1]). Anwendung in großer Zahl zur Trinkwasserversorgung.

Schmutzwasserpumpen[2]) zur Förderung von Schlamm, Dickstoff, Schlacken oder mit besonders großer Leistung auf Saugbaggern. Verstopfungsgefahr besonders groß; deshalb sehr weite Schaufelkanäle, wenig Laufschaufeln, häufig Laufrad ohne Deckel. Anwendung von Schlauchrädern (Fig. 37), die überhaupt keine Schaufeln haben, sondern nur schlauchähnliche Kanäle. Trotzdem Wirkungsgrad bis weit über 70 vH. Abnutzung der umströmten Teile groß, wenn die Förderflüssigkeit Sand oder Schlacken enthält. Anwendung von verschleißfestem Baustoff für das Laufrad und zur Panzerung des Gehäuses.

Säurepumpen. Zur Förderung von chemisch angreifenden Flüssigkeiten. Herstellung von Laufrad und Gehäuse ganz aus Steingut oder aus korrosions-

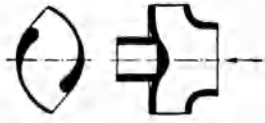


Fig. 37. Kanalrad zur Förderung von Dickstoff. Amag-Hilpert, Nürnberg.

[1]) Pfleiderer, C.: Z. VDI Bd. 80 (1936) S. 253.
[2]) Dziallas, R.: Z. VDI Bd. 81 (1937) S. 258.

beständigem Metall. Sperrwasser-Stopfbuchsen, um den Austritt der Förderflüssigkeit zu verhindern.

Selbstansaugende Pumpen. Diese Pumpen sind in der Lage, Luft anzusaugen und zu fördern und so ein Vakuum herzustellen. Sie sind ihrem Wesen nach keine Kreiselpumpen, sondern arbeiten ähnlich wie die Kolbenpumpen durch abwechselnde Vergrößerung und Verkleinerung von Räumen, durch die die Luft oder die Flüssigkeit gefördert wird. Diese Pumpwirkung wird durch einen Wasserring hervorgerufen, der im Gehäuse umläuft und durch die Fliehkraft des umlaufenden Pumpenrades entsteht. Im Innern des Wasserringes be-

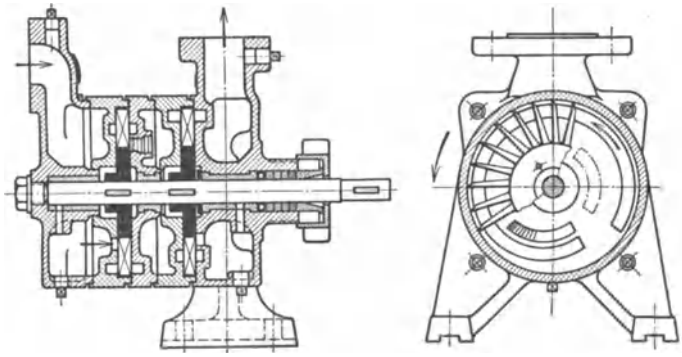


Fig. 38. Selbstansaugende Kreiselpumpe. Siemen & Hinsch, Itzehoe.

steht ein Luftraum, durch den die Luft angesaugt und gefördert wird. Zu diesem Zwecke muß der Wasserring entweder exzentrisch zum Laufrad liegen (z. B. Elmo-Pumpe, s. S. 195) oder durch seitliche Kanäle zum Teil aufgenommen werden können (z. B. Sihi-Pumpe, Fig. 38). Die selbstansaugenden Pumpen können auch Wasser bzw. eine andere Flüssigkeit fördern. In diesem Falle ist das ganze Gehäuse mit der Förderflüssigkeit ausgefüllt, und die Pumpe arbeitet ähnlich wie eine Kreiselpumpe. Der Wirkungsgrad dieser Pumpe ist aber nur niedrig und beträgt bei guten Ausführungen 30 bis 40 vH. Deshalb Anwendung nur für kleine Leistungen oder bei zeitweisem Betrieb. Anwendung einer selbstansaugenden Pumpe als erste Stufe einer mehrstufigen Hochdruckpumpe [Feuerlöschpumpe[1])] oder Anwendung einer selbstansaugenden Pumpe zur Entlüftung des Gehäuses einer größeren Kreiselpumpe. Die erste Pumpe wird (selbsttätig) abgeschaltet, sobald die Hauptpumpe die Förderung aufnimmt.

III. Die Dampfturbinen.

Bearbeitet von Professor Dr.-Ing. **H. Baer**, VDI, Breslau.

A. Grundlagen der Berechnung.

1. Die Umwandlung potentieller Energie in kinetische.

Die Dampfturbine wird am einfachsten mit Hilfe des Mollierschen *i-s*-Diagrammes berechnet[2]).

Der Anfangszustand *1*, Fig. 1, ist immer gegeben durch den Dampfdruck p_1 und die Dampftemperatur t_1 bzw. die spezifische Dampfmenge x_1, vom End-

[1]) Schäfer, D.: Z. VDI Bd. 80 (1936) S. 825.

[2]) VDI-Wasserdampftabellen (Mollier-Diagramm) von Dr.-Ing. We. Koch. Berlin: Oldenbourg und Springer-Verlag 1937.

zustand *2* ist meistens nur der Druck p_2 bekannt. Die Lage des Endzustandes *2* der Expansion in der Düse hängt ab von der Zustandsänderung, durch die der Übergang von *1* nach *2* vor sich geht. Von außen wird weder Wärme zu- noch abgeführt, wenn also auch nicht noch durch Reibung Wärme zugeführt wird, so muß die Zustandsänderung eine Adiabate sein, also gemäß $\overline{12'}$ verlaufen. Die theoretische Dampfgeschwindigkeit c_0 findet sich nach Bd. I, S. 309 zu

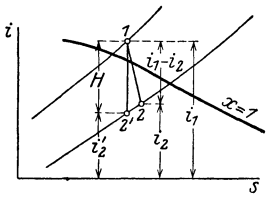


Fig. 1.

$$c_0 = 91{,}53\sqrt{i_1 - i_2'} = 91{,}53\sqrt{H},$$

wo H das „Wärmegefälle" darstellt. Geht die Strömung unter Reibung, d. h. unter Wärmezufuhr und somit unter zunehmender Entropie vor sich, so ist die wirkliche Dampfgeschwindigkeit

$$c = 91{,}53\sqrt{i_1 - i_2}.$$

Die Verluste können durch Einführung einer Geschwindigkeitszahl $\varphi < 1$ berücksichtigt werden, indem mit

$$\varphi = c/c_0, \quad c = \varphi \cdot c_0$$

gerechnet wird; der Wert von φ kann für die einzelnen Düsenformen nur auf dem Wege des Versuches bestimmt werden.

Die Durchflußquerschnitte F in m² folgen aus der „Kontinuitätsgleichung"

$$G \cdot v = c \cdot F,$$

wobei G das sekundlich durch die Düse strömende Dampfgewicht in kg/sek, v das spezifische Dampfvolumen in m³/kg bei dem Zustand im Querschnitt F, c die dort herrschende Dampfgeschwindigkeit in m/sek.

Da diese Maßeinheiten auf rechnerisch unbequeme Zahlen führen, wird im Dampfturbinenbau vielfach die Fläche F in mm² und die Dampfmenge G in kg/h ausgedrückt; dann wird die in der Stunde durch 1 mm² hindurchgehende Dampfmenge berechnet nach

$$\frac{G_{St}}{F} = 0{,}36\frac{c/100}{v} \text{ (kg/h mm}^2\text{)}. \quad \text{Es wird: } F = \frac{G_{St}}{0{,}36\dfrac{c/100}{v}} \text{ (mm}^2\text{)}.$$

Rechnet man hiernach den Querschnittsverlauf für eine Düse aus, so erhält man eine allmählich sich verengende Düse, solange das Wärmegefälle

$$h < A\frac{\varkappa}{\varkappa+1}P_1 v_1.$$

Ist der Gegendruck aber tiefer, so daß $h > A\dfrac{\varkappa}{\varkappa+1}P_1 v_1$ ist, so ist an die zuerst sich verengende Düse ein allmählich sich erweiternder Teil anzuschließen. Die Größe

$$h_k = A\frac{\varkappa}{\varkappa+1}P_1 v_1$$

heißt das „kritische Wärmegefälle". Solange also das in einer Düse umgesetzte Wärmegefälle kleiner als das kritische ist, erhält man eine „nicht erweiterte" und sobald das Gefälle das kritische Gefälle überschreitet, eine „erweiterte" Düse.

Bezüglich dieser Verhältnisse s. Bd. I, S. 305, 309. Hiernach folgt der engste Querschnitt der erweiterten Düse aus

$$G = \psi \cdot f_{\min} \cdot \sqrt{p_1/v_1}.$$

Ist G = stündliches Dampfgewicht, $f_{\min}$ in mm², p_1 in kg/cm² angegeben, so ist für trockengesättigten Dampf $\psi = 0{,}72$, für überhitzten Dampf $\psi = 0{,}759$.

Der größte (Austritts-) Querschnitt der Düse folgt aus

$$f_{max} \cdot c_1 = G \cdot v_2 .$$

Der Erweiterungskegel der Düse wird allgemein zu ungefähr 10° gewählt, doch ist nach Sibley selbst bei 20° noch keine Strahlablösung zu befürchten. Winkel $< 10°$ führen zu besonders langen Düsen und vergrößern die Wandreibung des Dampfes.

Zusammenstellung.

Strömender Körper	$\varkappa$	P_k/P_1	$(G/F)_{max}$ kg/m²sek	$(G_{St}/F)_{max}$ kg/mm²h
Gesättigter Wasserdampf	$1{,}035 + 0{,}1\,x$	0,577	$1{,}99\sqrt{P_1/v_1}$	$0{,}72\sqrt{p_1/v_1}$
Überhitzter „	1,30	0,546	$2{,}09\sqrt{P_1/v_1}$	$0{,}759\sqrt{p_1/v_1}$

P_1 = Druck in kgm^{-2}, p_1 = Druck in $kgcm^{-2}$.

2. Die Umwandlung kinetischer Energie in mechanische.

Die mechanische Arbeit der Laufschaufel oder die „Arbeit am Radumfang" berechnet sich nach Bd. I, S. 226 zu

$$AL_u = h_u = \frac{A\,u}{g}\,(c_{1u} \pm c_{2u})$$

in kcal für 1 kg Dampf; sie heißt auch das „Gefälle am Radumfang h_u. c_{2u} ist positiv einzuführen, solange es in dem Geschwindigkeitsplan Fig. 3 links von der durch 0 gehenden Senkrechten auf der Umfangsrichtung liegt, andernfalls negativ. Für die praktische Berechnung empfiehlt es sich, das

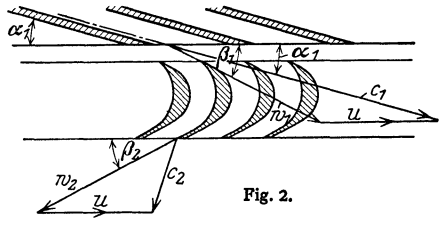


Fig. 2.

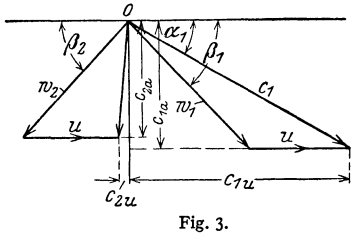


Fig. 3.

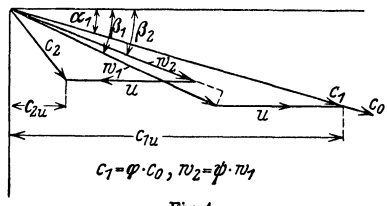


Fig. 4.

Austrittsdreieck auf die Seite des Eintrittsdreiecks umzuklappen, Fig. 4, aus der die Arbeit h_u, am Radumfang geleistet, ohne weiteres zu erkennen ist.

3. Wirkungsgrad.

Der Wirkungsgrad der Energieumwandlung am Schaufelradumfang ist gegeben durch

$$\eta_u = h_u/h . \quad \text{Mit } h = A \cdot c_0^2/2g \text{ folgt:}$$

$$\eta_u = 2\,\frac{u}{c_0} \cdot \frac{c_{1u} \pm c_{2u}}{c_0} .$$

Dieser Wirkungsgrad (Wirkungsgrad am Radumfang) ist unter sonst gleichen Reibungsverhältnissen des Dampfes in Düse und Laufschaufel eine Funktion des Verhältnisses u/c_0 bzw. u/c_1; zu dem Höchstwert von η_u gehört ein bestimmter Wert des Verhältnisses u/c_0 bzw. u/c_1. (Vgl. S. 299 und 300.)

4. Druckstufung.

Das Wärmegefälle vom Kessel bis Kondensator ist so groß, daß sich Dampfgeschwindigkeiten c_0 ergeben, die in der Gegend von 1200 m/sek und darüber liegen; der Wert von u/c_0, der den besten Wirkungsgraden entspricht, liegt zwischen 0,40 bis 0,50 für Gleichdruck, zwischen 0,6 bis 0,72 bei Überdruck. Diesem entsprechend würden sich Umfangsgeschwindigkeiten von etwa 420 bis 720 m/sek ergeben, die wegen der hohen Beanspruchung durch die Zentrifugalkräfte nicht zu verwirklichen sind. Da der Wert von u/c_0 einigermaßen eingehalten werden muß, so ist mit u auch c_0 und dementsprechend das Wärmegefälle h zu vermindern. Dann aber sind mehrere Stufen hintereinander zu schalten, derart, daß der Dampf, nachdem er in der einen Stufe gearbeitet hat, nunmehr der nächsten zuströmt (vielstufige Turbine, Druckstufung).

Addiert man in einer vielstufigen Turbine die Gefälle der einzelnen Stufen (Einzelgefälle h), so ergibt sich Σh größer als das adiabatische Gefälle H vom Anfangszustand bis auf den Enddruck, da die Reibungswärme in den einzelnen Stufen bei höherer Temperatur zugeführt wird als die Endtemperatur, so daß sie noch zum Teil in mechanische Arbeit umgesetzt werden kann (Wärmerückgewinn). Man kann für die Aufteilung der Gefälle auf die einzelnen Stufen setzen: $\Sigma h = (1 + \varepsilon) H$, $\varepsilon = 0{,}02$ bis $0{,}06$, wobei die größeren Werte des Zuschlages zu H zu erwartenden schlechteren Wirkungsgraden entsprechen.

B. Die Gleichdruckturbine.

Bei der reinen Gleichdruckturbine wird das gesamte in einer Stufe umzusetzende Wärmegefälle ganz in der Düse in Geschwindigkeit umgesetzt, die sich daran anschließende Zustandsänderung in der Laufschaufel ist eine Zustandsänderung gleichen Druckes.

Verluste: Die Verluste in der Düse werden berücksichtigt durch Einführen der Geschwindigkeitszahl φ, indem $c = \varphi c_0$ gesetzt wird, also Düsenverlust

$$AV_D = (1 - \varphi^2)\, h \text{ in kcal}.$$

In der Laufschaufel kann man die Verluste ebenfalls durch Einführen einer Geschwindigkeitszahl ψ darstellen, indem man

$$w_2 = \psi\, w_1$$

setzt. Der Laufschaufelverlust ist dann $AV_L = \dfrac{A}{2g} w_1^2 (1 - \psi^2)$.

Schließlich kommt als weiterer Verlust noch die kinetische Energie des Dampfes hinter der Laufschaufel in Frage, der „Austrittsverlust" $AV_A = \dfrac{A}{2g} c_2^2$. Gemäß Fig. 5 lassen sich die Verluste im i-s-Diagramm darstellen. Der Wirkungsgrad η_u ist dann bestimmt durch $\eta_u = \dfrac{h - A\Sigma V}{h}$.

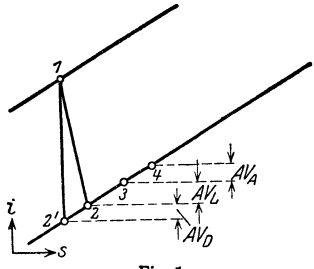


Fig. 5.

Der Beweis für $\eta_u = f(u/c_1)$ läßt sich für Gleichdruckturbinen wie folgt führen: Mit

$c_{1u} = c_1 \cdot \cos\alpha_1$ und $c_{2u} = -(w_2 \cdot \cos\beta_2 - u)$

wird nach Fig. 4:

$$h_u = \frac{A\,u}{g} \cdot (c_1 \cdot \cos\alpha_1 + w_2 \cdot \cos\beta_2 - u).$$

Für „gleichwinklige" Schaufeln mit $\beta_1 = \beta_2$ ist

$$w_2 \cdot \cos\beta_2 = \psi \cdot w_1 \cdot \cos\beta_1 = \psi\,(c_1 \cdot \cos\alpha_1 - u)$$

und

$$h_u = \frac{A\,u}{g} \cdot (1 + \psi) \cdot (c_1 \cdot \cos\alpha_1 - u).$$

Mit

$$h = A\,\frac{c_0^2}{2g} = A\,\frac{c_1^2}{\varphi^2 \cdot 2g}$$

wird

$$\eta_u = \frac{h_u}{h} = 2\,\varphi^2 (1 + \psi) \cdot \left(\cos\alpha_1 - \frac{u}{c_1}\right) \cdot \frac{u}{c_1} = 2\,(1 + \psi)\left(\varphi \cdot \cos\alpha_1 - \frac{u}{c_0}\right)\frac{u}{c_0}.$$

Diese von Banki aufgestellte Formel (nur für gleichwinklige Schaufeln gültig) zeigt besonders deutlich die Abhängigkeit des Wertes η_u nur vom Verhältnis u/c_1 oder u/c_0.

Wird die Ableitung von η_u nach u gleich Null gesetzt, so folgt

$$\cos\alpha_1 - 2u/c_1 = 0. \qquad u/c_1 = \cos\alpha_1/2.$$

Der Höchstwert von η_u wird erreicht, wenn bei kleinem Winkel α die Umfangsgeschwindigkeit annähernd = halber Dampfgeschwindigkeit wird.

Kleine Winkel α sind vorteilhaft; meist ist $\alpha = 15$ bis $17°$, herunter bis $10°$. Kleinere Winkel lassen sich aus baulichen Gründen nicht ausführen.

Die Verlustzahlen φ und ψ hängen ab von der Dampfführung und der Form der Dampfbahnen in der Düse und Laufschaufel, von der Größe der dampfberührten Flächen und ihrer Oberflächenbeschaffenheit, der Dampfgeschwindigkeit in der Düse und in der Laufschaufel, von der Düsen- und Schaufelhöhe und wahrscheinlich auch von der Dampfdichte. Trotzdem ein reiches Versuchsmaterial zur Bestimmung von φ und ψ vorliegt, hat man heute noch nicht genügend Unterlagen, um von vornherein die Werte von φ und ψ sicher angeben zu können, da die Versuchsergebnisse sich teilweise widersprechen.

Für φ kann man 0,94 bis 0,97 annehmen, für ψ ergaben Versuche von Faltin die in Fig. 6 dargestellten Werte ($\operatorname{tg}\beta_1 = \operatorname{tg}\beta_2 = 0{,}55$).

Man kann um so höhere Werte von φ und ψ nehmen, je weniger gekrümmt die Dampfbahnen, je kleiner die Dampfgeschwindigkeiten und je größer die Dampfmengen sind. Damit die Wirbelungen am Deckband und am Schaufelfuß den Wirkungsgrad nicht zu ungünstig beeinflussen, gehe man mit der Schaufelhöhe nicht unter 12 bis 15 mm (kleine Reynoldssche Zahlen!).

Meist wird mit Ausnutzung des Austrittsverlustes gearbeitet, indem an die Laufschaufel unmittelbar die Düse der nächsten Stufe anschließt, die dann so ausgebildet ist, daß der aus der Laufschaufel tretende Dampf möglichst ohne Stoß in die Düse eintritt. Mit dieser Ausnutzung der Austrittsgeschwindigkeit wird bei voller Beaufschlagung des Laufrades stets gerechnet, während bei teilweiser Beaufschlagung Umsetzung von $c_2^2/2g$ in Wärme angenommen wird. Für die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_1 aus der Düse folgt dann bei voller Beaufschlagung

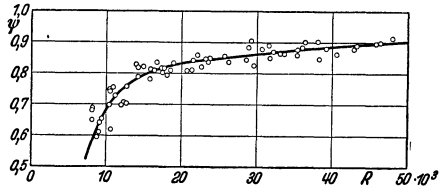


Fig. 6. Laufschaufel-Verlustzahl ψ abhängig von der Reynoldsschen Zahl $R = w_2^* \cdot r'/\nu$.
w_2^* = rel. Austr. Geschw. bei verlustloser Strömung in m/sek.
r' = hydr. Radius d. mittl. Schaufelquerschn. in m.
ν = kinem. Zähigkeit in m²/sek.

$$c_1 = \varphi \cdot 91{,}53 \sqrt{h + \frac{A}{2g} c_2^2 \cdot \xi},$$

wobei c_2 die Austrittsgeschwindigkeit der vorhergehenden Stufe ist. Der Verlustfaktor $\xi < 1$ soll dem Umstand Rechnung tragen, daß manchmal nicht alle Austrittsenergie in der nächsten Stufe zur Verfügung steht; der Wert von ξ hängt vollständig von der Konstruktion ab; man wird ihn im besonderen Fall an Hand der Versuchsergebnisse ausgeführter Turbinen zu schätzen haben.

Die größten Werte des Wirkungsgrades liegen bei der Gleichdruckturbine bei $c_0/u = 2{,}1$ bis $2{,}9$.

C. Die Überdruckturbine.

Bei der Überdruckturbine wird nur ein Teil des in der Stufe umzuwandelnden Wärmegefälles in der Leitschaufel in kinetische Energie umgesetzt und der Rest des Wärmegefälles in der Laufschaufel, die also jetzt eine doppelte Aufgabe hat.

Ist h das Gefälle in der Stufe, so ist, wenn h_l das im Leitrad und h_a das im Laufrad umgesetzte Wärmegefälle ist:

$$h = h_l + h_a.$$

Meist wird mit 50 vH Reaktion gearbeitet, d. h. $h_l = h_a = h/2$ gemacht. Die Überdruckturbine wird stets vielstufig mit dichter Aufeinanderfolge der einzelnen Stufen ausgeführt, infolgedessen erscheint der Austrittsverlust einer Stufe als Eintrittsenergie der nächstfolgenden Stufe, d. h. in der Leitschaufel ist die absolute Austrittsgeschwindigkeit, Fig. 7:

$$c_1 = \varphi \cdot 91{,}53\sqrt{A/2g \cdot c_2^2 + h_l}$$

und in der Laufschaufel die relative Austrittsgeschwindigkeit

$$w_2 = \psi \cdot 91{,}53\sqrt{A/2g \cdot w_1^2 + h_a}.$$

φ und ψ sind auch hier Geschwindigkeitszahlen; wenn $h_l = h_a$ ist, kann man $\varphi = \psi$ setzen; die Profile der Leit- und Laufschaufeln werden einander gleich. Die Umstände, welche die Zahlenwerte von φ und ψ beeinflussen, sind dieselben wie bei der Gleichdruckturbine; auch hier herrscht über die Werte von φ und ψ noch keine Klarheit; man kann im allgemeinen

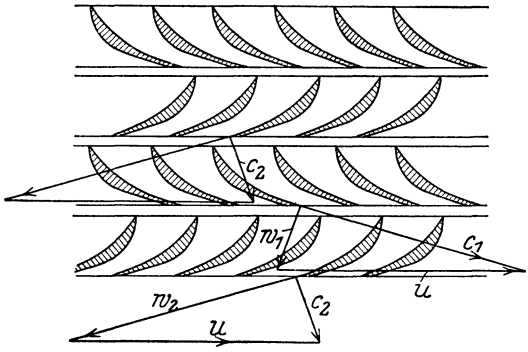


Fig. 7.

$\varphi = \psi = 0{,}93$ bis $0{,}97$

setzen (bei 50 vH Reaktion, bei weniger Reaktion etwas kleinere Werte für ψ).

Mit den vorstehenden Werten und 50 vH Reaktion wird:

$$h_l = A\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + AV \quad \text{und} \quad h_a = A \cdot \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + AV \text{ [kcal]}.$$

Mit

$$AV = \frac{A}{2g}\left(\frac{c_1^2}{\varphi^2} - c_1^2\right) = \frac{A}{2g} \cdot \left(\frac{w_2^2}{\psi^2} - w_2^2\right)$$

= Wärmewert des hauptsächlich durch Kanalreibung verursachten kinetischen Verlustes wird:

$$h_l = \frac{A}{2g}\left(\frac{c_1^2}{\varphi^2} - c_2^2\right); \quad h_a = \frac{A}{2g}\left(\frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2\right);$$

$$h = 2 \cdot \frac{A}{2g}\left(\frac{c_1^2}{\varphi^2} - c_2^2\right) = 2 \cdot \frac{A}{2g}\left(\frac{w_2^2}{\psi^2} - w_1^2\right).$$

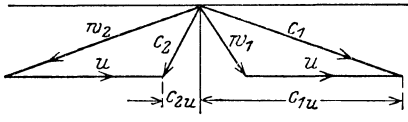


Fig. 8.

Die Leistung am Radumfang bestimmt sich aus dem Geschwindigkeitsplan nach Fig. 8 zu $h_u = A\,u/g \cdot (c_{1u} + c_{2u})$ und der Wirkungsgrad $\eta_u = h_u/h$. Die besten Wirkungsgrade, der auch hier in erster Linie eine Funktion des Verhältnisses c_0/u ist, liegen bei $c_0/u = 1{,}3$ bis $1{,}7$, wobei $c_0 = 91{,}53\sqrt{h}$ die dem Stufengefälle h entsprechende theoretische Dampfgeschwindigkeit ist.

Bei der Überdruckturbine tritt ein neuer Verlust auf, der Spaltverlust. Da vor der Laufschaufel ein höherer Druck herrscht als hinter der Laufschaufel,

Fig. 9, so wird durch den Spalt an den Enden der Leit- und Laufschaufeln Dampf um die Schaufel herumströmen, der bei der Laufschaufel für die Arbeitsleistung ganz verloren ist. Dieser Spaltverlust ist an

$$\text{der Leitschaufel} \quad G_s' = \Phi_s' \pi d_s' \cdot 0{,}36 \cdot \frac{c_s'/100}{v} \text{ (kg/h)},$$

$$\text{der Laufschaufel} \quad G_s'' = \Phi_s'' \pi d_s'' \cdot 0{,}36 \cdot \frac{c_s''/100}{v} \text{ („)}.$$

Hierin ist v = spez. Volumen in kg/m³; Φ_s und d_s sind in mm eingesetzt.

Um die Spaltverluste klein zu halten, muß man also

1. den Durchmesser klein halten,
2. das Gefälle in der betreffenden Stufe klein halten, damit die Geschwindigkeiten c_s' und c_s'' im Spalt klein bleiben (1. und 2. führen auf große Stufenzahlen [Baulänge!]).
3. die Spaltweiten d_s' und d_s'', die unter bestimmte Werte nicht herabgedrückt werden können, so weit wie möglich verringern, ohne daß aber die Betriebssicherheit darunter leidet.

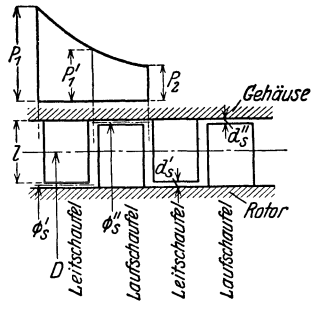


Fig. 9.

Aus den Gleichungen für den Spaltverlust folgt weiter, daß dieser besonders groß wird, wenn v klein wird, d. h. im Hochdruckgebiet; deshalb wird am Hochdruckende das Überdruckverfahren nicht angewandt. Aus der Verschiedenheit der Drucke vor und hinter der Laufschaufel ergibt sich auch die Unmöglichkeit, eine Überdruckturbine teilweise zu beaufschlagen.

Dadurch, daß der Druck vor der Laufschaufel größer ist als hinter der Laufschaufel, entsteht ein Schub in axialer Richtung vom Hochdruckende nach dem Niederdruckende hin, der sich zu

$$S = D\pi \cdot l \cdot (P_1' - P_2),$$

Fig. 9, berechnet. Auch an den Abstufungen der Läufertrommel, auf deren einen Seite ein höherer Druck herrscht als auf der anderen (Kondensatordruck) oder durch den Druckunterschied an Scheiben bildet sich ein vom Hochdruck- nach dem Niederdruckende hin wirkender Axialschub, der sich zu dem von den Schaufeln herrührenden Axialschub addiert. Durch Beschränkung des Überdruckverfahrens auf das Gebiet niedriger Drücke und durch entsprechende Bemessung der axial gedrückten Flächen hält man den gesamten Axialschub so klein, daß er noch durch ein Drucklager, insbesondere Klotzlager, allein aufgenommen werden kann.

Bei großen und mehrgehäusigen Turbinen kann der Axialschub durch Gegeneinanderwirken des Axialschubes der einzelnen Läufer mehr oder minder ausgeglichen werden; der noch unausgeglichene Rest des Axialschubes wird durch ein Drucklager, das den Läufer auch axial festlegt, aufgenommen. Ein Axialschub des Niederdruckläufers kann durch symmetrische Aufteilung der ND-Turbine, allerdings unter Erhöhung der Spaltverluste, überhaupt vermieden werden.

Auch Gleichdruckstufen werden mit etwas Reaktion (bis 20 vH) gebaut, und zwar unter Ausnutzung der Austrittsenergie der vorhergehenden Stufe; die Geschwindigkeiten berechnen sich dann nach den Beziehungen

$$c_1 = \varphi \cdot 91{,}53\sqrt{(1-\varrho)\,h + A/2g \cdot c_2^2 \cdot \xi}, \qquad w_2 = \psi \cdot 91{,}53\sqrt{\varrho\, h + A/2g \cdot w_1^2}.$$

$\varrho = h_a/h = (h - h_l)/h$ ist dabei der Reaktionsgrad und ξ ein Faktor, der einer nicht vollkommenen Ausnutzung der Austrittsenergie $A/2g \cdot c_2^2$ der vorhergehenden Stufe Rechnung trägt.

D. Geschwindigkeitsstufung (Curtis).

Vermindert man bei einer Gleichdruckturbine die Umfangsgeschwindigkeit, so nimmt die absolute Austrittsgeschwindigkeit c_2 und damit der Austrittsverlust rasch zu. Diese erhöhte Austrittsenergie kann man nun zu einem Teil noch in mechanische Arbeit umwandeln, indem man den Dampf hinter der Laufschaufel durch eine Umkehrschaufel auffängt,

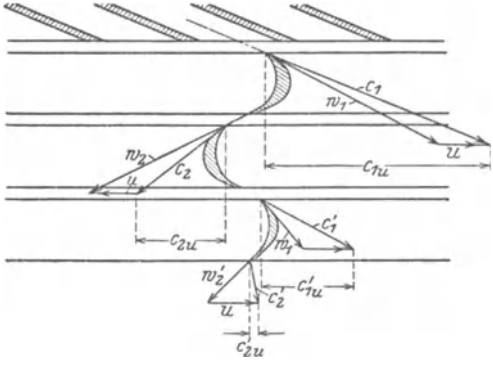


Fig. 10.

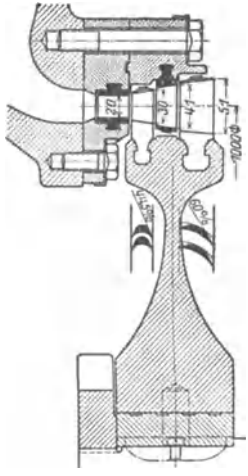


Fig. 11. Ausführung AEG.

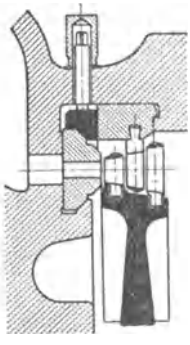


Fig. 12. Bauart BBC. Die Düsenkanäle sind in Segmente aus Sonderstahl oder Gußeisen eingefräst und durch einen Deckring geschlossen. Befestigung der Segmente durch einen konischen Ring, der durch Schrauben im Turbinengehäuse angepreßt wird.

umlenkt und ihn auf einen zweiten Laufkranz strömen läßt, Fig. 10 bis 14. Die Leistung am Radumfang berechnet sich dann zu:

Leistung des 1. Laufschaufelkranzes:

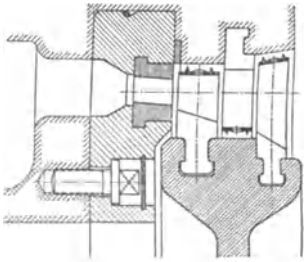
$$h_{u_1} = \frac{A\,u}{g}\,(c_{1u} + c_{2u}),$$

Leistung des 2. Laufschaufelkranzes:

$$h_{u_2} = \frac{A\,u}{g}\,(c'_{1u} \pm c'_{2u}).$$

Gesamtleistung:

$$h_u = h_{u1} + h_{u2} = \frac{A\,u}{g}\,(c_{1u} + c_{2u} + c'_{1u} \pm c'_{2u}).$$



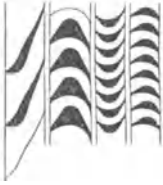


Fig. 13. Ausführung SSW.

Man kann auch drei und vier Laufschaufelkränze ausführen, sobald u genügend klein geworden ist; allgemein ist dann:

$$h_u = \frac{A\,u}{g}\,\Sigma c_u$$

und der Wirkungsgrad am Radumfang

$$\eta_u = h_u/h = f(c_0/u).$$

Zusammenstellung.

Rad	Höchstwert von η_u in vH	Zugehöriges $\frac{c_0}{u}$
1-kränziges Gleichdruckrad . .	78—82	2,1— 2,9
2- „ „ . .	66—69	4 — 4,8
3- „ „ . .	59—61	6 — 8,0
4- „ „ . .	50—52	10 —13

Die aufeinanderfolgenden Schaufellängen der Lauf- und Umkehrschaufeln müssen eine kontinuierliche Kurve ergeben, und im Axialschnitt muß die Dampfströmung eine möglichst glatte sein.

Die Geschwindigkeitszahlen ψ in den Umkehr- und Laufschaufeln hängen wahrscheinlich in hohem Maße von der Umlenkung und Reynoldsschen Zahl

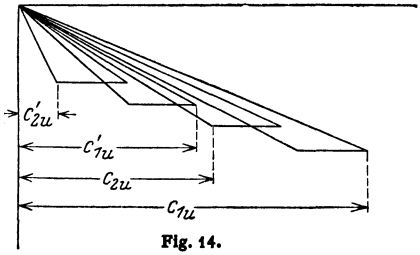


Fig. 14.

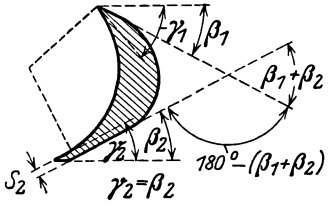


Fig. 15.

ab; je stärker die Umlenkung $180° - (\beta_1 + \beta_2)$, Fig. 15, um so kleiner wird ψ. Man kann folgende ungefähre Werte ψ für die Aufzeichnung des Geschwindigkeitsdiagrammes Fig. 16 annehmen:

Umlenkung $180°-(\beta_1+\beta_2)$:	140°	130°	120°	110°	100°	90°	80°	70°	60°
Ungefährer Wert von ψ:	0,80	0,83	0,85	0,87	0,88	0,89	0,90	0,91	0,92

Für die Winkel haben sich folgende Werte als brauchbar gezeigt:

		1-kränziges	2-kränziges	3-kränziges Rad
Düse	$\operatorname{tg}\alpha_1 =$	0,28—0,30	0,3 —0,35	0,35—0,4
1. Kranz	$\operatorname{tg}\beta_2 =$	0,45—0,55	0,4 —0,45	0,45—0,50
1. Umk.-Sch.	$\operatorname{tg}\beta_2 =$	—	0,55—0,65	0,54—0,60
2. Kranz	$\operatorname{tg}\beta_2 =$	—	0,8 —1,00	0,65—0,68
2. Umk.-Sch.	$\operatorname{tg}\beta_2 =$	—	—	0,80—0,85
3. Kranz	$\operatorname{tg}\beta_1 =$	—	—	0,9 —1,0

Als zusammengehörige Werte von β_2, β_1 und γ_1, Fig. 15, können folgende angenommen werden:

$\operatorname{tg}\beta_2 =$ 0,45	0,50	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0
$\operatorname{tg}\beta_1 =$ 0,55	0,53	0,79	0,93	1,06	1,19	1,31
$\operatorname{tg}\gamma_1 =$ 0,68	0,77	0,93	1,08	1,23	1,36	1,48

Die Geschwindigkeitsabnahme in den Lauf- und Umkehrschaufeln führt besonders im letzten Laufkranz auf große Schaufelhöhen, die hohe Beanspruchungen verursachen. Es empfiehlt sich deshalb, das Curtis-Rad mit leichtem Überdruck arbeiten zu lassen. In der Düse wird dann nur ein Teil h_D des Stufengefälles h umgesetzt; es wird

$$c_1 = \varphi \cdot 91{,}53\sqrt{h_D}.$$

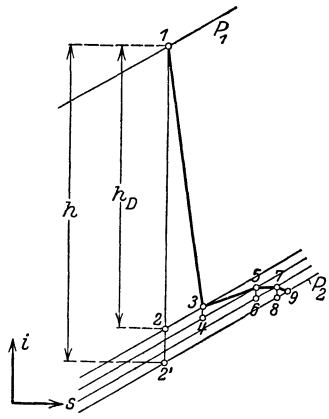


Fig. 16.

h = Stufengefälle,
h_D = Gefälle in der Düse,
$i_2 - i_2 = (1-\varphi^2) \cdot h_D$ = Düsenverlust,
$\overline{2\,2'}$ = Gefälle in den Lauf- und Umkehrschaufeln.
$\overline{3\,4} = h_{a_1}$ = Gefälle im ersten Laufkranz,

$$i_5 - i_4 = \left(\frac{A}{2g} \cdot w_1^2 + h_{a_1}\right) \cdot (1-\psi_1^2),$$

$\overline{5\,6} = h_{e_1}$ = Gefälle im Umkehrkranz,

$$i_7 - i_6 = \left(\frac{A}{2g} \cdot c_2^2 + h_{e_1}\right) \cdot (1-\psi_2^2),$$

$\overline{7\,8}$ = Gefälle im zweiten Laufkranz,

$$i_9 - i_8 = \left(\frac{A}{2g} w_1'^2 + h_{a_2}\right) \cdot (1-\psi_3^2).$$

Der Endpunkt der Zustandsänderung in der Düse ist *3*, Fig. 16. In der folgenden, ersten Laufschaufelreihe wird das Gefälle $h_{a_1} = \overline{3\,4}$ umgesetzt, so daß sich

$$w_2 = \psi_1 \cdot 91{,}53\sqrt{A/2g \cdot w_1^2 + h_{a_1}}$$

ergibt. Gleichzeitig wird aber noch die Reibungswärme

$$i_5 - i_4 = (A/2g \cdot w_1^2 + h_{a_1}) \cdot (1 - \psi_1^2)$$

zugeführt, so daß im i-s-Diagramm Fig. 16 Punkt *5* der Endpunkt der Zustandsänderung ist.

In diesem Zustand tritt der Dampf in die erste Umkehrschaufel ein, wo das Gefälle $h_{e_1} = \overline{5\,6}$ hinzukommt. Die absolute Austrittsgeschwindigkeit aus der ersten Umkehrschaufelreihe hat die Größe

$$c_1' = \psi_2 \cdot 91{,}53\sqrt{A/2g \cdot c_2^2 + h_{e_1}}.$$

Endpunkt *7* der Zustandsänderung in der ersten Umkehrschaufelreihe ist gegeben durch

$$i_7 - i_6 = (A/2g \cdot c_2^2 + h_{e_1}) \cdot (1 - \psi_2^2).$$

In gleicher Weise ergeben sich die weiteren Punkte der Zustandsänderung im zweiten Laufkranz usf. Beispiel s. S. 320.

E. Die Kennzahl.

Da der Wirkungsgrad am Radumfang eine Funktion des Verhältnisses c_0/u ist, so läßt sich zeigen, daß bei einer Turbine mit z gleichen Rädern der Wirkungsgrad η_u für einen bestimmten Wert von $zu^2/H = K$ ebenfalls festliegt, denn es ist

$$(1+\varepsilon)H = z \cdot h = z \cdot \frac{A}{2g} c_0^2 = zu^2 \frac{A}{2g}\left(\frac{c_0}{u}\right)^2, \quad \text{also} \quad \frac{zu^2}{H} = \frac{1+\varepsilon}{A/2g \cdot (c_0/u)^2}.$$

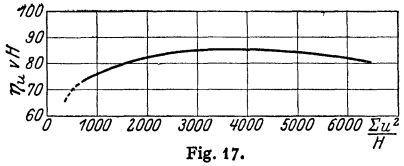


Fig. 17.

Für einen bestimmten mittleren Wert von c_0/u, der den Wirkungsgrad bestimmt, wird dann $zu^2/H = \Sigma u^2/H$ gleichbleibend $= K$, also

$$c_0/u = \sim 91{,}5/\sqrt{K}.$$

Die gebräuchlichen Werte von K sind:

Gleichdruckturbinen:

Große Maschinen (Kond.): $K = 1700$ bis 2100, entspr. $c_0/u = 2{,}22$ bis $2{,}00$.
Kleine „ „ K bis herunter auf 1200, c_0/u bis hinauf auf $\sim 2{,}65$.

Überdruckturbinen:

Große Maschinen (Kond.): $K = 2800$ bis 3600, $c_0/u = 1{,}73$ bis $1{,}53$.
Kleine „ „ K bis herunter auf 1800, c_0/u bis hinauf auf $2{,}15$.

Fig. 17 stellt den ungefähren Verlauf des Turbinenwirkungsgrades abhängig von der Kennzahl $\Sigma u^2/H$ dar. Vgl. Zahlentafel S. 317.

F. Berechnung der Düsenhöhen und Schaufellängen.

1. Düsenhöhe. Ist zum Hindurchströmen der stündlichen Dampfmenge G_{st} die Mündungsfläche F der Düse nötig, so folgt die Düsenhöhe l aus Fig. 18 aus

$$F = L \cdot \sin\alpha_1 \cdot \frac{a}{a+s} \cdot l.$$

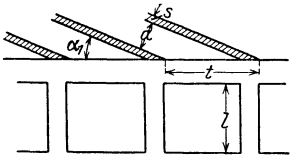


Fig. 18.

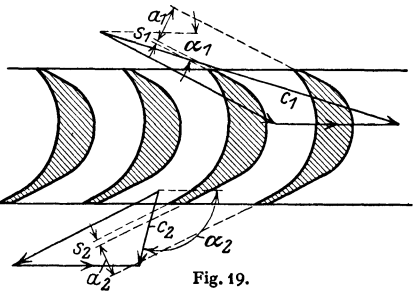


Fig. 19.

Hierin ist $L = z \cdot t$ die beaufschlagte Länge, t = Düsenteilung, z = Düsenzahl, a = lichter Kanalweite, s = Stegstärke, $\tau = \frac{a}{a+s}$ = Verengungszahl, Fig. 18

Bei voller Beaufschlagung ist $L = D \cdot \pi$. Zur Vermeidung des verlustbringenden Auffüllens und Entleerens der Schaufeln ist die Beaufschlagung geschlossen und zusammenhängend durchzuführen, die beaufschlagte Länge also nicht in Stücke aufzuteilen.

2. Schaufellänge. Diese wird nur am Ein- und Austritt berechnet. Am einfachsten wird mit den Axialkomponenten $c \cdot \sin\alpha = c_a$, vgl. Fig. 3, gerechnet. Schaufeleintritts- und Schaufelaustrittsfläche (in mm^2):

$$F_1 = \frac{1}{\tau_1} \cdot \frac{G_{st}}{0{,}36 \cdot \frac{c_{1a}/100}{v_1}}; \qquad F_2 = \frac{1}{\tau_2} \cdot \frac{G_{st}}{0{,}36 \cdot \frac{c_{2a}/100}{v_2}}.$$

v_1 und v_2 sind die spezifischen Volumina des Dampfes am Schaufelein- und -austritt, meistens ist $v_1 \backsim v_2$. Die Schaufellängen folgen aus:

$$F_1 = L \cdot l_1; \quad F_2 = L \cdot l_2.$$

Damit der Dampf aus der Düse auch sicher in die Laufschaufel eintritt, muß l_1 um einige mm, Fig. 20, größer sein als l; bei kurzen Schaufeln ist hierbei jedoch auf die Möglichkeit des Auftretens von Randwirbeln am Schaufelfuß und Schaufelkopf zu achten, die vermieden werden müssen, Fig. 21; durch zu große Schaufellängen am Eintritt kann auch ein Ansaugen und Mitreißen des umgebenden Dampfes stattfinden, wodurch der Wirkungsgrad herabgesetzt würde.

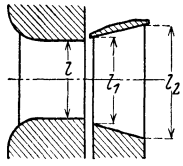


Fig. 20.

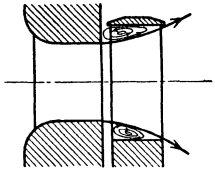


Fig. 21.

Das Anwachsen der Dampfvolumina nach dem Kondensatorende hin wird berücksichtigt durch: Zunahme der Beaufschlagung (doch ist volle Beaufschlagung schon in den ersten Stufen anzustreben, vgl. S. 297); Vergrößerung der Schaufellängen, Raddurchmesser, der Winkel (um die Axialkomponenten der Geschwindigkeiten zu vergrößern) und der Stufengefälle. Vgl. Beispiel 2 auf S. 321.

G. Die Strahlablenkung.

Auch nicht erweiterte Düsen können für überkritische Gefälle (bis $h \sim 45$ kcal) benutzt werden, doch wird dann der aus der Düse kommende Dampfstrahl auf einen Winkel α_1' abgelenkt, der größer ist als der Neigungswinkel der Düse α_1, Fig. 22. Innerhalb der praktisch vorkommenden Fälle läßt sich der Winkel α_1' berechnen aus der Gleichung:

$$\sin\alpha_1' = \frac{v_2}{v_k} \cdot \frac{c_k}{c_1} \cdot \sin\alpha_1 .$$

Nach Fig. 22 ist: $a_2/\sin\alpha_1 = a_2'/\sin\alpha_1'$, also $\sin\alpha_1' = a_2'/a_2 \cdot \sin\alpha_1 = a_2'/a_2 \cdot \sin\alpha_1/a_2$.
Für Punkt A gilt: $G = F \cdot c_k/v_k$; für B: $G = F' \cdot c_1/v_2$.
Mit $F = a_2 \cdot h$; $F' = a_2' \cdot h$ wird

$$\frac{a_2 \cdot c_k}{v_k} = \frac{a_2' \cdot c_1}{v_2} \quad \text{oder} \quad \frac{a_2'}{a_2} = \frac{v_2}{v_k} \cdot \frac{c_k}{c_1} ;$$

somit

$$\sin\alpha_1' = \frac{v_2}{v_k} \cdot \frac{c_k}{c_1} \cdot \sin\alpha_1 .$$

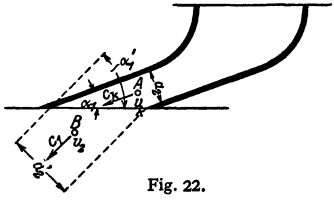


Fig. 22.

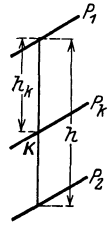


Fig. 23.

c_k und v_k entsprechen dem Punkt K auf dem kritischen Druck P_k, Fig. 23. Auch der Einfluß der Reibung läßt sich hier berücksichtigen, indem die Zustandsänderung in Fig. 23 etwas nach rechts verlaufend gezeichnet wird. Bei der Aufzeichnung der Geschwindigkeitsdreiecke und besonders bei der Wahl des Schaufeleintrittswinkels β_1 ist diese Strahlablenkung zu beachten.

H. Stopfbüchsen und Stopfbüchsenverluste.

1. Labyrinthstopfbüchsen.

Die Abdichtung durch Labyrinthe, Fig. 24, beruht darauf, daß in dem engen Spalt durch Expansion eine gewisse Dampfgeschwindigkeit erzeugt wird, die dann in der darauffolgenden plötzlichen Querschnittserweiterung vernichtet wird, so daß die Expansion im nächsten engen Spalt wieder von der Geschwindigkeit Null aus anfängt. Hat man eine sehr große Anzahl von Labyrinthringen, so kann nach Stodola, 5. Aufl., S. 155 der Undichtigkeitsverlust folgendermaßen berechnet werden: Ist ΔP die Druckabnahme in einem Labyrinth, so folgt für die Geschwindigkeit

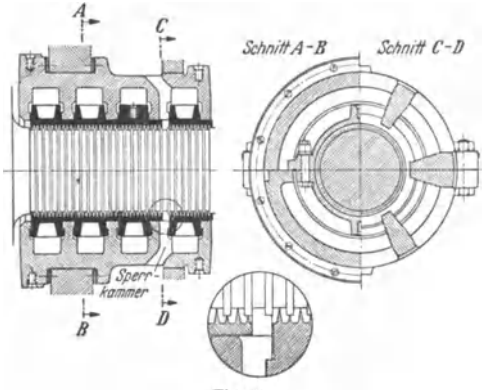


Fig. 24.

$$c = \sqrt{2g\,\Delta P \cdot v},$$

wobei ΔP infolge der großen Labyrinthzahl als so klein vorausgesetzt ist, daß man die Veränderung der spezifischen Volumina v vernachlässigen kann (vgl. Bd. I, S. 305); ferner ist $c = G_{\text{sek}} \cdot v/f$.

Wird $\Delta P = \frac{c^2}{2g \cdot v}$ gesetzt und v als ein Mittelwert aus der angenäherten Gleichung $v \cdot \frac{P_1 + P_2}{2} = P_1 \cdot v_1$ zu $v = \frac{2 P_1 v_1}{P_1 + P_2}$ bestimmt, so wird bei z-Spalten die ganze Druckabnahme:

$$P_1 - P_2 = \Delta P \cdot z = \frac{G^2}{f^2} \cdot \frac{P_1 \cdot v_1}{g (P_1 + P_2)} \cdot z \quad \text{und} \quad G_{sek} = f \sqrt{\frac{g (P_1^2 - P_2^2)}{z \cdot P_1 v_1}} \text{ kg/sek.}$$

Hierin ist f der engste Labyrinthquerschnitt, P_1 der Druck vor, P_2 der Druck hinter dem Labyrinth in kgm^{-2}, v_1 das spezifische Dampfvolumen vor dem Labyrinth, $g = 9{,}81$ m/sek^2.

Diese Beziehung für G_{sek} gilt aber nur, wenn in dem letzten Labyrinthspalt die kritische Strömungsgeschwindigkeit nicht erreicht wird. Ist $c_2 > \sqrt{\varkappa \cdot g P_2 v_2}$, so ist der sekundliche Undichtigkeitsverlust zu bemessen nach

$$G_{sek} = f \cdot \sqrt{\frac{g}{z + 1{,}5} \left(\frac{P_1}{v_1}\right)} \text{ kg/sek.}$$

Den stündlichen Undichtigkeitsverlust erhält man nach Einführung von f in mm^2 zu:

$$G_{st} = 0{,}36 f \sqrt{\frac{g (p_2^2 - p_1^2)}{z p_1 v_1}} \text{ kg/h} \quad \text{bzw.} \quad G_{st} = 0{,}36 f \sqrt{\frac{g}{z + 1{,}5} \cdot \left(\frac{p_1}{v_1}\right)}.$$

Die Werte von p_1 und p_2 sind dabei in $kgcm^{-2}$ einzusetzen.

Hat man einen bestimmten Undichtigkeitsverlust noch als zulässig erkannt, so kann man aus vorstehenden Gleichungen auch die Zahl z der Labyrinthe berechnen.

Bei neueren Ausführungen, insbesondere von Turbinen für hohen Druck (30 at und mehr) findet man für die Außenstopfbüchsen z bis zu 45 bis 50 am HD-Ende und $z = 25$ bis 30 am ND-Ende. Für die Zwischenstopfbüchsen, die den Wellendurchtritt von einer Stufe zur nächsten abdichten, kommen nur Labyrinthstopfbüchsen in Frage, Labyrinthzahl so groß, als es der Platz zuläßt.

Bezüglich Stopfbüchsen s. Bd. I.

2. Sperrkammern.

Da keine der genannten Stopfbüchsen dicht sein kann, wird immer an der HD-Außenstopfbüchse Dampf entweichen. Damit dieser nicht in das Maschinenhaus austritt, ordnet man eine Sperrkammer, s. Fig. 24, an, aus der man den durch das Labyrinth entweichenden Dampf absaugt (nach dem Kondensator oder einer ND-Stufe). Umgekehrt am ND-Ende der Sperrkammer Dampf zuführt. Die Absaugung aus bzw. die Dampfzuführung zur Sperrkammer wird so geregelt, daß außerhalb des die Sperrkammer nach außen abdichtenden Stopfbüchsenteiles nur ein leichter Dampfschleier entsteht, der nach oben durch einen Kamin abgeleitet wird. Als Sperrdampf für die ND-Stopfbüchse kann man den Leckdampf der HD-Stopfbüchse aus deren Sperrkammer benützen.

J. Dampfreibung und Ventilationsarbeit.

Die Reibungsarbeit eines umlaufenden Turbinenrades setzt sich zusammen aus

1. der Reibungs- und Ventilationsarbeit der eigentlichen Radscheibe,
2. der Reibung und Ventilationsarbeit der Beschaufelung.

Stodola setzt die gesamte Reibungs- und Ventilationsarbeit eines Turbinenrades:

$$N_R = (\beta_1 D^2 + \beta_2 D l^{1,5}) u^3 / 10^6 \cdot \gamma \text{ (PS)}.$$

In dieser Gleichung entspricht das erste Glied der Reibungs- und Ventilationsarbeit der eigentlichen Radscheibe und das zweite Glied derjenigen der Be-

schaufelung. Ist ε der Beaufschlagungsgrad, so setzt Stodola für die Reibungsarbeit eines Turbinenrades im Dampf:

$$N_R = b[\beta_1 D^2 + \beta_2 D l^{1,5}(1 - \varepsilon)]\, u^3/10^6 \cdot \gamma \text{ (PS)}.$$

Hierin ist D in m der Raddurchmesser,
u in m/sek die Umfangsgeschwindigkeit,
l in cm die Schaufellänge,
γ in kgm^{-3} das spezifische Gewicht des umgebenden Dampfes,
$\beta_1 = 1{,}46$; $\beta_2 = 0{,}83$.

Der Faktor b ist für Heißdampf und Luft $b = 1$, für Naßdampf $b = 1{,}3$. Eingehüllte Räder haben kleinere Reibungsarbeiten, die ungefähr je nach Einhüllung 25 bis 50 vH von dem so berechneten Werte von N_R betragen.

Nach Forner (Versuche der AEG) beträgt die Reibungsarbeit in PS für ein unverhülltes und unbeaufschlagtes Rad:

$$N_R = \beta D^4 l\,(n/1000)^3 \cdot \gamma .$$

Darin ist D der Schaufeldurchmesser in m,
l = Mittel aus kleinster und größter Schaufellänge in cm,
n die Umdrehungszahl in der Minute,

Für β ist zu setzen:

für einkränzige Räder . .	$\beta = 0{,}24$	für dreikränzige Räder . .	$\beta = 0{,}38$
„ zweikränzige „ . .	$\beta = 0{,}28$	„ vierkränzige „ . .	$\beta = 0{,}58$

Die Ventilationsarbeit der Laufräder spielt im allgemeinen nur in den ersten Stufen einer Turbine infolge des höheren Druckes eine Rolle, die um so mehr ins Gewicht fällt, je größer im Hochdruckende der Turbine die Durchmesser sind und je kleiner die Leistung ist.

Bei der Eintragung des Radreibungsverlustes in das i-s-Diagramm ist zu beachten, daß dessen Werte sich auf 1 kg beziehen. Es wird die Reibungswärme:

$$q_r = \frac{75 \cdot N_r}{427 \cdot G_{sek}} \text{ kcal/kg}.$$

K. Ausführung der Düsen und Schaufeln.

1. Düsen.

Frühere Ausführung: entsprechend gebogene und geformte Bleche aus Nickelstahl wurden in den gußeisernen Leitradkörper eingegossen, Fig. 25 u. 26. Stärke der Bleche je nach Düsenhöhe 1,5 bis 3 mm. Für große und lange Düsen findet diese Ausführung bei nicht zu hohen Drücken und im Niederdruckgebiet auch noch heute Anwendung, die kürzeren Düsen im Gebiet hohen Druckes werden dagegen aus einzelnen gefrästen Stahlteilen aufgebaut (Ausführungen der AEG, MAN, BBC, Wumag usw., s. Fig. 27 u. 11 bis 13, Ausführung AEG). Diese Ausführung gewährleistet genaue Einhaltung der Querschnitte und einen etwas besseren Wirkungsgrad.

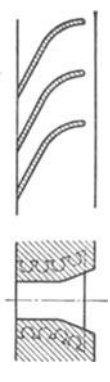


Fig. 25. Nichterweiterte Düse aus eingegossenem Ni-St-Blech.

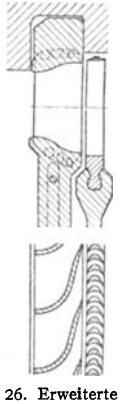


Fig. 26. Erweiterte Düse aus eingegossenem Ni-St-Blech.

2. Schaufeln.

Das Querschnittsprofil der Schaufel ergibt sich in den Grundzügen aus den Winkeln β_1 und β_2.

Der Winkel β_1 muß größer gemacht werden, als er aus dem Geschwindigkeitsdreieck folgt, um Stöße auf den Schaufelrücken zu vermeiden.

a) Schaufeln für Gleichdruckturbinen. Die Schaufelbreite B kann man angenähert nach der Beziehung

$$B = 3\sqrt{h} + 6 \text{ (mm)}$$

festlegen, wobei h das in der betreffenden Stufe arbeitende Gefälle ist; im allgemeinen soll $B > 12$ mm sein. Die freie Schaufellänge soll nicht länger als $l = \sim 12\,B$ werden, da sonst die Beanspruchungen recht ungünstig werden, außerdem soll das Verhältnis Schaufellänge zu Schaufelraddurchmesser unter $^1/_5$ bis $^1/_4$ bleiben, weil sonst die Schaufeln zu stark divergieren. Das Schaufelprofil einer Gleichdruckschaufel zeigt Fig. 28. Besondere Sorgfalt ist der Befestigung der Laufschaufeln im Laufrad zuzuwenden, vor allem wenn es sich um hohe Umfangsgeschwindigkeiten handelt. Hier ist man heute vereinzelt mit der Umfangsgeschwindigkeit an der Spitze der Laufschaufel bis auf rd. 400 m/sek gegangen. (Sorgfältigste Durchrechnung und Ausbildung des Schaufelfußes!). Beispiele für die Befestigung s. Fig. 29 bis 31. Abschluß der Laufschaufeln am äußeren Ende durch ein Deckband, das mit der Schaufel vernietet ist; Achtung auf kräftige Ausbildung des Nietzapfens. Das Deckband selbst wird in einzelnen etwa 150 bis 250 mm langen Stücken aufgebracht mit Rücksicht auf die Wärmedehnungen und Herstellung der Nietkopfteilung. Das Deckband soll etwas überstehen, damit dieses und nicht die Schaufeln zum Anstreifen kommen. Kegelige Deckbänder sind teurer in der Herstellung als einfache zylindrische, vermindern aber sicher die Wirbelbildung am Schaufeleintritt; manchmal wird das auf eine Schaufel entfallende Stück des Deckbandes gleich an die Schaufel angefräst. Damit beim Anstreifen keine großen Kräfte auftreten, sollen die überstehenden Ränder des Deckbandes angeschärft werden (auf 0,2 bis 0,5 mm).

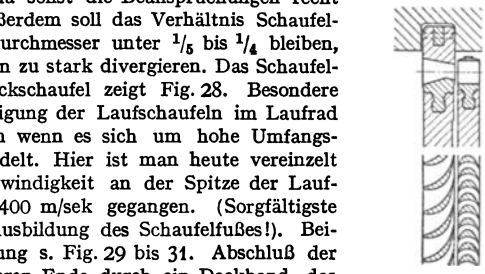


Fig. 27. Allseitig bearbeitete Düse.

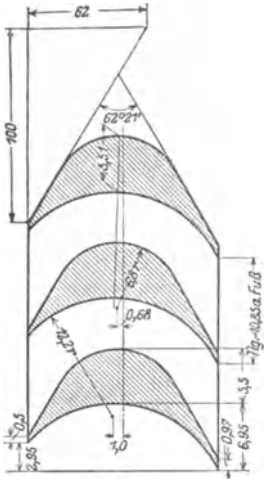


Fig. 28. Gleichdruckschaufelprofil.

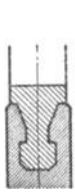


Fig. 29.

Fig. 30.

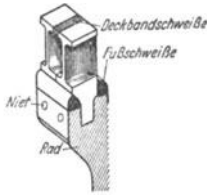


Fig. 31. (BBC).

b) Schaufeln für Überdruckturbinen. Diese sind gekennzeichnet durch den flacheren Verlauf des Profils, das für Leit- und Laufschaufel dasselbe ist, solange mit 50 vH Reaktion gearbeitet wird, s. Fig. 34 und 35. Lange Schaufeln, bei denen die Umfangsgeschwindigkeit am Schaufelkopf beträchtlich größer ist als am Schaufelfuß, werden zweckmäßig mit verschiedenen Winkeln am Kopf und Fuß ausgeführt, was durch Fräsen oder Verwinden der Schaufeln erreicht werden kann, Fig. 32, so daß propellerartig geformte Schaufeln entstehen; zur

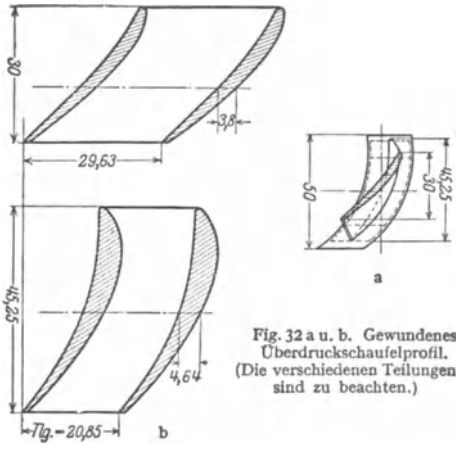


Fig. 32 a u. b. Gewundenes Überdruckschaufelprofil. (Die verschiedenen Teilungen sind zu beachten.)

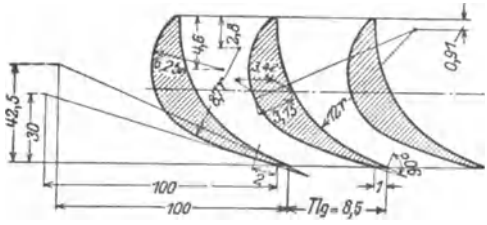


Fig. 33. Überdruckschaufelprofil.

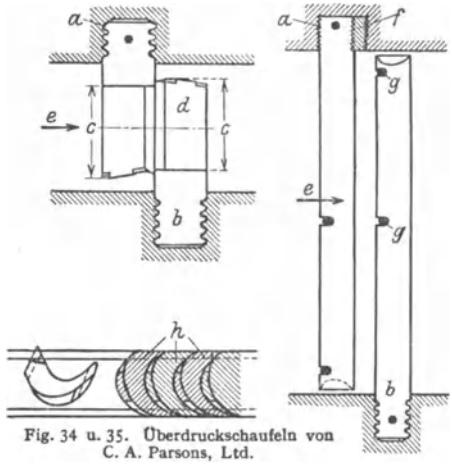


Fig. 34 u. 35. Überdruckschaufeln von C. A. Parsons, Ltd.

a Leitschaufelreihe; *b* Laufschaufelreihe; *c* Schaufellänge; *d* Deckband aus Kupfer; *e* Strömungsrichtung; *f* verzahnte Paßstücke aus Kupfer; *g* Versteifungsdraht aus Stahl; *h* Schaufeln fest aneinandergepreßt. Die linksstehende Fig. 34 zeigt axiale Spaltabdichtung mittels vorstehender Deckbänder, Fig. 35 zeigt radiale Abdichtung mittels Kopfzuschärfung.

Verminderung der Beanspruchung durch die Zentrifugalkraft können die Schaufeln am Kopf schmäler gemacht werden wie am Fuß. Beispiele für die Schaufelbefestigung zeigen Fig. 34 bis 38. Zur gegenseitigen Abstützung und Ausrichtung bei den langen Schaufeln eingelötete Versteifungsdrähte, Schaufeln am Kopf zugeschliffen (geringere Kräfte beim Anstreifen!).

c) Zwischenstücke. Diese werden bei großen Umfangsgeschwindigkeiten gleich am Schaufelfuß mit angefräst unter Wahrung eines allmählichen Überganges in die nach außen sich verjüngende Schaufel. Herstellung der Zwischenstücke durch Fräsen.

Bei der Ausführung der Leitschaufeln und Zwischenstücke ist insbesondere bei den Überdruckturbinen darauf zu achten, daß für einen genügenden Abfluß des sich in der Turbine bildenden Wassers gesorgt wird, um einen vorzeitigen Verschleiß der Schaufeln zu verhindern. (Kanäle und Bohrungen durch die Zwischenstücke, dicht aufeinanderfolgend Entwässerungsstutzen), s. Fig. 39a u. b. Fig. 41: Schaufelschloß der Wumag.

d) Beanspruchung der Schaufeln. a) durch die Fliehkraft: am größten am Fuß. Zur Vermeidung von Kippmomenten durch die Fliehkraft soll die Schwerlinie der Schaufel radial stehen und sich mit der Resultierenden der in den Schwerpunkten der Auflagerflächen des Fußes wirkenden Auflagerkräften decken. b) auf Biegung durch die Umfangskraft, am größten am Fuß.

Wahl der zulässigen Beanspruchung unter Berücksichti-

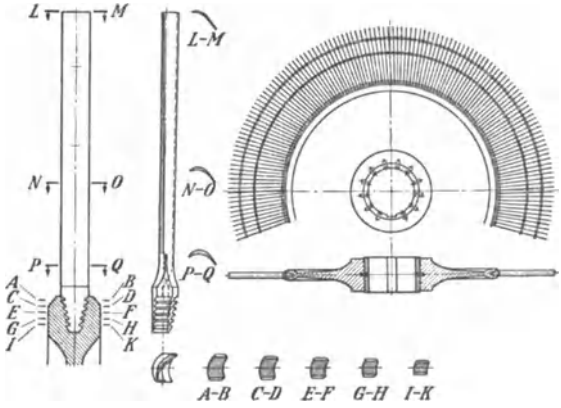


Fig. 36. Lange Niederdruckschaufel mit „Tannenzapfenfuß".

gung des Schaufelmaterials bei entsprechender Sicherheit. Vermeidung von Biegungsschwingungen der Schaufeln (Resonanz mit erregenden Kräften!).

e) Schaufelmaterial: Niedrigprozentiger Ni-Stahl nach Vergütung der Schaufelstangen im Ölbad in erster Linie im Hochdruckteil bis 275°.

Nichtrostender Stahl; Verwendung im Hochdruckgebiet und im Niederdruckgebiet, in letzterem bei entsprechend hoher Festigkeitsbeanspruchung. Zusammensetzung: 8 bis 12 vH Ni, 18 bis 20 vH Cr, 0,15 vH C.

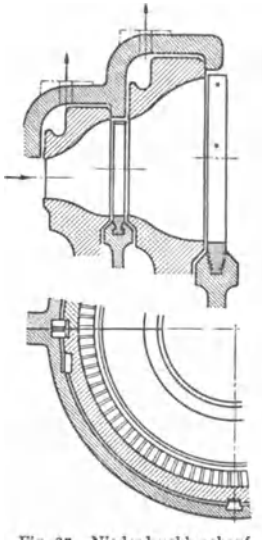


Fig. 37. Niederdruckbeschaufelung einer 30000 kW-Turbine (AEG).

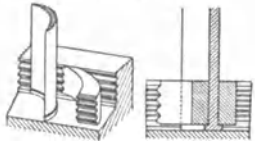


Fig. 38. Schaufelbefestigung mit angestauchtem Schaufelfuß und Zwischenstücken (BBC).

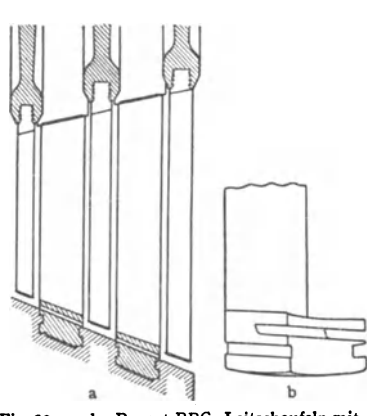


Fig. 39 a u. b. Bauart BBC. Leitschaufeln mit eingebauten Kondensatwasser-Ableitkanälen. Die Schaufeln sind mit „Spaltüberbrückung" ausgeführt, d. h. die Deckbleche und inneren Begrenzungswände von Leit- und Laufschaufeln greifen dachziegelartig übereinander, so daß der Dampfstrahl den Spalt verlustfrei überspringen kann. Die Eintrittshöhe einer Schaufel ist um ein bestimmtes Maß größer als die Austrittshöhe der vorhergehenden Schaufel. Das Spiel zwischen Deckblech und Gehäusewand kann beliebig groß gewählt werden.

Für die Schaufeln der Höchstdruckturbinen Chrom-Nickel-Molybdänstahl. Zum Schutz gegen das Auswaschen (Korrosion) durch Wassertropfen auch Härtung der Eintrittskanten der Schaufeln (BBC) oder Auflöten einer harten Schutzfläche auf die Schaufel (Schaufelrücken) (SSW).

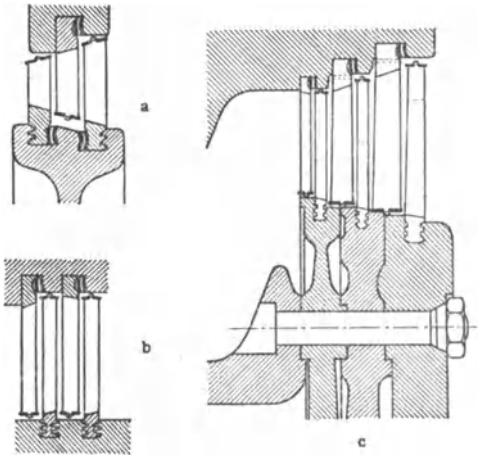


Fig. 40 a bis c. a Curtis-Rad für Hilfsturbinen. b Ausschnitt aus Mitteldruckteil der Hauptturbine. c Niederdruckkopf der Hauptturbine.
Nach Einbringen der Beilagen werden Stemmstreifen in die verbleibende Nut eingetrieben. Die Stemmstreifen mit schwach konischem, gebogenen Querschnitt füllen den besonders geformten Raum zwischen Nutenwand und Beilagestück aus.

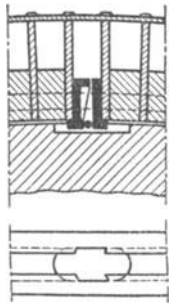


Fig. 41. Schaufelschloß der Wumag-Görlitz.
Die Verschlußstücke, von denen das eine keilförmig ist, haben unten Vorsprünge, die unter die Schaufeln treten, wenn die Verschlußstücke durch einen zwischen sie getriebenen Keilstift auseinandergetrieben werden.

Fig. 42. Schaufelschloß der AEG. *a* Schaufelträger, *b* Laufschaufel, *c* Reiter, *d* Stahlkeil.

f) Herstellung der Schaufeln meistens durch Fräsen, wobei Schaufel und Zwischenstücke besonders bei nach dem Kopf zu verjüngten Profilen aus einem Stück bestehen. Ausgangsprofil beim Fräsen der Schaufeln wegen des richtigen Aufspannens genau gefräste rechteckige Stäbe. Vor Einbau der Schaufeln Lehrenkontrolle.

L. Aufbau der Dampfturbine.

Aufbau einer Dampfturbine:

Hochdruckteil: Gleichdruck.
Mitteldruckteil: Gleichdruck oder Überdruck.
Niederdruckteil: Gleichdruck oder Überdruck.

Also entweder reine Gleichdruckturbinen oder kombinierte Turbinen, d. h. Turbinen, bei denen das Niederdruckende oder auch schon der Mitteldruckteil nach dem Überdruckverfahren arbeitet. Als erste Hochdruckstufe kann ein zweikränziges Gleichdruckrad mit Vorteil Verwendung finden, sonst auch ein einkränziges Gleichdruckrad mit vergrößertem Durchmesser.

Drehzahlen. Beim Antrieb von Drehstromgeneratoren bis 80000 kW $n = 3000$ Uml./min, bei ganz großen Leistungen (über 80000 kW) $n = 1500$ U/min. Bei Gleichstromgeneratoren und bei Schiffsturbinen (Propellerantrieb) findet sich heute fast durchweg die Zwischenschaltung eines Übersetzungsgetriebes; dabei liegt die Drehzahl der Turbine je nach Leistung zwischen 3000 und

12000 U/min; in den übrigen Fällen ist ebenso die angetriebene Maschine (Turbokompressor, Pumpe usw.) für die Wahl der Drehzahl maßgebend.

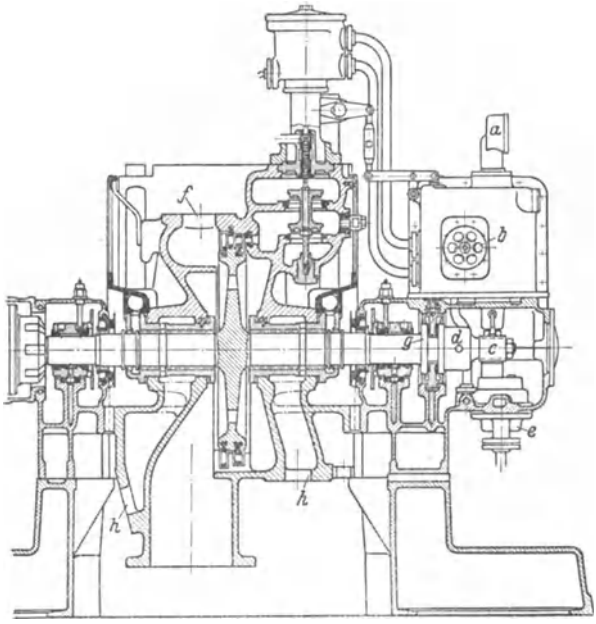


Fig. 43. Curtis-Turbine der SSW. *a* Drehzahlanzeiger, *b* Drehzahlverstellvorrichtung, *c* Antrieb für Regler und Ölpumpe, *d* Schnellschluß, *e* Zahnradölpumpe, *f* Flansch für Sicherheits- und Entlüftventil, *g* Block-Drucklager, *h* Dampfaustritt der Labyrinthdichtungen.

Drucke und Temperaturen. Zusammengehörige Werte von Dampfdruck und Temperatur, die heute für Kraftanlagen Anwendung finden, sind ungefähr nebenstehende.

Dampfdruck	Dampftemperatur
15 bis 20 kg/cm²	320 bis 380°
30 „	370 „ 425°
40 „	400 „ 450°
50 bis 70 „	450 „ 480°
100 „ 120 „	470 „ 500° (530° am Überhitzeraustritt)

Die Steigerung der Temperatur mit dem Druck wird nötig, um bei hohen Drücken am Ende der Ausdehnung des Dampfes in der Turbine einen zu hohen Wassergehalt des Dampfes zu vermeiden, der zu Schaufelauswaschungen auf dem Schaufelrücken besonders am Schaufelkopf führt. Als größter noch zulässiger Wassergehalt in der letzten Niederdruckstufe können 10 bis 12 vH gelten.

Bauarten. Eingehäusig für Leistungen bis 40000 kW, ermöglicht durch Endstufen mit großem Durchmesser und langen Schaufeln, die im Dampfvolumen bis zu 1000 m³/sek verarbeiten, bei Leistungen von 35000 bis 80000 kW (n = 3000 U/min) zweigehäusig mit zweiflutigem Niederdruckteil, s. Fig. 46, bei größeren Leistungen je nach Größe zwei- und dreigehäusig; bei ganz großen Leistungen Anordnung von zwei Generatoren auf besonderen Wellen, wobei der eine Generator vom Hochdruckteil und Mitteldruckteil *I*, der andere Generator vom Mitteldruckteil *II* und dem Niederdruckteil angetrieben wird, 160000 kW-Turbine von BBC in der Hell Gate-Zentale, New York.

Am Hochdruckende als erste Stufe oft ein zweikränziges Curtis-Rad oder auch ein bis zwei einkränzige Gleichdruckräder von vergrößertem Durchmesser.

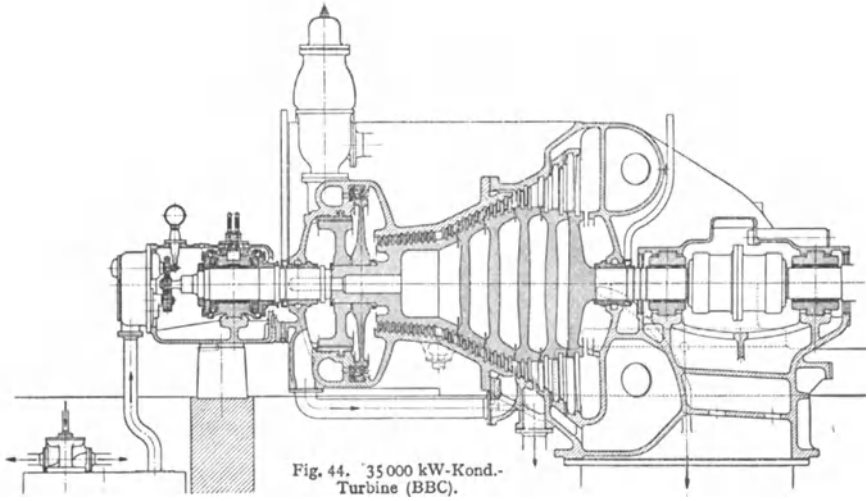


Fig. 44. 35000 kW-Kond.-Turbine (BBC).

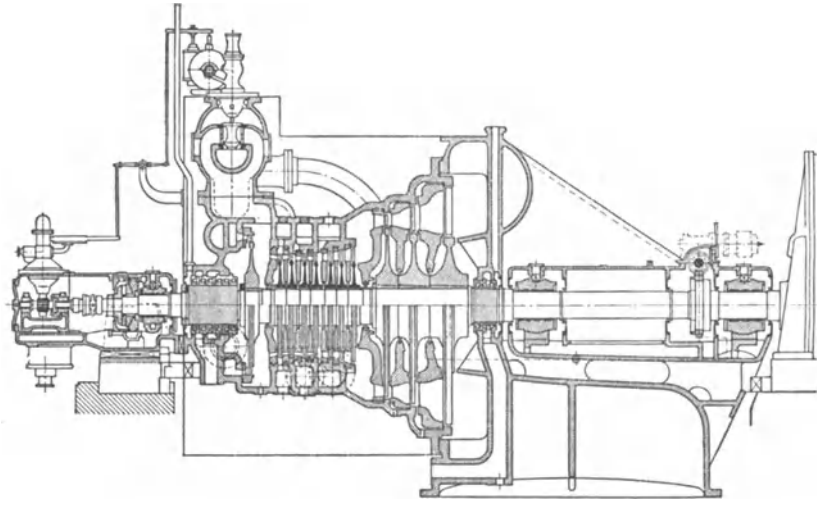


Fig. 45. 40000 kW-Kond.-Turbine (AEG).

Die axiale Dampfführung ist die heute weitaus überwiegende. Daneben hat aber in neuerer Zeit die Ljungströmturbine, die mit zwei gegenläufigen radialen Schaufelsystemen arbeitet, infolge ihrer günstigen wirtschaftlichen Ergebnisse Bedeutung erlangt, siehe Fig. 49a, 50 u. 51. Ausführung der MAN. Auch die Radialturbine der SSW ist hier zu nennen. Siehe Fig. 49b, 52 u. 53.

Längsschnitte durch einige neuere Ausführungen bringen die Fig. 43 bis 49.

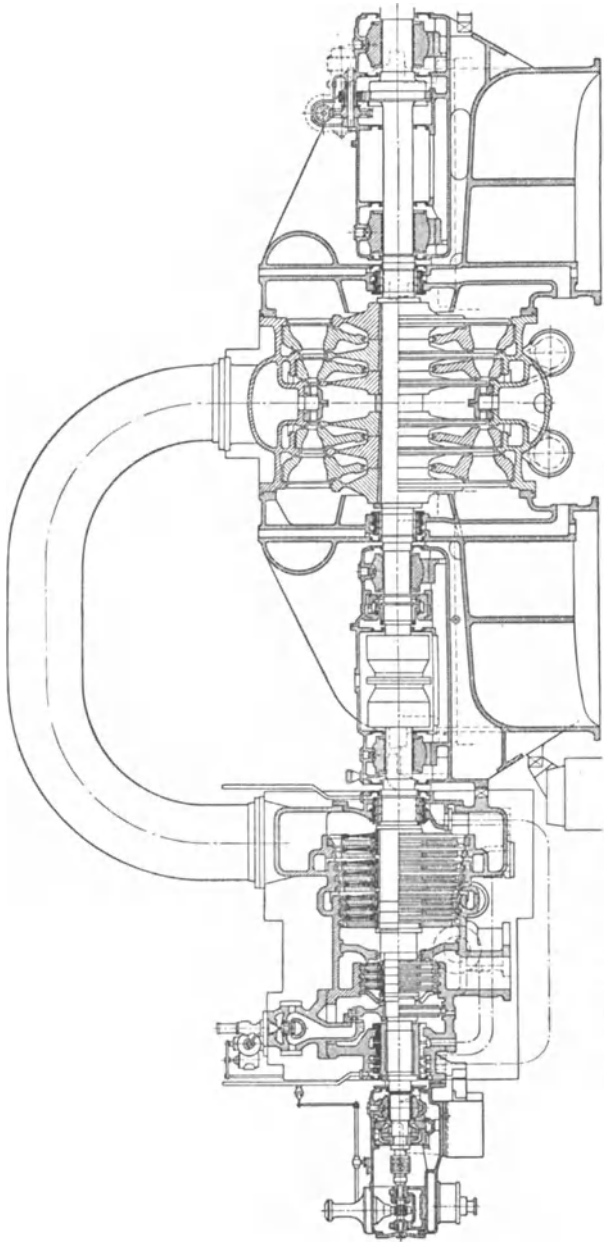


Fig. 46. Zweigehäuse-Hochdruck-Kond.-Turb. 50000 kW, 110 atü, 500°, zweiflutig (AEG), mit Zwischenüberhitzung.

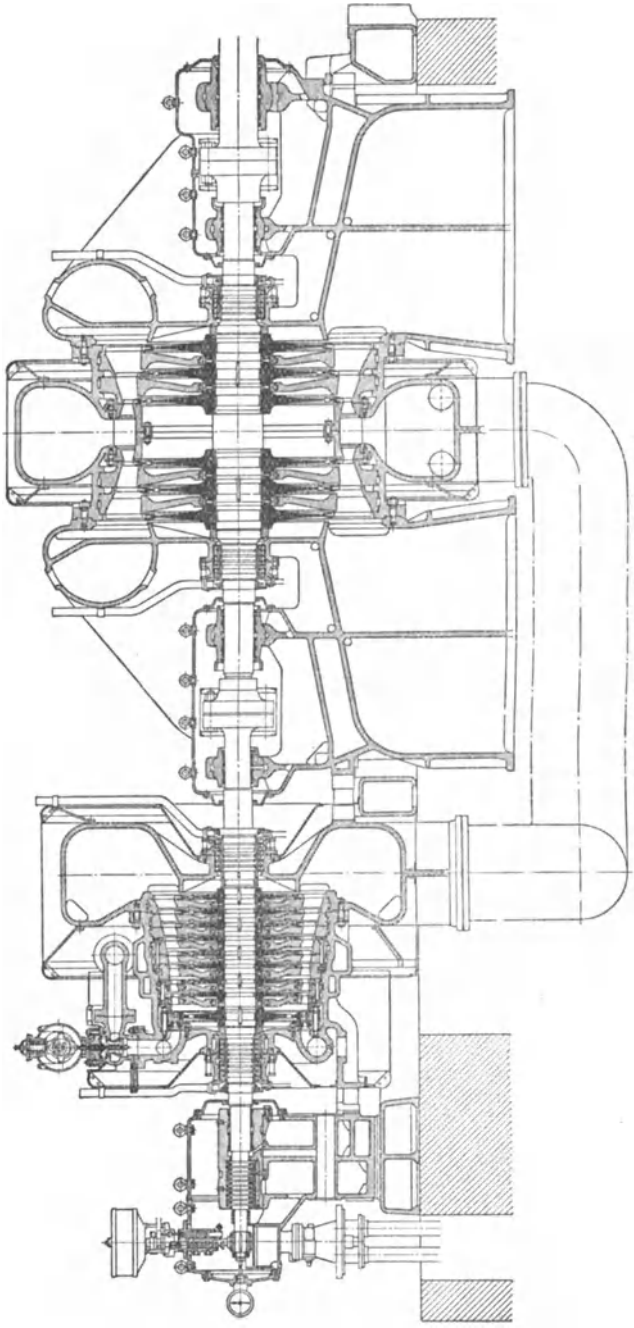


Fig. 47. Zweigehäuse-Kond.-Turbine 30000 kW (Wumag).

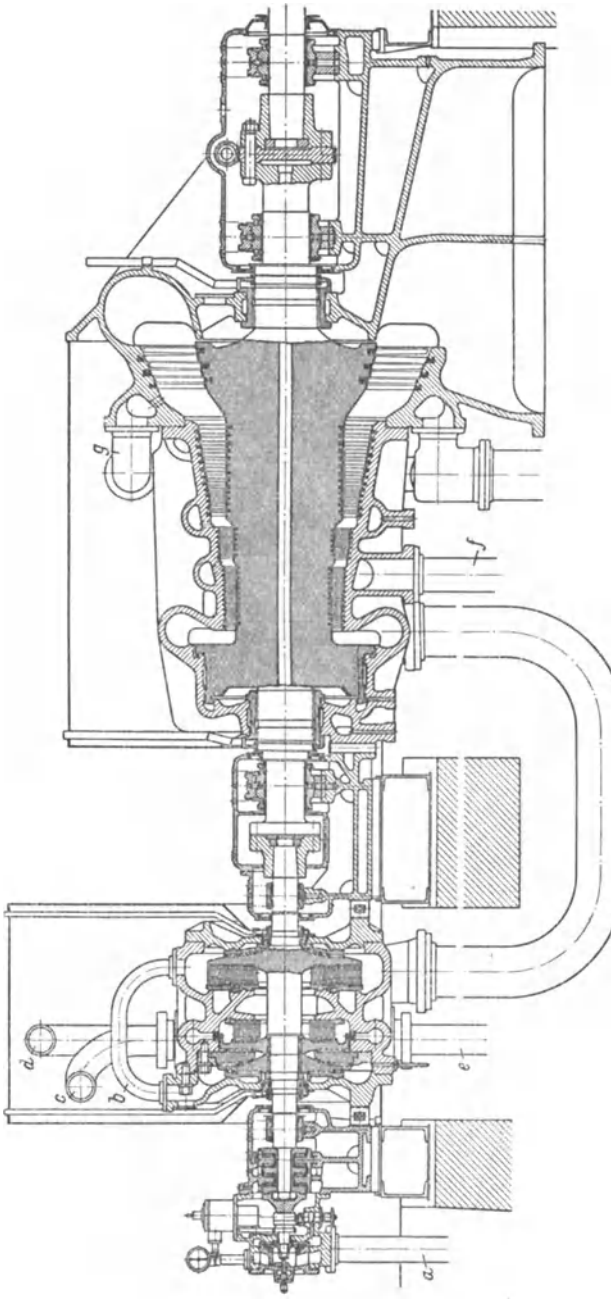


Fig. 48. Kondensationsturbine mit radialem Hochdruckteil und axialem Niederdruckteil, 25000 kW, 3000 U/min, 60 at, 500°. Bauart Siemens-Schuckert-Werke. *a* Ansaugeleitung für Lager- und Steueröl zwischen Ölbehälter und Haupt-Ölkreiselpumpe, *b* Druckausgleichleitung für Labyrinth-Leckdampf, *c—e* Frischdampfzuführungsleitungen zwischen den Regelventilen und Düsengruppen, *f, g* ungesteuerte Heizdampfentnahmestellen (Speisewasservorwärmung).

Fig. 43: Curtis-Turbine der SSW, hauptsächlich als Gegendruckturbine im Leistungsbereich zwischen etwa 300 und 1200 kW verwendet. Drehzahl = 5000 bis 6000/min. Ausführung der Zahnradvorgelege mit Doppelschrägverzahnung.

Fig. 44: Eingehäusige 35000 kW-Kond.-Turbine, 3000 U/min (BBC) mit aus Scheiben zusammengeschweißten Läufer. Die Turbine hat als erste Stufe ein zweikränziges Curtis-Rad, dann folgen 25 Überdruckstufen mit nach dem ND-Teil zunehmendem Durchmesser deren Axialschub durch einen vor dem C-Rad angeordneten Ausgleichkolben aufgenommen wird.

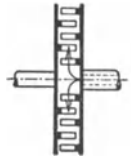


Fig. 49a.

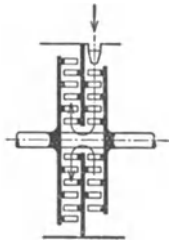


Fig. 49b.

Fig. 45: Eingehäusige Kond.-Turbine für 40000 kW, 3000 U/min (AEG). Die Turbine hat in der 1. Stufe ein einkränziges Gleichdruckrad, dann folgen 7 Gleichdruckräder von etwas kleinerem Durchmesser, dann 3 ND-Stufen mit vergrößertem Durchmesser, von denen die letzte mit etwas Reaktion arbeitet. Die besondere Ausbildung der letzten Leit- und Laufschaufeln ermöglicht den Durchsatz der großen Dampfvolumina durch eine ungeteilte Stufe. Entwicklung dieser Bauart heute bis 45000 kW und 60 atü evtl. unter Anordnung von 3 bis 4 Anzapfstellen zur Speisewasservorwärmung.

Fig. 46: Zweigehäusige Hochdruck-Kond.-Turbine, 50000 kW, 3000 U/min, 110 atü und 500° (AEG). HD-Teil: Zweikränziges Curtis-Rad, dann 4 Gleichdruckstufen, hinter denen der Dampf durch den Zwischenüberhitzer strömt, dann 8 Gleichdruckräder von etwas größerem Durchmesser. HD-Gehäuse am vorderen und mittleren Lagerbock aufgehängt, also freie Ausdehnung möglich. ND-Teil: 3 Stufen in Doppelausführung (zweiflutig), 2 Abd.-Stutzen.

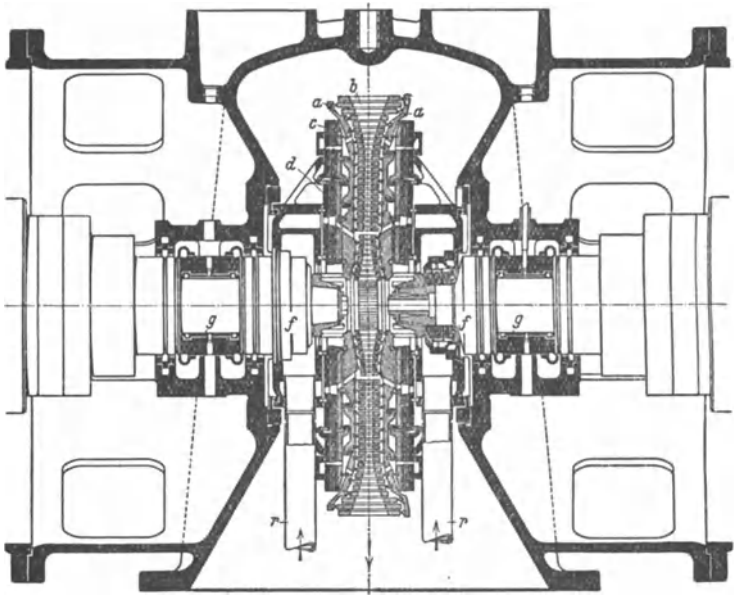


Fig. 50. *a* Turbinenscheibe, *b* Schaufelkränze, *c* umlaufende Druckausgleichscheibe, *d* feststehende Ausgleichscheibe, *f* Wellendichtung, *r* Dampfeintritt.

Fig. 47: Zweigehäusige Kond.-Turbine, 30000 kW, 3000 U/min (Wumag). HD-Teil ein zweikränziges C-Rad, dann 8 Gleichdruckräder, Gehäuse frei ausdehnbar, nur an den Enden aufgehängt. ND-Teil zweiflutig mit 3 Rädern, 2 Abd.-Stutzen für 3 Kondensatoren.

Fig. 48: Zweigehäusige Hochdruck-Kond.-Turbine, 25000 kW, 3000 U/min, für Gleitdruckbetrieb, 30 bis 100 atü, 400 bis 500° (SSW). Der HD-Teil ist als Radialturbine mit zwei Scheiben ausgeführt, in der ersten Scheibe Dampfströmung von außen nach innen, in der zweiten Scheibe von innen nach außen. ND-Teil als Überdruckturbine mit Ausgleichkolben, voller Läufer mit schwacher Bohrung.

Fig. 49a: Schema der Ljungströmturbine[1]).
Fig. 50: Zwei gegenläufige Scheiben *a* tragen die Schaufelsysteme *b*; ihre Axialschübe werden durch Scheiben *c* und *d* selbsttätig mittels besonders gestalteter Labyrinthdichtungen

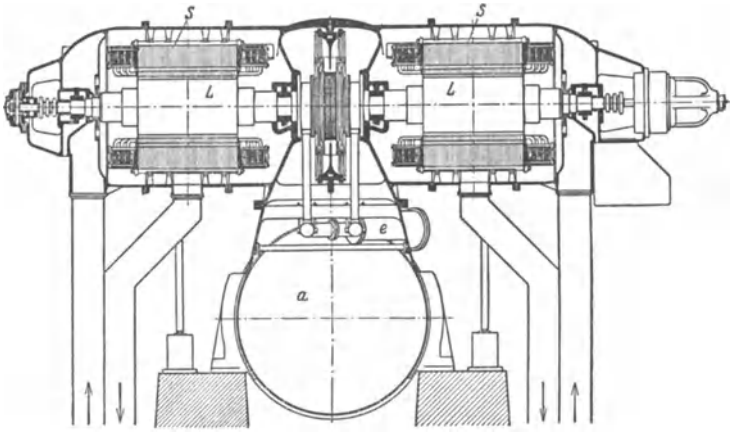


Fig. 51. *L* Läufer des Stromerzeugers, *S* Stator des Stromerzeugers, *a* Kondensator, *e* Dampfeintritt.

ausgeglichen. Dampfeintritt zentral durch die Rohre *r*, Abdichtung gegen die Lager *g* durch Stopfbüchsen *f*.
Fig. 51: Die beiden gegenläufigen Läufer *L* sind hintereinander, die Ständer *S* parallel geschaltet. Dampfeintritt bei *e*, Austritt in den Kondensator *a*.
Fig. 49b: Schema der SSW-Radialturbine[1]).
Fig. 52: Ringscheibe *a* feststehend (Leitrad), *b* Laufrad[1]).
Fig. 53: Schaufelabdichtung der SSW-Turbine[1]).

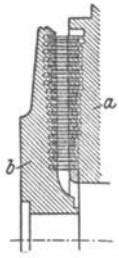


Fig. 52.

Sonderbauarten und Verfahren. Hochdruckturbinen für Drücke bis 200 atü: Im Hochdruckteil nur Gleichdruckräder von kleinem Durchmesser, um nicht zu kurze Schaufeln zu bekommen.

Gegendruck-, Vorschalt- und Entnahmeturbinen usw.: S. Bd. II, S. 351.

Zwischenüberhitzung: Bei hohem Anfangsdruck und trotz der heute möglichen hohen Überhitzung infolge des frühen Eintrittes des Ausdehnungsvorganges ins Sättigungsgebiet im Mitteldruck und vor allem im Niederdruck starke Wasserbildung (bis 20 vH). Der Vorteil der Zwischenüberhitzung liegt weniger in der Erhöhung der Wärmegefälle im Mittel- und Niederdruck als in der Verminderung der Dampfnässe und ihrer bremsenden Einflüsse. Zwischenüberhitzung durch Rauchgase unter Zurückführung des Dampfes zum Kessel (verwickelte, umfangreiche Rohrleitungen) oder durch Frischdampf, kondensierend oder unter Wegnahme eines Teiles seiner Überhitzung in unmittelbar an der Turbine angebauten Zwischenüberhitzern. (Kurze Rohrleitungen aber nur geringe Zwischenüberhitzung.) Möglichkeit einer Verminderung der Zwischenüberhitzung durch bauliche Maßnahmen zur weitgehenden Wasserabscheidung in der Turbine.

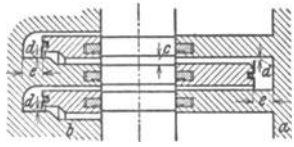


Fig. 53. *a* feststehender Gehäuseteil mit Leitschaufeln, *b* Laufrad, *c* radiales Schaufelspiel, *d* radiales Spiel der Dichtung, *e* axiales Spiel des Läufers.

Anzapf-Speisewasser-Vorwärmung: S. Bd. II, S. 355.

[1]) Nach Melan: Z. 1934 S. 404.

M. Wirkungsgrade und Dampfverbrauch.

Ist H das gesamte adiabatische Wärmegefälle und G_{st} die stündlich in der Turbine arbeitende Dampfmenge, so ist die Leistung der verlustlosen Turbine gegeben durch

$$N_0 = G_{st} \cdot H/632 \text{ in PS} \quad \text{oder} \quad L_0 = G_{st} \cdot H/860 \text{ in kW.}$$

Auf S. 293 ist die Leistung L_u am Radumfang behandelt worden. Wird von dieser der Reibungs- und Ventilationsverlust (s. S. 303) abgezogen, so wird die „innere Arbeit" L_i erhalten. Es ist der innere Wirkungsgrad:

$$\eta_i = L_i/L_0 = N_i/N_0 .$$

L_e ist die „effektive" Arbeit am Kupplungsflansch, die um die Lagerreibungsarbeit und um die Arbeit zum Antrieb des Reglers, der Luftpumpe usw. kleiner als die innere Arbeit ist.

Effektiver Wirkungsgrad: $\eta_e = L_e/L_0 = N_e/N_0 .$

Mechanischer Wirkungsgrad: $\eta_m = L_e/L_i = N_e/N_i ; \quad \eta_e = \eta_m \cdot \eta_i .$

$$N_e = \eta_e \cdot G_{st} \cdot H/632 \text{ (PS}_e\text{)}, \quad L_e = \eta_e \cdot G_{st} \cdot H/860 \text{ (kW).}$$

Der Dampfverbrauch für 1 PS$_e$h bzw. für die kWh ist dann

$$D_e = 632/\eta_e H \text{ (kg/PS}_e\text{h)}, \qquad = 860/\eta_e H \text{ (kg/kWh)}.$$

Bezüglich des Zusammenhanges zwischen Anfangsdruck, Druck in den einzelnen Stufen und der durch die Turbine gehenden Dampfmenge gelten folgende Sätze:

1. Bei hohem Vakuum oder niederem Gegendruck im Kondensator ist bei Drosselregelung die durch die Turbine gehende Dampfmenge dem Anfangsdruck proportional.

2. Die Drücke in den Zwischenstufen sind der durch die Turbine gehenden Dampfmenge und dem Anfangsdruck proportional; für die letzten Niederdruckstufen gilt dies Gesetz jedoch nicht mehr, und zwar um so weniger, je höher der Gegendruck im Abdampfstutzen ist.

3. Aus dem für zwei Belastungen ermittelten Gesamtdampfverbrauch läßt sich bei Drosselregelung durch Ziehen einer Verbindungsgeraden der Zwischendampfverbrauch und durch nicht zu weitgehende Extrapolation der Dampfverbrauch außerhalb genügend genau ermitteln, da die Nutzleistung angenähert linear mit der Dampfmenge und dem Anfangsdruck zunimmt. S. auch S. 320.

4. Der Leerlauf-Gesamtdampfverbrauch beträgt rund $^1/_{10}$ des Verbrauches bei Vollast.

Einfluß der Überhitzung. Man kann für 6 bis 7° C Steigerung der Überhitzung ungefähr 1 vH Verbesserung im Dampfverbrauch bei Kondensationsturbinen erwarten. Der Einfluß der Überhitzung ist infolge der Verminderung der Reibung stärker, als sich rechnerisch bei gleichem Wirkungsgrad aus dem i-s-Diagramm ergibt, da mit zunehmender Überhitzung der Wirkungsgrad η_u auch zunimmt.

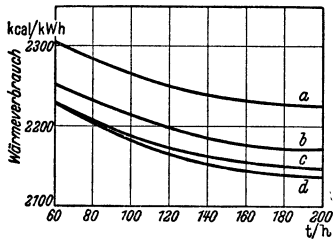


Fig. 54.

Einfluß des Anfangsdruckes. Im Bereich von 12 bis 15 ata rd. 0,6 bis 0,7 vH Verbesserung im Dampfverbrauch für die Steigerung des Anfangsdruckes um 1 at, bei höheren Drucken wird der Einfluß geringer, bei kleineren Drucken steigt er.

Fig. 54 zeigt den Einfluß von Dampfdruck und Dampfmenge bei der verlustlosen Turbine. Die Kurven a, b, c, d beziehen sich auf 60, 80, 100 und 120 at (Engler, Feuerungstechnik 1938 Heft 10).

Einfluß der Luftleere. Bei rd. 90 vH Luftleere entspricht einer Zunahme der Luftleere um 1 vH eine Verbesserung im Dampfverbrauch um rd. 1 vH, bei rd. 96 vH Luftleere aber ungefähr 1,6 bis 2,0 vH je nach Ausbildung der letzten Schaufelreihen.

Bezüglich der heute erreichten Wirkungsgrade η_e s. folgende Zahlentafel.

Bauart	Leistung an den Klemmen kW	n U/min	p_1 atü	t °C	Luftleere vH	Gegendruck ata	Anzapfdruck ata	η_e vH	$\frac{\Sigma u^2}{H}$ m²/kcal
Dreigehäusige Kondensationsturbine	85000	1500	14,2	370	—	—	—	87,7	—
Zweigehäusige Kondensationsturbine	37500	1500	13,5	350	91,9	—	—	84,48	2145
	85000	1500	13,5	360	91,87	—	—	87,0	1975
Eingehäusige Kondensationsturbine	50000	1500	15,0	375	—	—	—	85,9	2040
	14000	3000	15,4	349	93,44	—	—	82,1	2050
Eingehäusige Gegendruckturbine	3157	3000	12,49	319	—	1,72	—	83,2	—
	2130	3000	14	300	—	5,5	—	81,1	2025
	2378	3000	32,6	386	—	11,6	—	80,0	—
Eingehäusige Anzapfturbine	3700	3000	12,5	350	93,3	—	5,5	81,0	1755
Zweigehäusige Anzapfturbine	9000	3000	32,5	400	—	0,45	4,00	79,6	2210
Eingehäusige Kondensationsturbine . . .	6000	3000	3,2	184	94,6	—	—	86,9	1993
Dreigehäusige Kondensationsturbine . . .	36000	3000	120	480	94,8	—	—	82	—

N. Sonstige Konstruktionseinzelheiten.

1. Der Läufer.

Einzelne Radscheiben können ohne weiteres mit großem Durchmesser hergestellt werden, also Erreichung hoher Umfangsgeschwindigkeiten, dann aber kräftige Verdickung der Scheibe nach der Nabe zu. Sehr wichtig ist eine gute, unter dem Einfluß stärkerer Erwärmung der Radscheibe nicht locker

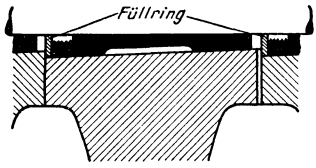


Fig. 55. Bauart AEG.
Die Radnabe wird auf eine kegelförmige, geschlitzte und federnde Buchse hydraulisch aufgezogen. Eine Mutter hält die Räder gemeinsam von außen. Nach Aufbringen der Räder wird starres Fett in die Aussparungen der Buchse gedrückt und durch die Füllringe abgeschlossen. Das Fett erleichtert das Abziehen der Räder.

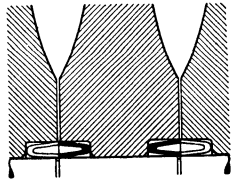


Fig. 56. Bauart BBC.
Befestigung der Scheiben durch elastische Ringe, welche die Ausdehnung der Scheibe ausgleichen, so daß diese gut zentriert bleibt. Die Welle ist stufenweise abgesetzt, die Scheiben werden durch den Überdruck gegen die Schultern gedrückt.

werdende Verbindung zwischen Radscheibe und Welle. Bewährte Bauarten[1]) sind in Fig. 55 bis 58 wiedergegeben.

Genaue Festigkeitsrechnung der Radscheiben s. Stodola: Dampfturbinen, 5. Aufl., S. 312, und Baer: Forschg. Ing.-Wes. 1936 S. 187 und Z. VDI 1940 S. 359. Siehe auch Bd. I, S. 414.

Material. Für niedrig beanspruchte Scheiben S-M-Eisen, manchmal sogar nur Stahlguß (Schiffsturbinen mit kleiner Drehzahl), dann S-M-Stahl und für hoch beanspruchte Scheiben Ni-Stahl mit 1,5 bis 2 vH Ni.

Aus dem Vollen gearbeitete Läufer finden Anwendung für Durchmesser unter 800 mm.

[1]) Kraft, E. A.: Die neuzeitliche Dampfturbine. 2. Aufl. Berlin: VDI-Verlag 1930.

Bei Radscheiben wie auch beim herausgearbeiteten Läufer sind Materialproben möglichst nahe den Naben zu entnehmen.

Bei der Bemessung der Welle ist Rücksicht zu nehmen auf die „kritische Drehzahl". s. Bd. I, S. 238.

2. Lager.

Die Traglager werden bei geringeren Belastungen mit unbeweglichen Lagerschalen, bei schwer belasteten Zapfen mit beweglichen Schalen, Fig. 45 bis 47,

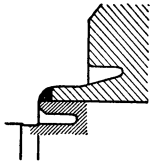


Fig. 57. Radscheibe durch Schweißen mit der Welle verbunden (BBC).

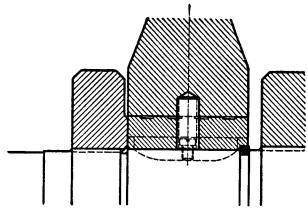


Fig. 58. Jedes Rad sitzt auf einem Ring, der auf der Welle durch Feder und Nut gehalten ist. In Bohrungen der Radnabe und des Ringes sind Dübelstifte genau eingepaßt, die das Drehmoment sicher übertragen und Wärmedehnung des Rades zulassen. Rad und Ring werden zusammen auf die Welle aufgeschrumpft.

ausgeführt. Das Öl, das hier auch die Reibungswärme abführen muß, wird durch geräumige Ölrinnen in der waagerechten Teilfuge zu- und an den Lagerenden durch freien Ablauf abgeführt.

Turbinentraglager arbeiten infolge der durch die kritische Umlaufzahl bedingten Bemessung der Welle im allgemeinen mit niedrigen, spezifischen Flächendrucken (meist $k \leqq 5$ bis 8 kg/cm^2), aber hohen Zapfengeschwindigkeiten.

Bezüglich Schmierung und Ölmenge s. Bd. I, Abschnitt Schmierung.

Ausführung der Lagerschalen in Gußeisen oder Stahlguß mit Weißmetallfutter.

Die Druck- oder Axiallager sollen die Lage des Läufers festlegen und nicht ausgeglichene Axialschübe aufnehmen. Diesem Zweck dienen die Klotz- oder Einring-Drucklager (nach Michell), die zur Aufnahme auch erheblicher Axialdrucke dadurch geeignet sind, daß die metallische Berührung der Tragflächen mit Sicherheit vermieden wird. $p\,v = 1000$ bis 1200 mkgcm^{-2} sek^{-1}. Näheres s. Bd. I, Abschnitt Lager.

Lagermetall. Für hohe Zapfengeschwindigkeiten kommen nur Zinnlegierungen in Betracht. Wesentlich für die Güte eines Lagermetalles ist die Schnelligkeit der Abkühlung; möglichst rasche Abkühlung scheint vorteilhaft, bis 10000 kW WM 10, über 10000 kW WM 80.

3. Zwischenböden.

Diese werden mit Rücksicht auf die Baulänge der Turbine in flacher Form ausgeführt. Baustoff: Gußeisen, legiertes Gußeisen, für Sonderfälle Stahlguß, außerdem gebaute Deckel aus Stahl. Da bei direktem Einsetzen der Zwischenböden in das Gehäuse durch dessen Wärmedehnung leicht Klemmungen entstehen, so werden die Böden vielfach in besonderen Rahmen befestigt, die in das Gehäuse eingesetzt werden. Abdichtung gegen die Welle durch Labyrinthe.

Überschläglich werden die Zwischenböden als einseitig durch den Überdruck p (in kg/cm^2) belastete, frei aufliegende Scheiben berechnet. Mit h = Plattenstärke, r = Halbmesser, $\nu = 1/m$ (m = Poissonsche Zahl) folgt:

$$\sigma_{max} = \frac{3}{8}(3+\nu)\frac{r^2}{h^2}\cdot p;\quad \text{größte Durchbiegung: } y_m = \frac{3}{16}(1-\nu)(5+\nu)\frac{r^4}{h^3}\frac{p}{E}.$$

Mit $\nu = 0{,}3$ wird für Stahlguß: $\sigma_{max} = 1{,}24 \frac{r^2}{h^2} \cdot p$ und $y_m = 0{,}70 \frac{r^4}{h^3} \frac{p}{E}$.

Nach Stodola wird durch die Teilung der Böden σ_{max} auf das 1,6fache, y_m auf das 2,4fache der vorstehenden Werte gesteigert[1]).

4. Gehäuse.

Wesentlich für die Gehäuse ist, daß sie nicht ihre Form verlieren; dementsprechend sind die Wandstärken reichlich zu wählen und genügende Verrippungen vorzusehen. Bei der Aufhängung ist auf möglichst freie Ausdehnungsmöglichkeit zu achten. In der Längsrichtung gleitende, möglichst zentrale Aufhängung an den Lagerböcken, Wahl der Festpunkte so, daß die freie Ausdehnung in der Längs- und Querrichtung gewährleistet ist. Die Teilfugen sind mit kräftigem Flansch und entsprechend starker Verschraubung auszuführen; Abdichtung rein metallisch unter Auftragung einer Öl-Graphitmischung und ev. Einlage eines dünnen Asbestfadens. Baustoff: Stahlguß (Hochdruckende) und Gußeisen (Niederdruckende), möglichst spannungsfrei. Besondere Beachtung verdient die Ausbildung des Abdampfgehäuses, Fig. 59, in dem bei großen Einheiten der Dampfstrom so zu teilen ist, daß die einzelnen Teilströme sich nicht gegenseitig behindern (Vermeidung von Wirbeln).

Zweckmäßig ist Ausbildung des Abdampfstutzens als Diffusor derart, daß unmittelbar nach Austritt des Dampfes aus dem letzten Laufrad die Auslaßenergie in Druck umgesetzt und dadurch ein merklicher Spannungsabfall im Gehäuse vermieden wird.

Es empfiehlt sich, die Guß- und Stahlgußstücke durch wiederholtes Ausglühen von schädlichen Spannungen zu befreien.

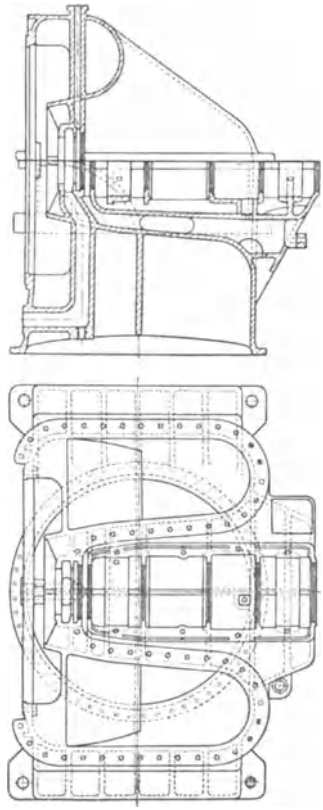


Fig. 59. Abdampfgehäuse (AEG).

0. Die Regelung.

Leistung einer Turbine:

$$N_e = \eta_e \cdot G_{st} \cdot H/632 .$$

Somit kann grundsätzlich eine Turbine geregelt werden:

1. durch Änderung der stündlich eintretenden Dampfmenge G_{st}, wobei Anfangszustand und Enddruck, d. h. das Wärmegefälle H, gleich bleiben oder sich nur ganz unwesentlich verändern: Füllungsregelung;

2. durch Änderung von H. Diese Regelung ist ganz unwirtschaftlich und scheidet aus;

3. durch Änderung von G_{st} und H gleichzeitig: Drosselregelung.

Eine genaue Füllungsregelung ist praktisch nicht zu verwirklichen, da im äußersten Fall höchstens von Düse zu Düse der ersten Düsengruppe fortschreitend abgesperrt werden kann. Im Aufbau wird die Füllungsregelung verwickelt.

[1]) Stodola: Dampf- und Gasturbinen. 5. Aufl., S. 436, Berlin: Springer 1924.

Wird der Dampfdruck vor Eintritt in die Turbine durch ein Drosselventil herabgesetzt, so vermindert sich zwangläufig damit die in die Turbine eintretende Dampfmenge. Da an den Düsen- und Leitschaufelquerschnitten der übrigen Stufen nichts verändert wird, sinkt der Druck in den einzelnen Stufen proportional der durch die Turbine strömenden Dampfmenge (ausgenommen die letzten Niederdruckstufen). Bei der Füllungsregelung wird somit das Gefälle der ersten Stufe bei Entlastung stark vergrößert, in den Mitteldruckstufen bleibt es ziemlich unverändert und in den Niederdruckstufen wird es kleiner und kann in den letzten Stufen schließlich zu Null werden; bei der Drosselregelung verändert sich das Gefälle in der ersten Stufe und den folgenden Stufen nicht oder nur wenig, in den letzten Niederdruckstufen kann es ebenso bei entsprechend weitgehender Entlastung verschwinden. In beiden Fällen, bei Füllungsregelung stärker, tritt eine Verschiebung der Energieumwandlung mehr nach dem Hochdruckteil zu ein.

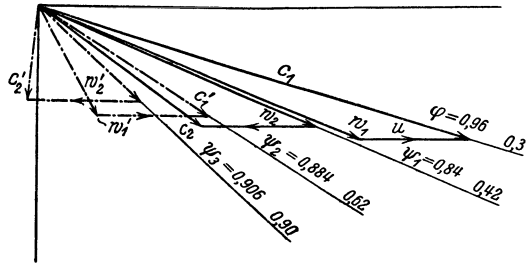


Fig. 60.

$c_{1u} =$	570 m/sek,
$c_{2u} =$	220 „
$c_{1u}' =$	226 „
$c_{2u}' =$	− 12 „
$\Sigma c_u =$	1004 m/sek.

Die Regelung ist mit Ausnahme ganz kleiner Turbinen stets indirekt nach S. 213.

Eine genaue und wirkliche Füllungsregelung, bei der auch bei Entlastung die Drucke in der Turbine sich nicht verändern, ist mit einfachen Mitteln nicht möglich; man nimmt von vornherein die Veränderung der Drücke in der Turbine in Kauf und kombiniert die Füllungsregelung mit der Drosselregelung. Ausführung derart, daß durch einen Servomotor nacheinander je nach Belastung mehr oder weniger Düsengruppen geöffnet werden, die dann mit vollem Druck arbeiten, während der Dampfzufluß zur letzten Düsengruppe den Schwankungen der Belastung entsprechend durch das vom Servomotor betätigte Zuströmventil der letzten Düsengruppe gedrosselt wird. Damit erstreckt sich die Drosselung auf nur einen Bruchteil der in die Turbine eintretenden Dampfmenge, so daß eine bedeutend bessere Annäherung an die Füllungsregelung erreicht wird. Ausführung einer solchen Regelung zeigt Fig. 46, S. 311 (Bauart AEG). Ein Servomotor verdreht eine Welle mit versetzten unrunden Scheiben, die nacheinander Ventile öffnen, die den Dampfzutritt zu den einzelnen Düsengruppen freigeben. Liegt die Belastung gerade so, daß x offene Düsengruppen zu wenig, $x + 1$ offene aber zu viel Dampf in die Turbine treten lassen, so wird die Düsengruppe $x + 1$ vom Ventil etwas gedrosselt, während x Düsengruppen mit vollem Druck arbeiten.

Öldruckregelung von BBC: Hier wird der von einer Zahnradpumpe erzeugte Öldruck dadurch verändert, daß der Regler einen Steuerschieber verschiebt und so verschieden große Abflußquerschnitte für das Drucköl freigibt. Der dadurch veränderte Öldruck wirkt auf die durch verschieden eingestellte Federn belasteten Steuerkolben der Düsenventile und öffnet diese nacheinander.

Zur Verhinderung des Durchgehens ist ein Schnellschlußregler vorzusehen, der bei 10 vH Überschreitung der Normaldrehzahl die Dampfzufuhr absperrt.

Beispiel 1. Es soll ein 2-kränziges C-Rad mit 10 vH Reaktionsdruck gerechnet werden, d. h. von dem Stufengefälle h sollen $0{,}9\,h = h_D$ in der Düse und $0{,}1\,h$ in den Schaufelkränzen umgewandelt werden; in jedem Schaufelkranz soll das gleiche Gefälle, d. h. $\frac{1}{2} \cdot 0{,}1\,h$ hinzukommen.

Anfangsdruck	33,0	ata
Anfangstemperatur	425°	C
Enddruck	15,4	ata
Gesamtes Gefälle h	51,5	kcal
Gefälle in der Düse $h_D = 0{,}9\,h$	= 46,35	,,
Gefälle in den Schaufelkränzen $h_{a1} + h_{e1} + h_{a2}$	= 5,16	,,
$h_{a1} = h_{e1} = h_{a2} = {}^1/_3 \cdot 5{,}16$	= 1,72	,,
Austrittsgeschwindigkeit c_1 aus der Düse $0{,}96 \cdot 91{,}53\sqrt{46{,}35}$	= 597	m/sek
Raddurchmesser	950	mm
Umfangsgeschwindigkeit	149	m/sek
$c_0 = 91{,}5\sqrt{h}$	= 656	,,
c_0/u	= 4,4	

Die Berechnung mittels des Geschwindigkeitsdreiecks Fig. 60 und des i-s-Diagramms Fig. 16, S. 300, führt auf folgende Zahlentafel:

		Düse	1. Laufkranz	Umkehrkranz	2. Laufkranz
P_1	ata	33,0	16,75	16,30	15,85
t_1	° C	425	334,5	346	346,5
h	kcal	46,35	1,72	1,72	1,72
P_2	ata	16,75	16,30	15,85	15,40
t_2	° C	334,5	346	346,5	344,5
v_1	m³/kg	0,0966	0,1657	0,1742	0,1780
v_2	,,	0,1657	0,1742	0,1780	0,1839
c_{1a}	m/sek	171	171	154	141
c_{2a}	,,	—	154	141	122
$\operatorname{tg}\alpha_1$ bzw. $\operatorname{tg}\beta_2$	vH	30	42	62	90
$\tau_2 = \dfrac{a_2}{a_2 + s_2}$		0,87	0,83	0,84	0,90
l/l_D		1	1,2	1,36	1,50

c_{1a} und c_{2a} sind die Axialkomponenten der absoluten Geschwindigkeiten c_1 und c_2, die zur Berechnung der Schaufellängen dienen; sie ergeben sich aus dem Geschwindigkeitsdreieck (Fig. 60). Das Eintrittsdreieck der ersten Laufschaufelreihe erhält man mit $c_1 = 597$ m/sek, $\operatorname{tg}\alpha_1 = 0{,}3$ und $u_1 = 149$ m/sek; aus diesem folgt $w_1 = 458$ m/sek, somit mit einer Geschwindigkeitszahl $\psi_1 = 0{,}84$ im ersten Laufkranz $w_2 = 0{,}84 \cdot 91{,}53\sqrt{\frac{A}{2g}458^2 + 1{,}72} = 398$ m/sek. Mit $\operatorname{tg}\beta_2 = 0{,}42$ kann nun das Austrittsdreieck des ersten Laufkranzes gezeichnet werden, das auf $c_2 = 269$ m/sek führt. Die absolute Austrittsgeschwindigkeit aus dem Umkehrkranz findet man mit $\psi_2 = 0{,}884$ zu $c_1' = 0{,}884 \cdot 91{,}53\sqrt{\frac{A}{2g}269^2 + 1{,}72} = 265$ m/sek; aus dem Austrittsdreieck des Umkehrkranzes folgt $w_1' = 160$ m/sek und mit $\psi_3 = 0{,}906 : w_2' = 0{,}906 \cdot 91{,}53\sqrt{\frac{A}{2g}160^2 + 1{,}72} = 181{,}2$ m/sek; damit kann nun auch das Austrittsdreieck des zweiten Laufkranzes aufgezeichnet werden.

Die Leistung am Radumfang ist $h_u = \dfrac{A \cdot u}{g} \sum c_u = 35{,}75$ kcal und der Wirkungsgrad am Radumfang $\eta_u = 69{,}5$ vH.

Die Verluste in Düse und Schaufeln berechnen sich aus:

Düse: $AV_D = 46{,}35 - A/2g \cdot 597^2 = 3{,}85$ kcal,

1. Laufkranz: $AV_{a1} = (A/2g \cdot 458^2 + 1{,}72)\,(1 - 0{,}84^2) = 7{,}91$ kcal,

Umkehrkranz: $AV_e = (A/2g \cdot 269^2 + 1{,}72)\,(1 - 0{,}884^2) = 2{,}35$ kcal,

2. Laufkranz: $AV_{a2} = (A/2g \cdot 160^2 + 1{,}72)\,(1 - 0{,}906^2) = 0{,}86$ kcal.

Damit kann man zur Ermittlung der Temperaturen und der spezifischen Volumina die Zustandsänderung im i-s-Diagramm aufzeichnen. Ist l_D die radiale Höhe der Düse, so berechnet sich nun das Verhältnis der radialen Schaufelhöhe l zur Düsenhöhe aus

$$\frac{l}{l_D} = \frac{\tau_D \cdot c_{1a} \cdot v_{2x}}{\tau\, c_{1xa} \cdot v_{2D}}.$$

τ_D und τ sind die Verengungsfaktoren $\dfrac{a_2}{a_2 + s_2}$ für die Düse und Schaufeln, $c_{1a} = 171$ m/sek die Axialkomponente der absoluten Austrittsgeschwindigkeit aus der Düse, c_{1xa} die aus der betr. Schaufel, v_{2D} ist das spezifische Volumen am Düsenaustritt, v_{2x} am Austritt der betreffenden Schaufel.

Beispiel 2. Berechnung einer Kondensationsturbine.

Für die Durchrechnung einer Kondensationsturbine werden folgende Angaben gemacht: Effektive Leistung 20000 kW, $n = 3000$ U/min, Dampfdruck vor der ersten Stufe 33 at abs.,

Temperatur 425° C, Gegendruck im Abdampfstutzen 0,04 at abs., also rd. 96 vH Luftleere. Das gesamte der Turbine zur Verfügung stehende adiabatische Wärmegefälle ergibt sich damit zu 284,2 kcal, Fig. 61.

Die Turbine soll zweigehäusig gebaut werden. Der Hochdruckteil arbeitet nach dem Gleichdruckverfahren, der Niederdruckteil als Reaktionsturbine mit 50 vH Reaktion. Der Niederdruckteil selbst ist in zwei im entgegengesetzten Sinne vom Dampf durchströmte Teile zerlegt,

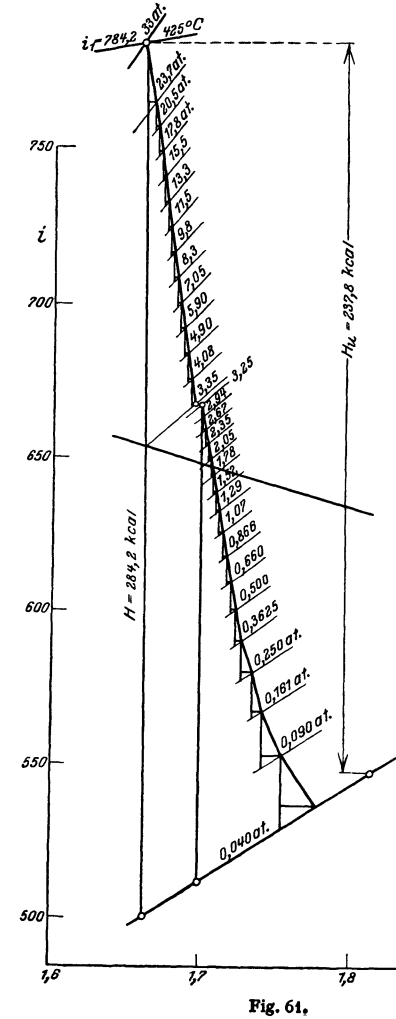


Fig. 61.

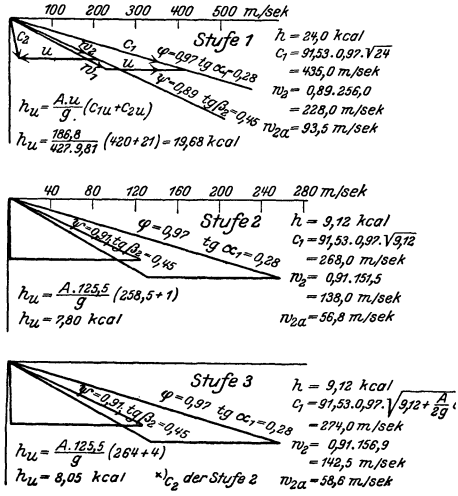


Fig. 62 bis 64.

eine Maßnahme, durch die vor allem in den letzten Stufen die Schaufellängen auf ein zulässiges Maß herabgesetzt werden und gleichzeitig der recht bedeutende Axialschub ausgeglichen wird.

Zwecks Erreichung eines hohen Wirkungsgrades wird das Turbinengefälle weitgehend unterteilt, die Stufenzahl also groß. Ein Curtis-Rad wird vermieden.

a) Hochdruckteil.

In der Gleichdruckturbine des Hochdruckteiles finden nur einkränzige Gleichdruckräder, von denen das erste zwecks stärkerer Druck- und Temperaturherabsetzung im Gehäuse mit größerem Durchmesser, etwas größerem c_0/u, also auch größerem Stufengefälle als die folgenden arbeitet, Verwendung. Die Umfangsgeschwindigkeiten sollen rund $u_1 = 180$ m/sek für das erste, rund $u_2 = 120$ m/sek für die kleineren Räder betragen. Von dem Gesamtgefälle mögen im Hochdruckteil $H_I = 132$ kcal verarbeitet werden. Die Werte c_1/u wählt man zu 2,4 bzw. 2,2. Aus den angegebenen Größen läßt sich nun leicht die zu erwartende Stufenzahl z errechnen. Wenn nämlich h_1 das Gefälle der ersten, h_2 das Teilgefälle der folgenden Stufen ist, so besteht die Beziehung:

$$H_I = h_1 + z \cdot h_2 = \frac{A}{2g} \cdot \left(\frac{c_0}{u}\right)_1^2 \cdot u_1^2 + z \cdot \frac{A}{2g} \cdot \left(\frac{c_0}{u}\right)_2^2 \cdot u_2^2 .$$

Daraus läßt sich die Stufenzahl z der kleinen Räder errechnen. Die Rechnung ergibt natürlich gewöhnlich keine ganze Zahl, die aber nun unter kleiner Abänderung der anderen Werte zu einer ganzen Zahl gemacht wird. Es ergaben sich auf diese Weise insgesamt 13 Stufen bei $h_1 = 24{,}0$ kcal, $h_2 = 9{,}12$ kcal und $u_1 = 186{,}8$ m/sek, $u_2 = 125{,}5$ m/sek.

Durch den Mehrwert von 0,12 kcal je Stufe wird schätzungsweise der Wärmerückgewinn berücksichtigt, durch den nach S. 294 die Summe der Einzelgefälle größer als das Gesamtgefälle wird.

Nunmehr können die Geschwindigkeitsdreiecke aufgezeichnet werden, Fig. 62 bis 69. Es wird dabei von der 3. Stufe an so gerechnet, daß die Austrittsgeschwindigkeit der vorhergehenden Stufe der folgenden zugute kommt, also das Stufengefälle um den Betrag $\frac{A}{2g} \cdot c_2^2$ vergrößert wird. In allen Stufen ist $\varphi = 0{,}97$, $\operatorname{tg}\alpha_1 = 0{,}28$, $\operatorname{tg}\beta_2 = 0{,}45$ angenommen. In den beiden ersten Stufen ist $\psi = 0{,}91$, in den folgenden Stufen $\psi = 0{,}97$.

Aus den Geschwindigkeitsdreiecken errechnet sich das nutzbare Stufengefälle nach der Gleichung (s. S. 293):

$$h_u = A \cdot \frac{u}{g} \cdot (c_1 u \pm c_2 u).$$

Mit h_u erhält man den Endpunkt der betreffenden Stufe im i-s-Diagramm und damit den Anfangspunkt der neuen Stufe. Dieses Verfahren ist für alle 13 Stufen durchzuführen. Es zeigt sich übrigens, daß schon von der 5. Stufe an die Geschwindigkeitsdreiecke dieselben bleiben.

Zur überschlägigen Ermittlung der Stopfbuchsenverluste müssen die Stopfbuchsenspaltdurchmesser und die Spaltverluste zur Berechnung der Düsen- und Laufschaufelquerschnitte und zur Leistungsermittlung ein den Erfahrungszahlen entsprechender Dampfverbrauch angenommen werden, der abzuändern ist, wenn bei der Nachrechnung die gewünschte Leistung nicht erreicht wird.

b) Niederdruckteil, Fig. 65 bis 69.

Bei der Verteilung des Restgefälles auf die Niederdruck-Reaktionsturbine läßt man die Gefälle stetig gegen das Ende immer stärker zunehmen. Im Gebiete niederen Druckes ist nämlich der Wirkungsgrad der Energieumsetzung besser, außerdem sind hier hohe Geschwindigkeiten sehr erwünscht, um die stark expandierenden Dampfmengen noch durch die Schaufeln hindurchzubringen. Aus demselben Grunde läßt man den Durchmesser langsam größer werden, mußten die letzten Stufen sogar sprunghaft vergrößert werden und am Ende die Schaufelwinkel stark anwachsen, womit leider wieder ein schlechterer Wirkungsgrad verknüpft ist.

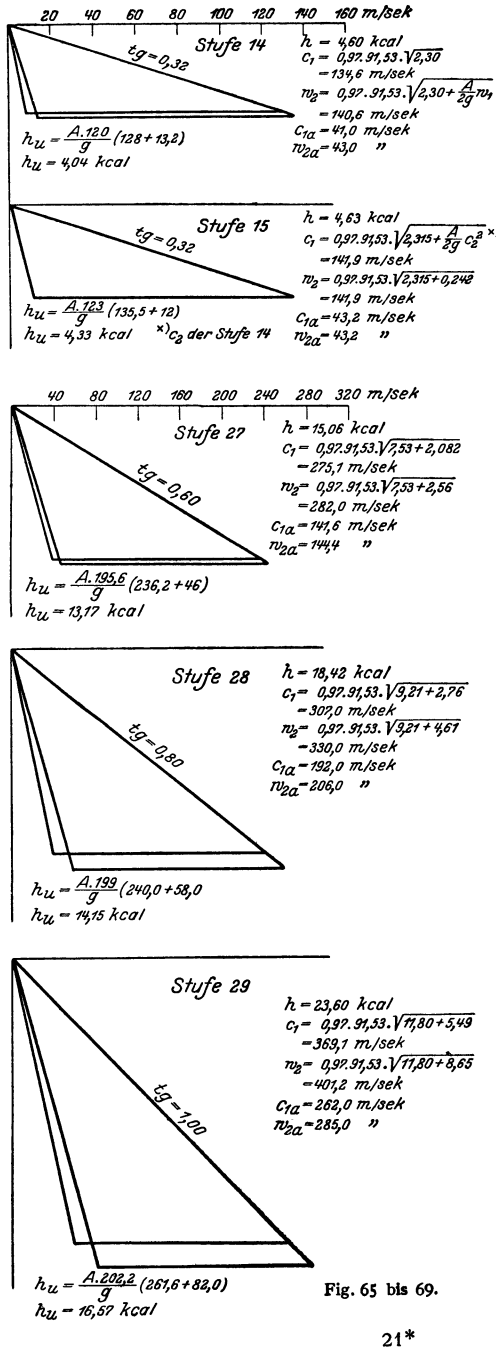


Fig. 65 bis 69.

Zahlentafel 1. Berechnungsbeispiel

Effektive Leistung: 20000 kW; Drehzahl: 3000 U/min; Druck vor der

A. Berechnung des

1. Gefäll-

Stufe Nr.		1	2	3
Arbeitsverfahren	—			
Durchmesser D	mm	1188	800	800
Umfangsgeschwindigkeit u	m/sek	186,8	125,5	125,5
Anfangsdruck p_1	ata	33,0	23,7	20,5
Anfangstemperatur t_1	° C	425	380	363
Enddruck p_2	ata	23,7	20,5	17,8
Endtemperatur t_2	° C	380	363	345
Adiabatische Endtemperatur t'_2	° C	372	360	342
Adiabatisches Stufengefälle h	kcal/kg	24,0	9,12	9,12
Gefällsgeschwindigkeit $c_0 = 91{,}53\sqrt{h}$	m/sek	448	276,5	276,5
c_0/u	—	2,4	2,2	2,2
Adiabatische Anfangsgeschwindigkeit c_0 [1]	m/sek	448	276,5	282,0
Nutzbares Gefälle h_u	kcal/kg	19,68	7,80	8,05
Spezifisches Volumen v_1	m³/kg	0,0962	0,1261	0,1420
„ „ v_2	„	0,1261	0,1420	0,159
„ „ v'_2	„	0,1235	0,1412	0,1585

2. Düsen un

Stopfbüchsen-Spaltdurchmesser	mm	380	400	400
„ -Spaltweite	„	0,2	0,2	0,2
„ -Spaltquerschnitt f	mm²	240	252	252
Verlust in HD-Außenstopfbüchse G_{SH} [2]	kg/h	553	—	—
Verlust in Zwischenstopfbüchsen G_S [3]	„	—	1066	950
Verlust in ND-Außenstopfbüchse G_{SN} [4]	„	—	—	—
Gesamtverlust G_S [5]	„	—	1619	1503
Nutzbare Dampfmenge G_u	kg/h	82000	80381	80497
Beaufschlagte Länge L	mm	1568	2513	2513
$\operatorname{tg}\alpha_1$	—	0,28	0,28	0,28
$\sin\alpha_1$	—	0,2695	0,2695	0,2695
Verengungsfaktor $\tau = \frac{a_2}{a_2 + s_2}$	—	0,87	0,87	0,87
Düsenquerschnitt F'_2	mm²	6275	11400	12560
Düsenhöhe l_D	mm	17,1	19,3	21,3
Verengungsfaktor $\tau = \frac{a_2}{a_2 + s_2}$	—	0,77	0,77	0,77
Laufschaufel-Austrittsquerschnitt F''	mm²	30710	55800	60650
Laufschaufellänge l_s	mm	25,4	28,8	31,3

3. Leistungs

Leistung am Radumfang: $\frac{G_u \cdot h_u}{632}$	PS	2552	992	1026
Gesamte Leistung N_u	„			
Austrittsverlust der 13. Stufe	„			
Leistung des Hochdruckteiles am Radumfange	„			

[1]) Bei Stufe 3 bis 13 ist die Austrittsgeschwindigkeit der vorhergehenden Stufe berücksichtigt. Also: $c_0 = 91{,}53\sqrt{h + \frac{A}{2g} \cdot c_2^2}$.

[2]) $G_{SH} = f \cdot 0{,}36\sqrt{\frac{(P_1^2 - P_2^2)\,g}{z \cdot P_1 v_1}}$ kg/h, wo P_1 bzw. P_2 Druck vor bzw. hinter Stopfbüchse,

z = Anzahl der Labyrinthe = 45.

einer Kondensationsturbine.

1. Stufe: 33,0 ata; Temperatur der 1. Stufe: 425° C; Enddruck: 0,04 ata.

Hochdruckteiles.

verteilung.

4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
			Gleichdruck						
800	800	800	800	800	800	800	800	800	800
125,5	125,5	125,5	125,5	125,5	125,5	125,5	125,5	125,5	125,5
17,8	15,5	13,3	11,5	9,8	8,3	7,05	5,90	4,90	4,08
345	326	308	290	272	254	236	218	200	181
15,5	13,3	11,5	9,8	8,3	7,05	5,90	4,90	4,08	3,35
326	308	290	272	254	236	218	200	181	163
324	300	288	270	252	234	216	198	179	161
9,12	9,12	9,12	9,12	9,12	9,12	9,12	9,12	9,12	9,12
276,5	276,5	276,5	276,5	276,5	276,5	276,5	276,5	276,5	276,5
2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2
282,5	282,8	282,8	282,8	282,8	282,8	282,8	282,8	282,8	282,8
8,14	8,14	8,14	8,14	8,14	8,14	8,14	8,14	8,14	8,14
0,159	0,1768	0,199	0,2241	0,255	0,2911	0,331	0,3819	0,4433	0,5114
0,1768	0,199	0,2241	0,255	0,2911	0,331	0,3819	0,4433	0,5114	0,598
0,1763	0,198	0,2235	0,249	0,2899	0,326	0,3802	0,440	0,5086	0,5952
Laufschaufeln.									
400	400	400	400	400	400	400	400	400	400
0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2
252	252	252	252	252	252	252	252	252	252
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
854	761	674	605	509	462	396	342	296	253
—	—	—	—	—	—	—	—	—	407
1407	1314	1227	1158	1062	1015	949	895	849	806
80593	80686	80773	80842	80938	80985	81051	81105	81151	81194
2513	2513	2513	2513	2513	2513	2513	2513	2513	2513
0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28	0,28
0,2695	0,2695	0,2695	0,2695	0,2695	0,2695	0,2695	0,2695	0,2695	0,2695
0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
13960	15700	17740	19770	23060	25950	30300	35060	40630	47910
23,7	26,6	30,1	33,5	39,1	44,0	50,7	59,5	69,0	81,3
0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77	0,77
65400	74800	84350	96000	109800	124900	144200	167600	193400	226200
33,8	38,7	43,5	49,6	56,8	64,6	74,5	86,6	100,0	116,9

berechnung.

1038	1039	1040	1041	1042	1043	1044	1045	1045	1046

14993 PS

$$N_A = \frac{A}{2g} c_2^2 \frac{G_u}{632} = 54 \text{ PS}$$

$N_i = 14\,939$ PS$_i$

---

[3]) $G'_S = f \cdot \dfrac{0{,}36 \cdot \dfrac{c}{100}}{v'_2} \cdot k$ kg/h, wo $k \sim 0{,}6$.

[4]) $G_{SN} = k \cdot f \cdot \psi \cdot \sqrt{\dfrac{p_2}{v'_2}}$ kg/h, wo p_2 = Druck vor der Stopfbüchse, $\psi = 0{,}754$.

[5]) $G_S = G'_S + G_{SH}$.

Zahlentafel 2. B. Berechnung

1. Gefäll-

Stufe Nr.		14	15	16	17	18
Arbeitsverfahren	—					
Durchmesser D	mm	764	783	802	822	843
Umfangsgeschwindigkeit u	m/sek	120,0	123,0	126,0	129,2	132,4
Anfangsdruck p_1	ata	3,25	2,94	2,67	2,35	2,05
Anfangstemperatur t_1 bzw. x_1	°C	163	154	145	135	124
Enddruck p_2	ata	2,94	2,67	2,35	2,05	1,78
Endtemperatur t_2, bzw. x_2	°C	154	145	135	124	0,996
Adiabatisches Stufengefälle h [1]	kcal/kg	4,60	4,63	4,94	5,35	5,85
Gefällsgeschwindigkeit $c = 91{,}53\sqrt{h}$	m/sek	196,1	197,0	203,2	211,9	221,2
c/u	—	1,634	1,602	1,613	1,640	1,672
$h_e = h_a = h/2$ (50 vH Reaktion)	kcal/kg	2,30	2,315	2,47	2,675	2,925
Adiabatische Anfangsgeschwindigkeit c_0 [2]	m/sek	138,8	146,3	150,6	157,3	164,4
Nutzbares Gefälle h_u	kcal/kg	4,04	4,33	4,61	4,98	5,43
Spezifisches Volumen am Anfang v_1	m³/kg	0,6170	0,6676	0,7202	0,7992	0,8808
„ „ in der Mitte v_m [3]	„	0,642	0,696	0,757	0,836	0,937
„ „ am Ende v_2	„	0,6676	0,7207	0,7992	0,8808	1,005
						2. Leit- und
Spaltweite d	mm	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Spaltquerschnitt $f = D \cdot \pi \cdot d$	mm²	3600	3690	3795	3872	3971
Spaltverlust der ganzen Stufe $G_S = G'_S + G''_S$ [4]	kg/h	3960	3760	3670	3530	3380
$G'_S = G''_S = \frac{G_S}{2}$	„	1980	1880	1835	1765	1690
Hälfte der gesamten Dampfmenge G [5]	„				40520 [6]	
Dampfmenge zur Schaufelberechnung $G'_u = G - \frac{G_S}{2}$	„	38540	38640	38685	38755	38830
$\operatorname{tg}\alpha_1 = \operatorname{tg}\beta_2$	—	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32
Beaufschlagte Leitschaufellänge $L = \pi \cdot D$	mm	2400	2460	2530	2583	2648
$\tau = \frac{a_2}{a_2 + s_2}$	—	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Leitschaufel-Austrittsquerschnitt F''	mm²	167700	173000	180700	191800	206100
Leitschaufellänge l [6]	mm	86,5	87,9	89,2	92,8	97,3
Beaufschlagte Laufschaufellänge L'	mm	2430	2495	2557	2616	2681
$\tau = \frac{a_2}{a_2 + s_2}$	—	0,8	0,8	0,8	0,8	0,8
Laufschaufel-Austrittsquerschnitt F''	mm²	166100	179200	189500	201600	220300
Laufschaufellänge l [6]	mm	86,5	89,8	92,7	96,4	102,7
						3. Leistungs-
Nutzbare Dampfmenge $G_u = G - G_S$ [6]	kg/h	36560	36760	36850	36990	37140
Leistung am Radumfang $\frac{G_u \cdot h_u}{632}$	PS	234	252	269	291	319
Hälfte der gesamten Leistung $\frac{N_U}{2}$	„					
Austrittsverlust der 29. Stufe	„					
Halbe Leistung des Niederdruckteiles	„					
Leistung des Niederdruckteiles	„					
						C. Gesamte
Wirkungsgrade	vH	$\eta_u = \frac{237{,}8}{284{,}2} = 83{,}6$ vH				
Gesamte Turbinenleistung am Radumfang	PS					
Effektive Turbinenleistung	kW					
Dampfverbrauch pro kWh	kg/kWh					

[1]) Das Stufengefälle wächst stetig an.

[2]) Die Austrittsgeschwindigkeit der vorhergehenden Stufe wird berücksichtigt außer bei Stufe 14, Stufe 21 (Sperrdampfentnahme) und Stufe 26 (Vergrößerung des Durchmessers).

[3]) Mittelwert aus v_1 und v_2.

[4]) $G_S \infty D \cdot \pi \cdot d \cdot 0{,}36 \cdot \frac{\frac{c}{100}}{v_m}$.

des Niederdruckteiles.

verteilung.

19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29
	Überdruck									
864	885	904	924	946	966	987	1223	1246	1267	1286
135,7	139,0	142,0	145,1	148,5	151,7	155,0	192,0	195,6	199,0	202,2
1,78	1,52	1,29	1,07	0,866	0,660	0,500	0,3625	0,250	0,161	0,090
0,996	0,988	0,981	0,972	0,963	0,952	0,942	0,930	0,918	0,904	0,889
1,52	1,29	1,07	0,866	0,660	0,500	0,3625	0,250	0,161	0,090	0,040
0,988	0,981	0,972	0,963	0,952	0,942	0,930	0,918	0,904	0,889	0,874
6,40	7,04	7,73	8,52	9,38	10,30	11,30	12,80	15,06	18,42	23,60
231,7	243,0	254,4	267,0	280,3	293,8	307,6	327,2	355,0	392,5	444,5
1,707	1,748	1,791	1,840	1,888	1,937	1,985	1,705	1,815	1,972	2,200
3,20	3,52	3,865	4,26	4,69	5,15	5,65	6,40	7,53	9,21	11,80
172,2	181,0	180,0	199,8	212,1	227,0	239,3	231,5	283,8	316,7	380,8
5,94	6,52	6,56	7,77	8,59	9,39	10,03	9,80	13,17	14,15	16,57
1,005	1,155	1,336	1,578	1,908	2,440	3,112	4,165	5,804	8,760	14,85
1,074	1,236	1,455	1,726	2,130	2,781	3,580	4,984	7,282	11,81	22,93
1,155	1,336	1,578	1,908	2,440	3,112	4,165	5,804	8,760	14,85	31,00
Laufschaufeln.										
1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
4070	4170	4260	4351	4454	4550	4650	5760	5870	5970	6060
3160	2950	2680	2402	2112	1750	1485	1361	1030	716	423
1580	1475	1340	1201	1056	875	743	681	515	358	212
						40385[7])				
38940	39045	39045	39184	39329	39510	39642	39704	39870	40027	40173
0,32	0,32	0,34	0,34	0,36	0,40	0,45	0,60	0,60	0,80	1,00
2713	2780	2840	2901	2970	3033	3100	3840	3912	3980	4040
0,8	0,8	0,81	0,81	0,81	0,82	0,83	0,87	0,87	0,87	0,89
227800	252200	280700	302100	332500	372300	415100	475500	569500	683500	977000
104,9	113,4	122,0	128,6	138,2	149,7	161,3	142,4	167,2	197,3	271,3
2747	2810	2871	2936	3002	3067	3133	3876	3946	4010	4075
0,8	0,8	0,81	0,81	0,86	0,86	0,86	0,86	0,87	0,88	0,89
243500	268300	294000	328000	375800	411700	472500	494000	672000	801000	1213000
110,8	119,4	126,5	136,6	145,5	156,1	175,2	148,1	184,2	226,9	334,5
berechnung.										
37360	37570	37705	37983	38273	38635	38900	39024	39355	39669	39962
351	388	391	467	520	574	618	605	820	888	1047

8034 PS

$$N_A = \frac{A}{2g} c_2^2 \frac{G_u}{632} = 666 \text{ PS}$$

$$^1/_2 N_i = 7368 \text{ PS}$$

$$N_i = 14736 \text{ PS}$$

Turbinenleistung.

$\eta_{mech.} = \sim 96$ vH (einschl. Ventilation und Dampfreibung) | $\eta_e = \eta_u \cdot \eta_{mech.} = 80{,}2$ vH

$N_i = 29675$ PS;
$N_e = 20980$ kW
3,91 kg/kWh

[5]) Die Niederdruckturbine ist in zwei Hälften geteilt.
[6]) Der durch die Stopfbüchsen des Hochdruckteiles gehende Dampf (553 + 407 kg) ist abgezogen.
[7]) Nach Stufe 20 wird der Sperrdampf für die ND-Außenstopfbüchse entnommen. Stopfbüchsenverlust = 135 kg/h.
[8]) Das Wachsen der Leit- und Laufschaufelhöhen muß kontinuierlich vor sich gehen.
[9]) Die Annahme $G_u = G - G_S$ ist ungünstig; denn der durch die Spalten am Radumfang gehende Dampf wird zwar mit schlechterem Wirkungsgrade ausgenutzt, ist aber eigentlich nicht restlos verloren.

Aufzeichnung der Geschwindigkeitsdreiecke geht wieder wie früher mit der Eintragung der Zustandsänderung ins i-s-Diagramm Hand in Hand. In allen Stufen ist $\varphi = \psi = 0{,}97$ angenommen. Hingegen ist

in Stufe	14 bis 20	21 bis 22	23	24	25	26 bis 27	28	29
$\operatorname{tg}\alpha_1 = \operatorname{tg}\beta_2 =$	0,32	0,34	0,36	0,40	0,45	0,60	0,80	1,00

Mit diesen Neigungen nehmen die für die Querschnittsberechnungen maßgebenden Axialkomponenten zu. Zur Feststellung der Leit- und Laufschaufelquerschnitte sind die Spaltverluste annähernd zu berechnen. Für die Leistungsberechnung wird, was zu ungünstig, aber sicherer gerechnet ist, der ganze Spaltverlust als verloren betrachtet.

In den Zahlentafeln auf S. 324 bis 327 ist die Berechnung der ganzen Turbine übersichtlich zusammengestellt.

IV. Turbokompressoren und Gebläse.

Bearbeitet von Professor Dr.-Ing. **H. Baer**, VDI, Breslau.

1. Die eingeleitete mechanische Arbeit und die Zustandsänderung. Aus den Geschwindigkeitsdreiecken Fig. 1 und 2 folgt die von außen eingeleitete mechanische Arbeit:

$$h_u = A/g \cdot (u_2 c_2 \cos\alpha_2 - u_1 c_1 \cos\alpha_1) \text{ (kcal/kg)} = A/g \cdot (u_2 c_{2_u} - u_1 c_{1_u}) \text{ kcal/kg}$$
$$= A/2g \cdot [(u_2^2 - u_1^2) - (w_2^2 - w_1^2) + (c_2^2 - c_1^2)] \text{ (kcal/kg)}.$$

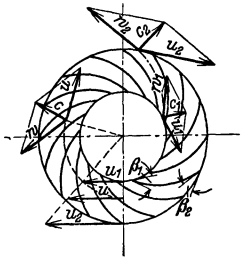


Fig. 1.

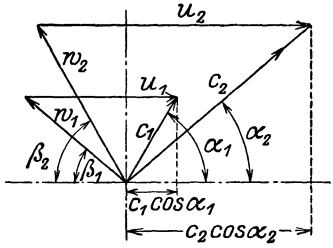


Fig. 2.

Die Größe $h'_u = A/2g \cdot [(u_2^2 - u_1^2) - (w_2^2 - w_1^2)]$ stellt die im Laufrad in potentielle Energie durch Drucksteigerung umgewandelte, von außen eingeleitete mechanische Arbeit dar. Bei Gleichdruckkompressoren, bei denen also der Druck im Laufrad nicht gesteigert wird, ist $h'_u = 0$, so daß zwischen den Umfangsgeschwindigkeiten u und den Relativgeschwindigkeiten w die Beziehung besteht:

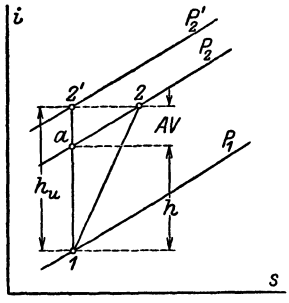


Fig. 3.

$$u^2 - w^2 = u_2^2 - w_2^2 = u_1^2 - w_1^2 = \text{konstant}.$$

Die Größe

$$h''_u = A/2g \cdot (c_2^2 - c_1^2)$$

ist dann der im Leitrad in Druck umgewandelte Teil der eingeleiteten mechanischen Arbeit.

Die Zustandsänderung im Lauf- und Leitrad geschieht unter zunehmender Entropie, weil durch die Reibung Wärme zugeführt wird, Fig. 3. Bei verlustfreier Strömung im Kompressor würde die Zustandsänderung adiabatisch verlaufen, weil dann jede Wärmezufuhr durch Reibung wegfällt. Wird von außen die Arbeit h_u für 1 kg des zu verdichtenden Mediums eingeleitet, so würde man bei verlustfreier Verdichtung um die Strecke $h'_u = \overline{12'}$ (s. Fig. 3) heraufkommen und den Enddruck P_2' erreichen. Da nun die Zustandsänderung vom Punkte *1* ausgehend infolge der

Reibungsverluste und der endlichen Schaufelzahl nach rechts verläuft, so wird bei gleicher Arbeitszufuhr von außen entsprechend der Zustandsänderung $\overline{12}$ nur der Druck P_2 erreicht, wobei $P_2 < P_2'$ ist; je stärker geneigt die Zustandsänderung $\overline{12}$ ist, desto niedriger ist der Druck P_2. Um auf den Druck P_2 zu kommen, brauchte man aber bei verlustfreiem Vorgang nur die Arbeit $1\,a = h$ von außen einzuführen. Als Wirkungsgrad am Radumfang folgt also die Beziehung $\eta_u = h/h_u$. Die von außen eingeleitete Arbeit h_u muß nun um die Verluste AV größer sein als die bei verlustfreiem Vorgang, somit ist:

$$h_u = h + AV; \qquad \eta_u = \frac{h}{h_u} = \frac{h}{h + AV} = \frac{1}{1 + AV/h}.$$

2. Grundlagen der Berechnung. Bei einem verlustfreien Kompressor wäre die relative Geschwindigkeit am Austritt $w_{2_0} > w_2$ beim wirklichen und die absolute Geschwindigkeit $c_{2_0} < c_2$ beim wirklichen.

$c_{2_0} < c_2$, weil zur Überwindung des adiabatischen Wärmegefälles h'' im Leitrad beim verlustlosen Kompressor ein geringerer Aufwand an kinetischer Energie $A/2g \cdot (c_{2_0}^2 - c_1^2)$ nötig ist als beim wirklichen, in dem wegen der Wärmezufuhr durch die Reibung die aufzuwendende kinetische Energie $A/2g \cdot (c_2^2 - c_1^2) = h_u'' > h''$ ist.

Setzt man $\qquad c_{2_0} = \varphi c_2; \quad w_2 = \psi w_{2_0}$,

wobei φ und ψ Geschwindigkeitszahlen <1 sind, so ist der Verlust im Leitrad:

$$AV'' = A/2g \cdot c_2^2 - A/2g \cdot c_{2_0}^2 = A/2g \cdot c_2^2 (1 - \varphi^2) = A/2g \cdot c_2^2 \cdot a.$$

Laufradverlust: $AV' = A/2g \cdot w_{2_0}^2 - A/2g \cdot w_2^2 = A/2g \cdot w_2^2 \left(\frac{1}{\psi^2} - 1\right) = A/2g \cdot w_2^2 \cdot b.$

Gesamtverlust: $AV = AV' + AV'' = A/2g \cdot (a\,c_2^2 + b\,w_2^2)$.

Man kann setzen: $a = 0{,}3$ bis $0{,}5$; $b = 0{,}35$ bis $0{,}6$.

Diese Werte der Verlustzahlen umfassen auch den Einfluß der endlichen Schaufelzahlen, deshalb sind für kleinere Schaufelzahlen die größeren Verlustzahlen und umgekehrt zu wählen.

Dem aufgezeichneten Geschwindigkeitsdiagramm kann man c_2 und w_2 entnehmen, woraus sich dann der Verlust AV berechnen läßt, h_u folgt ebenfalls aus dem Geschwindigkeitsdiagramm, womit sich dann $h = h_u - AV$ ergibt. Das i-s-Diagramm liefert dann mit dem errechneten h den Druckanstieg vom Laufradeintritt (P_1) bis Leitradaustritt (P_3).

In manchen Fällen ist h und damit der Druckanstieg $P_3 - P_1 = \Delta P$ zu klein, als daß die entsprechenden Zahlenwerte mit genügender Genauigkeit aus dem i-s-Diagramm entnommen werden könnten. Dann empfiehlt sich die Berechnung von h aus

$$h = A v_1 \cdot \Delta P \text{ (1. Annäherung) oder}$$

$$h = A v_1 \Delta P \left(1 - \frac{1}{2\varkappa} \cdot \frac{\Delta P}{P_1}\right) \text{ (genauer, 2. Annäherung, } \varkappa = 1{,}41).$$

Ist dies so aus dem Geschwindigkeitsdiagramm berechnete h nicht gleich dem h, das dem Druckanstieg vom Laufradeintritt (P_1) bis Leitradaustritt (P_3) entspricht, so braucht man nur, wenn man die Gestalt des Geschwindigkeitsdiagrammes und damit η_u beibehalten will, den Maßstab des Geschwindigkeitsdiagrammes entsprechend der Wurzel aus dem Verhältnis des zu erzielenden Gefälles zum errechneten umzuändern.

Setzt man $h = A/2g \cdot c^2$, so hängt der Wirkungsgrad außer von den Winkeln und den Geschwindigkeitszahlen bzw. den Verlustzahlen a und b ab von dem Verhältnis c/u_2, das man je nach dem gewünschten Wirkungsgrad unter Beachtung der Anlagekosten wählen wird. Bei der Berechnung eines Kompressors oder einer Stufe desselben geht man aus von dem Winkel β_2 und dem

Verhältnis c/u_2, und die Aufgabe besteht nun darin, das sich aus diesen Größen ergebende Geschwindigkeitsdiagramm zu entwerfen[1]).

Die Abhängigkeit des Wirkungsgrades η_u von c/u_2 und Austrittsschaufelwinkel β_2 ist in Fig. 4 dargestellt. Diese enthält auch die zur Querschnittsberechnung nötige Komponente $c_{2m} = c_2 \sin \alpha_2$ bzw. c_{2m}/u_2. Für die Berechnung der Kurven ist $\varphi = 0{,}8$ und $\psi = 0{,}85$ angenommen, vorwärtsgekrümmte Schaufeln ($\beta_2 > 90°$) geben schlechteren Wirkungsgrad als rückwärtsgekrümmte ($\beta_2 < 90°$).

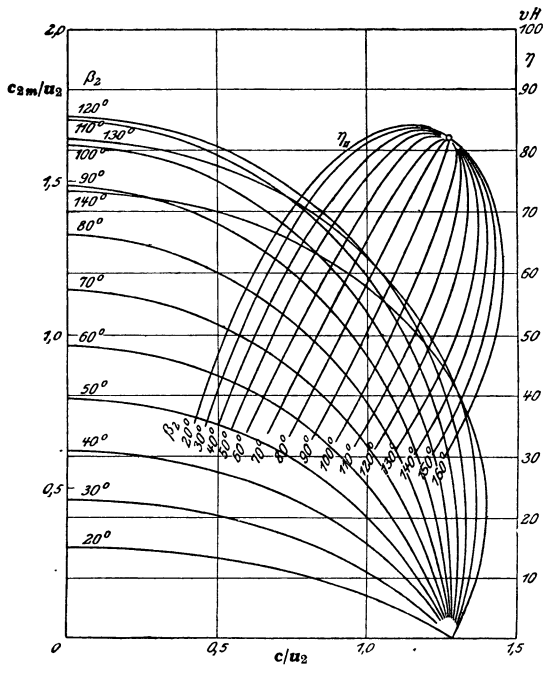


Fig. 4.

3. Stufenzahl. Ist H das gesamte adiabatische Gefälle des Kompressors, so ist bei z gleichen Stufen das Gefälle einer Stufe

$$h = H/z$$

und $c = \sqrt{2g/A \cdot H/z}$.

Bei einem angenommenen Wert von β_2 bestimmt c/u_2 den Wirkungsgrad η_u. Mit

$$\frac{c}{u_2} = \frac{1}{u_2}\sqrt{\frac{2g}{A} \cdot \frac{H}{z}}$$

wird $\dfrac{z u_2^2}{H} = \dfrac{2g/A}{(c/u_2)^2} = K.$

Die rechte Seite wird für einen bestimmten Winkel β_2 und einen bestimmten Wirkungsgrad η_u eine Konstante; für $z u_2^2$ kann man auch $\sum u_2^2$ setzen, so daß z. B. für $\beta_2 = 60°$ und $c/u_2 = 1{,}2$ entsprechend $\eta_u = 0{,}82$

$$z u_2^2/H = \sum u_2^2/H = 5820$$

wird. Für Turbokompressoren gilt also die gleiche Beziehung wie für Dampfturbinen (Parsonssche Kennzahl s. S. 300).

Berechnet man hiernach z, so wird z auf die nächste ganze Zahl abgerundet und dann h neu berechnet, $c = 91{,}53\sqrt{h}$ liefert mit dem angenommenen c/u_2 nach Wahl des Winkels β_2 den Wert von u_2, der 250 m/sek nicht überschreiten soll. Der Höchstwert von u_2 ist durch die Festigkeitsverhältnisse bedingt.

Ermittlung des Gefälles H: Am einfachsten mit Hilfe des i-s-Diagrammes für Gase, das man sich jedesmal in einfacher Weise nach Bd. I, S. 317, im jeweils passenden Maßstab aufzeichnen kann. Bei kleinen Gefällen z. B. 1 kcal/kg wird die Zeichnung leicht ungenau, dann berechnet man H aus $H = A v_1 \Delta P$, wobei ΔP die zu erreichende Drucksteigerung in kg/m² ist.

4. Spaltverluste. Diese treten nur bei Überdruckkompressoren auf. Einmal strömt Luft von b nach a zurück, Fig. 5, die Spaltabdichtung wird man, um die Spaltverluste klein zu halten und um den Axialschub nicht zu groß

[1]) Siehe Baer: Wirkungsgrad und Beschauflung von Turbokompressoren. Z. VDI 1916 S. 245.

werden zu lassen, nach a verlegen; dann herrscht im Raum $b - a$ der Druck p_2, der sich auch auf der anderen Seite des Laufrades bis zur im Durchmesser möglichst klein gehaltenen Zwischenstopfbüchse einstellt. Der Axialschub der einen Stufe ist dann:

$$P_a = (D_1^2 - d_1^2)\,\pi/4 \cdot (p_2 - p_1).$$

Der sek. Spaltverlust bei a hat den Wert:

$$G'_{sek} = \mu\,(D_1 \pi \cdot s_a \cdot 91{,}5\sqrt{h'}/v_1) \quad (D_1 \text{ und } s_a \text{ in m})$$

oder stündlich

$$G'_{st} = \mu \cdot D_1 \pi\, s_a \cdot 0{,}36\,(0{,}915\sqrt{h'}/v_1) \text{ (kg/h)},$$
$$(D_1 \text{ und } s_a \text{ in mm}).$$

μ = Durchflußzahl, die von der Konstruktion der Labyrinthdichtung bei a abhängt, h' ist das adiabatische Gefälle im Laufrad:

$$h' = \frac{A}{2g}\left((u_2^2 - u_1^2) - (w_2^2 - w_1^2)\right) - \frac{A}{2g} w_2^2\, b.$$

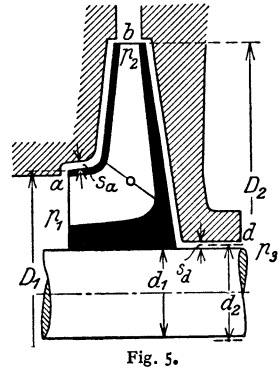


Fig. 5.

Durch die Laufschaufel strömt dann die Gewichtsmenge $G_{st} + G'_{st}$, wenn G_{st} die stündlich nutzbar geförderte Gasmenge ist.

Auch durch die Zwischenstopfbüchse strömt Luft von der nächsten Stufe zurück; dieser Zwischenstopfbüchsenverlust ist

$$G''_{sek} = \mu\,(d_2 \pi\, s_d \cdot 91{,}5\sqrt{h''}/v_1) \text{ in kg/sek} \quad (d_2 \text{ und } s_d \text{ in m})$$

oder

$$G''_{st} = \mu\, d_2 \pi\, s_d \cdot 0{,}36\,(0{,}915\sqrt{h''}/v_2) \text{ in kg/h} \quad (d_2 \text{ und } s_d \text{ in mm}).$$

$\mu = 0{,}3$ bis $0{,}8$ je nach der Labyrinthdichtung. h'' ist das Leitradgefälle:

$$h'' = A/2g \cdot (c_2^2 - c_1^2) - A/2g \cdot c_2^2\, a.$$

Die Luftmenge G''_{st} strömt durch das Leitrad mit hindurch, so daß das Leitrad für die stündliche Luftmenge $G_{st} + G''_{st}$ zu bemessen ist.

Bei den neueren Ausführungen Aufnahme des Axialschubes durch ein Einring-Klotz-Lager, nicht durch einen Entlastungskolben am HD-Ende.

5. Querschnitte. Mit den radialen Komponenten der absoluten Geschwindigkeiten c_1 und c_2, nämlich c_{1m} und c_{2m} folgt Austrittsquerschnitt F_2 aus:

$$\frac{G_{st} + G'_{st}}{F_2} = 0{,}36 \cdot \frac{c_{2m}/100}{v_2}; \quad V_2/F_2 = 0{,}36 \cdot c_{2m}/100,$$

Eintrittsquerschnitt:

$$\frac{G_{st} + G'_{st}}{F_1} = 0{,}36 \cdot \frac{c_{1m}/100}{v_1}$$

oder

$$V_1/F_1 = 0{,}36\,(c_{1m}/100).$$

Ist z_1 die Schaufelzahl am Laufradeintritt und z_2 am Laufradaustritt (vielfach $z_2 = 2 \cdot z_1$), so erhält man für U-förmige Schaufeln mit den Bezeichnungen der Fig. 6 und 7

$$b_2 = \frac{F_2 + z_2 \cdot (2\,l\,s/\sin\beta_2)}{D_2 \pi - z_2 (s/\sin\beta_2)}.$$

$$b_1 = \frac{F_1 + z_1 \cdot (2\,l\,s/\sin\beta_1)}{D_1 \pi - z_1 (s/\sin\beta_1)}; \quad z_1 = 16 \text{ bis } 32.$$

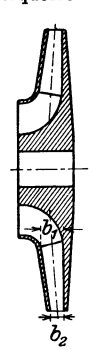


Fig. 6.

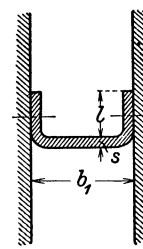


Fig. 7.

s ist die Schaufelstärke am Ein- bzw. Austritt; wegen der besten Querschnittsausnützung soll $c_{1m} = c_1$ (senkrechter Eintritt) sein, außerdem soll $b_2 \geqq b_1/3$ sein, damit die Räder nach außen zu nicht zu stark konvergieren.

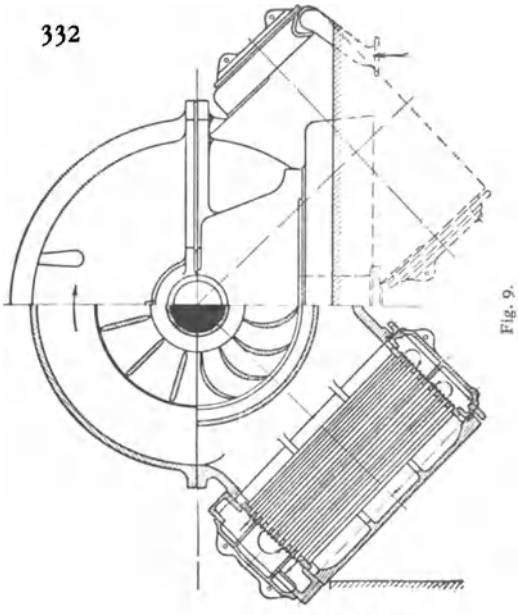


Fig. 9.

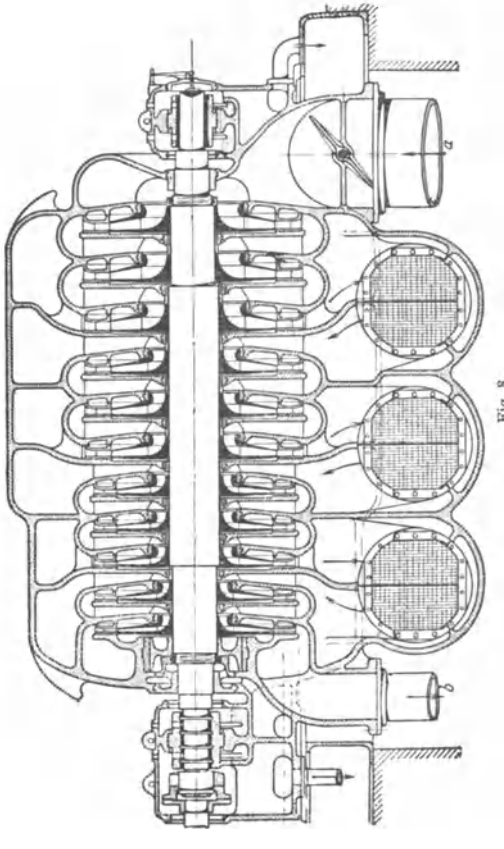


Fig. 8.

6. Schaufelform. Rückwärts gekrümmte Schaufeln ($\beta_2 < 90°$) geben guten Wirkungsgrad η_u, erfordern aber höhere Umfangsgeschwindigkeiten u_2, vorwärts gekrümmte ($\beta_2 > 90°$) schlechteren Wirkungsgrad bei kleinerem u_2, wobei mit Abnahme von u_2 der Wirkungsgrad rasch abfällt. Deshalb finden rückwärts gekrümmte Schaufeln bei großen Gebläsen und Kompressoren für höhere Drücke und große Leistungen Anwendung, vorwärts gekrümmte dagegen bei kleinen Gebläsen (Ventilatoren), wo mit einer billigen Ausführung ein möglichst großer Druckanstieg erreicht werden soll.

Hohe Laufschaufelzahl mit Rücksicht auf die Gasführung zwischen den Laufschaufeln günstig, aber dafür größere Wandreibung; Schaufelzahlen 24 bis 36. Die Schaufelform kann in Verbindung mit der axialen lichten Radbreite rechnungsmäßig ermittelt werden. Man nimmt dazu den Druckverlauf im Laufrad von P_1 auf P_2 an und ermittelt daraus den Verlauf des Gefälles h' von Laufradeintritt bis -austritt. Soll im Punkt x (Fig. 10) der Druck P_x nach Durchlaufen des Gefälles h'_x herrschen, so berechnet sich die relative Geschwindigkeit w_x im Punkt x aus

$$h'_x = A/2g \cdot (u_x^2 - u_1^2) - A/2g \cdot (w_x^2(1+b) - w_1^2).$$

Mit w_x folgt dann bei z Schaufeln der Querschnitt an der Stelle X zu $V_x/w_x = z \cdot a_x \cdot b_x$. Die

Kanalweite a_x (Orthogonaltrajektorie der Strombahnen) und die lichte axiale Radbreite b_x sind evtl. unter Änderung des angenommenen Druckverlaufes so lange zu verändern, bis ein kontinuierlicher Verlauf herauskommt. Die wirklichen Strömungsverhältnisse im Laufrad sind recht verwickelt und heute weder rechnerisch und versuchsmäßig geklärt.

7. Ausführung und Einzelheiten. a) Antrieb. Am besten, wenigstens bei großen Einheiten, Antrieb durch Dampfturbinen, da hier durch die Beweglichkeit der Umlaufzahl eine größere Regulierfähigkeit gegeben ist. Die Drehzahl kann verhältnismäßig hoch gewählt werden, wodurch die Anlagekosten sich stark vermindern. Drehzahl je nach angesaugter Luftmenge und Leistung des Kompressors zwischen 3000 und 10000 U/min, die Drehzahl von 3000 U/min nur für ganz große Kompressoren. Der direkte Antrieb durch Drehstrommotoren läßt nur eine Drehzahl von rd. 2900 U/min zu, die für viele Verhältnisse zu niedrig ist; dann kann man sich durch Einschalten eines Zahnradgetriebes helfen, das ins Rasche übersetzt. Die Stufenzahl hängt vom Enddruck und der Umfangsgeschwindigkeit ab. Bei Hochofengebläsen 3 bis 5 Stufen, ungekühlt, Fig. 11, bei Kompressoren für Bergwerke mit 6 bis 8 atü Enddruck heute je nach Drehzahl 9 bis 11 Stufen, bei höheren Drücken bis zu 30 Stufen, von denen bis zu 15 Stufen in einem Gehäuse laufen, bei 11 Stufen nur eingehäusige Bauart, Fig. 8 u. 9. Die Hochdruckstufen erhalten mit Rücksicht auf die Spaltverluste, die im Hochdruckgebiet stärker ins Gewicht fallen, kleinere Durchmesser als die Niederdruckstufen ($D_H = \sim 0{,}8$ bis $0{,}9\, D_N$).

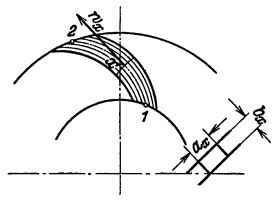


Fig. 10.

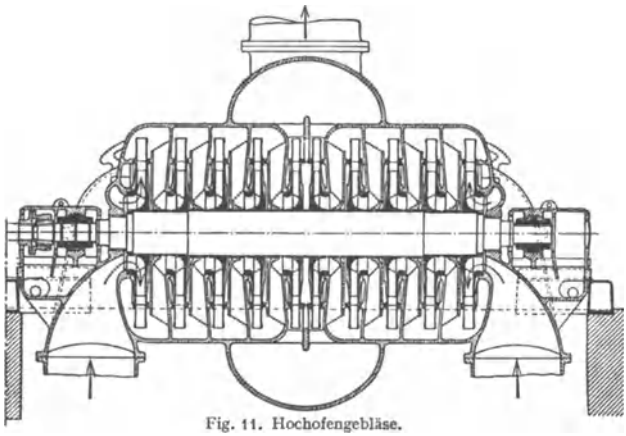


Fig. 11. Hochofengebläse.

Baustoff für die Radscheiben bester SM-Stahl oder Ni-Stahl, vereinzelt auch Leichtmetall, desgl. für die Schaufeln; dort, wo besonders im Hochdruckgebiet die Radbreiten b_1 und b_2 so klein werden, daß die Nietung von Schaufeln mit U- oder Z-förmigem Profil unmöglich wird, volle Schaufeln aus Leichtmetall derart, daß die Nieten ganz durch die Radscheibe, Schaufel und Deckring hindurchgehen.

b) Kühlung. Bei Gebläsen, insbesondere Hochofen- und Stahlwerksgebläsen, keine Kühlung (Fig. 11, bis etwa 1,8 atü), bei Kompressoren mit höheren Drucken wird Kühlung der zu verdichtenden Luft notwendig. Neben der (früher allgemein ausgeführten) Gehäusekühlung (Innenkühlung) vielfach Zwischen-

kühlung, d. h. nach Durchströmen einer Anzahl von Stufen wird die Luft Zwischenkühlern zugeführt, die sie vor Eintritt in die nächste Stufe wieder bis in die Nähe der Anfangstemperatur abkühlen, meistens Anordnung von drei Zwischenkühlern, so z. B. bei einem 11stufigen Kompressor:

3 Stufen → Zwischenkühler → 3 Stufen — Zwischenkühler → 3 Stufen → Zwischenkühler → 2 Stufen → Austrittsstutzen.

(S. Fig. 8 und 9.) Die Zwischenkühler bestehen aus Rohrsystemen, um die außen die abzukühlende Luft herumströmt, während im Rohrinnern das Kühlwasser fließt; Berechnung der Kühlwassermenge auf Grund der Wärmebilanz[1]) und der Fläche des Zwischenkühlers dem Wärmeübergang entsprechend.

8. Leistungsbedarf. Der Leistungsbedarf des verlustfreien Kompressors ist gegeben durch $N_0 = G_{st} \cdot h/632 \quad (\text{PS}) = V_1 \cdot \gamma_1 \cdot h/632 \quad (\text{PS})$,

wobei V_1 die stündlich angesaugte Luftmenge in m^3/h und γ_1 ihr spez. Gewicht beim Zustand vor dem Kompressor ist. Bei kleinen Gefällen ist in erster Annäherung auch $N_0 = V_1 \cdot \Delta P/270000 \quad (\text{PS})$.

Die Leistung am Radumfang ist ohne Rücksicht auf die Spaltverluste $N_u = G_{st} h_u/632$ und mit Berücksichtigung der Spaltverluste

$$N_u = 1/632 \cdot [(G_{st} + G'_{st})\, h'_u + (G_{st} + G''_{st})\, h''_u] \quad (\text{PS}).$$

Der Gesamtleistungsbedarf ist dann

$$N_e = \sum (N_u + N_R) + N_L .$$

Hierin sind N_u die Leistungen am Radumfang und N_R die Reibungsarbeiten der umlaufenden Räder in der umgebenden Luft oder Gas in jeder Stufe. N_L ist die Lagerreibungsarbeit.

N_R kann angenähert nach

$$N_R = \beta \cdot D_2^2 u_2^3 \cdot \gamma \cdot 1/10^6 \quad (\text{PS})$$

berechnet werden. Hierin ist $\beta = 1{,}6$ bis $1{,}8$, D_2 der Laufraddurchmesser in m, u_2 die Laufradumfangsgeschwindigkeit in $msek^{-1}$ und γ das mittlere spez. Gewicht des umgebenden Mediums in $kg\,m^{-3}$.

9. Charakteristik des Turbokompressors. Der Zusammenhang zwischen erreichtem Druck und angesaugter Luftmenge läßt sich mittels des Geschwindigkeitsdreiecks bestimmen. Liegt das Geschwindigkeitsdiagramm für eine bestimmte Luftmenge vor, so kann man das Geschwindigkeitsdiagramm für eine andere Luftmenge sofort aufzeichnen, indem man die relativen Geschwindigkeiten w_1 und w_2 oder die radialen Komponenten c_{1m} und c_{2m} proportional der Luftmenge verändert; aus dem so erhaltenen Geschwindigkeitsdiagramm kann man den Wert h_u für die veränderte Luftmenge berechnen und daraus nach Abzug der Verluste $AV = A/2g \cdot (a c_2^2 - b w_2^2)$ den Wert des adiabatischen Gefälles h finden, das im IS-Diagramm den neuen Druck abzulesen gestattet. Wiederholt man das Verfahren unter Beibehaltung der gleichen Umfangsgeschwindigkeit, so erhält man punktweise die $h-V$- oder auch $P-V$-Charakteristik für eine konstante Drehzahl.

Bei gleichem Wirkungsgrad η_u am Radumfang verhalten sich nun bei einem und demselben Kompressor

1. die angesaugten Volumina wie die Drehzahlen,
2. die erreichten Wärmegefälle wie die Quadrate der Drehzahlen,
3. die nötigen Leistungen wie die dritten Potenzen der Drehzahlen.

Die für eine bestimmte Drehzahl erhaltene $V-h$-Charakteristik kann man also für eine andere Drehzahl umzeichnen, indem man die Abszissen proportional den Drehzahlen, die Ordinaten proportional dem Quadrat der Drehzahlen verändert; aus der $h-V$-Charakteristik findet man dann mit dem IS-Diagramm sofort die $P-V$-Charakteristik. (Anwendung bei Abgabe von Garantien für geänderte Werte der angesaugten Menge und der Drehzahl.) Die sich so ergebenden Kurven für die $P-V$-Charakteristik sind parabelähnliche Kurven.

[1]) Siehe H. Baer: Dampfturbinen und Turbokompressoren. Leipzig: B. G. Teubner.

10. Das Pumpen der Turbokompressoren. Sinkt die Förderung eines Turbokompressors unter einen bestimmten Betrag, so strömt in periodischem Spiel Druckluft aus dem Netz durch den Kompressor in den Saugraum zurück; diese Erscheinung tritt um so stärker auf, je größer das vom Kompressor gespeiste Druckluftnetz ist.

Arbeitet ein Kompressor normal mit dem Fördervolumen V_A entsprechend dem Punkte A auf der $P-V$-Charakteristik (Fig. 12) und wird nun die angesaugte Luftmenge durch geringeren Luftverbrauch vermindert, so wandert der Punkt A auf der Charakteristik nach links, wobei er das Netz mit allmählich zunehmendem Druck aufpumpt, bis im Punkt B der Höchstdruck erreicht ist (P_B). Sinkt die Fördermenge nun unter V_B, so ist der Druck im Netz ein höherer als der, den der Kompressor zu liefern vermag, d. h. es tritt eine Strömung der Luft vom Netz nach dem Kompressor und durch diesen ein, so daß die Fördermenge negativ wird, der Kompressor „schnappt ab". Sinkt der Druck im Netz infolge der Rückströmung und der Entnahme weiterer Luftmengen unter den Leerlaufdruck, so springt die Förderung des Kompressors auf V_C über, wobei $P_C = P_0$ ist. Die angesaugte Luftmenge V_C ist aber größer als der Bedarf, so daß nunmehr die Wanderung nach links von neuem einsetzt und sich das Spiel wiederholt.

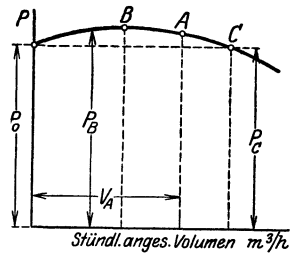


Fig. 12.

Mittel zur Verhütung des Pumpens: 1. Man sorge dafür, daß die angesaugte Luftmenge niemals den Betrag V_B unterschreitet; wird weniger Luft, als V_B entspricht, benötigt, so kann man den Luftüberschuß ins Freie abblasen lassen, u. U. durch ein durch die Geschwindigkeit im Druckrohr automatisch betätigtes Abblasventil nach Fig. 13.

2. Verlegen der Pumpgrenze, d. h. des Volumens V_B, durch Drosselung im Ansaugestutzen; dabei wird unter gleichzeitiger Herabsetzung der Drücke die $P-V$-Charakteristik nach links zusammengedrängt.

3. Anwendung von drehbaren Leitschaufeln im Leitrad oder Diffusor, sog. Diffusoren-Regelung von Brown, Boveri & Co., durch welche die günstigsten Verhältnisse auch bei kleinen Luftmengen hinsichtlich Wirkungsgrad erreicht werden.

4. Selbsttätiges Absperren der Saugleitung und gleichzeitiges Schließen der Rückschlagklappe bei Erreichen eines bestimmten Druckes, so daß der Kompressor leerläuft.

5. Umlaufentlastung, indem die unter der Pumpgrenze abgeblasene Luftmenge über einen Strahlapparat zur Verdichtung der angesaugten Luft verwendet wird. Automatische Veränderung der Regelorgane für die Entlastung durch elektrischen Antrieb.

6. Entlastung durch Luftturbinen, die von der abzublasenden Luftmenge beaufschlagt werden und ihre Leistung unmittelbar an die Kompressorwelle oder besondere Stromerzeuger oder Hilfsmaschinen abgeben.

Abnahmeversuche nach den Verdichterregeln des VDI, DIN 1945, VDI-Verlag 1934, Berlin.

11. Berechnungbeispiel eines Gebläses.

Beispiel: Ein Turbogebläse soll minutlich 350 m³ Luft von 20° bei 745 mm Barometerstand (bezogen auf 0°) auf 0,7 at Überdruck fördern. $n = 2900$ U/min.

Absoluter Luftdruck bei 745 mm = 1,012 at abs., sonach Enddruck = 1,71 at abs. Saugspannung = 0,98 at abs. geschätzt, sonach Kompressionsverhältnis 1,71 : 0,98 = 1,745. Das TS-Diagramm — vgl. Bd. I, S. 317 — gibt die Endtemperatur zu 70,8° C bei adiabatischer Verdichtung an. Wärmegefälle $H = 0{,}238 \cdot (70{,}8 - 20) = 12{,}06$ kcal ($0{,}238 = c_p$ für Luft).

Nach Fig. 4 werde zur Erzielung hohen Wirkungsgrades $\beta_2 = 60°$, $c/u_2 = 1{,}2$ gewählt.

Stufenzahl
$$z = \frac{H}{u_2^2} \cdot \frac{2g}{A} \cdot \frac{1}{(c/u_2)^2} = 3{,}82.$$

Ausführung mit 4 Stufen, wobei Stufengefälle $h = 12{,}06/4 = 3{,}015$ kcal, $c = 91{,}5\sqrt{3{,}015} = 158{,}9$ m/sek, $u_2 = 158{,}9/1{,}2 = 132{,}3$ m/sek folgt.

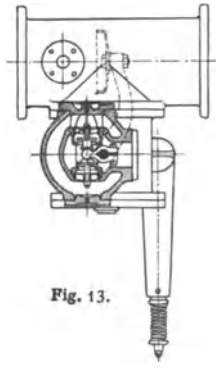


Fig. 13.

Austritts-Durchm. = 873 mm, aus u_2 und n berechnet. $D_1/D_2 = 0{,}55$ gewählt, $D_1 = 480$ mm, $u_1 = 72{,}8$ m/sek. Aus der Aufzeichnung des Rades ergibt sich bei geraden Schaufeln $\beta_1 = 24°$. Das Eintrittsdreieck folgt aus dem dem Schaufelverlauf entnommenen β_1 mit $u_1 (u_1 = u_2 \cdot D_1/D_2)$; man kann auch c_1 (= 35 bis 55 m/sek) annehmen, woraus dann aber β_1 folgt.

Wird senkrechter Eintritt vorausgesetzt, so können die Diagramme nach S. 329 aufgezeichnet werden. Es folgt aus dem danach gezeichneten Geschwindigkeitsdreieck Fig. 14

das gesamte Stufengefälle

$$h_u = A/g \cdot u_2 \cdot c_{2u} = A/2g \cdot 132{,}3 \cdot 116{,}2 = 3{,}675 \text{ kcal},$$

das Laufradgefälle

$$h'_u = A/2g \cdot [(u_2^2 - u_1^2) - (w_2^2 - w_1^2)] = 2{,}085 \text{ „}$$

das Leitradgefälle

$$h''_u = A/2g \cdot (c_2^2 - c_1^2) = 1{,}590 \text{ „}$$

Wirkungsgrad am Radumfang $\eta_u = h/h_u = 3{,}015/3{,}675 = 0{,}82$. Die zur Querschnittsberechnung nötige Radialkomponente von c_2 hat die Größe $c_{2m} = 27{,}8$ m/sek.

Zur Ermittlung der Drücke am Ein- und Austritt sind noch die adiabatischen Gefälle im Lauf- und Leitrad zu bestimmen.

$$h' = h'_u - AV' = h'_u - b \cdot A/2g \cdot w_2^2 = 2{,}038 \text{ kcal (mit } \psi = 0{,}85,\ b = 0{,}385),$$

$$h'' = h''_u - AV'' = h''_u - a \cdot A/2g \cdot c_2^2 = 0{,}977 \text{ kcal (mit } \varphi = 0{,}80,\ a = 0{,}36), \text{ also}$$

$$h' + h'' = h = 3{,}015 \text{ kcal}.$$

Diesen Gefällen entsprechen folgende Temperatursteigerungen:

Adiabatisches Gefälle	Gefälle am Radumfang
$h'/c_p = 8{,}55°$ C	$h'_u/c_p = 8{,}75°$ C
$h''/c_p = 4{,}10°$ C	$h''_u/c_p = 6{,}70°$ C
$h/c_p = 12{,}65°$ C	$h_u/c_p = 15{,}45°$ C.

Nach Bd. I, S. 317, ergeben sich die Drucksteigerungen:

Stufe		1	2	3	4
Drucksteigerung im Laufrad	$p_2/p_1 =$	1,0104	1,272	1,458	1,666
Drucksteigerung in der Stufe	$p_3/p_1 =$	1,155	1,330	1,523	1,745

Mit 0,98 at abs. Anfangsdruck wird:

Stufe	1	2	3	4	
$p_1 =$	0,98	1,131	1,303	1,492	at abs.
$p_2 =$	1,081	1,247	1,429	1,632	
$p_3 =$	1,131	1,303	1,492	1,71	

Aus den dadurch bestimmten Isobaren ergibt sich mit den Temperatursteigerungen h'_u/c_p und h''_u/c_p der Verlauf der Zustandskurve, Fig. 15. Aus den bekannten Drucken und Temperaturen können die spezifischen Volumina und damit die Querschnitte berechnet werden.

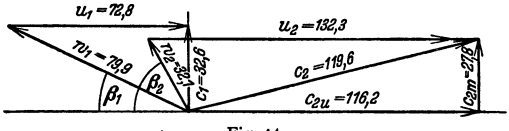


Fig. 14.

Es folgt z. B. das spezifische Volumen am Eintritt zum zweiten Laufrad mit 11 310 kg/m² abs. Druck und $T = 273 + 35{,}45 = 308{,}45°$ C abs.:

$$v = R \cdot T/p = 29{,}3 \cdot 308{,}45/11\,310 = 0{,}799 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Sekundliches Fördervolumen: 350/60 = 5,833 m³/sek. Spezifisches Volumen bei 20° und 10 120 kg/m² Druck: $v = 29{,}3 \cdot 293/10\,120 = 0{,}848$ m³/kg, $\gamma = 1/v = 1/0{,}848 = 1{,}18$ kg/m³. Sekundliches Fördergewicht $G = 5{,}833 \cdot 1{,}18 = 6{,}9$ kg/sek.

Spalt- und Stopfbuchsenverlust. Mit $D_1 = 470$ mm Spaltdurchmesser und einer angenommenen „resultierenden Spaltweite" $s_a = 1$ mm wird die freie Spaltfläche 1475 mm². Indiziertes Laufradgefälle in allen Stufen $h'_u = 2{,}085$ kcal, also $c_s = 91{,}5 \cdot \sqrt{2{,}085} = 130{,}5$ m/sek Spaltverlust $v_s = 0{,}193$ m³/sek, $G_s = 0{,}22$ kg/sek in Stufe 1, 0,24 kg/sek in Stufe 2, 0,27 kg/sek in Stufe 3, 0,29 kg/sek in Stufe 4.

Der Mehraufwand an Arbeit durch den Spaltverlust: $N_s = \frac{G_s \cdot 3600}{632} \cdot h_1$ berechnet sich für sämtliche Stufen zu 2,6 + 2,8 + 3,1 + 3,4 = 11,9 PS.

Stopfbuchsenquerschnitt = 310 mm² bei $d = 140$ mm und $s = 0{,}7$ mm. Mit dem adiabatischen Leitradgefälle $h'' = 0{,}977$ kcal wird $c_s' = 91{,}5\sqrt{0{,}977} = 90{,}4$ m/sek, der Stopfbuchsenverlust = 0,028 m³/sek, bzw. in

Stufe	1	2	3	4
G sek	0,0344	0,0377	0,041	0,045 kg

Gesamter Mehraufwand an Leistung = 0,31 + 0,34 + 0,36 + 0,41 = 1,42 PS.

Gesamtleistung. Gesamtes indiziertes Gefälle $H_u = 4 \cdot 3{,}675 = 14{,}70$ kcal.

$$N_u = \frac{G_s \cdot 3600}{632} \cdot H_u = \frac{6{,}9 \cdot 3600}{632} \cdot 14{,}70 = 577 \text{ PS}.$$

Spalt- und Stopfbuchsenverluste: 11,9 + 1,42 = 13,3 PS.
Gesamte Radleistung: 577 + 13,3 = 590,3 PS.
Rad- und Lagerreibung (geschätzt): 42,0 PS.
Antriebleistung an der Welle: 632,0 PS.

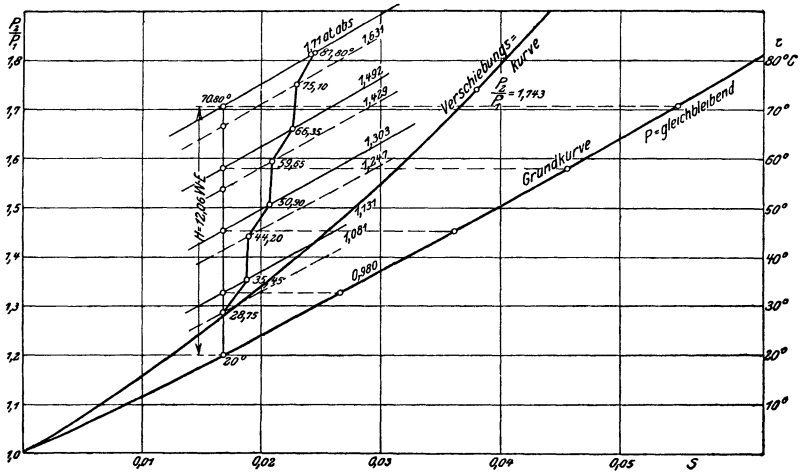


Fig. 15.

Stufe	1	2	3	4
Spez. Volumen am Laufradeintritt v_1 . . . . m³/kg	0,874	0,799	0,726	0,665
Spez. Volumen am Leitradeintritt v_2 . . . . . „	0,815	0,744	0,683	0,624
Spez. Volumen am Leitradaustritt v_3 . . . . . „	0,798	0,726	0,665	0,607
Sek. gefördertes Luftgewicht G . . . . . kg/sek	6,9	6,9	6,9	6,9
Schaufelreihen am Ein- und Austritt				
Sek. von der Laufschaufel gefördertes Luftgewicht $G + G_s$ . . . . . kg/sek	7,12	7,14	7,17	7,19
Sek. Luftvolumen am Laufschaufeleintritt V_1 . m³/sek	6,22	5,70	5,20	4,78
Sek. Luftvolumen am Laufschaufelaustritt V_2 . m³/sek	5,80	5,31	4,89	4,48
$c_{1m} = c_1$ . . . . . m/sek	32,6	32,6	32,6	32,6
Freie Schaufelfläche $F_1 = \frac{V_1}{c_{1m}}$ am Eintritt . . . m²	0,191	0,175	0,160	0,147
Schaufelzahl z_1 am Eintritt	10	10	10	10
$F_1 + z_1 \frac{2 l s_1}{\sin \beta_1}$ ($s_1 = 4$ mm) . . . . . m²	0,1944	0,1784	0,1630	0,1504
Freier Umfang $D_1 \pi - z_1 \frac{s_1}{\sin \beta_1}$ . . . . . m	1,409	1,409	1,409	1,409
Schaufelbreite am Eintritt b_1 . . . . . mm	138	127	116	107
c_{2m} . . . . . m/sek	27,8	27,8	27,8	27,8
Freier Austrittsquerschnitt $F_2 = \frac{V_2}{c_{2m}}$ . . . . . m²	0,2088	0,191	0,176	0,161
Schaufelzahl z_2 am Austritt	20	20	20	20
$F_2 + z_2 \frac{2 l s_2}{\sin \beta_2}$ ($s_2 = 4$ mm) . . . . . m²	0,2125	0,1947	0,1797	0,1647
Freier Umfang $D_2 \pi - z_2 \cdot \frac{s_2}{\sin \beta_2}$ . . . . . m	2,647	2,647	2,647	2,647
Schaufelbreite am Austritt b_2 . . . . . mm	80,4	73,6	68,0	62,2

Abwärmeverwertung[1]).

Von Professor Dr.-Ing. **W. Pauer** VDI, Dresden.

Abwärme wird verwertet, wenn die in einem wärmetechnischen Prozeß anfallenden Abwärmemengen für den gleichen oder einen unabhängig davon verlaufenden Prozeß nutzbar gemacht werden (Verwendung der Abhitze eines Ofens zur Vorwärmung der Verbrennungsluft oder der Schwaden eines Verdampfers zur Beheizung eines bei niedrigerem Druck arbeitenden Verdampfers). Im weiteren Sinne spricht man von Abwärmeverwertung, wenn zwei Prozesse ohne Rücksicht auf günstigsten Wirkungsgrad des einen so miteinander gekuppelt werden, daß die in dem ersten anfallende Abwärme im zweiten Prozeß verwandt werden kann. (Verschlechterung des Vakuums einer Dampfkraftmaschine mit Rücksicht darauf, daß der Abdampf die für eine Heizung benötigte Temperatur hat.)

I. Abwärmequellen.

A. Abwärme von Wärmekraftmaschinen.

Der Wirkungsgrad der Krafterzeugung, nämlich das Verhältnis der in Arbeit umgesetzten Wärme AL zu der zugeführten Wärme Q_1 erreicht bei gegebener höchster Temperatur T_1 und tiefster Temperatur T_2 einen Höchstwert, wenn die Kraftmaschine nach einem Carnot-Prozeß arbeitet, dessen Wirkungsgrad $\eta_C = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$ ist (Fig. 1). Bei jeder ausgeführten Maschine treten thermische und mechanische Verluste auf, so daß der Gesamtwirkungsgrad nur einen Teil η_J des Wirkungsgrades einer nach dem Carnot-Prozeß arbeitenden Maschine beträgt. Es wird also $\eta_{ges} = \eta_J \cdot \eta_C$. Die gegenüber dem Carnot-Prozeß zuzuführende zusätzliche Wärme erscheint in irgendeiner Form als zusätzliche Abwärme. Es wird:

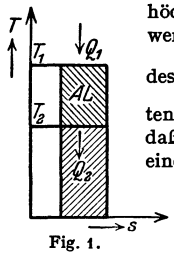
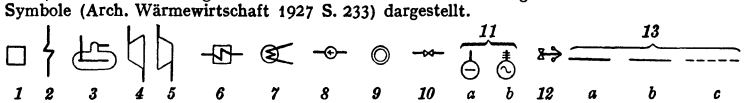


Fig. 1.

	a) Bei der verlustlosen Maschine nach Carnot	b) Bei der ausgeführten Maschine
der Wirkungsgrad	$\eta_C = \frac{T_1 - T_2}{T_1}$	$\eta_{ges} = \eta_J \cdot \eta_C = \eta_J \cdot \frac{T_1 - T_2}{T_1}$
der Wärmeverbrauch für 1 kWh	$q_{1C} = \frac{860}{\eta_C} = \frac{860 \cdot T_1}{T_1 - T_2}$	$q_1 = \frac{q_{1C}}{\eta_J} = \frac{860}{\eta_J} \cdot \frac{T_1}{T_1 - T_2} = \frac{860}{\eta_{ges}}$
die je kWh anfallende Abwärme	$q_{2C} = \frac{860 \cdot T_2}{T_1 - T_2}$	$q_2 = \frac{860 \cdot T_2}{T_1 - T_2} + \frac{860 \cdot T_1}{T_1 - T_2} \cdot \frac{(1 - \eta_J)}{\eta_J} = 860 \cdot \frac{1 - \eta_{ges}}{\eta_{ges}}$
das Verhältnis der Abwärme zu der in Arbeit umgesetzten Wärme	$\nu_C = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$	$\nu = \frac{T_2}{T_1 - T_2} + \frac{T_1}{T_1 - T_2} \cdot \frac{(1 - \eta_J)}{\eta_J} = \frac{1 - \eta_{ges}}{\eta_{ges}}$

[1]) In den Ausführungen dieses Abschnittes sind die Schaltungen mittels der Stenderschen Symbole (Arch. Wärmewirtschaft 1927 S. 233) dargestellt.



1 Kessel; *2* Überhitzer; *3* Gefällespeicher; *4* Kraftmaschine; *5* Kompressor; *6* Warmwasserbereiter; *7* Kondensator; *8* Speisepumpe; *9* Heizdampfverbraucher; *10* Ventil; *11* elektrische Anlageteile: *a* Gleichstromdynamo, *b* Wechselstromdynamo; *12* Regler; *13* Leitungen: *a* Dampf, *b* Wasser, *c* Kondensat.

Träger der Abwärme sind bei Dampfmaschinen der Abdampf, bei Verbrennungskraftmaschinen Abgase und Kühlwasser. Ein Teil der Abwärme wird direkt durch die höher erwärmten Maschinenteile an die Umgebung abgeleitet und kann daher nur ausnahmsweise nutzbar gemacht werden (Benutzung der Kühlluft elektrischer Maschinen zur Raumheizung). Dieser Teil ist aber im allgemeinen sehr gering, wenn nicht künstliche Maßnahmen getroffen werden, ihn zu erhöhen (Luftkühlung bei Verbrennungskraftmaschinen). Die in den Auspuffgasen enthaltene Wärme könnte nur vollkommen ausgenutzt werden, wenn es gelänge, sie bis auf die Temperatur der Verbrennungsluft abzukühlen. Bei Dampfkraftmaschinen ist die nicht in Arbeit umgesetzte Wärme abzüglich der abgestrahlten Wärme und der in den Triebwerksteilen in Wärme rückverwandelten Arbeit im Abdampf enthalten. In Fig. 2 ist der Wärmebedarf q_1, die anfallende Abwärme q_2, sowie ν in Abhängigkeit vom Gesamtwirkungsgrad der Kraftmaschine dargestellt. Es ergeben sich daher für Dampfkraftanlagen mit Gesamtwirkungsgraden zwischen 5 und 15 vH, für Gasmaschinen zwischen 15 und 25 vH und für Ölmaschinen zwischen 25 und 40 vH die angezeichneten Bezirke. Von der spezifischen Abwärme q_2 können bei Dampfmaschinen bis zu 95 vH, bei Verbrennungskraftmaschinen die gesamten im Kühlwasser und bis zu 75 vH der in den Auspuffgasen anfallenden Mengen nutzbar gemacht werden.

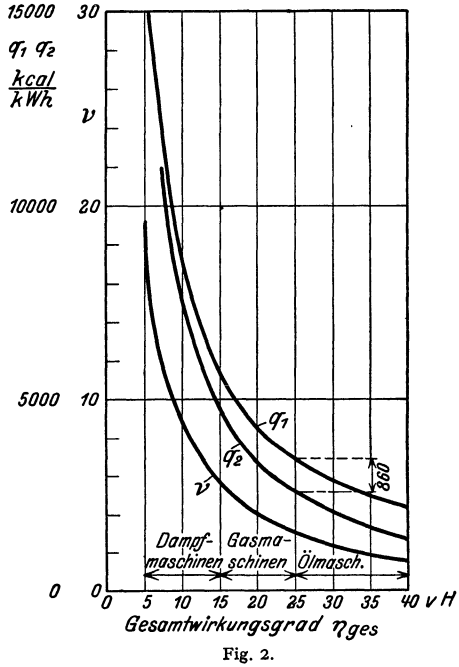


Fig. 2.

Der Wert von q_2 ergibt die Menge der je kWh anfallenden Wärme; die Temperatur t_2, bei der sie anfällt, sowie die Eigenschaften des Wärmeträgers (Verhalten bei der Wärmeübertragung, Verunreinigung, Neigung zu chemischen Angriffen) sind maßgebend für ihre Verwertbarkeit. Je höher t_2 über der Umgebungstemperatur liegt, desto hochwertiger ist die Abwärme. Muß jedoch die Abwärme von der Temperatur t_2 an einen anderen Körper übertragen werden, so ist für ihren Wert dessen Temperatur t_3 maßgebend. Aus dem Gesetz für den Wärmedurchgang $Q = k \cdot F(t_2 - t_3)$ folgt $t_2 - t_3 = Q/Fk$. Der für die Übertragung notwendige Temperaturunterschied $t_2 - t_3$ ist also direkt proportional der je Flächeneinheit stündlich zu übertragenden Wärmemenge Q/F (kcal/m²h) und indirekt proportional der Wärmedurchgangszahl k (kcal/m²h°). Bei Übertragung der Wärme von kondensierendem Dampf an Wasser (Warmwasserbereitung im Kondensator) ist $k = 1500$, bei Übertragung der Wärme von Auspuffgasen an Wasser (Warmwasserbereitung mit den Abgasen einer Verbrennungsmaschine) ist $k = 20$. Daher ist zur Übertragung gleicher Wärmemengen je m² und h bei Abgasen ein 75mal größerer Temperaturunterschied notwendig als bei Abdampf. Es hat also Abdampf, der nur 5° wärmer ist als das zu erwärmende Wasser, den gleichen Wert wie Abgase von 375° Übertemperatur. Die Abwärme von Dampfmaschinen ist daher nicht nur wegen ihrer großen Menge, sondern auch wegen ihrer leichten Übertragbarkeit besonders wertvoll.

B. Abwärme von Kältemaschinen.

Die Kältemaschine, Fig. 3, soll eine Wärmemenge Q_0 von der tieferen Temperatur T_0 auf die höhere Temperatur T heben. Hierzu ist nach dem zweiten Hauptsatz Arbeit notwendig, die einen Mindestwert bei einem Carnot-Prozeß erreicht. Dabei hat das Verhältnis der gehobenen Wärmemenge Q_0 zum Arbeitsaufwand AL_0 den Wert $\frac{Q_0}{AL_0} = \frac{T_0}{T - T_0}$. Bei der Temperatur T muß die Abwärme Q abgeführt werden, die gleich der Kälteleistung Q_0 vermehrt um den Arbeitsaufwand AL_0 ist. Wegen der in der ausgeführten Maschine auftretenden mechanischen und thermischen Verluste wird der Arbeitsaufwand für eine bestimmte Kälteleistung größer, dagegen wird die Abwärme je kWh kleiner. Es ist:

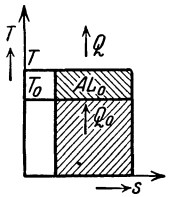


Fig. 3.

	a) Beim verlustlosen Prozeß nach Carnot	b) Bei der ausgeführten Maschine
die Kälteleistung je kWh	$q_{0c} = \frac{860 \cdot T_0}{T - T_0}$	$q_0 = 860 \cdot \frac{T_0}{T - T_0} \cdot \eta_J$
die je kWh anfallende Abwärme	$q_c = 860 \cdot \frac{T}{T - T_0}$	$q = 860 \cdot \frac{T}{T - T_0} - 860 \cdot \frac{T_0}{T - T_0}(1 - \eta_J)$
das Verhältnis zwischen Abwärme und Kälteleistung	$\mu_c = \frac{T}{T_0}$	$\mu = \frac{T}{T_0 \cdot \eta_J} - \frac{1 - \eta_J}{\eta_J}$

Der spezifische Arbeitsaufwand wird um so kleiner, je kleiner die Temperaturdifferenz ist. Man wählt deshalb T nur so hoch über der Umgebungstemperatur, daß die Wärme abgeführt werden kann. Eine Verwertung ist bei dieser Temperatur nicht möglich. Braucht man aber Wärme von nur wenig höherer Temperatur, so kann es zweckmäßig sein, trotz größeren Arbeitsbedarfes auf diese höhere Temperatur zu fördern, um die Abwärme nutzbar machen zu können (Warmwasserbereitung in Brauereien und Schlachthäusern mit der Abwärme des Kondensators der Kältemaschine). Zweckmäßig wird dabei die Kondensatortemperatur nicht gleich der Gebrauchstemperatur gewählt, sondern das Kühlwasser des Kondensators wird in einer zweiten Stufe durch den Abdampf der Antriebmaschine des Kompressors erwärmt. Unter Umständen ist es wirtschaftlich, die Kompressorleistung nicht nach dem Kältebedarf, sondern nach dem Bedarf an Abfallwärme zu bemessen, wobei dann ein Teil der Kälteleistung als Abfallkälte anfällt (Verbindung von Badeanstalten mit Eisfabriken).

Die abgeleiteten Beziehungen gelten ebenfalls, wenn man die Schwaden eines bei T_0 durchgeführten Verdampfungsprozesses von dem Druck p_0 auf den Druck p und die zugehörige Dampftemperatur T verdichtet, so daß sie wieder zur Beheizung des Verdampfers dienen können, aus dem sie entstanden sind (Wärmepumpe).

Kälte kann statt in Kompressionskältemaschinen (KKM.) auch in Absorptionskältemaschinen (AKM.) erzeugt werden, deren Kocher mit Abdampf beheizt wird. Die AKM. ist besonders dann wirtschaftlich, wenn Abdampf einer Auspuff- oder Gegendruckmaschine zur Verfügung steht, der für andere Zwecke nicht verwendbar ist. Auch kann eine Aufteilung der Kälteleistung auf KKM. und AKM. wirtschaftlich sein, bei der der Kocher der AKM. mit dem Abdampf der Antriebmaschine der KKM. beheizt wird[1]).

[1]) Z. VDI 1932 S. 774; 1940 S. 41.

C. Abwärme aus Wärmeprozessen.

Bei allen Wärmeprozessen muß die bei der Verbrennung entstehende Wärme von den als Heizkörper dienenden Verbrennungsgasen an den als Kühlkörper wirkenden, zu erwärmenden Körper übertragen werden. Bei unendlich großen Übertragungsflächen könnte der Heizkörper bis auf die Anfangstemperatur des Kühlkörpers abgekühlt werden. Liegt diese Temperatur über der Umgebungstemperatur, so entsteht ein Abwärmeverlust, der dadurch noch erheblich vergrößert wird, daß mit Rücksicht auf wirtschaftliche Größe der Übertragungsflächen die Abgastemperatur wesentlich über der Temperatur des Kühlkörpers liegt. (Beispiel: Beim Dampfkessel liegt die Eintrittstemperatur des Speisewassers bei 70°, die Umgebungstemperatur bei 20°, die Abgastemperatur bei 250°.)

Bei stetig arbeitenden Verfahren ergibt sich bei gegebenen Übertragungsflächen die kleinste Abgastemperatur, wenn man Heiz- und Kühlkörper im Gegenstrom führt. Große Temperaturunterschiede, große Strömgeschwindigkeiten und Ausnutzung der Strahlung verbessern dabei die Wärmeübertragung. Statt des Gegenstroms verwendet man aus baulichen Gründen häufig den ihm thermisch nahekommenden Kreuzstrom. Tauscht man dagegen die Wärme im Gleichstrom aus, so kann sich bei unendlich großen Übertragungsflächen der Heizkörper nur bis auf die höchste Temperatur des Kühlkörpers abkühlen, die Abgasverluste werden erheblich größer als beim Gegenstrom.

Bei unstetig arbeitenden Verfahren (z. B. Erwärmung von Blöcken, Brennen im Rundofen) lassen sich die Verbrennungsgase höchstens bis auf die jeweilige Temperatur des Kühlkörpers abkühlen, tatsächlich liegen die Abgastemperaturen mit Rücksicht auf die endliche Größe der Übertragungsflächen wesentlich höher. Die Abgastemperatur steigt mit zunehmender Erwärmung des Kühlkörpers und erreicht am Ende der Erwärmung die gleiche Höhe wie bei einem im Gleichstrom arbeitenden Verfahren.

Erfolgt die Wärmeaufnahme durch den Kühlkörper nicht bei steigender, sondern bei unveränderlicher Temperatur (Schmelzen, Verdampfen des Kühlkörpers), so sind stetige und unstetige Verfahren, Gleichstrom und Gegenstrom thermisch gleichwertig. Die bei hohen Schmelz- oder Verdampfungstemperaturen anfallenden heißen Abgase lassen sich bei stetigen Verfahren zur Vorwärmung des Kühlkörpers bis auf diese Temperaturen benutzen, wodurch der Abgasverlust verkleinert werden kann.

Die Gesamtwirtschaftlichkeit eines Prozesses läßt sich entweder dadurch verbessern, daß die Abgasverluste durch die angedeuteten Maßnahmen klein gehalten werden, oder daß die anfallende Abwärme verwertet wird. Welche von beiden Maßnahmen günstiger ist, läßt sich nur im Einzelfall entscheiden. Abwärmeverwertung ist um so aussichtsreicher, je höher die Abgastemperatur und je gleichmäßiger der Anfall der Abwärme ist. Da die Anlagekosten unabhängig von der Benutzungsdauer sind, der Gewinn aus der Abwärme aber mit der Benutzungsdauer ansteigt, so ist besonders bei Anlagen mit hoher Benutzungsdauer Wert auf gute Ausnutzung der Abwärme zu legen.

Die Abwärme kann nutzbar gemacht werden:

1. für das Hauptverfahren selbst;
2. für Nebenverfahren, die unabhängig vom Hauptverfahren verlaufen.

Zu 1. **Verwertung der Abwärme im Hauptverfahren** ist möglich:

a) Durch Verlegung eines niedrige Temperaturen benötigenden Teilprozesses in den Bereich der tiefen Rauchgastemperaturen (z. B. Vorwärmung des Speisewassers mittels der Rauchgase). Hierbei handelt es sich aber nicht um eigentliche Abwärmeverwertung, sondern nur um Verbesserung des Verfahrens durch bessere Gegenstromführung der Rauchgase gegenüber dem Kühlkörper (Wasser und Dampf). Die Vorteile des besonderen Speisewasservorwärmers liegen in der Vergrößerung des Temperaturunterschiedes und in den geringeren Kosten der Vorwärmerheizfläche gegenüber der Verdampfheizfläche.

b) Durch Vorwärmung der Verbrennungsluft oder (bei Armgasen) von Verbrennungsluft und Brennstoff. Obwohl der Wärmedurchgang von Rauchgasen an Luft schlecht ist, lassen sich Luftvorwärmerheizflächen, da sie drucklos sind, billig ausführen. Durch die Vorwärmung wird die Verbrennungstemperatur und daher der mittlere für die Übertragung nutzbare Temperaturunterschied vergrößert. Daher wird bei gleicher Übergangsfläche im Hauptprozeß die Leistung erhöht oder bei gleichen Leistungen teure Verdampfheizfläche durch billigere Vorwärmheizfläche ersetzt.

Die Luft wird entweder in Gegenströmern (Rekuperatoren) vorgewärmt, bei denen die Wärme durch feste Wände aus Metall oder keramischen Stoffen übertragen wird, oder man verwendet Regeneratoren, bei denen aus festen Körpern bestehende Wärmespeicher abwechselnd durch die Abgase hochgeheizt und durch die Verbrennungsluft gekühlt werden (Winderhitzer für Hochöfen, Koksöfen usw.). Statt der absatzweisen Umschaltung läßt sich auch stetige Umschaltung anwenden (Ljungström-Lufterhitzer). Die Höhe der Lufterhitzung wird durch die Temperaturfestigkeit der Wärmeaustauscher und der Feuerungsteile beschränkt.

c) Durch Verwendung der fühlbaren Wärme des Kühlkörpers bei der der Erwärmung folgenden Abkühlung. Soll ein Körper bei der Erwärmung nur eine bestimmte Temperatur durchlaufen oder eine Zeitlang darauf gehalten werden, um dann wieder auf die Ausgangstemperatur gebracht zu werden, dann läßt sich die bei der Abkühlung anfallende Wärme ausnutzen. Beispiel: Beim Brennen keramischer Stoffe treten bei bestimmten Temperaturen nicht umkehrbare exotherme oder endotherme Vorgänge auf, die die beabsichtigten Umbildungen herbeiführen. Nach ihrem Ablauf muß das Brenngut auf die Anfangstemperatur abgekühlt werden. Bei stetigen Verfahren (Tunnelofen) verwendet man die fühlbare Wärme des sich abkühlenden Brenngutes zur Luftvorwärmung, die den Bereich höchster Temperatur verlassenden Rauchgase zur Vorwärmung des Brenngutes.

d) Bei Verdampfungsprozessen, die zur Ausscheidung gelöster Stoffe aus einem Lösungsmittel dienen (Thermische Speisewasseraufbereitung, Eindampfen von Salz- und Zuckerlösungen), läßt sich die in den Brüden des Lösungsmittels enthaltene Wärme nicht nur zur Vorwärmung der Lösung auf die Verdampfungstemperatur verwenden, sondern auch zur zusätzlichen Verdampfung in nachgeschalteten Verdampfern, die bei niedrigerem Druck arbeiten (Mehrfachverdampfer). Es können auch die Brüden zur Beheizung des Verdampfers, aus dem sie entstehen, benutzt werden, wenn man sie auf einen höheren Druck verdichtet (Wärmepumpe).

Zu 2. **Verwertung der Abwärme für Nebenverfahren.** Es kommt hauptsächlich die Erzeugung von Warmwasser oder Dampf für technologische Prozesse oder Raumheizung in Betracht. Meist werden Bedarf und Anfall an Abwärme nicht übereinstimmen. Ist der Bedarf kleiner, so muß ein Teil der Abwärme ungenutzt bleiben, ist er größer, so muß der Fehlbedarf durch Frischwärme (Zusatzheizung, Verwendung von Frischdampf) gedeckt werden.

Stetige Verfahren eignen sich zur Abwärmeverwertung immer besser als unstetige. Bei letzteren müssen häufig Wärmespeicher zum Ausgleich des zeitlich veränderlichen Anfalls an Abwärme eingeschaltet werden, was die Anlagekosten erhöht und daher die Wirtschaftlichkeit vermindert. Die Arbeitsweise unstetiger Verfahren kann dadurch verbessert werden, daß mehrere Prozesse mit zeitlicher Phasenverschiebung nebeneinander verlaufen (Betrieb mehrerer Zellstoffkocher mit gemeinsamer Laugenvorwärmung mittels der Ablauge der Einzelkocher). Durch Hintereinanderschaltung vieler unstetiger Verfahren kann die gleiche Wirkung wie bei einem stetigen Verfahren erreicht werden. (Der in Ziegeleien übliche Ringofen mit wandernder Flamme ist dem Tunnelofen thermisch gleichwertig.) Stetige Verfahren verlangen aber im allgemeinen die Herstellung großer Mengen gleichartiger Güter. Ihre Anlagekosten sind meist größer, die Betriebs-

kosten kleiner als bei unstetigen Verfahren. Letztere sind daher besonders bei kleiner Benutzungsdauer angebracht.

Bei der Berechnung von Abwärmeanlagen muß die vom Heizkörper abzugebende und vom Kühlkörper aufzunehmende Wärmemenge bestimmt und die für eine bestimmte Leistung notwendige Austauschfläche ermittelt werden. Liegt dagegen deren Größe fest, so läßt sich die Leistung bestimmen. Die rein rechnerische Behandlung dieser Fragen stößt, besonders wegen der mit der Temperatur veränderlichen spezifischen Wärmen, auf Schwierigkeiten. Es ist daher die zeichnerische Behandlung mittels des it-Diagramms vorzuziehen. Man schätzt zunächst durch Annahme der verschiedenen Verluste den Wärme- und damit Brennstoffbedarf der Anlage und berechnet dann das it-Diagramm für zusammengehörige Werte des Heiz- und Kühlkörpers. Als Bezugsgröße verwendet man entweder 1 kg des Heizkörpers (Brennstoffes) oder 1 kg des Kühlkörpers, z. B. des Brenngutes. Dabei muß für jeden Brennstoff ein besonderes it-Diagramm entworfen werden. Eine für große Gruppen von Brennstoffen genügend genaue Näherung ergibt sich, wenn man als Bezugsgröße 1 Nm³ der vom Brennstoff gebildeten Rauchgase wählt (Bd. I, Brennstoffe). Fig. 4 zeigt die Anwendung des it-Diagramms für Rauchgas-Luftvorwärmung. Die obere Kurve stellt den Wärmeinhalt für 1 Nm³ der Rauchgase, die untere gestrichelte den Wärmeinhalt für die zugehörige Luftmenge dar. Das Verhältnis der bei gleichen Temperaturen gemessenen Ordinaten gibt das Verhältnis der Wasserwerte von Heiz- und Kühlkörper wieder.

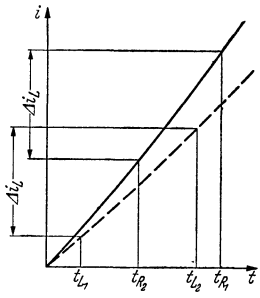


Fig. 4. it-Diagramm.

Die Luft soll von der Temperatur t_{L1} auf t_{L2} vorgewärmt werden, wobei ihr Wärmeinhalt von i_{L1} um Δi_L auf i_{L2} zunimmt. Als Heizkörper dienen Rauchgase von der Temperatur t_{R1} und dem Wärmeinhalt i_{R1}. Aus $i_{R2} = i_{R1} - \Delta i_L$ ergibt sich die Abgastemperatur t_{R2}. Aus den Anfangs- und Endtemperaturen von Rauchgas und Luft kann der mittlere Temperaturunterschied und mittels der Formeln für die Wärmeübertragung die Größe der Heizfläche des Lufterhitzers bestimmt werden. Die Produkte aus Wasserwert und Temperaturänderung werden für Heiz- und Kühlkörper gleich. Der Körper mit dem kleineren Wasserwert erfährt also die stärkere Temperaturänderung.

In ähnlicher Weise können mittels des it-Diagramms die Verhältnisse in einem Tunnelofen verfolgt werden, wobei die it-Kurven für zusammengehörige Werte von Verbrennungsluft, Rauchgasen und Brenngut beim Erwärmen und Abkühlen aufzustellen sind.

II. Abwärmeverwertung bei Dampfkraftanlagen.

A. Thermische Grundlagen.

Die untere Temperatur des in einer Dampfkraftanlage ausgenutzten Temperaturgefälles liegt im allgemeinen sehr nahe an der Umgebungstemperatur. Daher sind bei Kondensationsmaschinen die anfallenden Abwärmemengen nur selten brauchbar (Warmwasserbereitung, Trocknung, Raumheizung). Dagegen hat die Dampfmaschine den großen Vorteil, daß ihr Arbeitsmittel, der Wasserdampf, die Wärme sehr leicht und bei konstanter Temperatur abgibt (kleine, billige Heizflächen), ja daß er unter Umständen direkt in die zu erwärmenden Flüssigkeiten eingeleitet werden kann. Die folgenden Ausführungen gelten, soweit nicht anders bemerkt, gemeinsam für Kolbenmaschinen und Turbinen. Es ist:

N = die Leistung der Kraftmaschine in kW (N_i = indizierte, N_e = effektive, N_w = Wellenleistung, N_{el} = Leistung an den Generatorklemmen),
d = der Dampfverbrauch, bezogen auf eine kWh (d_i, d_e, d_w und d_{el}),
q = der Wärmeverbrauch je kWh (q_i, q_e, q_w, q_{el}),
$D = N \cdot d$ der stündliche Dampfverbrauch der Maschine in kg/h,
$Q = D \cdot i$ der stündliche Wärmeverbrauch der Maschine in kcal/h,
D_h = die stündlich benötigte Heizdampfmenge in kg/h,
$Q_h = D_h \cdot i_h$ die stündlich benötigte Heizdampfwärme in kcal/h,
$d_h = D_h/N$ die spezifische Heizdampfmenge in kg/kWh,
$q_h = Q_h/N$ die spezifische Heizdampfwärme in kcal/kWh.

Die im Frischdampf je kWh zugeführte Wärmemenge q_1 erscheint, vermindert um das Wärmeäquivalent der Arbeit (860 kcal) und die direkt an die Umgebung übergehende Wärmemenge q_v, im Abdampf wieder. Direkt abgeführt werden der größte Teil des Wärmewertes der Reibungsarbeit und die elektrischen Verluste. Die letzteren betragen (0,2 bis 0,05) · 860 kcal/kWh (die größeren Werte gelten für kleinere Maschinen). Die Reibungsverluste sind bei Kolbendampfmaschinen (0,2 bis 0,06) · 860, bei Turbinen (0,06 bis 0,02) · 860 kcal/kWh.

Benötigt eine Anlage eine Leistung von N kW und eine stündliche Arbeitsdampfmenge (kurz Heizdampf genannt) von D_h kg/h, so ist der spezifische Heizdampfverbrauch = d_h, der spezifische Heizwärmeverbrauch = q_h kcal/kWh. Der Kraft- und Wärmeverbrauch kann in verschiedenen Arten von Anlagen gedeckt werden:

a) Krafterzeugung in einer Kondensationsmaschine, deren Wärmebedarf = q_k kcal/kWh beträgt. Als Heizdampf wird Frischdampf gedrosselt (Schaltschema Fig. 6). Dann ist der Wärmeverbrauch der ganzen Anlage, bezogen auf 1 kWh, gleich dem der Kondensationsmaschine q_k + dem der Heizung q_h, also $q = q_k + q_h$. Die Ab-

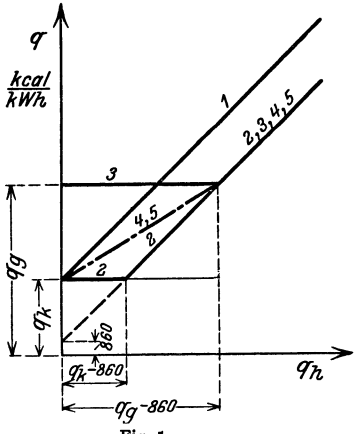


Fig. 5.

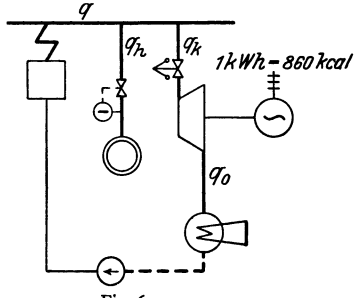


Fig. 6.

wärme q_0 der Kondensationsmaschine, die gleich der zugeführten Wärme q_k abzüglich des Wärmeäquivalents der Leistung und der Verluste ist (letztere im folgenden vernachlässigt), wird im Kondensator an die Umgebung abgeführt. Es ist $q_0 = q_k - 860$. Der Wärmeverbrauch q des Systems wächst also linear mit dem spezifischen Heizwärmebedarf q_h (Gerade *1* in Fig. 5).

b) Benötigt der Wärmeverbraucher keine höhere Temperatur als die, mit der der Abdampf der Kondensationsmaschine anfällt, so kann die Abwärme an Stelle gedrosselten Frischdampfes verwandt werden (Fig. 7). Die Ersparnis ist gleich der benötigten Heizwärme q_h und erreicht bei vollkommen ausgenutzter Abwärme die in Fall a) in den Kondensator übergehende Wärmemenge q_0. Ist der Heizwärmebedarf größer als die verfügbare Abwärme q_0, so wird der Rest

$q_h - q_0$ durch Frischdampf gedeckt (Fig. 5, Kurvenzug *2*). Der senkrechte Abstand der Geraden *2* von der Geraden *1* ergibt die Wärmeersparnis je kWh.

c) Die Kondensatortemperatur ist für die Heizung zu niedrig. Man verschlechtert das Vakuum oder geht zum Gegendruckbetrieb über (Gegendruck = Heizdampfdruck = p_g) (Fig. 8). Der spezifische Wärmeverbrauch der Gegendruckmaschine q_g ist höher als der der Kondensationsmaschine q_k,

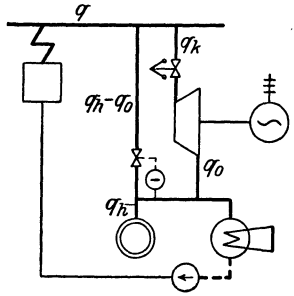


Fig. 7.

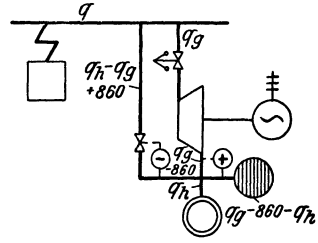


Fig. 8.

eine Ersparnis gegenüber Fall a) tritt nur ein, wenn der spezifische Heizwärmeverbrauch größer als der Unterschied zwischen Wärmeverbrauch der Gegendruck- und der Kondensationsmaschine ist. Bei voll ausgenutztem Abdampf der Gegendruckmaschine ($q_h \geqq q_g - 860$) wird die Ersparnis ebenso groß wie im Fall b), nämlich gleich der Abwärme der Kondensationsmaschine (Fig. 5, Kurvenzug *3*). Überschüssiger Abdampf pufft aus, fehlender wird durch gedrosselten Frischdampf ersetzt.

d) Für alle Fälle, in denen der Heizdampfbedarf wesentlich kleiner ist als der spezifische Dampfverbrauch der Gegendruckmaschine, muß dafür gesorgt werden, daß der nicht benötigte Dampf von Heizspannung bis zum Kondensatordruck Arbeit leisten kann. Es ist dies in zwei Anordnungen möglich:

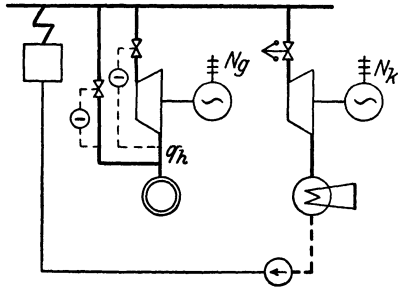


Fig. 9.

α) Verbundene Gegendruckmaschine (Fig. 9). Man schaltet eine Gegendruckmaschine nach Beck parallel mit einer Kondensationsmaschine (an ihre Stelle kann eine beliebige Kraftmaschine treten). Die Gegendruckmaschine wird so stark belastet (N_g), daß ihre Abwärme gleich der benötigten Heizwärme ist, den übrigen Arbeitsbedarf deckt die Kondensationsmaschine (N_k). Die Leistungsverteilung und der Wärmeverbrauch des Systems, bezogen auf 1 kW der Gesamtleistung, ergibt sich aus den Gleichungen:

$$1.\ N_g + N_k = 1 \quad \text{und} \quad 2.\ N_g \cdot (q_g - 860) = q_h$$

zu

$$N_g = \frac{q_h}{q_g - 860} \quad \text{und} \quad N_k = 1 - \frac{q_h}{q_g - 860}.$$

Wird in der Gegendruckmaschine das Wärmegefälle AL_g, in der Kondensationsmaschine AL_k nutzbar gemacht, so wird der spezifische Dampfverbrauch $d_g = 860/AL_g$ und $d_k = 860/AL_k$. Bei einem spezifischen Heizdampfverbrauch

von d_h kg/kWh wird der Verbrauch d des ganzen Systems, bezogen auf 1 kWh, gleich dem Verbrauch von Gegendruck- und Kondensationsmaschine.

$$d = N_g \cdot d_g + N_k \cdot d_k = d_h + \left(1 - \frac{d_h \cdot AL_g}{860}\right) \cdot \frac{860}{AL_k}$$
$$= \frac{860}{AL_k} + d_h \frac{AL_k - AL_g}{AL_k}.$$

Der Mehrverbrauch des Systems gegenüber der reinen Kondensationsmaschine ist gleich dem spezifischen Heizdampfverbrauch, reduziert im Verhältnis des nicht ausgenutzten Gefälles zum Gesamtgefälle. Wird kein Heizdampf benötigt, so übernimmt die Kondensationsmaschine die Gesamtleistung. Ist der Abdampf bei Gegendruckbetrieb voll ausgenutzt ($d_h \geqq 860/AL_g$), so arbeitet nur die Gegendruckmaschine. Der Wärmeverbrauch des Systems in Abhängigkeit von q_h (Fig. 5, Gerade 4) ist also unter allen Umständen günstiger als bei Frischdampfheizung. Die verbundene Gegendruckmaschine eignet sich besonders für den Bereich kleinen spezifischen Heizdampfverbrauches, in dem die reine Gegendruckmaschine unbrauchbar ist.

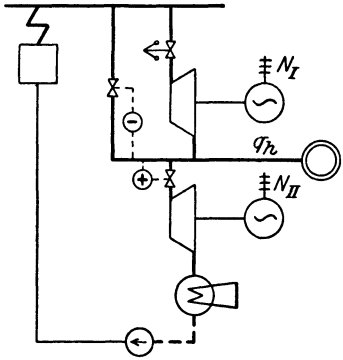


Fig. 10.

β) Thermisch gleichwertig ist die Entnahmemaschine (Fig. 10). Der Gesamtdampf arbeitet im Hochdruckteil zwischen p_1 und p_2 ata. Bei dem Heizdampfdruck p_2 werden d_h kg/kWh entnommen, der Rest arbeitet im Niederdruckteil zwischen p_2 und p_0 ata. Die Leistungsverteilung auf den Hochdruckteil (N_I) und den Niederdruckteil (N_{II}) ergibt sich aus folgenden Beziehungen, in denen AL_I das im Hochdruckteil, AL_{II} das im Niederdruckteil umgesetzte Gefälle in kcal/kg bedeutet und $d_I = \frac{860}{AL_I}$, $d_{II} = \frac{860}{AL_{II}}$ ist.

1. $N_I + N_{II} = 1$. 2. $N_I \cdot d_I = N_{II} \cdot d_{II} + d_h$.

$$N_I = \frac{d_{II} + d_h}{d_I + d_{II}} = \frac{860/AL_{II} + d_h}{860/AL_I + 860/AL_{II}}; \qquad N_{II} = 1 - N_I.$$

Der Gesamtverbrauch des Systems, bezogen auf 1 kWh, ist

$$d = N_I \cdot d_I = \frac{d_{II} + d_h}{d_I + d_{II}} \cdot d_I = \frac{860}{AL_I + AL_{II}} + d_h \cdot \frac{AL_{II}}{AL_I + AL_{II}}.$$

Der Dampfverbrauch ist also gleich dem der verbundenen Gegendruckmaschine, wenn die verarbeiteten Wärmegefälle gleich sind:

$$AL_I = AL_g; \qquad AL_I + AL_{II} = AL_k.$$

Wird Dampf an mehreren Stellen abgezapft (d_{h_1}, d_{h_2}, d_{h_3} usw.) und ist das Gesamtgefälle gleich AL, das Gefälle der einzelnen Teile AL_I, AL_{II} usw., so wird der Verbrauch des Systems

$$d = \frac{860}{AL} + d_{h_1} \frac{AL - AL_I}{AL} + d_{h_2} \frac{AL - AL_I - AL_{II}}{AL}$$
$$+ d_{h_3} \frac{AL - AL_I - AL_{II} - AL_{III}}{AL} + \cdots$$

B. Berechnung der Verbrauchszahlen und Maschinenabmessungen.

Die ideale Dampfmaschine arbeitet nach dem Clausius-Rankine-Prozeß, Fig. 11. Das hiernach in der verlustlosen Maschine in Arbeit umgesetzte adiabatische Wärmegefälle AL_{ad} ermittelt man am einfachsten aus dem is-Diagramm, Fig. 12, Senkrechte $1-2$. Die auftretenden Verluste kann man durch Annahme des Clausius-Rankine-Wirkungsgrades η_{thd} [1]) schätzen. Es ist also das tatsächlich in Arbeit umgesetzte Wärmegefälle $AL = AL_{ad} \cdot \eta_{thd}$. Geht die gesamte Verlustwärme in den Abdampf über, so liegt der Zustandspunkt des

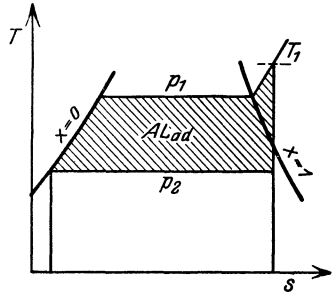


Fig. 11.

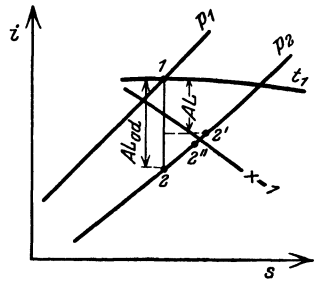


Fig. 12.

austretenden Dampfes um AL kcal/kg tiefer als Punkt 1 (Punkt $2'$); die Außenverluste werden von hier aus nach unten abgetragen, so daß man Punkt $2''$ erhält.

Bei Dampfturbinen wächst der Wirkungsgrad mit der Größe des verarbeiteten Dampfvolumens und ist abhängig von der baulichen Ausführung der Turbine. Bei vielstufigen Turbinen großer Abmessungen kann er über 80 vH betragen, bei normaler Ausführung mit kleiner Stufenzahl geht er auf 60 bis 70 vH zurück und sinkt bei kleinen Turbinen noch wesentlich tiefer. Es empfiehlt sich, die Einzelverluste jeder Stufe getrennt zu berechnen (s. Abschnitt Dampfturbinen).

Bei Kolbendampfmaschinen entstehen die Hauptverluste durch unvollkommene Expansion und durch Wandungsverluste. Man kann beide gemeinsam durch Annahme des Wirkungsgrades η_{thd} berücksichtigen, der bei günstigem Expansionsenddruck im Heißdampfgebiet 80 bis 90 vH, im Sattdampfgebiet 65 bis 75 vH beträgt. Bei Überlast oder Teillast ist es sicherer, das adiabatische Gefälle bei unvollkommener Expansion AL_{adu} aus dem is-Diagramm zu berechnen und die übrigen Verluste durch Annahme eines Gütegrades η_g zu schätzen. (Im Heißdampfgebiet $\eta_g = 85$ bis 92 vH, im Sattdampfgebiet 75 bis 85 vH.)

Ist der Expansionsenddruck p_e, so kann das auf der Adiabate liegende spezifische Volumen v_e dem is-Diagramm entnommen werden und man erhält:

$$AL_{adu} = i_1 - i_e + \frac{10000}{427}(p_e - p_2)\, v_e$$

(s. auch S. 107). Bei kleinen Füllungen im Hochdruckteil kann p_e tiefer liegen als p_2. Bei dieser Unterexpansion mit Schleifenbildung wird der Ausdruck für den Volldruckteil negativ, der spezifische Dampfverbrauch steigt rasch an, die Leistung kann Null oder sogar negativ werden. Der Hochdruckteil von Entnahmemaschinen arbeitet in diesem Falle als Kompressor und wird vom Niederdruckteil geschleppt. Eine hinreichend genaue Schätzung der Wirkungsgrade η_{thd} oder Gütegrade η_g ist nur auf Grund von Versuchsergebnissen an ähnlich großen Maschinen gleicher Bauart möglich.

Berechnung der Abmessungen einer Entnahmemaschine. Für eine gegebene indizierte Leistung N_i in kW, eine gegebene Dampfentnahme D_h in kg/h und gegebene Dampfzustände vor der Maschine (p_1, t_1), im Aufnehmer (p_2) und

[1]) S S. 106.

Kondensator (p_0) sollen die Maschinenabmessungen und der ungefähre Dampfverbrauch bestimmt werden. Es seien:

F_I und F_{II} die wirksamen Kolbenflächen im Hoch- und Niederdruckteil in cm²;

p_I und p_{II} die mittleren indizierten Drücke im Hoch- und Niederdruckteil in kg/cm²,

s der Hub in m, n die minutliche Drehzahl.

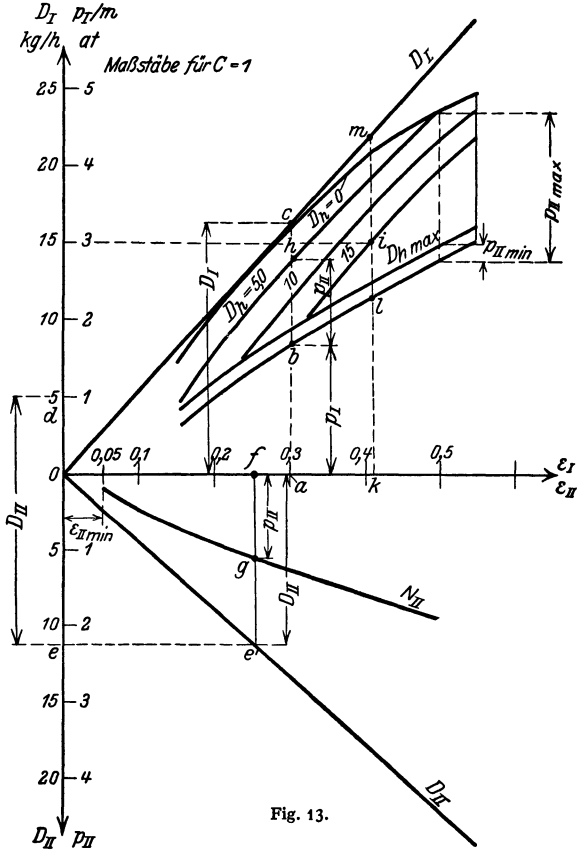


Fig. 13.

Dann ist:

$$N_i = \frac{2 \cdot F_I \cdot s \cdot n}{60 \cdot 102} \cdot p_I + \frac{2 \cdot F_{II} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 102} \cdot p_{II} = \frac{2 \cdot F_{II} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 102} \left(p_I \cdot \frac{F_I}{F_{II}} + p_{II} \right).$$

Wird das Zylinderverhältnis $F_{II}/F_I = m$ und die Maschinenkonstante, bezogen auf den Niederdruckzylinder, $\frac{2 \cdot F_{II} \cdot s \cdot n}{60 \cdot 102} = C$ gesetzt, so wird:

$$N_i = C(p_I/m + p_{II}).$$

Bei den meisten neueren Verbundmaschinen ist $m = 2{,}7$ bis $2{,}8$. Bei dauernd sehr großen Entnahmen kann man das Zylinderverhältnis kleiner wählen. Man zeichnet nun für verschiedene Füllungen im Hoch- und Niederdruckteil (ε_I und ε_{II})

die Dampfdiagramme auf, schätzt die zugehörigen Wirkungsgrade η_{thd} und damit nach Bestimmung der adiabatischen Wärmegefälle den Dampfverbrauch der Maschine. Man erhält dann in Abhängigkeit von der Füllung die Leistung

$$N_I = C \cdot p_I/m = f_1(\varepsilon_I)$$

und für den Niederdruckteil

$$N_{II} = C \cdot p_{II} = f_1(\varepsilon_{II}) \,.$$

Ferner ergeben sich für die stündlich durchströmenden Dampfmengen die Gleichungen:

$$D_I = N_I \cdot d_I = C \cdot p_I \cdot d_I/m = f_2(\varepsilon_I),$$
$$D_{II} = N_{II} \cdot d_{II} = C \cdot p_{II} \cdot d_{II} = f_2(\varepsilon_{II}).$$

Liegen diese vier Funktionen fest, so kann der Dampfverbrauch der Maschine für jede beliebige Leistung und Entnahme bestimmt werden. Man wertet die Gleichungen am besten graphisch aus und zeichnet das Diagramm zunächst für die Maschinenkonstante $C = 1$, trägt also statt der Leistung die mittleren Drücke, bezogen auf den Niederdruckzylinder, auf. In Fig. 13 sind über ε_I und ε_{II} als Abszissen p_I/m und D_I nach oben, p_{II} und D_{II} nach unten abgetragen. Man konstruiert nun Gesamtleistungskurven für konstante Entnahmemengen; z. B. erhält man einen Punkt für die Entnahme $D_h = 5$ folgendermaßen: Bei $\varepsilon_I = 0{,}3$ ist $p_I = ab$, $D_I = ac$. D_{II} muß sein $ac - 5{,}0 = de - 5{,}0 = e'f$. Die zugehörige Niederdruckleistung N_{II} ist $= fg$ und ergibt zu $N_I = ab$ addiert bh. In gleicher Weise konstruiert man weitere Punkte für $D_h = 5$ und dann ähnliche Kurven für andere Werte von D_h. Läßt man im Niederdruckteil eine kleinste Füllung $\varepsilon_{II\,min} = 0{,}05$ zu, so wird die zugehörige Niederdruckleistung und Dampfmenge $p_{II\,min}$ und $D_{II\,min}$. Eine Äquidistante zu p_I im Abstand von $p_{II\,min}$ gibt die Gesamtleistungskurve für maximale Entnahme ($D_{h\,max} = D_I - D_{II\,min}$). Eine Äquidistante zu p_I im Abstand der größten Niederdruckfüllung ($\varepsilon_{II} = 0{,}5$) begrenzt das Leistungsdiagramm mit Rücksicht auf die Schluckfähigkeit des Niederdruckteiles. Nunmehr wird die Konstante C so bestimmt, daß sich bei der geforderten Normalleistung günstige Füllungen und ausreichende Überlastbarkeit ergeben. Sollen z. B. bei einer Normalleistung von 1200 kW_i $D_h = 6000$ kg/h entnommen werden, so ergibt sich im Hochdruckteil eine günstige Füllung von etwa 40 vH ($p_I = 3{,}0$, $D_h = 15$), wenn man $C = 400$ wählt. Für eine beliebige Leistung und Entnahme kann man nun die Leistungsverteilung, die Füllung und den Dampfverbrauch bestimmen. Es ist z. B.:

für $C = 400$ im Diagramm,

N	1200	3,0 kW_i,
D_h	6000	15,0 kg/h.

Die Horizontale $N = 3{,}0$ schneidet die Kurve für $D_h = 15$ in Punkt i. Zieht man hierdurch eine Senkrechte, so ist darauf $kl = N_I$, $il = N_{II}$. $km = D_I$. k bestimmt ε_I. Der spezifische Dampfverbrauch ergibt sich zu $d = D_I/N = km/ik$.

Die Anzapfturbine wird grundsätzlich in der gleichen Weise berechnet. Doch empfiehlt es sich dabei, den Dampfverbrauch unmittelbar über der zugehörigen Leistung für die beiden Teilturbinen aufzutragen.

Fig. 14 zeigt ein Entnahmediagramm in der für Dampfturbinen üblichen Form.

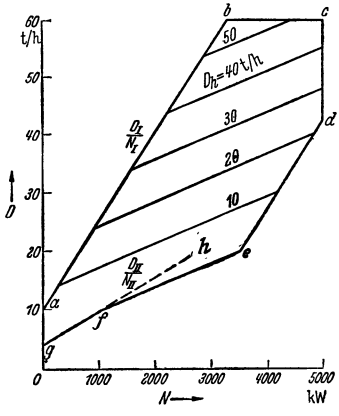


Fig. 14. Entnahmediagramm für Dampfturbinen.

Auf Grund von Erfahrungszahlen schätzt man für Hoch- und Niederdruckteil den Wirkungsgrad und damit den Dampfverbrauch bei verschiedenen Leistungen. Für den Hochdruckteil wird D_I über N_I (Linie ab), für den Nieder-

druckteil D_{II} über N_{II} (Linie gh) aufgetragen. Dann werden für bestimmte Entnahmemengen D_h die Leistungen von Hoch- und Niederdruckteil addiert. Die Diagrammfläche, die den möglichen Arbeitsbereich der Entnahmeturbine darstellt, wird begrenzt durch den Linienzug *abcdefg*. *ab* zeigt das Verhalten der Maschine im reinen Gegendruckbetrieb, *bc* bei größtem Dampfdurchsatz im Hochdruckteil, *cd* bei größter Gesamtleistung der Turbine bzw. des Generators, *de* bei größtem Dampfdurchsatz im Niederdruckteil und *efg* bei Betrieb ohne Entnahme.

C. Wahl des Maschinensystems.

Bei voll ausgenütztem Abdampf ist die Gegendruckmaschine thermisch und wirtschaftlich überlegen. Ihr Wärmeverbrauch ist nur wenig über 860 kcal/kWh, die Bauweise ist sehr einfach. Kondensator und Rückkühlung fallen weg, die Regelung ist einfach. Um in den Bereich der Gegendruckmaschine zu kommen, muß der spezifische Dampfverbrauch der Maschine kleiner als der spezifische Heizwärmeverbrauch sein. Mittel zur Verringerung des Dampfverbrauches der Maschine sind hoher Anfangsdruck und hohe Überhitzung, geringer Gegendruck, guter Clausius-Rankine-Wirkungsgrad. Bei festliegendem Kesseldruck ist am wirksamsten Senkung des Gegendruckes durch Verminderung des Druckabfalles in Abdampfleitung, Ventilen usw. Drucksenkung bedingt oft Vergrößerung der Heizflächen. Der Gegendruck ist nach den hauptsächlichsten Verbrauchern zu wählen. Werden kleine Mengen von Dampf höheren Druckes gebraucht, so kann es zweckmäßig sein, die betreffenden Verbraucher mit Frischdampf zu versorgen. Betriebe mit sehr hohem spezifischen Heizdampfverbrauch wählen Maschinen mit Rücksicht auf billigste Anlagekosten meist nur so hochwertig, daß ihr Abdampf sicher untergebracht werden kann. Besteht dagegen die Möglichkeit, Abfallstrom zu verkaufen, dann können höchste Dampfdrücke und beste Wirkungsgrade wirtschaftlich sein.

Entnahmemaschinen sind bei einem spezifischen Heizwärmebedarf am Platz, der unter dem mit der Gegendruckmaschine erreichbaren Wärmeverbrauch liegt, oder bei stark wechselndem Verhältnis zwischen Kraft und Wärmeverbrauch. Wesentlich ist, daß die Mindestmenge, die durch den Niederdruckteil strömen muß, möglichst klein wird. Bei durchschnittlich sehr geringen spezifischen Entnahmen ($d_h < 2$ kg/kWh) bringt die Entnahme gegenüber der Verwendung gedrosselten Frischdampfes keine wesentlichen Ersparnisse. Verbundene Gegendruckmaschinen können beim Umbau alter Anlagen zweckmäßig sein. Man verwendet z. B. alte Einzylindermaschinen als Gegendruckmaschinen und bezieht die zusätzliche Kraft als Fremdstrom oder erzeugt sie in eigenen modernen Kraftanlagen. Auch bei sehr großen Einheiten kann eine Trennung in Kondensationsturbine und Gegendruckturbine zweckmäßig sein. Maßnahmen, die je nach den Belastungverhältnissen häufiges Umstellen der Betriebsart (Wechsel von Kondensations- und Gegendruckbetrieb) bedingen, sind zu vermeiden, wenn sie nicht erhebliche thermische Vorteile bringen.

Kolbenmaschine oder Turbine. Die Turbine hat den Vorteil vollkommen ölfreien Abdampfes, jedoch ist auch bei Kolbenmaschinen sehr weitgehende Entölung möglich, so daß z. B. die direkte Einleitung des Heizdampfes in Farbflotten bei nicht zu empfindlichen Farben möglich ist. Kolbenmaschinen arbeiten im Hochdruckteil sehr günstig (Clausius-Rankine-Wirkungsgrade bis 90 vH). Bei Dampfturbinen sind bei sehr großen Einheiten und vielstufigen Turbinen Wirkungsgrade über 80 vH erreichbar. Bei kleinen Einheiten und geringer Stufenzahl ist jedoch der Wirkungsgrad dem von Kolbendampfmaschinen weit unterlegen. Dagegen arbeitet der Niederdruckteil bei ausreichender Größe bei Dampfturbinen günstiger, so daß diese bei Leistungen über 1000 kW meist vorzuziehen sind. Spielt der Dampfverbrauch keine Rolle (großer spezifischer Heizdampfverbrauch), dann sind Gegendruckturbinen bis zu kleinsten Leistungen mit Rücksicht auf geringe Anlagekosten, Platzbedarf und Ölfreiheit vorzuziehen (Antrieb vom Umwälzpumpen, Ventilatoren usw.).

D. Bauliche Ausführungen.

1. Kolbendampfmaschinen.

Gegendruckmaschinen werden bei Dampfdrücken bis 20 at meist einstufig, bei höheren Drücken zwei-, manchmal auch dreistufig ausgeführt[1]). Vereinzelt geht man nach dem Vorbild der Verbrennungsmaschine auch zu mehrzylindrigen sehr rasch laufenden Maschinen über, die besonders wegen der hohen Drehzahl des direkt gekuppelten Stromerzeugers billiger werden. Dabei gewinnen Kolbenschiebersteuerungen an Verbreitung, an Stelle der zweisitzigen Glockenventile findet man auch Tellerventile.

Die Schleifenbildung wird bei Gegendruckmaschinen und ebenso im Hochdruckteil der Entnahmemaschinen dadurch verhindert, daß man das Vorausströmen auf den Zeitpunkt vorverlegt, in dem der Druck im Zylinder den Gegendruck unterschreitet oder es so lange verzögert, bis beim Kolbenrückgang der Gegendruck wieder erreicht wird. Es finden sich auch zusätzliche Auslaßventile, die bei Unterschreitung des Gegendrucks im Zylinder selbsttätig öffnen. Ein Geschwindigkeitsregler beeinflußt die Füllung und damit die Leistung der Maschine. Der Dampfdruck hinter der Maschine wird durch einen Druckregler konstant gehalten, der bei sinkendem Druck gedrosselten Frischdampf zusetzt, bei steigendem Druck Abdampf abblasen läßt.

Bei verbundenen Gegendruckmaschinen sind die Gegendruckmaschine und die Zusatzmaschine mechanisch oder elektrisch gekuppelt. Die Zusatzmaschine wird meist vom Geschwindigkeitsregler beeinflußt, der Gegendruckteil vom Druckregler (sinkender Gegendruck vergrößert die Füllung der Gegendruckmaschine, der Geschwindigkeitsregler gleicht die dadurch entstehende Leistungsänderung aus). Um zu vermeiden, daß die Gegendruckmaschine bei kleiner Leistung durchgeht, wirkt auf sie außerdem ein Geschwindigkeitsregler als Sicherheitsregler (Schaltung ähnlich Fig. 16).

Entnahmemaschinen werden fast immer als Tandemmaschinen ausgeführt, da die ungleiche Leistungsverteilung auf beide Zylinder bei Mehrkurbelmaschinen den Ungleichförmigkeitsgrad ungünstig beeinflußt. Auch hier sind ein Geschwindigkeitsregler und ein Druckregler notwendig. Meist wird der Hochdruckteil durch den Geschwindigkeitsregler, der Niederdruckteil durch den Druckregler geregelt (bei erhöhter Entnahme sinkt der Aufnehmerdruck, der Druckregler verringert dann die Niederdruckfüllung, der Geschwindigkeitsregler deckt den Leistungsausfall durch größere Hochdruckfüllung. Bei kleinster Niederdruckfüllung wird durch den Druckregler automatisch Frischdampf zugesetzt). Die Entnahmemaschine muß also im Gegensatz zur gewöhnlichen Verbundmaschine eine regelbare Niederdrucksteuerung haben. Beim Umbau älterer kleiner Maschinen kann die Drosselregelung des Niederdruckteiles zweckmäßig sein. Zahlreiche Sonderbauarten von Einzylinderentnahmemaschinen konnten sich nicht durchsetzen.

2. Turbinen.

Gegendruckturbinen werden meist als Axialturbinen, neuerdings auch als einläufige oder gegenläufige Radialturbinen ausgeführt. Vielstufige Ausführung vermindert zwar den Dampfverbrauch bei Normallast, erhöht ihn aber bei kleinen Teillasten. Die Drehzahl von 3000 min^{-1} findet sich heute bis zu den größten Leistungen, kleinere Einheiten bis zu 4000 kW werden meist als Getriebeturbinen mit sehr hohen Turbinendrehzahlen ausgeführt, wodurch Anlagekosten und Brennstoffverbrauch gesenkt werden. Mehrgehäuseturbinen baut man nur selten bei sehr großen Leistungen und höchsten Dampfdrücken.

Anzapfturbinen (Fig. 15) werden auch als Gegendruck-Anzapfturbinen und für mehrfache Anzapfung gebaut. Bei sehr kleinen Entnahmen, besonders für Speisewasservorwärmung, bleibt der Entnahmedruck ungesteuert. Er sinkt dann

[1]) Z. VDI 1935 S. 487.

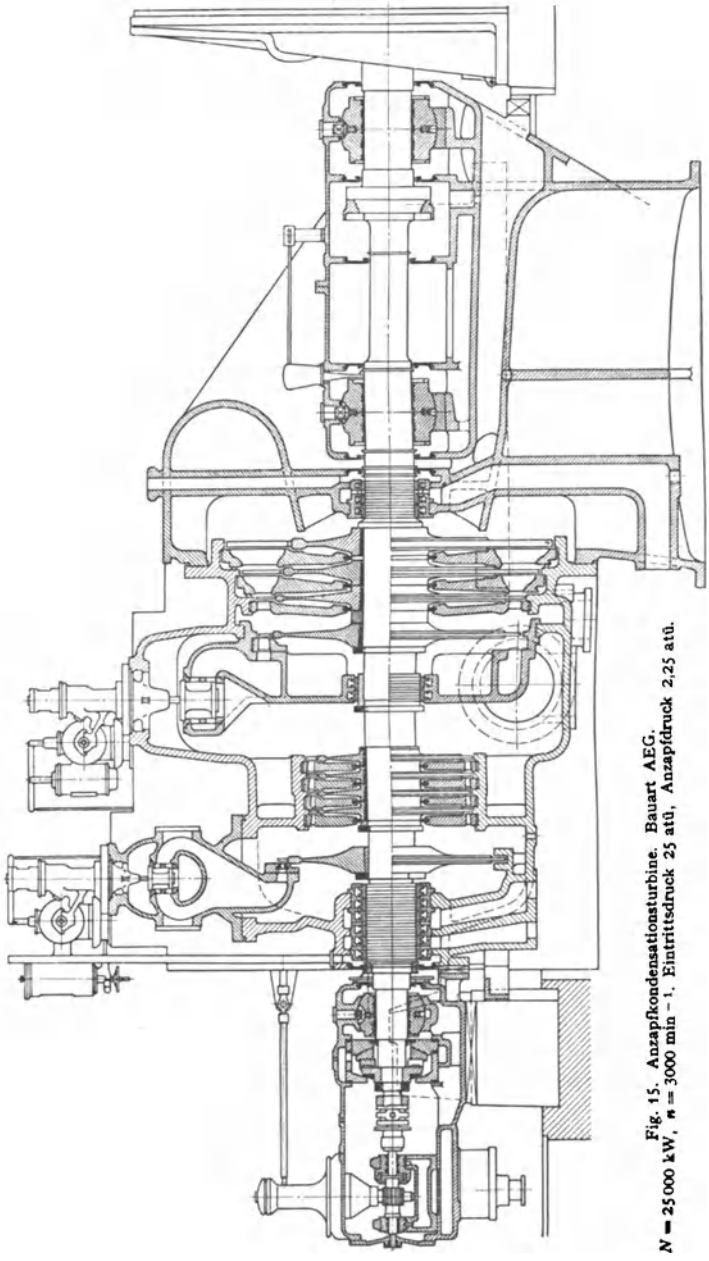


Fig. 15. Anzapfkondensationsturbine. Bauart AEG.
$N = 25000$ kW, $n = 3000$ min^{-1}. Eintrittsdruck 25 atü, Anzapfdruck 2,25 atü.

mit abnehmender Belastung. Ausführung im allgemeinen eingehäusig, bei großen Einheiten und großem Wärmegefälle findet man auch zwei- und dreigehäusige Turbinen. Die Dampfzufuhr zum Niederdruckteil wird durch einen Druckregler gesteuert, der entweder ein einfaches Drosselventil verstellt oder, ähnlich wie bei der Hochdrucksteuerung, mit selbsttätiger Düsenregelung arbeitet[1]). Fig. 16 zeigt das Zusammenwirken von Druck- und Sicherheitsregler bei einer verbundenen

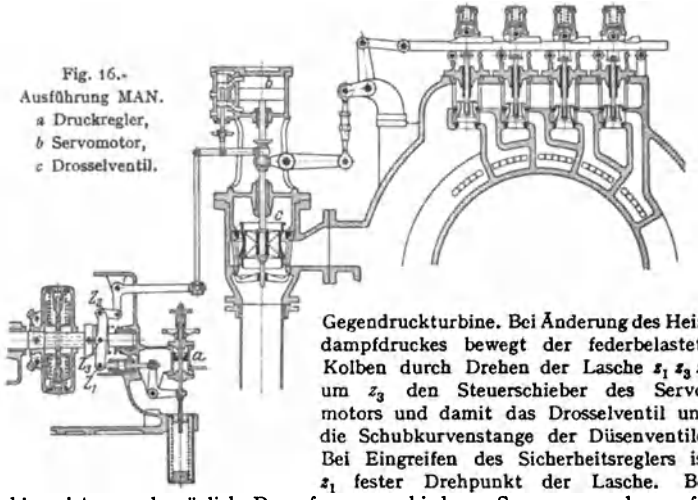


Fig. 16.
Ausführung MAN.
a Druckregler,
b Servomotor,
c Drosselventil.

Gegendruckturbine. Bei Änderung des Heizdampfdruckes bewegt der federbelastete Kolben durch Drehen der Lasche z_1 z_3 z_2 um z_3 den Steuerschieber des Servomotors und damit das Drosselventil und die Schubkurvenstange der Düsenventile. Bei Eingreifen des Sicherheitsreglers ist z_1 fester Drehpunkt der Lasche. Bei Turbinen ist es auch möglich, Dampf von verschiedenen Spannungen abzuzapfen oder Anzapfgegendruckturbinen auszubilden.

Eine Sonderbauart stellt die **Zweidruckturbine** dar, die den Abdampf stoßweise arbeitender Auspuffmaschinen (Walzenzug-, Fördermaschinen) ausnutzt. Der stoßweise anfallende Abdampf strömt, meist unter Zwischenschaltung eines Speichers, in den Niederdruckteil der Turbine. Ein vorgeschalteter, unter dem Einfluß eines Geschwindigkeitsreglers stehender Hochdruckteil setzt so viel Frischdampf zu, als notwendig ist, um die verlangte Leistung zu erzeugen (Schaltschema Fig. 17). Dampfverbrauch und Maschinenabmessungen werden in ähnlicher Weise wie bei der Entnahmemaschine berechnet, wobei jedoch die im Niederdruckteil arbeitende Dampfmenge größer als die Hochdruckmenge ist.

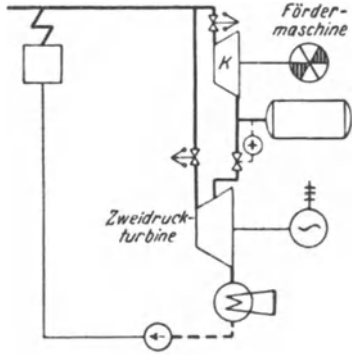


Fig. 17.

Als Speicher werden entweder die Abdampfspeicher Bauart Estner-Ladewig ausgeführt, große Behälter, in denen der Abdampf bei konstantem Volumen unter Drucksteigerung aufgespeichert wird. Eine andere Lösung stellt der Glockenspeicher Bauart Harlé-Balcke dar, wobei der Dampf in Behältern ähnlich den Gasbehältern bei veränderlichem Volumen ohne Drucksteigerung gespeichert wird. Am häufigsten wird in Speichern nach Rateau und Ruths die Verdampfungswärme des zu speichernden Dampfes an die Wasserfüllung übertragen, deren Temperatur unter Drucksteigerung zunimmt, während beim Entspeichern unter Druck- und Temperatursenkung ein Teil des flüssigen Speicherinhaltes verdampft.

[1]) Arch. Wärmewirtsch. 1938 H. 4 (Betriebsblatt).

Fig. 18 zeigt schematisch die von der MAN ausgeführte Zweidruckturbinenregelung. Bei Änderung des Speicherdruckes beeinflußt der Druckregler *g* mittels des Steuerschiebers *f* und des Kraftzylinders *e* das Abdampfventil *h* und gleichzeitig das Frischdampfventil *d*, ohne auf den Fliehkraftregler *a* einzuwirken, so

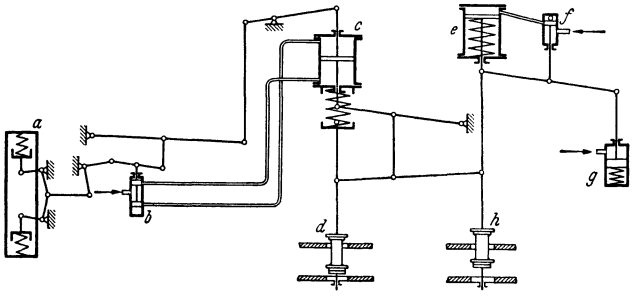


Fig. 18. Zweidruckturbinensteuerung, Bauart MAN.

daß die Umlaufzahl unverändert bleibt. Sinkt dagegen die Belastung der Zweidruckturbine, so schließt der Fliehkraftregler *a* über den Steuerschieber *b* und den Kraftzylinder *c* zunächst das Frischdampfventil *d* und sodann, um das Durchgehen der Turbine zu verhindern, auch noch das Abdampfventil *h*.

E. Die Verbindung der Raumheizung mit Dampfkraftanlagen.

Die Beheizung von Räumen mit Abdampf ist schwierig, da die benötigte Wärmemenge je nach der Außentemperatur zwischen Null und einem Höchstwert schwankt. Man muß also ein Maschinensystem wählen, das im Kondensations- und Gegendruckbetrieb günstig arbeitet. Ist der Heizdampfbedarf schon bei mittleren Außentemperaturen größer als die von der Maschine im Gegendruckbetrieb gelieferte Abdampfmenge, dann empfiehlt sich während der Heizzeit der Übergang vom Kondensations- zum Gegendruckbetrieb. Bei Kolbendampfmaschinen muß dabei die Kompression verringert werden. Will man häufiges Umstellen vermeiden, so empfiehlt sich vorübergehende Frischdampfheizung, solange der Abdampf bei Gegendruckbetrieb nicht zum überwiegenden Teil untergebracht werden kann. Ist die Heizdampfmenge auch bei Außentemperaturen unter 0° kleiner als die im Gegendruckbetrieb anfallende Abdampfmenge, so arbeiten Entnahmemaschinen oder verbundene Gegendruckmaschinen günstig. Da der Wärmeverbrauch um so geringer ist, je geringer der Druck ist, mit dem der Heizdampf der Maschine entnommen wird, so empfiehlt sich, bei spezifisch kleinem Heizwärmeverbrauch Heizsysteme zu wählen, die mit möglichst tiefer Temperatur der Abwärme auskommen, so daß man an Stelle von Gegendruckbetrieb mit geringer Verschlechterung des Vakuums arbeiten kann. Es eignen sich hierfür folgende Heizungssysteme:

a) Die Warmwasserheizung, wobei das Warmwasser im Kondensator bei verschlechtertem Vakuum bereitet wird. Man bemißt die Heizung so, daß man bei einer Außentemperatur von 0° C mit einem Vakuum von 0,2 ata auskommt. Höheres Vakuum bringt bei gewöhnlichen Kondensationskolbenmaschinen an und für sich keine besonderen Vorteile. Nur bei tieferen Außentemperaturen, die an wenig Tagen im Jahre auftreten, muß dann das Vakuum weiter verschlechtert werden.

b) Statt der Warmwassererwärmung mit Vakuumdampf kann man auch direkt mit Vakuumdampf in die Heizung gehen. In gleicher Weise wie bei der Warmwasserheizung die Vorlauftemperatur, wird der Druck von Vakuumheizungen je nach der Außentemperatur eingestellt. Um zu teure Heizflächen

zu vermeiden, wird das Anheizen, das an sich meist vor Beginn des Maschinenbetriebes stattfindet, mit gedrosseltem Frischdampf vorgenommen. Auch an den wenigen Tagen mit besonders tiefer Außentemperatur kann mit Frischdampf geheizt werden. In der Anordnung von Franz Wagner, Crimmitschau, wird der von der Heizung nicht benötigte Abdampf durch einen Vakuumregler unmittelbar in den zur Heizung parallel geschalteten Kondensator geleitet. Bei Abdampfmangel wird selbsttätig Frischdampf zugesetzt. Der Vakuumregler kann je nach der Außentemperatur für einen bestimmten Dampfdruck eingestellt werden. Die Vakuumdampfheizung ist ebenso wie die Warmwasserheizung generell regelbar.

c) Für die Beheizung großer Räume, die in unmittelbarer Nähe des Maschinenhauses liegen, kann Luftheizung zweckmäßig sein. Die Kondensationsanlage besteht dabei aus einem Luftkondensator, der die zur Heizung notwendige Luft erwärmt, und einem nachgeschalteten Einspritz- und Oberflächenkondensator, der die für die Heizung nicht benötigte Dampfmenge kondensiert. Diese Anlagen sind wärmewirtschaftlich sehr vorteilhaft, wenn die örtlichen Verhältnisse günstig sind. Sie gestatten vor allem ein sehr rasches Hochheizen großer Räume. Wegen der großen Leitungsdurchmesser und der großen Wärmeverluste bei größeren Leitungslängen eignen sie sich aber nur für nahe am Maschinenhaus liegende Räume.

Stadtheizungen, die die Abwärme von örtlichen Elektrizitätswerken ausnutzen, sind nur bei großer Wärmedichte und günstiger Lage des Elektrizitätswerkes zum Wärmeversorgungsgebiet wirtschaftlich. Um die Rohrleitungskosten zu senken, verteilt man die Wärme als Heißwasser oder Dampf bis zu mehreren at Spannung, der meist Anzapfturbinen entnommen wird.

F. Speisewasservorwärmung mit Anzapfdampf.

Der thermische Wirkungsgrad einer mit Sattdampf nach dem Clausius-Rankine-Prozeß zwischen den Drücken p und p_0 und den zugehörigen Temperaturen T und T_0 arbeitenden Maschine ist kleiner als der eines Carnot-Prozesses zwischen den Temperaturen T und T_0. Der Wirkungsgrad des Carnot-Prozesses läßt sich jedoch erreichen, wenn man die Vorwärmung nicht im Vorwärmer oder im Kessel, sondern durch Wärmeübertragung von dem expandierenden Dampf auf das Speisewasser vornimmt (Regenerativprozeß, Fig. 19). Es geschieht das durch Abzapfung von Dampf. Um den Carnot-Prozeß zu erreichen, müßte die Maschine an unendlich vielen Stellen angezapft werden (in Fig. 19 gestrichelt gezeichnet), man erhält aber schon mit 2 bis 3 Anzapfungen eine wesentliche Verbesserung gegenüber dem Clausius-Rankine-Prozeß.

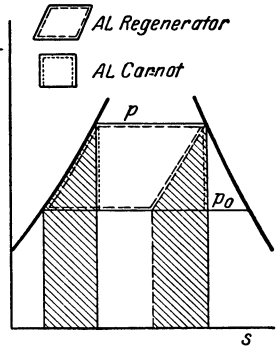


Fig. 19.

Nach Laupichler (Arch. Wärmewirtsch. 1926 S. 139) ergeben sich die günstigsten Anzapfdrücke, wenn man bei n Anzapfungen das von der Maschine verarbeitete Wärmegefälle in $n + 1$ gleiche Teile unterteilt. Ist das gesamte Wärmegefälle AL kcal/kg, so wird dann das Stufengefälle AL/n kcal/kg. Man erhält also z. B. bei dreifacher Anzapfung 4 Stufen der Maschine (Schema Fig. 20). Zur Ermittlung teilt man das Wärmegefälle im is-Diagramm in vier gleiche Teile, bestimmt die zugehörigen Drücke p_1 bis p_4 und die entsprechenden Wärmeinhalte i_1 bis i_4. Der Dampftabelle können dann noch die Flüssigkeitswärmen bei den zugehörigen Drücken (i'_1, i'_2 usw.) entnommen werden. Wird das Kondensat durch Mischen mit dem Anzapfdampf erwärmt und soll der Dampf vom

Anzapfdruck p_3 das Kondensat von i'_4 auf i'_3, der Dampf vom Druck p_2 von i'_3 auf i'_2 vorwärmen, so ergeben sich die Anzapfungen e_1, e_2, e_3 nach den Gleichungen:

$$e_1 = \frac{i'_1 - i'_2}{i_1 - i'_2}; \qquad e_2 = \frac{(i_1 - i'_1)(i'_2 - i'_3)}{(i_1 - i'_2)(i_2 - i'_3)}; \qquad e_3 = \frac{(i_1 - i'_1)(i_2 - i'_2)(i'_3 - i'_4)}{(i_1 - i'_2)(i_2 - i'_3)(i_3 - i'_4)}.$$

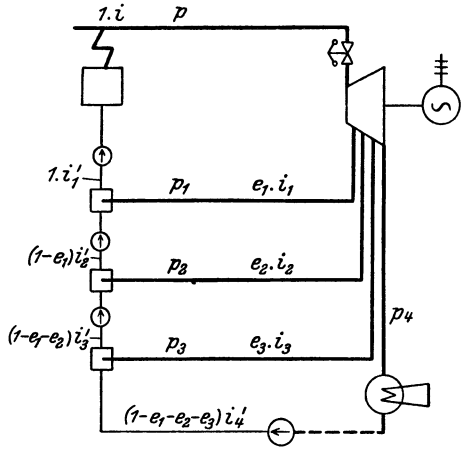


Fig. 20.

Bei gleichen Teilgefällen beträgt je 1 kg des im Hochdruckteil arbeitenden Dampfes die bei dreifacher Anzapfung geleistete Arbeit:

$$AL_3 = \tfrac{1}{4} \cdot AL(4 - 3e_1 - 2 \cdot e_2 - e_3).$$

Der Wärmeverbrauch je kWh ist

$$q = 860 \cdot (i - i'_1)/AL_3.$$

Die Formeln gelten für die verlustlosen Maschinen, wenn AL das adiabatische Wärmegefälle darstellt, und für die Maschinen mit Verlusten, wenn AL die Summe der nutzbaren Stufengefälle ist. Fig. 21 zeigt für eine Überhitzungstemperatur von

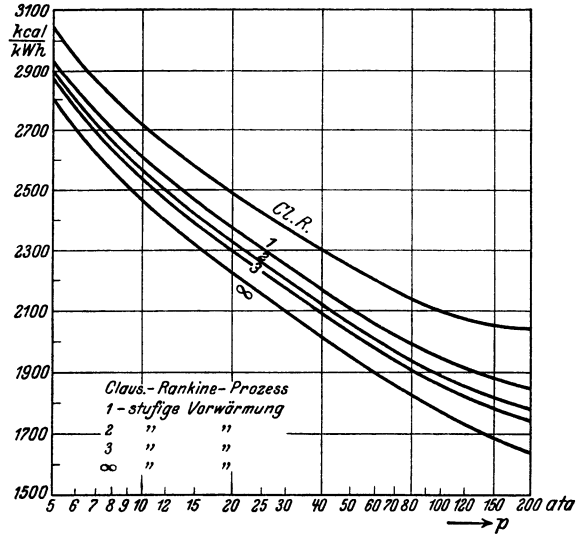


Fig. 21.

400° und einen Kondensatordruck von 0,05 ata in Abhängigkeit vom Anfangsdruck (5 bis 200 ata) den Wärmeverbrauch der verlustlosen Maschine für den Clausius-Rankine-Prozeß und für den Regenerativprozeß bei 1, 2, 3 und unendlich vielen Anzapfungen. Für die gleichen Verhältnisse ergibt Fig. 22 die Erspar-

nisse in Hundertteilen und Fig. 23 die in der ersten und letzten Stufe arbeitenden Dampfmengen gegenüber den Dampfmengen des Clausius-Rankine-Prozesses. Es geht daraus hervor, daß der Vorteil der Anzapfdampf-Vorwärmung um so größer ist, je höher der Dampfdruck ist und je größer die Stufenzahl ist. Man geht jedoch mit Rücksicht auf die Anlagekosten selten über 2 bis 3 Anzapfungen hinaus, zumal da die Gewinne mit jeder weiteren Stufe geringer werden.

Die Vorwärmung kann erfolgen:

1. Durch unmittelbare Einführung des Anzapfdampfes in das zu erwärmende Kondensat; die Wärmeaustauschflächen fallen dabei weg, jedoch ist es not-

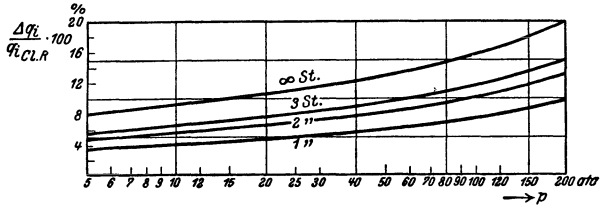


Fig. 22.

wendig, die Speisepumpen derart zu unterteilen, daß das Druckgefälle zwischen je zwei Anzapfungen mit einer besonderen Pumpe überwunden wird. Nach Josse wird die Pumpenanordnung dadurch vereinfacht, daß zwischen die einzelnen Stufen einer Hochdruckzentrifugalpumpe Mischkammern eingefügt werden, in die Dampf von den entsprechenden Anzapfdrücken eingeführt wird. Die direkte Einführung des Anzapfdampfes ist besonders dann schwierig, wenn bei ungesteuerten Anzapfstellen stärkere Schwankungen im Anzapfdruck vorkommen.

2. In Oberflächenvorwärmern. Hierbei genügt eine Speisepumpe. Belastungs- und Druckschwankungen stören weniger. Die Anlagekosten werden höher.

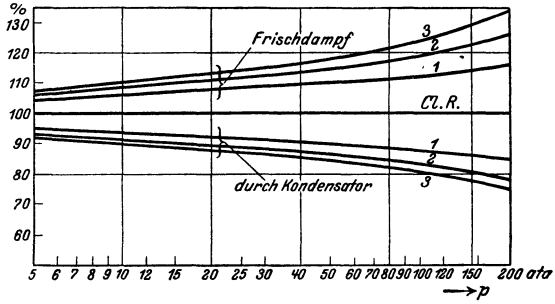


Fig. 23.

Die Schaltung der Anzapfdampfvorwärmung hängt eng mit dem Antrieb der Hilfsmaschinen zusammen. Die grundlegenden Schaltungen sind:

1. Direkte Anzapfung der Hauptturbine. Die Hilfsmaschinen werden elektrisch oder durch eine besondere Hausturbine angetrieben. Diese Anordnung ist wärmewirtschaftlich bei Vollast sehr günstig, da der Wirkungsgrad der Hauptturbine gegenüber der nicht angezapften Turbine steigt, da das im Hochdruckteil verarbeitete Dampfvolumen größer wird. Auch die Grenzleistung steigt, da das Volumen im Niederdruckteil kleiner wird. Bei Belastungsänderungen schwanken jedoch die Anzapfdrücke und damit die Vorwärmtemperaturen.

2. Der Dampf wird einer besonderen Vorwärmturbine abgezapft, die die Hilfsmaschinen antreibt oder bei Leistungsüberschuß parallel mit der Haupt-

turbine arbeitet. Da die Wirkungsgrade der kleineren Anzapfturbine schlechter sind, ist die Anordnung wärmewirtschaftlich etwas ungünstiger. Jedoch schwankt der Anzapfdruck bei Belastungsänderungen nicht, und die Hauptturbine wird einfacher und daher betriebssicherer.

Zwischen diesen beiden grundsätzlichen Schaltungen gibt es eine große Reihe von Zwischenlösungen.

Die Speisewasseraufbereitung steht in engster Verbindung mit der Vorwärmung. Bei Verdampfung des Zusatzspeisewassers dient einer der Speisewasservorwärmer dem ein- oder mehrstufigen Verdampfer als Brüdenkondensator. Entgasungsanlagen werden häufig zwischen zwei Vorwärmstufen eingeschaltet[1]).

III. Abhitzeverwertung.

A. Großgasmaschinen.

Die Wärmeverteilung von Viertaktgroßgasmaschinen beträgt im Mittel (Angabe der MAN):

Nutzlast	27 vH
Auspuffgase	39 „
Kühlwasser	29 „
Reibung	5 „

Die Abhitze kann verwandt werden:

a) Zur Erzeugung von warmem Wasser. Das Kühlwasser verläßt die Maschine mit etwa 60°, neuerdings ist man auch ohne betriebliche Schwierigkeiten auf 80 bis 90° übergegangen. Weitere Erwärmung ist durch die Auspuffgase möglich, deren Temperatur 500 bis 700° beträgt.

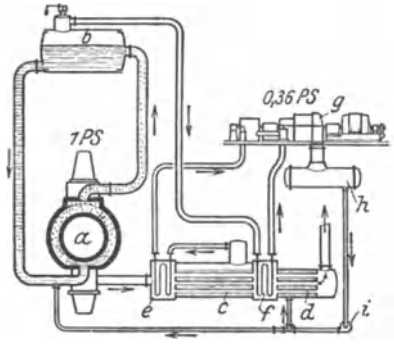


Fig. 24.

a Gasmaschine, *b* Dampfabscheider, *c* Abwärmekessel, *d* Vorwärmer, *e* Hochdrucküberhitzer, *f* Mitteldrucküberhitzer, *g* Zweidruckturbodynamo, *h* Kondensator, *i* Speisepumpe,

$$\eta_{th} = \frac{(1 + 0{,}36) \cdot 632}{2400} = 0{,}36 .$$

b) Bei fehlendem Bedarf an Warmwasser erzeugt man mit den Auspuffgasen Heißdampf, der wieder zur Krafterzeugung in Dampfturbinen verwendet wird. Bei Vollast können je kWh der Maschinenleistung etwa 1,3 bis 1,4 kg Dampf von 12 atü, 325° erzeugt werden. In neuzeitlichen hochwertigen Dampfturbinen läßt sich damit je kW der Gasmaschine etwa $^1/_4$ kW in der Abdampfturbine gewinnen. Bei Hochleistungs-Viertaktmaschinen mit Spülung und Nachladung wächst der Anteil der Auspuffwärme auf Kosten der Kühlwasserwärme; man erhält 1,4 bis 1,6 kg Dampf je kWh. Weitere Bestrebungen gehen auf Ausnutzung der Kühlwasserwärme zur Dampferzeugung (Heißkühlung). Dabei wird im Kühlmantel Dampf von etwa 2 atü erzeugt (Fig. 24), der im Niederdruckteil einer Zweidruckturbine je kW der Gasmaschine zusätzlich etwa 0,1 kW leistet. Die Abwärme von Gasmaschinen, die mit Generatorgas arbeiten, wird grundsätzlich in gleicher Weise verwertet, doch lohnt sich die Ausnutzung der Abgase erst bei Zylinderleistungen von etwa 200 PS aufwärts.

[1]) Eignung von Speisewasseraufbereitungsanlagen im Dampfkesselbetrieb. VDI-Verlag 1937.

B. Dieselmaschinen.

Die Wärmeverteilung eines Dieselmotors beträgt im Mittel:

Nutzleistung	31 vH
Kühlwasser	41 „
Auspuff	28 „

Entsprechend dem höheren thermischen Wirkungsgrad ist die anfallende Abwärme an sich geringer als bei Großgasmaschinen. Außerdem sind die Temperaturen der Abgase um so niedriger, je kleiner das Zylindervolumen und je geringer die Belastung ist. Erst bei größeren Einheiten und Vollast überschreiten sie 300° und erreichen im höchsten Fall 500°. Bei Zweitaktmaschinen mit Schlitzspülung sinkt die Temperatur durch Mischung der Abgase mit Spülluft so tief, daß eine Verwertung der Abgaswärme nicht mehr in Frage kommt. Die Abwärmeverwertung beschränkt sich daher im allgemeinen auf Ausnutzung des Kühlwassers, dessen Ablauftemperatur zwischen 55 und 75° liegt, sich voraussichtlich auch noch steigern läßt. Weitere Erwärmung ist durch die Auspuffgase möglich, die auch zur Lufterhitzung für Raumheizung verwandt werden können. Nur bei großen Einheiten von über 400 kW ist u. U. die Erzeugung niedrig gespannten Dampfes wirtschaftlich. Auch bei Schiffsdieselmaschinen kann sich Abhitzeverwertung empfehlen. Man verwendet die Abwärme ebenso wie bei Landmaschinen, außerdem kann die Herstellung destillierten Wassers angebracht sein[1]).

C. Gasgeneratoren.

Im Gasgenerator verwandelt sich nur ein Teil der im festen Brennstoff gebundenen Wärme in den Heizwert des erzeugten Gases. Der Rest erscheint in der fühlbaren Wärme des Gases und kann zur Erzeugung von Warmwasser oder niedrig gespanntem Dampf ausgenutzt werden. Mit Rücksicht auf störungsfreien Gang des Generators und, um einen Teil der Abwärme nutzbar zu machen, geht man daher besonders bei größeren Einheiten immer mehr dazu über, den Generator nicht auszumauern, sondern mit einem Kühlmantel zu umgeben, in dem der für die Vergasung notwendige Zusatzdampf erzeugt wird. Bei großen Einheiten kann auch die fühlbare Wärme des erzeugten Gases in Abhitzekesseln verwertet werden, die entweder gemeinsam für mehrere Generatoren ausgeführt oder für jeden Generator eng mit dem Kühlmantel zusammengebaut werden. Um beim Wassergasprozeß die stoßweise anfallende Abwärme ausnutzen zu können, ist die Zwischenschaltung eines Dampfspeichers zwischen Abhitzekessel und Abdampfturbine notwendig. Im Generator lassen sich je t vergasten Kokses 1,0 bis 1,5 t Dampf bis zu 20 atü gewinnen.

D. Industrielle Öfen.

In erster Linie ist hoher Wirkungsgrad des Ofens an sich anzustreben, erst wenn dieser erreicht ist, soll die Abhitze verwandt werden. Der Ofenwirkungsgrad läßt sich durch höhere Verbrennungstemperatur verbessern, die durch Vorwärmung der Verbrennungsluft im Regenerator oder seltener im Rekuperator erreicht wird[2]). Heizt man mit hochwertigem Brennstoff (Koksofengas, Steinkohle, Kohlenstaub), so sind die erzeugten Temperaturen meist ohne Luftvorwärmung ausreichend. Weitere Steigerung gefährdet die Ausmauerung, verteuert also Anlage- und Unterhaltungskosten. Auch bei tiefen Arbeitstemperaturen (Stoßöfen, Wärmöfen) bringt die Luftvorwärmung nur bei minderwertigen Brennstoffen (Gichtgas, schlechtes Generatorgas) Vorteile.

[1]) Arch. Warmewirtsch. 1928 S. 81.
[2]) Heiligenstaedt: Regeneratoren, Rekuperatoren, Winderhitzer. Leipzig: Otto Spamer 1931.

Ist es nicht zweckmäßig, die Verbrennungsluft vorzuwärmen, so kann man mit der Abhitze Dampf oder Warmwasser bereiten. Besonders durchgesetzt haben sich Abhitzekessel in der Eisenindustrie bei Martinöfen, dann bei Stoßöfen, Schweiß- und Wärmöfen; sie kommen ferner in Frage in Gasanstalten und Kokereien, keramischen Öfen und Glasschmelzen.

E. Bauliche Ausführung von Abhitzekesseln.

Abhitzekessel unterscheiden sich von gewöhnlichen Kesseln dadurch, daß sie im allgemeinen nur der Wärmeübertragung, nicht der Wärmeentbindung dienen. Nur ausnahmsweise werden unverbrannte Gase durch Einleitung von Frischluft nachverbrannt. Die zur Übertragung verfügbaren Temperaturunterschiede sind meist kleiner als bei befeuerten Dampferzeugern. Daher tritt die Wärmeübertragung durch Strahlung gegenüber der durch Berührung zurück. Um wirtschaftlich günstige hohe Heizflächenbelastung zu erreichen, muß der Rauchgasstrom möglichst stark unterteilt werden und mit hoher Geschwindigkeit an den Heizflächen entlang strömen. Der dadurch entstehende große Zugverlust bedingt meist künstlichen Zug. Man findet bei älteren Abhitzekesseln Wärmedurchgangszahlen[1]) von etwa $k = 10$ kcal/m²h°, bei neueren Kesseln steigt k bei Rauchgasgeschwindigkeiten von 15 bis 20 m/sek auf 20, bei 40 m/sek läßt sich k auf 50 steigern. Als Kesselsysteme wurden früher Steilrohr- und Wasserrohrkessel verwandt, neuerdings überwiegen Rauchrohrkessel, da diese billiger sind, geringeren Platz einnehmen und keiner Einmauerung bedürfen, die bei undichtem Mauerwerk Falschluft zuläßt und dadurch den Wirkungsgrad der Abhitzeverwertung herabdrückt. In neuerer Zeit findet man auch Abhitzekessel, die nach dem La Mont-System mit künstlichem Wasserumlauf arbeiten. Man wird bei der Anordnung der Heizfläche frei von den Rücksichten auf natürlichen Wasserumlauf und kann daher die engen als Heizflächen dienenden Rohre lediglich mit Rücksicht auf den vorhandenen Platz und auf günstige Wärmeübertragung anordnen. Auch Rippenrohre erscheinen aussichtsreich. Bei ungleichmäßigem Anfall von Abwärme empfehlen sich Zusatzfeuerungen (Frischgas-, Öl- oder Kohlenstaubfeuerungen).

[1]) Mitteilungen der Wärmestelle des Vereins Deutscher Eisenhüttenleute Nr. 67.

Rohrleitungen.

Bearbeitet von Professor **H. Dubbel**, Berlin.

Schrifttum.

Sass, F.: Kompressorlose Dieselmaschinen. Berlin: Springer 1929. — Schwedler: Handbuch der Rohrleitungen. 2. Aufl. Berlin: Springer 1939.

Bezüglich Druckverluste s. Bd. I, S. 260, 612, 623.

1. Dampfleitungen.

a) Frischdampfleitungen. Zur Verwendung gelangen nahtlos gezogene Stahlrohre mit Aufwalzflanschen aus gepreßtem Stahl. Rohrabzweigungen werden zweckmäßig durch Einbau von Kugelformstücken aus Siemens-Martin-Stahlguß, welche die Dampfströmung nicht behindern, hergestellt. Verringerung der Flanschenzahl durch autogenes Aufschweißen der Stutzen.

Abdichten der Flanschen durch Klingerit oder durch wellenförmig hergestellte Stahlringe, in deren Vertiefungen Asbest, Hanf-Graphitmasse u. dgl. eingepreßt wird; für hohe Drücke (150 at) und Temperaturen (500°) Linsen- und Rillendichtungen mit Ringen aus Weicheisen und Chromnickelstahl (V 2 A), deren Breite = 5 bis 10 vH des Innendurchmessers (Z. VDI 1936 S. 1392). Schmälere Ringe erleiden Formänderungen, breitere erfordern Vergrößerung der Anpreßdrücke.

Fig. 1: Rillendichtung (Durothermdichtung des Goetzewerk, Burscheid) mit Zentrierung aus hochlegiertem, korrosionsfestem Stahl, dessen Härte größer als die des Flanschwerkstoffes. Die Kämme sind gegeneinander versetzt, so daß durch Umdrehen die Kämme mit unverformten Stellen der Dichtfläche zur Anlage kommen.

Wärmeschutz durch Kieselgur, Asbest, Kork, Seide usw.

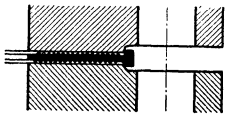


Fig. 1.

Für Hochdruck-Heißdampfleitungen sind nahtlose Rohre aus Flußstahl nach DIN 1629 (mit besonderen Abnahmebedingungen) oder aus legiertem Stahl zu verwenden. Die Flanschen dürfen nur aus Flußstahl oder Stahlguß hergestellt sein. Werkstoff der nach DIN 2510 ohne Kopf gefertigten Bolzenschrauben hauptsächlich Chrom-Molybdän-Sonderstahl. S. auch Bd. I, S. 430. Muttern aus anderem Werkstoff als die Bolzen, um Fressen der Gewinde zu vermeiden. Flanschverbindungen s. Bd. I, S. 618.

Berechnung der Querschnitte. Der Dampf strömt den Kolbenmaschinen absatzweise zu; die mittlere Dampfgeschwindigkeit u wird auf das sekundliche Hubvolumen bezogen. Es folgt der Rohrquerschnitt:

$$f = F \cdot c/u \,.$$

Für gesättigten Dampf wird $u = 25$ bis 30 m/sek,
für überhitzten Dampf $u = 40$ bis 55 m/sek.

Diese Werte können größer gewählt werden, wenn vor dem Zylinder in die Rohrleitung ein die Füllungsstöße mildernder und als Wasserabscheider dienender Ausgleichbehälter eingeschaltet wird.

Für die Bemessung der Überströmleitung vom Hoch- zum Niederdruckzylinder ist im Mittel $u = 35$ m/sek, bezogen auf das sek. Niederdruckhubvolumen, einzusetzen.

Ist G das von der Dampfturbine sek. verbrauchte Dampfgewicht, v das zum Frischdampfdruck gehörige, spez. Volumen, so wird infolge der stetigen Strömung in der Turbinenleitung: $f = G \cdot v/u$.

Man wählt: für Sattdampf: $u = 25$ m/sek; für überhitzten Dampf: $u = 35$ m/sek bei kleinen Turbinen, $u = 40$ bis 50 m/sek bei mittelgroßen Turbinen, $u = 50$ bis 70 m/sek bei großen Turbinen. Zweckmäßig geht man von einem zulässigen Druckabfall aus, der 5 bis 10 vH bei Vollast nicht über-

steigen soll, oder von einem Temperaturabfall = 5 bis 10° zwischen Kessel und Turbine. Geschwindigkeiten > 100 m/sek verursachen Schwingungen (Brummen) in der Leitung.

Bei Leitungen von größerer Länge ist zu beachten, daß der Wärmeverlust mit dem Leitungsdurchmesser zunimmt, während der Spannungsabfall abnimmt, so daß vermittelt werden muß. S. Bd. I, S. 296.

Anordnung der Rohrleitung. Zweckmäßig mit Gefälle nach Maschine hin. Bei Gefälle nach dem Kessel stört die Strömung des Dampfes den Wasserabfluß, und der Dampf steht dauernd mit der Wasseroberfläche in Berührung. Absperrventil am Kessel und an Maschine; vor dem Zylinder ist ein durch Querschnittserweiterung oder durch Zentrifugalkraft wirkender Wasserabscheider anzuordnen, um bei der Inbetriebsetzung auch von Heißdampfmaschinen das während der Betriebspause durch Niederschlag entstandene Wasser abzuleiten. Große Wasserabscheider gleichen bei Kolbenmaschinen die Geschwindigkeitsschwankungen des Dampfes aus und verringern dadurch die von jenen herrührenden rüttelnden Bewegungen der Leitung. Heißdampf kondensiert erst dann, wenn die Wandungstemperatur die Sättigungstemperatur unterschreitet, doch

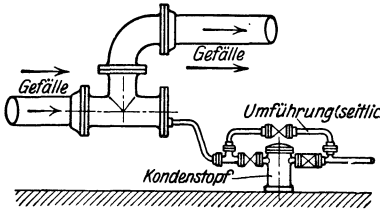


Fig. 2.

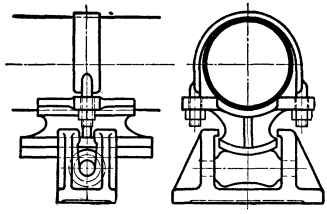


Fig. 3.

zeigen auch sorgfältig isolierte Heißdampfleitungen durch Abscheider abzuleitende Wassermengen von 0,3 bis 0,5 vH, die vielleicht aus dem Dampfraum des Kessels durch den Überhitzer mitgerissen wurden.

Es empfiehlt sich, die Entwässerungsleitungen zusammenzufassen und mit Gefälle einem gemeinsamen, reichlich bemessenen Kondenstopf zuzuführen. Bei großen Leitungen Anordnung eines Sammelbehälters, dessen Schwimmer eine Kondenswasserpumpe, die nach dem Kessel fördert, in Tätigkeit setzt. Mitunter auch Anwendung selbsttätig wirkender Dampfwasserrückleiter.

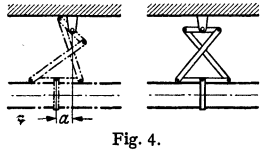


Fig. 4.

Fig. 2 zeigt die Ermöglichung von Gefälle (2 bis 4 mm pro Meter) bei unterirdischer Verlegung von Leitungen. Vorteile dieser Anordnung: Zentralisierung der Rohrleitungen, daher gute Übersicht, unbehinderter Einbau, Schutz der Isolierung gegen Witterungseinflüsse, geringer Wärmeverlust. Ermöglichung der Dehnung entweder durch Lagerung der Rohre auf Rollen nach Fig. 3 oder Aufhängung an Pendeln, wodurch die Leitung bei Wärmedehnung angehoben und beansprucht wird. Vermeidung dieses Übelstandes nach Fig. 4 durch Scherenaufhängung (Allgem. Rohrleitung A.-G., Düsseldorf). Festpunkte an den Enden der Leitung müssen die durch Ausgleichrohre, Stopfbuchsen usw. bedingten Kräfte aufnehmen.

Bezüglich der Ausführung weiterer Einzelheiten s. Bd. I, S. 620 u. f.

Bei Speisung mehrerer Maschinen von mehreren Kesseln ist die Leitung so anzuordnen, daß

1. der Dampf jedes Kessels jeder beliebigen Dampfmaschine zugeführt werden kann,

2. Ausschaltung schadhafter Stellen ohne Störung des Gesamtbetriebes möglich wird.

Diese Bedingungen werden durch Anordnungen nach Fig. 5a bis d erfüllt. Fig. 5a: Doppelsammelleitung, Fig. 5b: Offene Ringleitung, Fig. 5c: Stichleitungen, Fig. 5d: Sammler.

Fig. 5a: Bei Bruch eines Schiebers fällt schlimmstenfalls nur eine Einheit — Kessel oder Turbine — aus. In industriellen Betrieben meist angewendet. Fig. 5b: Bruch eines Schiebers vor einer Turbine kann Außerbetriebsetzen zweier Turbinen zur Folge haben, wenn nicht zwischen diesen je zwei Schieber (gestrichelt) angeordnet sind oder der untere Teil des Ringes in zwei getrennte Leitungen zerlegt wird. Fig. 5c einfachste Anlage, von öffentlichen Werken

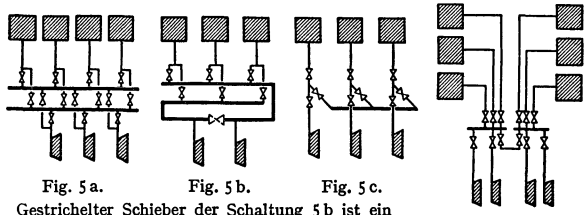


Fig. 5a. Fig. 5b. Fig. 5c. Fig. 5d.

Gestrichelter Schieber der Schaltung 5b ist ein Doppelschieber.

bevorzugt. Bei Schieberbruch fällt u. U. eine ganze Kessel-Turbinen-Einheit aus. Fig. 5d: Ausfallen aller an den Sammler angeschlossenen Einheiten möglich. Geringste Sicherheit.

Näheres über Rohrschaltungen s. Schwedler: Handbuch der Rohrleitungen. Berlin: Springer.

b) Abdampfleitungen. Verwendet werden: Rohre aus Gußeisen, genietete und hart gelötete oder genietete und verstemmte oder meist geschweißte Blechrohre. Abdichtung durch Asbestringe, Ringe aus Gummimasse mit Metalldrahtgewebe oder durch leinölgetränktes Zeichenpapier.

Vakuumleitungen werden mit Gefälle nach dem Kondensator hin verlegt und durch Gummiringe gedichtet.

Entwässerung der Auspuffleitungen durch Siphon oder Schleife Bd. I, Fig. 328, S. 622.

Berechnung der Querschnitte. Die Dampfgeschwindigkeit u in der Beziehung $F \cdot c/u = f$ für Kolbenmaschinen mit Kondensation kann um so größer gewählt werden, je kürzer die Leitung ist, je größer der zur Überwindung der Reibung (die Geschwindigkeitshöhe kommt praktisch nicht in Betracht) erforderliche Druckverlust sein darf. Dieser Spannungsabfall soll womöglich 0,05 at nicht übersteigen. Es findet sich $u = 40$ m/sek bei kleineren Leistungen bis $u = 90$ m/sek bei großen Leistungen. Auspuffmaschinen zeigen $u = 25$ bis 30 m/sek.

Bei Dampfturbinen kann der Übergang von der Turbine zum Kondensator nicht weit genug gemacht werden. S. S. 319.

2. Luftleitungen für Kompressoren.

Geschwindigkeiten, bezogen auf das sekundliche Hubvolumen der Kolbenkompressoren: $u = 16$ bis 20 m/sek in der Saugleitung, $u = 25$ bis 30 m/sek in der Druckleitung je nach Größe der Anlage. Geschwindigkeiten, bezogen auf das sekundliche Luftvolumen bei Turbokompressoren: $u = 20$ bis 25 m/sek für Saug- und Druckleitung.

Baustoff der Rohre: Flußeisen, für Druckrohre werden Siederohre bevorzugt, Flanschen aufgewalzt oder lose aufgesetzt; Verbindung langer Leitungen von größerem Dmr. auch durch autogene Schweißung. Dichtung: ölbeständige Gummiringe oder auch Klingerit; bei Flanschen bis 175 mm Dmr. bewähren sich auch aus Pappe geschnittene, in Firnis getränkte Ringe. Bei hohen Drucken Kupferdichtung. Abdichtung Klerner s. Bd. I, S. 619. Zum Schutz gegen das Rosten werden die Rohre häufig innen und außen verzinkt, innen geteerte Rohre sind nicht zu verwenden, da sich der Teer leicht ablöst.

Die Leitungen sind mit Gefälle 1 : 200 bis 1 : 100 in der Strömungsrichtung anzuordnen, Ablaßhahn an jedem Endpunkt für ausgeschiedenes Wasser. Ist

Ansteigen der Hauptleitung nicht zu umgehen, so ist an tiefster Stelle ein Wasserabscheider mit Ablaßhahn einzubauen.

Die aus dem Freien, nicht aus dem Maschinenhaus anzusaugende Luft soll möglichst kühl, trocken und staubfrei sein. Ansaugung durch Filter mit geringem Widerstand, der anfangs etwa 1 mm WS, nach eingetretener Verschmutzung 6 bis 8 mm WS beträgt. Das Saugrohr ist durch eine Haube gegen das Eindringen von Regen zu schützen.

Zum Ausgleich der Geschwindigkeits- und Druckschwankungen im Druckrohr dient ein in Nähe des Kompressors aufzustellender Sammelbehälter. Wird die Leitung zwischen Kompressor und Kessel länger als etwa 6 m, so ist unmittelbar am Kompressor ein zweiter, kleiner Kessel einzuschalten, der die Luftstöße vom Kompressor selbst aufnimmt. Bei Leitungslängen über 100 m empfiehlt sich Einbau eines weiteren Windkessels.

Ausrüstung des Sammelbehälters mit Wasserablaßhahn, Sicherheitsventil, Manometer und Absperrvorrichtungen in Zu- und Ableitung. Das Absperrventil in der Zuleitung — zweckmäßig als Rückschlagventil auszuführen — soll das Entweichen der aufgespeicherten Luft während den Betriebspausen verhindern. Das Absperrventil in der Druckleitung ermöglicht die Befahrung des Sammelbehälters. Diese haben mitunter infolge Ansammlung von Schmieröldämpfen Veranlassung zu Explosionen gegeben.

3. Leitungen der Brennkraftmaschinen.

Entnahme der Verbrennungsluft aus dem Maschinenhaus, das dadurch entlüftet wird oder — bei Großmaschinen — aus der Außenluft.

a) Kleingasmaschinen. Ist der Anteil der Luft am angesaugten Volumen groß, wie bei Ölmaschinen, so wählt man $u = 15$ bis 20 m/sek für kürzere, $u = 10$ m/sek Luftgeschwindigkeit für längere Leitungen (> 10 m). Ist hingegen der Anteil des Brennstoffes am Saugvolumen groß, wie bei armen Gasen, so kann der Luftquerschnitt mit dem doppelten u gerechnet werden. Häufig wird hierbei der Gasleitungsquerschnitt gleich Luftleitungsquerschnitt gewählt. Bei Sauggasanlagen ist die mögliche Verengung der Gasleitung durch Staub und Teer zu berücksichtigen. Geschwindigkeit in der Auspuffleitung: $u = 16$ bis 20 m/sek. Sämtliche Werte beziehen sich auf das sek. Hubvolumen.

Saugtöpfe in der Luftleitung wirken als Schalldämpfer und halten Wasser, Verunreinigungen usw. zurück (Saugtopfinhalt meist = 5- bis 6fachem Hubvolumen). In der Auspuffleitung sind Auspufftöpfe (Inhalt = 6- bis 8fachem Hubvolumen) anzuordnen, die ebenfalls als Schalldämpfer wirken. Die starke Längenausdehnung der Auspuffleitung ist bei deren Lagerung zu beachten. Die Kraftgasleitung ist mit Neigung zur Maschine hin zu verlegen. Entwässerung vor der Maschine durch geräumige Gassammler, die gleichzeitig als Dämpfungsmittel gegen Schwingungen wirken.

b) Großgasmaschinen. Es empfehlen sich folgende Mittelwerte:

20 m/sek in der Luftsaugleitung, 35 bis 37 m/sek in der Gaszuleitung bei Einschaltung eines größeren Ausgleichkessels und einem Gasdruck von 50 bis 100 mm Wassersäule. 23 m/sek in der Auspuffleitung.

Bei den Zweitaktmaschinen beträgt die Geschwindigkeit in der Auspuffleitung 10 bis 15 m/sek; die Zuleitungen der Ladepumpen werden mit 20 m/sek für Luft und 30 m/sek für Gas berechnet. Sämtliche Werte beziehen sich auf das sek. Hubvolumen des Arbeitszylinders bzw. der Ladepumpen.

Ausführung der Gaszuleitungen mit Reinigungsklappen, die gleichzeitig als Sicherheitsventile auszubilden sind. Dämpfung der Schwingungen durch Gaskessel oder Drosselvorrichtungen vor der Maschine.

Die Auspuffleitungen der heute stets mit Abwärmeverwertung arbeitenden Großgasmaschinen werden gut isoliert, nachgiebig angeordnet und mit Linsenkompensator ausgeführt. Bei Hochleistungsmaschinen wird die Rohrleitung in Blech ausgeführt und innen feuerfest ausgemauert.

c) Dieselmaschinen. Dämpfung des Ansaugegeräusches durch starke Drosselung der zutretenden Luft. Luftgeschwindigkeit in den Schlitzen des Saugrohres 50 bis 60 m/sek; bei mehreren Zylindern ist die Möglichkeit des gleichzeitigen Ansaugens zweier Zylinder zu beachten.

Auspuffgasgeschwindigkeit bei Zweitakt 25 bis 30 m/sek, bei Viertakt 35 bis 40 m/sek, gleichmäßige Strömung vorausgesetzt.

Der in der Nähe der Maschine liegende Teil der gußeisernen Auspuffleitung wird durch Wassermantel gekühlt. Anordnung besonderer Auspuffschalldämpfer.

Wirksamer als Auspufftöpfe ist die Anordnung von Rohren, die mit schallschluckenden Stoffen ausgekleidet sind (Absorptionsdämpfer) oder von akustischen Filtern, die als Rohre mit Öffnungen am Umfang ausgeführt werden. Diese Schalllöffnungen münden entweder in die Außenluft (Hochpaßfilter) oder zweckmäßiger in Kammern, die das Rohr umgeben (Tiefpaßfilter). Siehe Pierring: Z. VDI 1937 S. 770.

Die von der Brennstoffpumpe zur Düse führende Druckleitung wird aus Stahl, Chromnickelstahl oder Messing hergestellt; große Wandstärke, um Atmen der Rohre zu vermeiden. Verbindung der Rohre in ebenen oder kegeligen Flächen (Bd. I, S. 619). Ansteigen zum Einspritzventil hin und Entlüftventil an höchster Stelle, s. S. 118. Brennstoff-Filter. Ölgeschwindigkeit 6 bis 10 m/sek, auf höchste Kolbengeschwindigkeit des Brennstoff-Pumpenkolbens bezogen. Packung: Kupferasbestringe.

Die Druckleitungen für Anlaßluft sind nahtlose Kupfer- oder Stahlrohre. Abdichtung durch Kupferringe.

Kühlwasserleitung: Werkstoff Gußeisen und (für kleinere Dmr.) Kupfer; $v \leqq 2$ m/sek.

Schmierölleitung: Werkstoff Stahl und Kupfer; $v = 0{,}5$ bis 1,0 m/sek.

Spülluftleitung: Werkstoff Gußeisen oder Stahlblech; $v < 20$ m/sek. Ausrüstung mit Explosionsklappe, die bei 0,4 bis 0,5 atü nach außen öffnet und auch als Einsteigeöffnung dient.

Zuleitung von Gebläse zur Spülluftleitung: $v = 25$ bis 28 m/sek.

Ausführliche Darstellung von Rohrleitungsplänen an Dieselmaschinen s. F. Sass, Kompressorlose Dieselmaschinen[1]).

Druckschwankungen in der Saugrohrleitung von Kompressoren und Gasmaschinen können eine günstige Wirkung ausüben, indem sie durch Drucksteigerung am Ende des Saughubes den räumlichen Wirkungsgrad erhöhen. Bei Gasmaschinen kann aber auch die Gefahr unrichtiger, vom Regler nicht mehr beherrschter Gemischbildung eintreten. Derartige Schwankungen sind als Longitudinalschwingungen aufzufassen. Günstigste Verhältnisse für Aufladung von Zweitaktmaschinen werden nach Pischinger (DH VI) erhalten, wenn das Rohr zwischen Zylinder und Auspufftopf mit der Länge $l = 7{,}8\ (3\alpha_e + \alpha_a)/n$ ausgeführt wird, worin α_e und α_a = Öffnungsdauer von Spül- und Auslaßschlitz in Kurbelgraden, n = U/min. Hierbei ist eine mittlere Wellengeschwindigkeit von 375 m/sek angenommen.

4. Wasserleitungen.

Baustoff der Rohre für Pumpen: Gußeisen oder Flußstahl. Bei Verlegung in den Erdboden (frostfrei mit etwa 1,2 m Erddeckung) werden Muffenrohre, sonst Flanschenrohre verwendet. Abdichten der Muffen durch Weichblei und geteerten Hanf, bei Flanschen durch Gummi oder Gummi mit Hanfeinlage.

Schutz der Rohre gegen Angriffe von innen: Bitumenüberzug, gegen Angriffe von außen bei Verlegung in Erdreich: Bitumenüberzug in Verbindung mit einer in Bitumen eingebetteten Wollfilz- oder Juteumhüllung. Oberirdische Leitungen werden vielfach durch Verzinken geschützt.

Für Pumpen ohne Windkessel ist der Leitungsquerschnitt $f = F \cdot c/u$, für Pumpen mit Windkessel wird $f = Q/u$, worin Q = sek. Wassermenge.

Durchschnittlich $u_s = 0{,}8$ bis 1 m/sek, bei kleiner Saughöhe und kurzer Leitung kann u_s größer gewählt werden, u_s bis zu 4 m/sek bei lufthaltigem Wasser, um Korrosionen zu vermeiden. $u_d = 1{,}0$ bis 2,0 m, bei größeren Druckhöhen mehr.

Zentrifugalpumpen $u_s = 1{,}0$ bis 1,5 m/sek, $u_d = 2{,}5$ bis 3 m/sek. S. auch S. 283.

[1]) Berlin: Springer-Verlag.

Ausführung von Speisepumpenleitungen mit nahtlosen Stahlrohren mit Aufwalzflanschen, bei größeren Anlagen als Doppel- oder Ringleitungen.

Abschluß der Saugleitungen durch Saugkörbe mit Fußventil, deren Klappen bei Heißwasser aus Metall oder Hartgummi, bei Kaltwasser aus Leder oder Gummi bestehen sollen. Saughöhe höchstens 6 m, bei langen Leitungen weniger. Ansteigen der Saugleitung nach der Pumpe hin, damit sich die Luft nicht festsetzen kann. Die aus der Saugleitung hinzukommende, durch undichte Stopfbuchsen usw. eindringende Luft ist auch aus der Druckleitung zu entfernen. Sind bei annähernd waagerecht liegenden Leitungen Scheitelpunkte nicht zu umgehen, so sind diese bei Druckleitungen als Windsammler auszubilden und mit selbsttätigen Entlüftungsventilen auszurüsten.

Die Absperrvorrichtungen sollen bei Saugleitungen zur Verringerung des Druckflußwiderstandes als Schieber, können bei den Druckleitungen auch als Ventile ausgeführt werden. In beiden Fällen Rotgußspindeln und Rotgußventile.

Turbinenrohrleitungen treten an die Stelle offener Kanäle bei Gefällen von mehr als etwa 12 m. Ausführung als genietete oder überlappt geschweißte Rohre aus Flußstahl 37 oder 42. Flanschen aus Stahlguß, Dichtung durch Gummi, oder Verbindung ohne Flanschen durch Vernieten oder Schweißen. Wassergeschwindigkeit etwa 3 m/sek, bei kurzen Leitungen bis zu 6 m/sek. Da die Wassertemperatur zwischen 0° und 20° schwankt, so sind Längenänderungen durch Lagerung auf Rollen zu ermöglichen. Abstand der Unterstützungspunkte etwa 4 m. Festpunkte der Leitung an der Turbine und am Wasserschloß, sowie an den Gefällsbrüchen. Unterhalb dieser Festpunkte sind Ausgleichvorrichtungen — Wellrohr oder Stopfbüchse — anzuordnen. Teile der letzteren, die mit der Packung in Berührung kommen, sind aus Bronze herzustellen, um Festrosten und Anhaften der Packung zu verhindern. Paßstück am Spiralgehäuse zweckmäßig aus Kupfer, um leicht in die richtige Lage gebracht zu werden. Längere Leitungen sind zum Schutz gegen Temperaturschwankungen durch Sonnenbestrahlung zu überdachen.

Um Einfrieren zu vermeiden, ist bei starker Kälte auch während des Betriebsstillstandes ständig Wasser abzulassen. Zum Schutz gegen Rost sind die Rohre innen und außen mit Teerasphalt oder mit säurefreier Teerfarbe zu streichen.

Absperrung durch Schieber oder Drosselklappen, erstere mit Räderübersetzung für das Öffnen. Dieses wird erleichtert, wenn bei geschlossenem Leitrad zunächst nur wenig und erst voll geöffnet wird, wenn vor und hinter dem Schieber Druckausgleich eingetreten ist.

Zur Milderung der in der Druckleitung bei plötzlichen (durch Reglereingriff herbeigeführten) Änderungen der Leitradquerschnitte entstehenden Stoßwirkungen dienen „Nebenauslässe", die mit dem Geschwindigkeitsregler gekuppelt sind. Im Beharrungszustand ist der Nebenauslaß geschlossen; greift der Regler ein, so wird der Nebenauslaß um einen bestimmten, dem veränderten Leitradquerschnitt genau entsprechenden Betrag geöffnet, worauf er mit langer Schlußzeit schließt.

Gleichem Zweck dient auch ein Wasserschloß, bei dessen Anordnung nur die zwischen Wasserschloß und Turbine liegende Rohrleitung auf den Regler schädlich einwirkt. Nach R. Thomann beträgt die Drucksteigerung bei plötzlichem Schluß: $\Delta p \cong 15 \frac{l v}{T \cdot H_n}$ vH der Nutzfallhöhe, worin l = Leitungslänge in m, v = Wassergeschwindigkeit in m/sek, T = Schlußzeit des Reglers in sek, H_n = Nutzfallhöhe in m.

Rohrwandstärke $s = \frac{D \cdot (p + p_{dyn})}{2 \varphi \cdot \sigma} + c$ mm, worin φ = Güteverhältnis der Niet- oder Schweißnaht in vH, $c = 1$ bis 2 mm = Zuschlag für Rost, p = statischer Innendruck in m WS, p_{dyn} = dynamische Drucksteigerung in m WS, σ = zulässige Spannung in kg/mm².

Hebe- und Fördermittel.

Bearbeitet von Dipl.-Ing. R. Hänchen, Berlin.

I. Aussetzend arbeitende Förderer.

A. Mittel für waagerechte und schwach geneigte Förderung.

Ausschuß f. wirtschaftl. Fertigung (AWF) beim RKW: Die gleislose Flurförderung Teil I: Grundlagen der wirtschaftl. Flurförderung. Teil II: Handfahrgeräte. Teil III: Mechanisch angetriebene Flurfördermittel. Berlin: Beuth-Verlag G. m. b. H.

Hängebahnen.

a) Handhängebahnen.

Mindesthöhe der Fahrbahn: 2 m. Bei einschieniger Bahn Verwendung von Doppelkopfschienen nach Fig. 1 und 2. Tragende Schienenlänge wegen exzentrischer Beanspruchung nicht über 4 m.

Kleine Neigungen (0,5 bis 1 vH) der sonst möglichst waagerechten Schienenlage sind ausnahmsweise zulässig. Kurvenhalbmesser nicht unter 1,5 m, besser 2 bis 3 m.

Schienenverzweigung durch Drehscheiben und Weichen.

Zweischienige Bahnen benutzen I- oder [-Eisen und sind da angebracht, wo das Liniennetz stark verzweigt ist und volle Sicherheit gegen Absturz der Wagen gefordert wird. Sehr kleine Krümmungshalbmesser möglich. Gleisverzweigung durch feste Weichen und Kreuzungen.

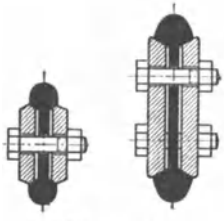


Fig. 1 u. 2.

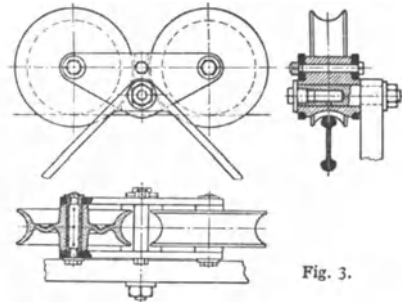


Fig. 3.

Wagen. Nutzlast: Meist 200 bis 600 kg, im besonderen bis 1000 kg.

Fig. 3: Gestaltung des Laufwerks (Bleichert).

Laufrollendmr.: $D = 200$ bis 300 mm. Rollenbreite, den Kurven entsprechend: 70 bis 100 mm. Bei Einbau von Kugellagern kann ein Arbeiter einen Wagen mit 1000 kg Nutzlast noch gut fortbewegen, bei Schmalspurbahnen dagegen nur 600 kg.

Sicherung gegen Entgleisen durch zwei kleine Rollen am Fahrgestell, die auf dem unteren Schienenkopf laufen. Gehänge fest oder pendelnd.

b) Elektrohängebahnen.

Fahrbahn. Meist I-Träger mit aufgeschraubter bzw. aufgeschweißter Grubenschiene oder ähnlichem Sonderprofil. Doppelkopfschienen (Fig. 1 und 2) nur für kleinere rollende Lasten (bis 1000 kg), bei engem Durchfahrtsprofil und der Möglichkeit der Aufhängung in kurzen Abständen. Ausführung des Traggerüstes meist in Stahlkonstruktion, neuerdings auch in Eisenbeton.

Steigungen bis äußerst 5 vH zulässig.

Die ausklappbaren Weichen sind derart elektrisch zu sichern, daß der Wagen vor dem geöffneten Strang rechtzeitig stromlos und Abstürzen vermieden wird. Bei Laufkatzen mit Führerbegleitung ist noch eine mechanische Sicherung zu empfehlen.

Führerbegleitete Elektrohängebahnen. Ausrüstung der Katzen mit Greifern oder Kübeln mit Bodenentleerung.

Fig. 4: Linienführung einer führerbegleiteten Elektrohängebahn zur Schiffsentladung und Lagerplatzbedienung[1]).

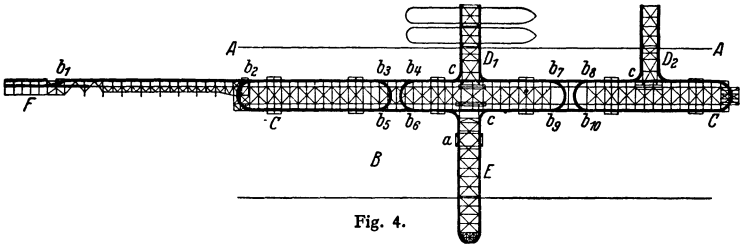


Fig. 4.

A Uferkante. *B* Kohlenlagerplatz. *C* Elektrohängebahn. D_1 und D_2 fahrbare Verlader. *E* fahrbare Verladebrücke. *F* Laufkatzenunterkunft. *a* selbsttätige Waage, in *E* eingebaut. b_1—b_{10} Weichen zu *C*. *c* Übergangsweichen an D_1, D_2 und *E*.

Laufkatze. Bei Greiferbetrieb Zweiseilgreifer (s. S. 403) und Hubwerk mit zwei Trommeln. Greiferhubwerke s. S. 375.

Fassungsvermögen des Greifers: bis zu 4 m³. Tragkraft der Katze: 3 bis 7 t. Hubgeschwindigkeit: bis zu 60 m/min. Leistung des Hubmotors: bis zu 60 kW. Fahrgeschwindigkeit: 150 bis 300 m/min. Leistung der Fahrmotoren: 4,5 bis 11 kW.

Bei Kübelbetrieb werden Kübel mit einem Fassungsvermögen bis zu 13 m³ (≈ 10 t Kohle) angewendet. Bedienung der Kübel vom Führerstand aus.

Hubwerk in neuerer Zeit mit Zweimotorenantrieb (s. S. 376).

Wesentliche Verbesserung des Zweimotorenantriebes durch Verwendung polumschaltbarer Motoren für zwei oder mehr Drehzahlen mit Doppelkäfigläufer bzw. Wirbelstromläufer. Vorzüge gegenüber den üblichen Drehstrommotoren mit Schleifringläufer: Einfache Steuerung durch Kurvenscheiben-Steuerschalter (Fortfall der sonst gebräuchlichen Widerstände). Ruhiger Anlauf auch bei ungleicher und wechselnder Belastung bis zur gewählten Drehzahl, worauf Weiterlauf mit praktisch gleichbleibender Drehzahl. Keine mechanische Kupplung zwischen beiden Trommeln erforderlich. Daher gleichzeitig zwei Arbeitsbewegungen (z. B. Greifer öffnen während des Senkens) ausführbar (J. Pohlig, Köln).

Auch für das Katzenfahrwerk ist Motorantrieb in entsprechend einfacher Weise verbessert.

B. Mittel für senkrechte Förderung.

1. Kleinhubige Hebemittel.

Zahnstangenwinden.

Tragkraft: 2 bis 25 t. Hubhöhe: 300 bis 400 mm. Gewicht je nach Tragkraft und Ausführung: 20 bis 180 kg.

Wirkungsgrad: 50 bis 70 vH.

Kurbelarm $a = 250$ bis 300 mm. Kurbeldruck P bis 35 kg. Kleinste Zähnezahl des Ritzels bei Stirnrädergetrieben (Übersetzung meist 4:1 bis 5:1) $\min z = 4$.

Hierbei werden die Zähne unmittelbar in die Welle eingefräst und gehärtet. Werkstoff: Stahl (St 60·11). $\sigma_{zul} = 2000$ bis 3500 kg/cm². Spezifische Pressung in den Lagern p bis 400 kg/cm².

Gehäuse meist aus gepreßtem Stahlblech. Festhalten der Last durch Zahngesperre. Zur Vermeidung von Unglücksfällen mitunter Sicherheitskurbeln.

Schraubenwinden.

Tragkraft: 2 bis 25 t. Hubhöhe: 100 bis 300 mm. Gewicht je nach Tragkraft und Ausführung: 5 bis 50 kg; bei Schraubenschlittenwinden, die noch eine waagerechte Bewegung der Last (Verschiebeweg: 200 bis 400 mm) zulassen, 60 bis 100 kg.

[1]) Kohlenumschlaganlage im Westhafen Berlin. Bleichert, Transportanl. G.m.b.H., Leipzig.

Wirkungsgrad der selbsthemmenden Schraubenspindel wegen nur 30 bis 40 vH.

Antrieb der Spindel durch Handhebel (für Winden kleiner Tragkraft wie Nietwinden u. dgl.), sonst allgemein durch Ratsche. Werkstoff der Spindel: Stahl (St 50·11). Gewinde: Trapez- oder Sägengewinde. Steigungswinkel der Selbsthemmung wegen $\alpha = 4$ bis 6°; Reibungswinkel $\varrho = 6°$ entsprechend $\mu \approx 0{,}1$. Zulässige Flächenpressung im Gewinde: Stahl auf GBz. bis $p = 100$ kg/cm².

Druckwasser-Hebeböcke.

Je nach Verwendungszweck Ausführung der Druckwasserhebeböcke mit feststehendem Zylinder und bewegbarem Stempel (Fig. 5) oder mit feststehendem Stempel und verschiebbarem Zylinder. Erstere Ausführungsart ist gebräuchlicher.

Berechnung: Bezeichnen D den Hubstempeldurchmesser (Fig. 5), d den Plungerdurchmesser der Pumpe, a die Länge des den Plunger bewegenden Druckdaumens (Fig. 6) und l die Länge des Handhebels, so ist die Gesamtübersetzung:

$$i = D^2/d^2 \cdot l/a. \qquad (1)$$

Ist $\eta = 0{,}60$ bis $0{,}75$ = Wirkungsgrad des Hebebockes, p = Wasserdruck in at, so ist die am Antriebhebel erforderliche Handkraft:

$$P = d^2\pi/4 \cdot p \cdot a/l \cdot 1/\eta \ldots \text{kg}. \qquad (2)$$

Ausführung: Fig. 5 und 6 zeigen einen normalen Druckwasserhebebock[1]) für Tragkräfte von 20 bis 300 t und Hubhöhen von 200 bis 160 mm.

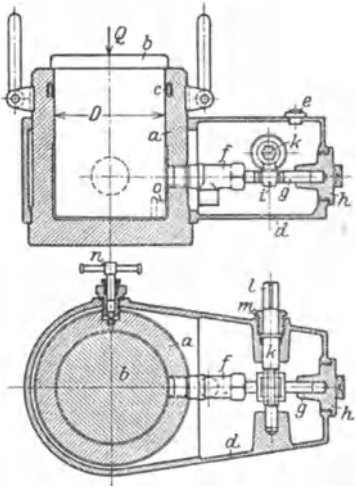


Fig. 5.

Teile: Arbeitszylinder *a*, heb- und senkbarer Stempel *b*, der durch eine Ledermanschette *c* gegen *a* abgedichtet ist, Wasserkasten *d* mit der Einfüllschraube *e*, Pumpenzylinder *f* mit Saug- und Druckventil, Plunger *g*, zur Plungerführung dienender Wasserkastenverschlußdeckel *h*, in die Aussparung der Plungerstange eingreifender Daumen *i* und Daumenwelle *k*, auf deren Vierkant *l*

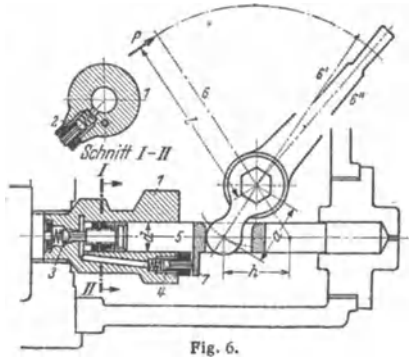


Fig. 6.

der Handhebel aufgesteckt wird, *m* Stopfbüchse zum Abdichten von *k*. Die Senkgeschwindigkeit wird durch die Ventilschraube *n* geregelt. Überschreiten der höchsten Stempelstellung verhindert ein Kanal *o*, der über die obere Zylinderkante hinaustritt und das Druckwasser ins Freie läßt.

Vielfach wird die Last nicht durch eine Ventilschraube, sondern einfacher durch den Handhebel der Druckpumpe [Fig. 6[2])] gesenkt.

In dem Zylinderkörper *1* der Pumpe (Fig. 6) sind das Saugventil *2*, das Druckventil *3* und das Ablaßventil *4* angeordnet. Der Plunger *5* wird beim Lastheben vermittels des Handhebels *6* längs des Hubes ($h = 34$ mm) bewegt, wobei *2* und *3* wechselweise geöffnet oder geschlossen werden. Zum Lastsenken wird der Handhebel ganz nach hinten ausgelegt, der Ansatz *7* am Plunger drückt auf das verlängerte Führungsstück des Ablaßventilkegels und die Schraube am Plungerende auf den Druckventilkegel. Druck- und Ablaßventil werden geöffnet, das Druckwasser strömt zurück, und der Stempel geht mit der Last nieder. Durch Lüften der Ventile ist der Lastniedergang regelbar.

[1]) Schieß-Defries A.-G., Düsseldorf. [2]) D.R.P. 183 576.

2. Flaschenzüge.

a) Von Hand bediente Flaschenzüge.

Gewöhnliche Flaschenzüge sind einfache Faktorenflaschenzüge meist mit Hanfseil. Sie sind nur für geringe Tragkräfte und bei einmänniger Bedienung nur bis 250 kg Tragkraft verwendbar. Ausführung auch mit Seilklemmvorrichtung zum Festhalten der Last.

Schraubenflaschenzüge mit Drucklagerbremse.

Tragkraft: 0,5 bis 20 t; Hubhöhe 3 bis 10 m.
Wirkungsgrad in eingelaufenem Zustande 60 bis 70 vH.
Huborgan: Kalibrierte Kette, über 10 t Tragkraft Gallesche Kette.

Übersetzung: doppelgängiges Schneckengetriebe mit einem Steigungswinkel $\alpha = 18$ bis $21°$ (im Mittel $20°$).

Der an der Kettennuß bzw. am Kettenrad auf die Schneckenwelle wirkende Längsdruck betätigt die Drucklagerbremse.

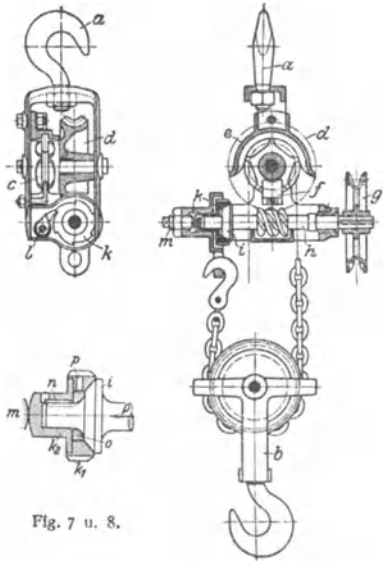


Fig. 7 u. 8.

Fig. 7: Schraubenflaschenzug Bauart Becker[1]).

a Haken zum Einhängen des Flaschenzuges; *b* lose Rolle; *c* Kettennuß; *d* Schneckenrad, mit *c* aus einem Stück hergestellt; *e* Kettenbügel; *f* Kettenabstreifer; *g* Haspelrad; *h* Schneckenwelle mit Vollkegel *i*; *k* Bremsbuchse mit Hohlkegel und Sperrad; *l* federbelastete Sperrklinke; *m* Druckschraube.

Beim Heben wird der Vollkegel der Bremswelle mit dem Sperradhohlkegel unter dem Einfluß der Last gekuppelt. Der Längsdruck wird durch eine Druckschraube aufgenommen, während das mit der Welle gekuppelte Sperrad unter der federbelasteten Klinke fortgleitet. Hört die Antriebskraft auf, dann dreht das auf der Lastwelle sitzende Schneckenrad die Schneckenwelle in entgegengesetztem Sinne. Der Sperradhohlkegel legt sich gegen die Klinke, und die Last ist gestellt.

Die Last wird durch Ziehen am anderen Ende der Haspelkette gesenkt, wodurch die Kegelreibung überwunden und die Last abwärts bewegt wird.

Die neue Ausführung hat eine Drucklagerbremse mit zwei Reibflächen (Fig. 8). Zwischen Vollkegel *i* der Schneckenwelle und Bremsbuchse k_2 ist Bremsring k_1 geschaltet, der als Sperrad ausgebildet ist. Der Bremsring sitzt zentrisch auf der Bremsbuchse und ist am anderen Ende hohlkegelig. Mitnahme der Bremsbüchse durch eine in die Welle eingesetzte Feder *n*. Im Hohlraum zwischen Bremsring und Welle ist ein Filzring *o* zum Aufnehmen des Schmierstoffes angeordnet.

Stirnradflaschenzüge arbeiten je nach Tragkraft mit einfacher oder mehrfacher Stirnräderübersetzung; dadurch günstigerer Wirkungsgrad (70 bis 80 vH). Der zur Betätigung der Lastdruckbremse erforderliche Längsdruck der Antriebwelle wird meist durch ein Gewinde (Trapez- oder Sägengewinde), seltener durch Schrägstellung der Zähne des ersten Getriebes hervorgerufen.

Fig. 9: Bauart Velox; 250 kg Tragkraft. Vorzüge: Hoher Wirkungsgrad von 87 bis 90 vH, niedrige Bauhöhe infolge Einbaues eines Planetengetriebes. (Vgl. Bd. I, Abschnitt Maschinenteile.) Große Hubgeschwindigkeit. Lastdruckbremse meist mit planen Reibflächen. Tragkraft: 250 bis 2000 kg.

a Kettennuß. *b* Abstreifer. *c* Führungsstück zur Lastkette. *d* Antriebwelle, auf der *a* lose sitzt. *e* Bremsscheibe zur Lastdruckbremse, auf *d* aufgekeilt. *f* Haspelrad, auf dem Gewinde von *e* sitzend. *g* Gegenscheibe mit Nocken. *h* Sperrad. *i* Ferodoscheibe. *k* federbelastete Sperrklinke. *l* Handkettenführung. *m* Ritzel, mit *d* aus einem Stück gefertigt. n_1—n_2 Umlauf-(Planeten-) Räder. *o* Innenzahnkranz, im Gehäuse *p* angeordnet. *q* Planetenträger, auf der Nabe von *a* aufgekeilt. *r* Bolzen an *q*, auf denen n_1—n_2 umlaufen. *s* Verschlußkappe. *t* Sperrklinkenplatte, durch Distanzschrauben mit *p* verbunden. *u* Zuglaschen.

[1]) E. Becker, Maschinenfabrik, Berlin-Reinickendorf (Ost).

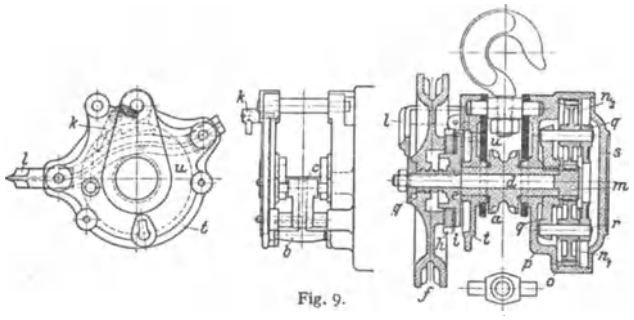


Fig. 9.

Ausführung der Stirnradflaschenzüge für Tragkräfte von 0,25 bis 10 t und Hubhöhen von 3 bis 10 m.

b) Elektroflaschenzüge.

Ausführung. Allgemein für Tragkräfte bis 5 t. Huborgan: Drahtseil. Zweisträngiger Rollenzug (mit loser Rolle) oder viersträngiger Rollenzug (mit

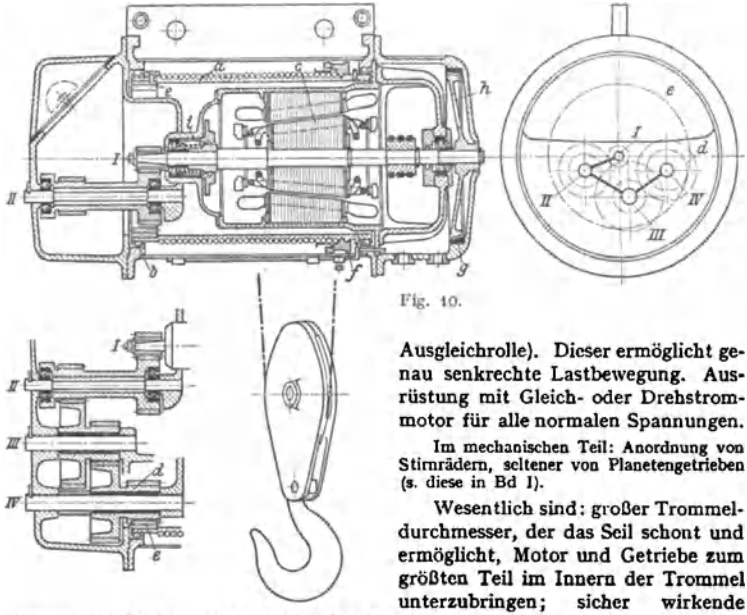


Fig. 10.

Ausgleichrolle). Dieser ermöglicht genau senkrechte Lastbewegung. Ausrüstung mit Gleich- oder Drehstrommotor für alle normalen Spannungen.

Im mechanischen Teil: Anordnung von Stirnrädern, seltener von Planetengetrieben (s. diese in Bd I).

Wesentlich sind: großer Trommeldurchmesser, der das Seil schont und ermöglicht, Motor und Getriebe zum größten Teil im Innern der Trommel unterzubringen; sicher wirkende Bremse und Endausschaltung für höchste und tiefste Hakenstellung.

Fig. 10: Demag-Elektroseilzug.

a Seiltrommel, durch Rollen *b* im Gehäuse gelagert. *c* Motor mit Verschiebeanker. *I—II* schräg verzahntes Motorvorgelege. *II—III* und *III—IV* Zwischenvorgelege. *d* Ritzel, *e* Innenzahnkranz zum Trommelvorgelege. *f* Seilspanner. *g* Bremsring mit Ferodobelag. *h* Bremsscheibe zur Kegelbremse. *i* Zylinderfeder.

Die Last ist zweisträngig aufgehängt, da die geringe seitliche Bewegung der Last nicht stört. Der Längsdruck der Kegelbremse wird bei stromlosem Motor durch schrägverzahntes Motorvorgelege und zusätzlich durch eine Zylinder-

feder hervorgerufen. Lüften der Bremse bei eingeschaltetem Motor durch den Verschiebeanker.

Durch Anordnung eines Seilspanners, der als Gewindering die Trommel wie eine Mutter umschließt, wird Schlaffseil vermieden und größere Sicherung bei Schrägzug der Last erreicht.

Weitere Bauarten von Elektroflaschenzügen: Bamag-Meguin, Berlin. — F. Piechatzek, Berlin. — Schieß de Fries, A.-G., Düsseldorf, u. a.

3. Ortfeste Winden.

Berechnung des Hubwerks.

Wirkungsgrad. Bedeuten Q die Höchstlast (Tragkraft), h deren Weg (Hub), P_0 die ideelle Antriebkraft (des reibungslos gedachten Hubwerks), P die tatsächlich erforderliche Antriebkraft (an der Kurbel oder am Motor, Fig. 11 bzw. 12), s deren Weg, v die Hubgeschwindigkeit und c die Geschwindigkeit am Krafthebelarm, so ist

$$\eta = Q\,h/P\,s = Q\,v/P\,c = P_0/P. \tag{3}$$

Beziehen sich η_r auf den Rollenzug (s. Bd. I, S. 191 bzw. Bd. II, S. 384), η_t auf die Trommel (Kettennuß oder Kettenrad), η_1, η_2, η_3 auf die Vorgelege, so ist Gesamtwirkungsgrad:

$$\eta = \eta_r \cdot \eta_t \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \tag{4}$$

Für den Entwurf ist der Gesamtwirkungsgrad überschläglich zu berechnen. Nachstehende Zahlentafel gibt die Wirkungsgrade der hauptsächlich angewendeten Getriebe.

Tafel 1. Wirkungsgrade der Winden- und Krangetriebe.

Art des Getriebes	η [1]	Art des Getriebes	η [1]
Ketten-Rollen	0,94 bis 0,96	Stirn- und Kegelräder,	
„ -Nüsse und		Zähne gefräßt. . .	0,95 bis 0,98
Haspelräder . .	0,93 „ 0,95	Schneckengetriebe [2],	
Ketten-Räder (für Ge-		eingängig	0,50 „ 0,60
lenkketten)	0,95 „ 0,97	„ zweigängig	0,70 „ 0,80
Drahtseil-Rollen . . .	0,94 „ 0,96	„ dreigängig	0,80 „ 0,85
„ -Trommeln .	0,94 „ 0,96	Bewegungsschrauben [3],	
Stirn- und Kegelräder,		eingängig	0,25 „ 0,30
Zähne roh	0,90 „ 0,93	„ zweigängig	0,40 „ 0,60

Für selbsthemmende Getriebe ist der Wirkungsgrad stets $< 0{,}5$.

Von Hand bediente Hubwerke. Erforderliche Übersetzung (Fig. 11):

$$i = \frac{\text{Lastmoment}}{\eta \cdot \text{Kraftmoment}} = \frac{Q \cdot R}{\eta \cdot P \cdot a}. \tag{5}$$

Kalibrierte Kette und Nuß, Gallesche Kette und Kettenrad ergeben kleinere, Ketten- und Drahtseiltrommel größere Lastmomente.

Rädervorgelege. Der errechnete Wert der Übersetzung i ist entweder auf- oder abzurunden und in gebräuchliche Übersetzungsgrößen zu zerlegen.

Z. B. $i = 98 : 1 \approx 100 : 1$. Entweder drei Stirnrädervorgelege mit den Übersetzungen 4 : 1 5 : 1 und 5 : 1 oder ein Schneckenvorgelege mit 25 : 1 und ein Stirnrädergetriebe mit 4 : 1.

Kleinste Zähnezahl bei Stirnrädergetrieben $\min z = 12$ bis 14, äußerst 10.

Anwendung auch von doppelgängigen Schneckenvorgelegen.

Motorisch (elektrisch) betriebene Hubwerke. Hubgeschwindigkeit nach Größe von Tragkraft und Hubhöhe. Siehe auch Tafel 14, S. 424.

[1] Einschl. Lagerreibung.

[2] Stahl auf Gußbronze. Zähne bearbeitet und in Öl laufend. Schneckenwelle mit Ringschmierlagern und Kugelspurlager.

[3] Schraube: Stahl; Mutter: Gußbronze; Kugelspurlager.

Motor. Bezeichnen v_1 die Hubgeschwindigkeit in m/min und η den Hubwerkwirkungsgrad, so ist die erforderliche Beharrungsvollastleistung:

$$N_1 = Q v_1 / 6120 \eta \ldots \text{kW}. \quad (6)$$

Die Anlaufzeit kann für Hubwerke zu $t_a = 2$ bis 4 sek angenommen werden. Meist ist Nachprüfung der Beschleunigungsarbeit für den Hubanlauf nicht erforderlich, da die Kranmotoren genügend großes Anzugsmoment auch für flotten Betrieb haben.

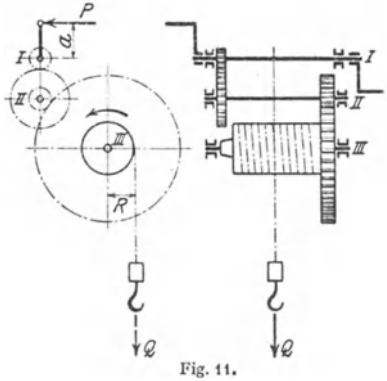


Fig. 11.

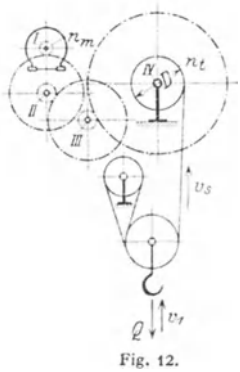


Fig. 12.

Übersetzung zwischen Motor und Trommel (Fig. 12):

$$i = n_m / n_t . \quad (7)$$

Mit i_r = Übersetzung des Rollenzuges (Rollenzüge s. S. 384) ist Seilgeschwindigkeit an der Trommel: $v_s = i_r \cdot v_1 = D\pi \cdot n_T \ldots$ m/min, wobei D Trommeldurchmesser in m. Hieraus Drehzahl der Trommel: $n_T = v_s / D \cdot \pi$. Wegen guten Wirkungsgrades meist Stirnräderübersetzung mit zwei oder drei Vorgelegen.

Motorvorgelege: Kleinste Zähnezahl des Ritzels $z = 18$ bis 20.

Zahnbreite: $b = 15$ m bis 20 m, wobei m = Modul in mm. Werkstoff: Stahl (St 50 · 11) auf Gußeisen oder Stahlguß. Umfangsgeschwindigkeit: $v = 4$ bis 6 m/min. Zahnbeanspruchungszahl für Gußeisen $k = 22$ bis 18 kg/cm², für Stahlguß das Doppelte. Gedrängter Bau durch Verwendung von hochwertigem Stahl.

Räderkästen für Motor-(und Zwischen-)vorgelege s. S. 418.

Trommelvorgelege: Zähnezahl des Ritzels: $z = 14$ bis 16. Zahnbreite: $b = 7$ m bis 10 m, wobei m = Modul in mm. Werkstoff: Stahl (St 50 · 11) auf Stahlguß. Großes Rad in neuerer Zeit auch aus Stahl geschweißt. Umfangsgeschwindigkeit: $v = 0{,}5$ bis 1 m/sek. Zahnbeanspruchungszahl (bei Stahlguß) $k = 60$ bis 54 kg/cm².

Zwischenvorgelege. Werkstoff: wie vorher. $v = 1{,}5$ bis 2 m/sek. Zahnbeanspruchungszahl: entsprechende Mittelwerte. Berechnung der Zahnräder s. Bd. I.

Anordnung eines umschaltbaren Stirnrädergetriebes an Stelle des einfachen Zwischenvorgeleges ermöglicht die Einstellung zweier Stufen für die Hubgeschwindigkeit.

Geschwindigkeitsregelung s. S. 418.

Bremsen. Die Haltebremse hält die Last vor und nach dem Heben bzw. Senken fest und verzögert die bewegten Massen während der Haltezeit. Sie ist eine gewichtbelastete, in neuerer Zeit federbelastete doppelte Backenbremse, die elektromagnetisch gelüftet wird (s. S. 395).

Die Senkbremse hat die Geschwindigkeit der sinkenden Last zu regeln. Wird bei Stirnräderübersetzung eine Bandbremse als Haltebremse angeordnet, so kann sie bei mechanischer Verbindung mit dem Steuerhebel auch als Senkbremse dienen. Im allgemeinen gibt man jedoch bei elektrischen Winden der Senkbremsschaltung den Vorzug (s. S. 409).

Endausschalter ist für höchste, mitunter auch für tiefste Hakenstellung vorzusehen.

a) Handwinden.

Handkabelwinden oder Bockwinden (Fig. 13). Verwendung vorwiegend für Bauzwecke.

Tragkraft: 500 bis 4000 kg. Erhöhung der Tragkraft durch Anordnung eines Rollenzuges. Die Winden erhalten glatte Trommel mit hohem Bordrand und können daher mehrere Drahtseillagen aufnehmen. Antrieb durch zwei Kurbeln. Ausführung bis 1000 kg mit einem, von 1000 bis 4000 kg mit zwei Stirnrädervorgelegen (Fig. 13). Kurbelwelle derart verstellbar, daß mit einem oder zwei Vorgelegen gearbeitet werden kann und die Kurbelwelle beim Senken der Last ausrückbar ist. Festhalten der Last durch Sperrwerk. Regeln der Senkgeschwindigkeit durch einfache Bandbremse oder Differentialbremse, zweckmäßiger jedoch

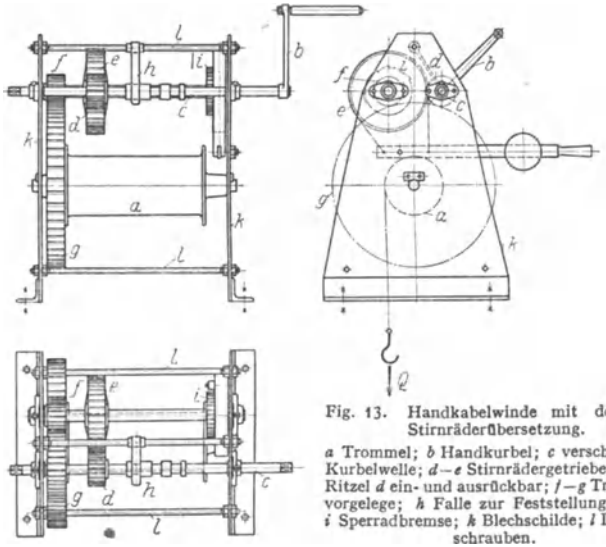


Fig. 13. Handkabelwinde mit doppelter Stirnräderübersetzung.

a Trommel; *b* Handkurbel; *c* verschiebbare Kurbelwelle; *d*—*e* Stirnrädergetriebe, dessen Ritzel *d* ein- und ausrückbar; *f*—*g* Trommelvorgelege; *h* Falle zur Feststellung von *c*; *i* Sperradbremse; *k* Blechschilde; *l* Distanzschrauben.

Anordnung einer Sperrad- oder Lüftbremse (Fig. 13). Bei Verwendung einer Sicherheitskurbel und Einbau einer Fliehkraftbremse selbsttätige Regelung des Lastniederganges.

Wandwinden. Ausführung als Stirnräderwinden nach Art der Handkabelwinden, jedoch mit Schilden zum Anschrauben an die Wand.

b) Motorische Winden.

Fig. 14: Elektrisch betriebene Stückgutwinde (Speicherwinde) von 5000 kg Tragkraft[1]).

a Gehäuseflansch zum Anschrauben des Motors. *b* Motorwelle mit Verschiebeanker. *I* bis *III* Getriebewellen. *c*—*d* Kegelreibungskupplung mit Ferodobelag zum Kuppeln von Motor- und Getriebewelle. *e* Bremsring, im Gehäuse befestigt. *f* Feder zur Kegelbremse *d*—*e* (durch Verschiebemagnet gelüftet). *g*—*h* schrägverzahntes Motorvorgelege. *i*—*k* Zwischenvorgelege. *l*—*m* Trommelvorgelege, dessen Innenzahnkranz an der Trommel *n* befestigt. *o* Trommelachse. *p* Zahnrad zum Antrieb des Endausschalters *q*.

Hubgeschwindigkeit: 13 m/min; Motor: 12 kW (25 vH ED), 700 Uml./min; Verschiebemagnet: Schubkraft 250 kg, Schubweg 7 mm.

Am rechten Ende des Windengehäuses sind der Verschiebeankermotor und der Elektromagnet angeflanscht.

Beim Einschalten des Stromes schiebt der Elektromagnet den Motoranker um einige mm vor, wodurch die Kupplung eingerückt und der gleichzeitig als Bremsscheibe dienende Vollkegel aus dem Bremsring herausgezogen wird, so

[1]) Demag, A.-G., Duisburg.

daß das Getriebe mitläuft. Beim Abschalten des Motors wird der Magnet stromlos, der Anker geht zurück und die Kupplung wird gelöst. Eine Zylinderfeder

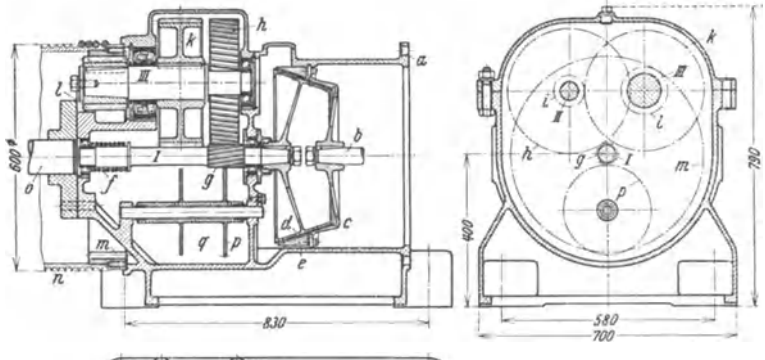


Fig. 14.

schiebt die Getriebewelle und den Vollkegel nach rechts. Dieser wird in den hohlkegeligen Bremsring gedrückt und durch den Reibungswiderstand werden Trommel und Last festgehalten. Das erste Getriebe ruft durch Schrägverzahnung einen Längsdruck hervor, der die Wirkung der Bremsfeder erhöht. Dieser Längsdruck und damit auch die Bremskraft sind der Last verhältnisgleich, so daß der Nachlaufweg bei jeder Lastgröße annähernd gleich ist.

Greiferwinden (Greiferhubwerke).

Der Betrieb der Zweiseilgreifer (s. S. 403) erfordert ein besonderes Windwerk mit zwei Trommeln. In Rücksicht auf größere Betriebssicherheit und um Drehen des Greifers beim Heben und Senken zu vermeiden, wird er mit zwei Schließseilen und zwei Halte- oder Entleerseilen ausgeführt, die mit Rechts- und Linksgewinde an der Schließtrommel bzw. an der Halte- oder Entleertrommel angreifen.

Zur Ausführung der verschiedenen Greiferbewegungen (s. S. 403) müssen beide Trommeln gleichsinnig umlaufen oder die Haltetrommel steht fest, während die Hub- und Schließtrommel sich dreht.

1. Greiferwinden (-hubwerke) mit einem Motor.

Fig. 15: Windwerk mit mechanischer Kupplung zum Heben und Senken des geöffneten Greifers (schematische Darstellung).

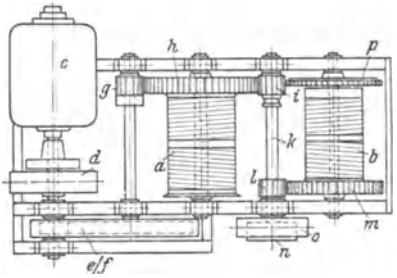


Fig. 15.

a Hub- und Schließtrommel. *b* Halte- oder Entleertrommel. *c* Motor. *d* elastische Kupplung mit Hubwerkbremse. *e—f* Motorvorgelege. *g—h* Hubtrommelvorgelege. *i* abkuppelbares Ritzel zum Antrieb der Welle *k*[1]). *l—m* Haltetrommelvorgelege, dessen Ritzel *l* lose auf der Welle

[1]) Zwecks Abschaltung der Entleertrommel bei Stückgüterumschlag.

sitzt und mit der Entleerbremsscheibe *o* aus einem Stück gefertigt ist. *n* Kupplungsscheibe zur Bremsbandkupplung, auf *k* aufgekeilt (Fig. 95 S. 401). *p* Rad, von *i* aus angetrieben und durch Reibung mit der Entleertrommel verbunden.

Steuerung der Winde in der Regel durch Handhebel, da Magnetbremslüfter nicht so anpassungsfähig und feinfühlig sind. Da Greifen und Heben bei offener Bremsbandkupplung ausgeführt werden, muß die Entleertrommel zum straffen Einholen der Entleerseile durch Reibung mitgenommen werden.

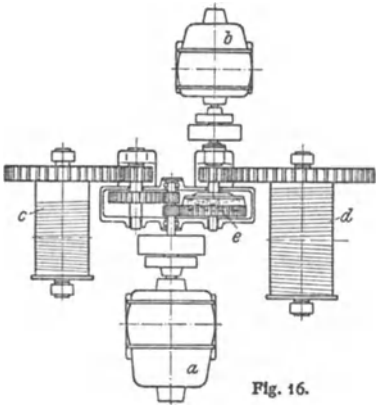


Fig. 16.

Arbeitsweise: 1. Greifer schließen (Füllen). Entleerbremse *n* gelüftet. Bremsbandkupplung *o* gelöst. Motor treibt Hubtrommel *a* an. Entleertrommel *b* wird durch Reibungsschluß des Rades *p* mitgenommen.

2. Heben des vollen Greifers. Wie vorher. Schließbewegung geht unmittelbar in Hubbewegung über.

3. Heben und Senken des offenen Greifers. Entleerbremse gelüftet. Bremsbandkupplung eingerückt. Motor treibt beide Trommeln an.

4. Greifer öffnen (Entleeren). Entleerbremse angezogen. Bremsbandkupplung gelöst. Entleertrommel wird festgehalten. Motor treibt Hubtrommel im Senksinne an. Rad *p* läuft unter Überwindung der Reibung mit (Rutschkupplung).

Heben des geschlossenen Greifers bei eingerückter oder gelöster Bremsbandkupplung möglich. Anwendung bei Kranen mit mittlerer Umschlagleistung in Häfen und auf Lagerplätzen.

2. Greiferwinden (-hubwerke) mit zwei Motoren.

Fig. 16: Zweimotorenhubwerk mit Planetengetriebe (Demag).

a Hubmotor; *b* Schließmotor; *c* Hubtrommel; *d* Entleertrommel; *e* Planetengetriebe.

Fig. 17: Zweimotoren-Greiferhubwerk ohne mechanische Kupplung der unter sich gleichen Einheiten (schematische Darstellung).

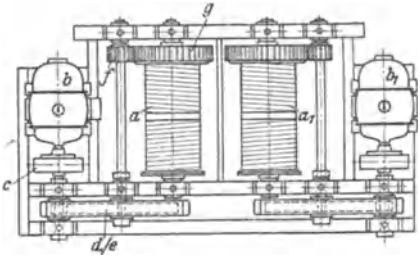


Fig. 17.

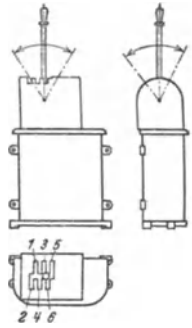


Fig. 18.

a Trommel; *b* Motor; *c* elastische Kupplung mit Hubwerkbremse; *d—e* Motorvorgelege mit Räderkasten; *f—g* Trommelvorgelege.

Infolge Lastverteilung auf vier Seile werden Motor und Bremse für halbe Hubleistung bemessen.

Beide Motoren werden durch ein Schützenschaltwerk angelassen, das durch einen Hebel gesteuert wird. Dieser Hebel wird, um die einzelnen Schaltungen selbsttätig zu erzwingen, in einem sog. Kulissenkorb oberhalb der vereinigten Meisterwalzen geführt.

Schaltstellungen des Kulissenkorbes (Fig. 18).

1 Entleeren, *2* Schließen (Greifen), *3* geöffnet senken, *4* geschlossen heben, *5* geschlossen senken, *6* geöffnet heben.

Anwendung bei großen Umschlagleistungen bzw. Kranen mit flottem Betrieb.

Die Nachteile der Bauarten Fig. 16 (große Platzerfordernis, sowie Schwierigkeiten bei der Bemessung der Bremse) und Fig. 17 (Mangel einer mechanischen Verbindung zwischen der Schließ- und Haltetrommel sowie ungünstige Belastung der Motoren) werden bei der Demag-Kastenwinde[1]) vermieden. Bei dieser wirkt das Differential des Planetengetriebes als starre Kupplung zwischen Schließ- und Haltetrommel. Der Hubmotor arbeitet (ähnlich wie bei der Winde Fig. 14, S. 375) mit Verschiebeanker und Kegelbremse.

Winden für Seilverschiebeanlagen.

Elektrische Spille (Fig. 19). Arbeitsweise: Das Zugseil wird mittels Haken an den zu verschiebenden Wagen eingehängt und um den Spillkopf gelegt. Nach Ingangsetzen des Spills und infolge der Seilreibung kann der

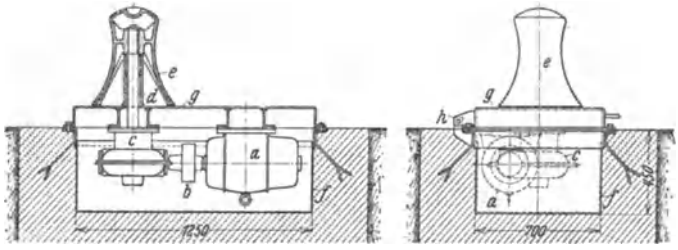


Fig. 19. Elektrisch betriebenes Spill von 500 kg Zugkraft (Demag).
a Motor; *b* elastische Kupplung; *c* waagerechtes Schneckengetriebe; *d* Schneckenradwelle; *e* Spillkopf, auf *d* aufgekeilt; *f* Spillkasten; *g* Deckel, an dem Motor und Getriebe angebaut; *h* Scharniere zum Aufklappen des Deckels.

Arbeiter durch einen Zug von Hand am ablaufenden Seiltrumm einen entsprechend großen Zug am auflaufenden Trumm ausüben.

Vergrößerung des Arbeitsbereiches der Spille bei den Seilverschiebeanlagen durch Anordnung von Leit- oder Umlenkrollen.

Herstellung der Spille für eine Seilgeschwindigkeit mit einfachem Spillkopf (Fig. 19) oder für zwei verschiedene Geschwindigkeiten mit doppeltem Spillkopf. Seilgeschwindigkeit in Rücksicht auf das Abziehen von Hand nicht höher als 30 m/min.

Ausführung. Bei Gleichstrom Anwendung eines Hauptschlußmotors. Eine Gefahr des Durchgehens ist bei Motoren mittlerer Drehzahl und Anwendung eines Schneckenvorgeleges so gut wie ausgeschlossen. In Fällen, wo größere Steigerung der Drehzahl unerwünscht ist, kann ein Verbundmotor zum Spillantrieb verwendet werden. Bei Drehstrom sind Motoren mit Sonderwicklung für erhöhtes Anzugmoment vorteilhaft. Meist werden gekapselte Motoren verwendet.

Der Motor-Anlasser wird entweder durch Fußtritt oder Steckschlüssel bedient. Diese Art ist gebräuchlicher, da hierbei die Bauart des Spills am einfachsten und billigsten wird. Bei Fußtrittsteuerung ist der Anlasser vollkommen unabhängig von der Bedienungsweise des Führers.

Vögele-Mannheim führt die Spille auch mit einer selbsttätigen Seilaufwicklung aus, die in einem Betonschacht neben dem Spill untergebracht ist. Diese Bauart gestattet die Anwendung von Seillängen bis zu 300 m, während sonst größte Seillänge höchstens 120 m beträgt.

Verschiebewinden verwendet man für größere Fahrstrecken, bei denen mit Seillängen bis etwa 400 m noch bequem gearbeitet werden kann. Das über Umlenkrollen geführte Seil wird an den zu fahrenden Wagenzug angehängt und auf der Seiltrommel der in Gang gesetzten Winde aufgewickelt.

Ausführung einer Verschiebewinde s. Hänchen: Winden u. Krane, S. 217.

[1]) Demag-Nachr. 1938 S. B 33.

C. Mittel für waagerechte und senkrechte sowie stark geneigte Förderung.

1. Laufwinden und Krane.

a) Einzelteile der Winden und Krane.

1. Lasthaken und Schäkel. Werkstoff: St C 25·61. Lieferung unbearbeitet und geglüht nach DIN 1606.

α) Einfache Haken (Fig. 20 bis 22. Ausführung für Handhubwerke von 50 bis 7500 kg, für Krafthubwerke von 1 bis 100 t Tragkraft.

Die Maulweite *a* und die übrigen wichtigsten Baumaße der Haken sind genormt.

DIN 687 wie Fig. 22 ohne oberes Gewinde: Lasthaken für Krafthubwerke.

DIN 688 (Fig. 20): Lasthaken mit Zapfen für Handhubwerke.

DIN 689 (Fig. 21): Lasthaken mit Ring für Handhubwerke.

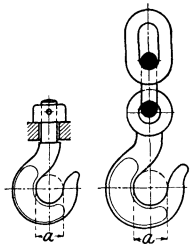


Fig. 20 u. 21.

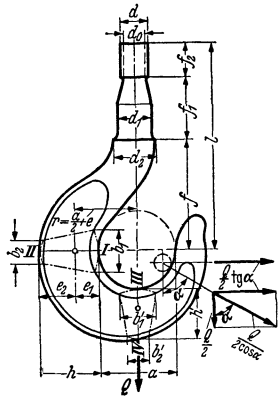


Fig. 22.

Berechnung[1]). Zulässige Zugbeanspruchung im Kernquerschnitt des Gewindes je nach Tragkraft des Hakens:

$$\sigma_{zul} = 300 \text{ bis } 800 \text{ kg/cm}^2, \text{ im Mittel } \approx 500 \text{ kg/cm}^2.$$

Nachprüfung des Gewindes auf Biegung und Abscherung (allein oder zusammengesetzt).

Gewinde am besten Rundgewinde (s. Bd. I), bei dem Kerbwirkung am geringsten ist. Wesentlich ist auch allmählicher (kerbfreier) Übergang vom Kerndmr. zum Schaftdmr. (Fig. 22 u. 25).

Beanspruchung im gekrümmten Hakenteil (Fig. 22) auf Zug und Biegung. Querschnittform: Abgerundetes Trapez. Gefährlicher Querschnitt bei *I—II*. Zugkraft = Tragkraft (Höchstlast) Q ... kg. Biegemoment:

$$M = -Q \cdot r = -Q \cdot (a/2 + e_1) \ldots \text{ kgcm}. \tag{8}$$

Berechnung des Hakens als exzentrisch belasteter Stab mit gerader Achse ergibt niedrige Spannungswerte, daher nur für Überschlagsrechnungen zulässig. Größte Zugbeanspruchung bei *I*, größte Druckbeanspruchung bei *II*. Spannungsverlauf geradlinig. $\sigma_{zul} = 600$ bis 900 kg/cm².

Berechnung als gekrümmter Stab (s. Bd. I, Festigkeitslehre) ergibt größeren Wert auf der Zugseite und kleineren auf der Druckseite.

Spannungsermittlung für einen 10 t-Haken s. Bd. I, ebenda.

Zulässige Spannung je nach Tragkraft: $\sigma_{zul} = 900$ bis 1400 kg/cm².

[1]) Nach DIN 687 bis 689 sind Werkstoff und Hakenquerschnitte so zu wählen, daß bei den angegebenen Tragkräften eine mindestens 5-fache Sicherheit gewährleistet ist.

Für die Festigkeitsprüfung des Querschnittes *III—IV* (Fig. 22) nehme man $Q/2$ und den größtzulässigen Anschlagwinkel $2\alpha = 120°$ an und rechne mit $\frac{1}{2}Q \cdot \operatorname{tg}\alpha$ ebenso wie vorher. Die Schubkraft $Q/2$ kann vernachlässigt werden.

Sicherung der Hakenmutter (z.B. Fig.28)

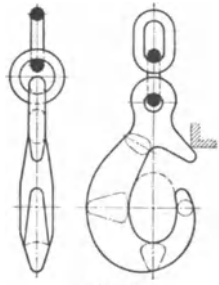


Fig. 23.

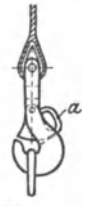


Fig. 24.

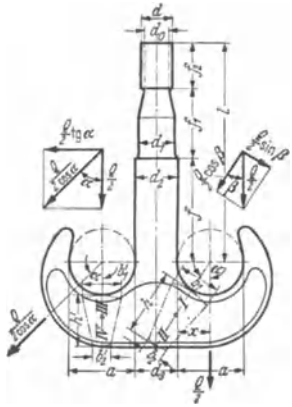


Fig. 25.

ist wesentlich. Tafel 2 gibt die Hakenabmessungen der Demag A.-G., Duisburg.

Sonderausführungen. Haken mit Abweiser (Fig. 23) werden bei Stückgutverladekranen angewendet. Beim Hochziehen wird Festhängen des leeren Hakens an Schiffsluken u. dgl. verhindert.

Sicherheitshaken (Fig. 24) verhindern Herausspringen der Last aus dem Hakenmaul. Zum Einhängen der Last wird die Falle mittels des Handgriffs *a* zurückgedreht und die Hakenöffnung freigegeben. Anwendung bei Verladekranen mit Kübelbetrieb.

Lamellenhaken (Demag A.-G., Duisburg) bestehen aus mehreren der Hakenform entsprechenden Lamellen und einer in der Hakenöffnung sitzenden beweglichen Maulschale, die gleichmäßige Übertragung der Last auf alle Lamellen ermöglicht. Vorzug: Große Sicherheit, da bei Bruch einer Lamelle die übrigen noch tragen. Da die Haken ohne Gewinde (durch ein Gelenk) eingebaut sind, so ist Kerbwirkung nicht vorhanden. Anwendung besonders bei Gießkranen geboten.

Tafel 2. Einfache Haken für Tragkräfte von 5 bis 50 t (Fig. 22). Abmessungen in mm.

Tragkraft Q in t	Schaftdmr. d	d_1	d_2	Maulweite a	Querschnitte h	b_1	b_2	h'	b_1'	b_2'	f[1]	f_1	f_2	l[1]
5	45	48	53	90	90	78	30	75	60	30	200/340	85	55	332/472
7,5	58	60	65	100	110	95	40	95	75	45	245/405	105	70	421/581
10	64	67	72	120	130	110	45	110	90	55	260/410	115	75	451/601
15	70	73	78	140	160	135	50	140	110	60	315/495	130	80	522/702
20	83	86	95	160	170	145	55	150	120	65	370/585	150	95	613/828
25	96	98	105	180	190	160	65	165	135	75	410/635	155	110	675/900
30	103	106	116	200	205	170	70	180	145	80	430/700	170	115	713/988
40	118	120	130	220	230	200	70	205	170	85	500/710	210	130	837/1047
50	128	130	140	240	255	220	80	225	190	100	525/725	220	145	887/1087
60	143	145	155	260	280	240	90	250	210	110	590/800	230	160	981/1191
75	166	170	180	290	320	270	100	285	235	120	640/890	260	190	1090/1340
100	192	195	212	300	360	300	120	325	260	120	700/975	290	210	1200/1475

Zulässige Überlastung bei Probebelastung: 50 vH.

β) Doppelhaken (Fig. 25). Ausführung für Tragkräfte von 5 bis 100 t. Gefährlicher Querschnitt bei *I—II*. Die Zerlegung von $Q/2$ ergibt Normalkraft $\frac{1}{2}Q \cdot \sin\beta$ und eine in der Ebene wirkende Schubkraft $\frac{1}{2}Q \cdot \cos\beta$, die vernachlässigt wird.

[1]) Kurze Haken für Flaschen nach Fig. 65, lange für solche nach Fig. 66, S. 390.

Querschnittsform, Spannungsberechnung und zulässige Spannungen wie beim einfachen Haken (S. 378).

Für Querschnitt *III—IV* (Fig. 25) wird wieder der größte Anschlagwinkel 2α zugrunde gelegt. Aus $Q/2$ und α wird Normalkraft $\frac{1}{2} Q \cdot \operatorname{tg} \alpha$ erhalten. Schubkraft $Q/2$ wird vernachlässigt.

Tafel 3 gibt Abmessungen der Doppelhaken der Demag A.-G., Duisburg.

Tafel 3. Doppelhaken für Tragkräfte von 5 bis 100 t (Fig. 25). Demag, Duisburg.

Abmessungen in mm.

Tragkraft in t	Schaftdmr.				Maulweite	Querschnitte						f [1]	f_1	f_2	l [1]
	d	d_1	d_2	d_3	a	h	b_1	b_2	h'	b'_1	b'_2				
5	45	48	53	53	80	89	60	25	70	55	25	200/340	85	55	Siehe Tafel 2
7,5	58	60	65	65	95	103	70	30	80	65	30	246/406	105	70	
10	64	67	72	72	110	116	90	35	90	80	35	261/410	115	75	
15	70	73	78	78	130	143	100	40	115	95	40	315/500	130	80	
20	83	86	95	105	150	158	110	45	120	105	45	370/585	150	95	
25	96	98	105	115	160	180	130	50	140	115	50	410/635	155	110	
30	103	105	115	125	180	194	140	55	150	125	55	427/702	170	115	
40	118	120	130	140	200	218	150	55	170	135	55	500/710	210	135	
50	128	130	140	155	220	244	170	65	190	150	65	525/725	220	145	
60	143	145	155	170	240	268	185	75	210	165	75	590/800	230	160	
75	166	170	180	195	270	306	215	85	240	185	85	640/890	260	190	
100	192	195	205	225	300	345	240	100	270	210	100	700/975	300	210	

Zulässige Überlastung bei Probebelastung: 50 vH.

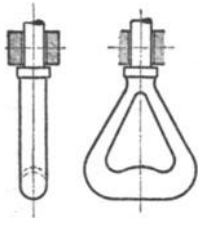


Fig. 26.

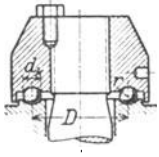


Fig. 28.

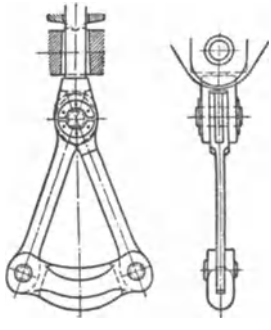


Fig. 27.

γ) **Schäkel (Lastbügel, geschlossene Haken).** Anwendung meist bei Schwerlastkranen (mit Tragkräften über 100 t), mitunter auch für mittlere und kleine Tragkräfte bis herab auf 5 t. In diesem Falle Herstellung des Schäkels durch Schmieden aus einem Stück (Fig. 26).

Berechnung des äußerlich statisch bestimmten und innerlich dreifach statisch unbestimmten Stabgebildes nach dem Näherungsverfahren von Unold[2]). Da Zusammenschweißen von Schaft und Schäkeln unsicher, bevorzugt man bei größeren Tragkräften den dreigelenkigen Schäkel (Fig. 27), der auch genaue Festigkeitsberechnung zuläßt.

δ) **Hakenlager.** Fig. 28 zeigt das einfachste, nicht einstellbare Hakenkugellager. Bezeichnet d_k den Kugeldurchmesser, so ist Rillenhalbmesser $r = 0{,}6$ bis $0{,}7\, d_k$.

Kugelzahl: $z = D\pi/d_k - 1$; Beanspruchung der Kugeln: $p = Q/z \cdot d_k^2 \ldots$ kg/cm²; $p_{zul} = 150$ bis 250 äußerst 300 kg/cm². An Stelle des im eigenen Betrieb hergestellten Lagers (Fig. 28) werden auch genormte Längslager (s. Bd. I, Maschinenteile) verwendet.

[1]) Vgl. Fußnote S. 379.

[2]) Unold: Die Berechnung des geschlossenen Lastbügels. D. Prakt. Masch.-Konstr. 1926 S. 317.

ε) Hakenquerstück (Traverse) wird in den Blechschilden der Kranflaschen gelenkig gelagert (Fig. 29) und macht den Haken um eine waagerechte Achse beweglich. Werkstoff: St 37·11 oder St 42·11.

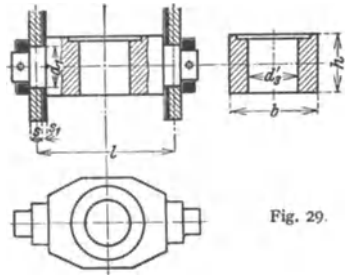


Fig. 29.

Berechnung auf Biegung als Träger auf zwei Stützen mit der Mittenlast Q (Fig. 30).

Zulässige Biegespannung: $\sigma_{zul} = 600$ bis 1000 kg/cm²; zulässiger Flächendruck zwischen Zapfen und Zugschiene (je nach Tragkraft) $p_{zul} = 800$ bis 1500 kg/cm².

Sicherung der Traversenzapfen durch Stellringe mit Stift (Fig. 29), durch Achshalter (Fig. 31) oder durch zweiteiligen Ring.

Anordnung der Flaschenseilrollen auf den Traversenzapfen (Fig. 32) erfordert einen Haken mit langem Schaft und ergibt niedrigste Bauhöhe für die Flasche.

Größtes Biegemoment (Fig. 32 und 33):

$$M_1 \approx \frac{Q}{2} \cdot \left(\frac{\lambda + l_0}{2} + s_0 + s - \frac{D}{\pi} \right) \ldots \text{kgcm.} \quad (9)$$

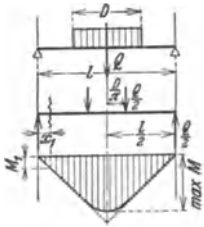


Fig. 30.

Biegemoment des Zapfens:

$$M_2 = Q/2 \cdot x_1 = Q/2 \cdot (\lambda/2 + s_0 + s) \ldots \text{kgcm.} \quad (10)$$

Flächendruck zwischen Seilrolle und Zapfen s. S. 388.

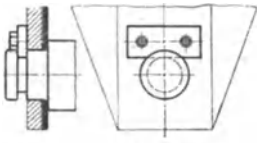


Fig. 31.

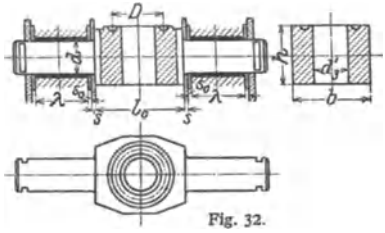


Fig. 32.

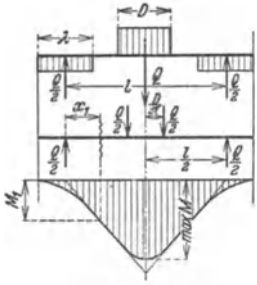


Fig. 33.

2. Rundeisenketten (Gliederketten). Fig. 34 zeigt kurzgliedrige Kette (Krankette).

Baumaße: d Rundeisendurchmesser, l innere Länge, b innere Breite. Äußere Länge: $l_1 = l + 2d$, äußere Breite: $b_1 = b + 2d$.

Werkstoff: Flußstahl. Herstellung. Schweißen von Hand, in neuerer Zeit auch elektrisch. An der Schweißstelle ist die Zugfestigkeit um etwa 10 vH kleiner als im ungeschweißten Querschnitt.

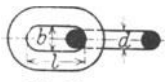


Fig. 34.

α) Unkalibrierte (nichtlehrenhaltige) Ketten. Die kurzgliedrigen unkalibrierten Ketten sind nach DIN 672 genormt. Rundeisenstärke $d = 7$ bis 44 mm. Nutzzugkraft $S = 350$ bis 18500 kg. Einheitsgewicht: $g = 1{,}1$ bis 45 kg/lfd.m. Anwendung als Huborgan nur noch selten (z. B. bei Bauwinden), meist als Anschlagketten für Stückgüter.

β) Kalibrierte (lehrenhaltige) Ketten nach DIN 671 (Tafel 4) werden durch Schlagen im Gesenk kalibriert.

Bruchfestigkeit der unkalibrierten Ketten: $\sigma_B \approx 2400$ kg/cm² [1]), zulässige Zugspannung bei günstiger Beanspruchung ($\mathfrak{S}=4$): $\sigma_{zul} \approx 600$ kg/cm², bei ungünstiger Beanspruchung ($\mathfrak{S}=8$): $\sigma_{zul} \approx 300$ kg/cm².

Tafel 4. Kalibrierte Lastketten nach DIN 671. (Fig. 34.)
Bezeichnung einer kalibrierten Kette mit $d=16$ mm Durchmesser: Kette 16 DIN 671 (in mm).

Durchmesser d	Innere Breite b	Innere Länge l	Nutzzugkraft nur für Handbetrieb kg	Gewicht [2]) für 1 m kg	Verwendung
5	8	18,5	175	0,5	Handketten
6			250	0,72	
7	8	22	350	1	Lastketten
8	9,5	24	500	1,3	
9,5	11	27	750	1,9	
11	13	31	1000	2,7	
13	16	36	1500	3,75	
16	19	45	2500	5,8	
19	23	53	3500	8	
23	28	64	5000	12	

3. Gelenkketten (Laschenketten). Werkstoff der Laschen: St 37·11, der Bolzen: St 50·11.

Herstellung aus geraden oder geschweiften Laschen (Fig. 35), die durch Bolzen

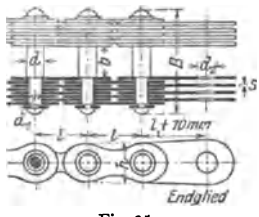


Fig. 35.

gelenkig miteinander verbunden sind. Bolzen entweder vernietet (Fig. 35) oder versplintet. Zum Aufhängen eines ruhenden Kettenstranges dienen Endglieder mit stärkeren Laschen und Bolzen.

Gelenkreibung einer Laschenkette ist erheblich niedriger als die Reibung einer an Tragkraft gleichwertigen Gliederkette.

4. Hanfseile. Hauptanwendung der Hanfseile als Anschlagseile (Schlingseile). Ein oder mehrere Seile werden um die Last geschlungen und dann in den Haken eingehängt.

Zum Schutze gegen Witterungseinflüsse werden die Hanfseile mit Karbolineum getränkt oder geteert. Geteerte Seile haben jedoch eine geringere Tragkraft als ungeteerte.

5. Drahtseile. Werkstoff: Tiegelstahldraht mit $\sigma_B = 130$ bis 180 kg/mm². Elastizitätsmodul: $E \approx 2000000$ kg/cm².

Formgebung. Drahtseile, die strahlender Hitze ausgesetzt sind (z. B. bei Gießkranen), erhalten eine Einlage aus weichem Eisendraht, deren Querschnitt nicht in Rechnung gesetzt wird.

Fig. 36a u. b. Längsschlag (*L*), rechtsgängig (*r*), linksgängig (*l*).

Fig. 37a u. b. Kreuzschlag rechtsgängig (*r*), linksgängig (*l*).

Die nach DIN 655 (Tafel 5) genormten sechslitzigen Rundseile für Krane, Aufzüge, Flaschenzüge und ähnliche Zwecke werden in drei Bauarten mit 114, 222 und 366 Drähten (Fig. 38 bis 40) hergestellt.

Die mit Längsschlag geflochtenen Seile (Fig. 36a und b) sind biegsamer als die mit Kreuzschlag (Fig. 37a und b). Auch haben sie in den Rillen der Rollen

---

[1]) Demag A.-G., Duisburg.

[2]) Die angegebenen Gewichte sind unverbindlich.

Die Ketten sind in ihrer ganzen Länge auf die zweifache Nutzzugkraft zu prüfen. Bei Abnahme ist den Ketten alle 50 m ein Probestück zur Prüfung der Bruchlast zu entnehmen. Bruchlast $\geq 4 \times$ Nutzzugkraft. Der beim Senken durch Verzögerung entstehende Massendruck darf einschließlich der durch das Gewicht der ruhenden Last erzeugten Zugkraft nicht die in der Zahlentafel angegebene Nutzzugkraft überschreiten. Bei Bestellung ist die Länge in m anzugeben, z. B. 50 m Kette 16 DIN 671. Werkstoff: St 37·11.

Tafel 5. Sechslitzige Drahtseile für Krane, Aufzüge, Flaschenzüge und ähnliche Zwecke. DIN 655.

Schlagarten: Fig. 36 und 37.

Seil-Querschnitte: Fig. 38 bis 40.

Bezeichnung eines Drahtseiles mit 20 mm Nenndurchmesser aus 6 Litzen zu je 37 Drähten von 0,9 mm Durchmesser mit Zugfestigkeit 160 kg/mm²: Drahtseil 20 B 160 DIN 655[1])

Ausführung	Seil-Nenndurchmesser d mm	Einzeldrahtdurchmesser δ mm	Querschnitt sämtlicher Drähte im Seil F mm²	Rechner-Gewicht für 1 m g kg	Festigkeit kg/mm²		
					130	160	180
					Rechnerische Bruchfestigkeit kg		
A (Fig. 38)	6,5	0,4	14,3	0,135	1 860	2290	2570
	8	0,5	22,4	0,21	2910	3580	4030
	9,5	0,6	32,2	0,30	4190	5150	5800
	11	0,7	43,9	0,41	5700	7020	7900
	13	0,8	57,3	0,54	7450	9170	10310
	14	0,9	72,5	0,68	9430	11600	13050
	16	1,0	89,4	0,85	11530	14320	16110
6 × 19 = 114 Drähte und 1 Fasereinlage	17	1,1	108,3	1,02	14080	17330	19490
	19	1,2	128,9	1,22	16760	20620	23300
	20	1,3	151,3	1,43	19670	24190	27230
	22	1,4	175,5	1,66	22820	28060	31590
B (Fig. 39)	9	0,4	27,9	0,26	3630	4460	5020
	11	0,5	43,6	0,41	5670	6980	7850
	13	0,6	62,8	0,59	8160	10050	11300
	15	0,7	85,4	0,81	11100	13660	15370
	18	0,8	111,6	1,06	14510	17860	20090
	20	0,9	141,2	1,34	18360	22590	25420
	22	1,0	174,4	1,65	22670	27900	31390
	24	1,1	211,0	2,00	27430	33750	37980
	26	1,2	251,1	2,38	32640	40180	45200
	28	1,3	294,7	2,80	38310	47150	53050
	31	1,4	341,7	3,24	44420	54670	61510
6 × 37 = 222 Drähte und 1 Fasereinlage	33	1,5	392,3	3,72	51000	62770	70610
	35	1,6	446,4	4,24	58030	71420	80350
	37	1,7	503,9	4,78	65510	80620	90700
	39	1,8	564,9	5,36	73440	90380	101680
	42	1,9	629,4	5,97	81820	100700	113290
	44	2,0	697,4	6,62	90660	111600	125530
C (Fig. 40)	20	0,7	140,9	1,33	18320	22540	25360
	22	0,8	183,9	1,74	23900	29420	33100
	25	0,9	232,8	2,21	30260	37250	41900
	28	1,0	287,5	2,73	37380	46000	51750
	31	1,1	347,8	3,30	45210	55650	62600
	34	1,2	413,9	3,93	53800	66200	74500
	36	1,3	485,8	4,61	63150	77730	87440
	39	1,4	563,4	5,35	73240	90140	101410
	42	1,5	646,8	6,14	84080	103490	116420
6 × 61 = 366 Drähte und 1 Fasereinlage	45	1,6	735,9	6,99	95670	117740	132460
	48	1,7	830,7	7,89	107990	132910	149530
	51	1,8	931,4	8,84	121080	149020	167650
	53	1,9	1037,7	9,85	134900	166030	186790
	56	2,0	1149,8	10,92	149470	183970	206960

[1]) Die Seile werden in Kreuzschlag und rechtsgängig geliefert, wenn nicht Längsschlag oder linksgängig besonders vorgeschrieben wird. In diesem Falle müßte die Bezeichnung lauten: Drahtseil 20 BL l 160 DIN 655. Die Seildurchmesser und Metergewichte dürfen um ± 5 vH vom Nennwert abweichen. Die rechnerische Seilbruchfestigkeit ist die Summe der Bruchfestigkeiten sämtlicher Drähte eines Seiles. Die Bruchfestigkeit einzelner Drähte darf um ±10 vH von der Durchschnittsbruchfestigkeit aller Drähte eines Seiles abweichen. Trommel-, Scheiben- und Rollendurchmesser sollen etwa gleich dem 500-fachen des Drahtdurchmessers gewählt werden. Wesentliche Unterschreitungen vermindern die Haltbarkeit der Seile. Die Rillen sind so zu bemessen, daß das Drahtseil mit $^1/_3$ seines Umfanges aufliegt. Die Entfernung der Rillen ist so groß zu wählen, daß unter Berücksichtigung der Ablenkung die Seile sich nicht berühren können. Auf keinen Fall darf ein Seil in der Rille geklemmt werden.

Ausführung: Seile aus Drähten mit 130 und 160 kg/mm² Festigkeit werden blank oder verzinkt, solche mit 180 kg/mm² Festigkeit nur blank geliefert.

Werkstoff: Stahldraht mit 130 bis 180 kg/mm² Festigkeit.

und Trommeln eine größere Auflagefläche und nutzen daher wegen des kleineren Flächendruckes weniger ab. Die Längsschlagseile sind wegen des gleichen Flechtsinnes von Draht und Litze nicht drallfrei und eignen sich, da sie sich leicht aufwickeln und die Last drehen, nicht zum Aufhängen der Last an einem Seilstrang. Daher Anwendung nur bei geführter Last.

Berechnung der Kran-Drahtseile nur auf Zug, und zwar unter Zugrundelegung der rechnerischen Bruchfestigkeit auf:

6- bis 9fache Sicherheit für blanke Seile,
8- „ 10 „ „ für blanke feuerbestrahlte Seile.

Verzinkte Seile sind mit einer 10 vH geringeren Festigkeit einzusetzen als ein gleiches blankes Seil.

Das Verhältnis $D:\delta$ (Biegedurchmesser: Drahtdurchmesser) soll betragen:

500 bis 600 bei Wickeltrommeln,

550 bis 700 bei Leitrollen und Treibscheiben, 300 bis 400 für Ausgleichrollen.

Die unteren Werte gelten für Handkrane sowie für leichter beanspruchte, motorisch bewegte Krane, die oberen für schwere, stark beanspruchte Ausführungen.

Das Verhältnis $D:d$ (Biegedurchmesser: Seildurchmesser) soll bei Wickeltrommeln größer als 20, bei Leitrollen größer als 22 sein, um die Verwendung allzu dünner Drähte auszuschließen.

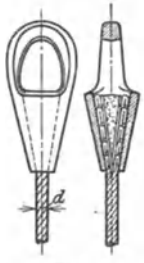


Fig. 41.

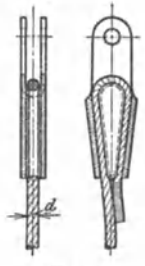


Fig. 42.

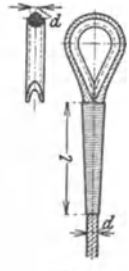


Fig. 43.

Die Berechnung der Drahtseile auf Zug genügt, da für die Zerreißsicherheit nur die Zugbeanspruchung in Frage kommt. Die Biegebeanspruchung wirkt auf die Lebensdauer der Seile ein; ihr wird durch die genügend große Bemessung der Trommeln, Rollen und Scheiben Rechnung getragen.

Lebensdauer der Drahtseile hängt von Rollen- bzw. Trommeldurchmesser, Schmiegungshalbmesser des Trommelgewindes und des Rillenprofils sowie von der sauberen Bearbeitung der Auflagefläche ab.

Neue Berechnungsart der Seile auf Lebensdauer s. Klein: Die Berechnung der Drahtseile. Fördertechn. 1937 S. 321.

Seilablenkung. Die Seilablenkung aus der Mittellage betrage nicht mehr als 4 bis 5°. Entsprechende Neigung $\approx 1:14$ bis $1:11$; dieser müssen die Rillenprofile angepaßt werden.

Über Seilablenkung s. Unold: Die Seilablenkung auf Rollen und Trommeln. Masch.-Bau 1924 S. 115. — Suter: Die Seilablenkung im Kranbau. Fördertechn. 1937 S. 206.

Seilbefestigung durch kegelige Seilbüchse oder Henkelmuffe, Fig. 41, Keilschloß, Fig. 42, Seilkausche, Fig. 43. Spleißlänge $l \approx 25\,d$.

6. Rollenzüge.

Zwillingsrollenzüge (Fig. 44 und 45) werden bei elektrischen Hebezeugen allgemein angewendet und ermöglichen Verteilung der Last auf 4, (6), 8, 10 oder 12 Seilstränge. Sie sind mit Seilausgleichrolle (a) ausgerüstet und sichern genau senkrechte Lastbewegung. Entweder eine Trommel mit Rechts- und Linksgewinde oder zwei Trommeln mit Rechts- bzw. Linksgewinde.

Ist: v_1 die Hubgeschwindigkeit in m/min, i_r die Übersetzung des Rollenzuges, $v_s = i_r \cdot v_1$ die Seilgeschwindigkeit an der Trommel in m/min, l die dem Hub h entsprechend aufzuwickelnde Seillänge in m und η_r der Wirkungsgrad, so wird für Zwillingsrollenzug mit vier tragenden Seilsträngen (Fig. 44) $i_r = 2:1$; $v_s = 2\,v_1$; $l = 2\,h$ (für jeden Seilstrang an der Trommel). $\eta_r = \sim 0{,}95$. Anwendung für Tragkräfte bis etwa 20 t.

Zwillingsrollenzüge mit acht tragenden Seilsträngen (Fig. 45). $i_r = 4:1$; $v_s = 4\,v_1$; $l = 4\,h$; $\eta_r \approx 0{,}90$. Anwendung für Tragkräfte von 30 bis 80 t.

7. Rollen- und Kettenräder. α) Unverzahnte Rollen für Rundeisenketten. Anwendung bei Hubketten nach DIN 671 und 672.

Werkstoff der Rollen: Gußeisen.

Kranzprofil ohne (Fig. 46) oder mit Bordrand (Fig. 47).

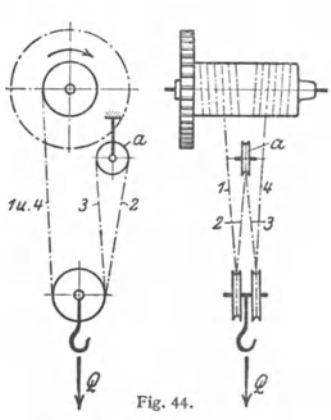


Fig. 44.

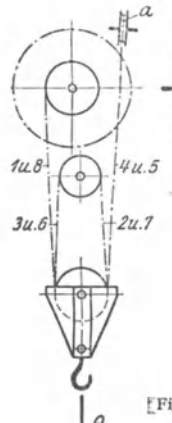
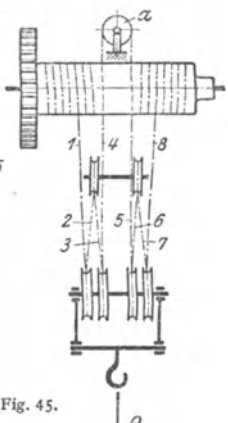


Fig. 45.



Durchmesser der Kettenrollen (bei Antrieb von Hand): $D \geqq 20\,d$.

Wirkungsgrad rd. 0,96.

β) Kettennüsse (verzahnte Kettenrollen oder Daumenräder).

Werkstoff: Gußeisen, Hartguß oder Stahlguß.

Bei der kleinstmöglichen Zähnezahl $z = 4$ leidet die Kette wegen der scharfen Abbiegungen. Meistgebräuchliche kleinste Zähnezahl $z = 5$.

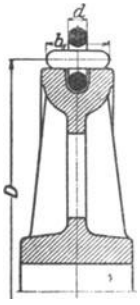


Fig. 46.

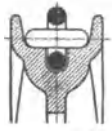


Fig. 47.

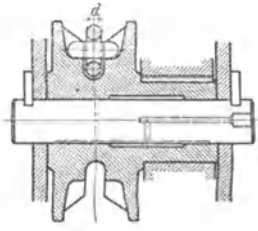


Fig. 48.

Bedeuten (Fig. 48) d die Ketteneisenstärke, l die Teilung der Kette (Fig. 34, S. 381) und z die Zähnezahl, so ist der Teilkreisdurchmesser:

$$D = \sqrt{\left(\frac{l}{\sin\frac{90°}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos\frac{90°}{z}}\right)^2} \ldots \text{mm}. \qquad (11)$$

Tafel 6 gibt die Teilkreisdurchmesser der Kettennüsse für 4 bis 7 Zähne und 7,0 bis 23 mm Ketteneisenstärke. Bei $z \geqq 6$ und $d \leqq 1{,}6$ cm kann das zweite Glied vernachlässigt werden, und die Gleichung (13), S. 391, ist anwendbar.

Für sicheres Arbeiten der Kette ist an der Nuß ein Umspannungsbogen von mindestens 180° erforderlich, daher mitunter Anordnung einer besonderen Leitrolle. Herausspringen der Kette aus der Nuß wird durch Führungsbügel vermieden. Abstreifer verhindert ein Hängenbleiben der Kette im Bette der Nuß (Fig. 7, S. 370).

Tafel 6. Teilkreisdurchmesser D der Kettennüsse (Daumenräder). Zähnezahl $z = 4$ bis 7. Kettenabmessungen nach DIN 671.

d	D ... mm				d	D ... mm			
mm	$z=4$	$z=5$	$z=6$	$z=7$	mm	$z=4$	$z=5$	$z=6$	$z=7$
9,5	71,3	88	104,7	122	16	118,8	146,5	174,2	203,5
11	81,8	100,8	120,2	139	19	140	172,5	205,5	239,5
13	95	117,3	139,6	162,8	23	169	208,5	248	289,2

γ) Kettenräder für Gelenkketten. Werkstoff: Gußeisen oder Stahlguß. Die Zahnform verläuft oberhalb des Teilkreises, um Aus- und Einschwingen der Kettenbolzen zu ermöglichen, nach einem Kreisbogen, $r = l - \frac{d}{2}$ (Fig. 49).

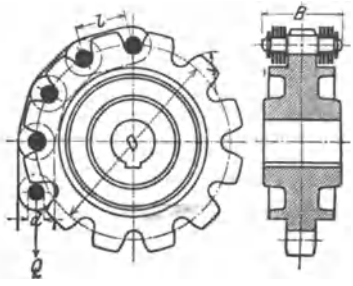


Fig. 49.

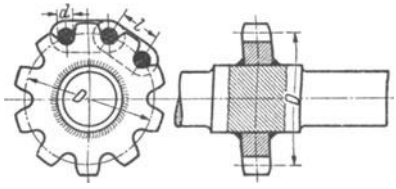


Fig. 50.

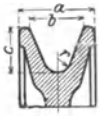


Fig. 51.

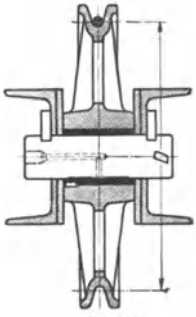


Fig. 52.

Durchmesser D des Teilkreises (Fig. 49) bei z Zähnen:

$$D = \frac{l}{\sin 180°/z} \ldots \text{mm}. \qquad (12)$$

Die Teilung selbst wird als Sehnenteilung aufgetragen.

Kettenräder mit kleinem Durchmesser werden mit der Welle aus einem Stück geschmiedet und in neuerer Zeit geschweißt (Fig. 50).

Wirkungsgrad der Galleschen Kettenräder einschließlich Lagerreibung etwa 0,96.

δ) Seilrollen (Drahtseilrollen) lenken die Seile um. Ausführung als feste Rollen, lose Rollen oder Seilausgleichrollen. Rollenzüge s. S. 385.

Theoretischer Durchmesser der als Leitrollen dienenden Seilrollen: $D = 550\,\delta$ bis $700\,\delta$. Ferner: $D > 22d$.

Rillenprofile nach Fig. 51 sind in DIN 690 genormt.

Diese genormten Profile bieten nur geringe Anschmiegungsfähigkeit und vermindern daher die Lebensdauer der Seile. Woernle empfiehlt $r \leqq 0{,}53\,d$.

Werkstoff der Rollen: Gußeisen oder Stahlguß.

Die Seilrollen laufen in der Regel lose auf den Bolzen (Fig. 52).

Wirkungsgrad mit Lagerung nach Fig. 52: $\eta \approx 0{,}95$.

Die für Hubwerke mit Zwillingsrollenzügen (Fig. 44 und 45, S. 385) verwendeten Seilausgleichrollen werden bei dem viersträngigen Rollenzug aus baulichen Gründen vielfach zu klein gehalten. Mindestdurchmesser: $D = 300\,\delta$ bis $400\,\delta$.

Einbau der Ausgleichrolle nach Fig. 132, S. 420 oder einstellbare Aufhängung nach Fig. 53.

Geschweißte Seilrollen (Demag A.-G., Duisburg) sind gegen Stoß und Schlag bedeutend widerstandsfähiger als die gegossenen, auch sind sie um 30 bis 60 vH leichter. Wirtschaftliche Herstellung ist von der Zweckmäßigkeit der Vorrichtung zum Formen des Kranzes und einer genügend großen Fertigungszahl abhängig (Werkstatt u. Betrieb 1938 S. 201).

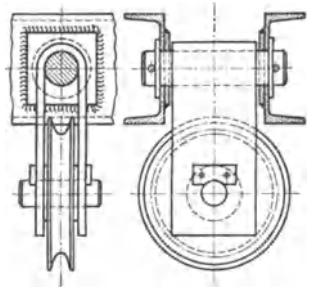


Fig. 53.

8. Trommeln (Seiltrommeln). Bei den einfachen Rollenzügen wird ein Seilstrang, bei den Zwillingsrollenzügen werden zwei Seilstränge an der Trommel aufgewickelt.

Theoretischer Trommeldurchmesser: $D = 500\,\delta$ bis $600\,\delta$. Ferner: $D > 20\,d$.

Trommeln für Kabelwinden, Verschiebewinden und Seilaufspeicherungstrommeln für Schwerlastkrane werden mit glattem Mantel ausgeführt. Die normalen Seiltrommeln der Winden und Krane erhalten eingedrehte schraubenförmige Rillen (Fig. 54).

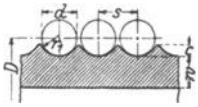


Fig. 54.

Rillenhalbmesser: $r_1 = d/2 +$ (1 bis 3 mm). Rillensteigung: $s = d +$ (1 bis 3 mm).

Trommeln mit zwei Seilsträngen erhalten rechtes und linkes Rillengewinde (Fig. 55).

Werkstoff: Gußeisen, Stahlguß oder Stahl.

Über die Festigkeitsverhältnisse von Trommeln s. Ernst: Untersuchungen der Seiltrommeln von Kranen und Winden. Mitt. Forsch.-Anst. GHG-Konzern, Oberhausen Bd. 6 Heft 8 S. 195.

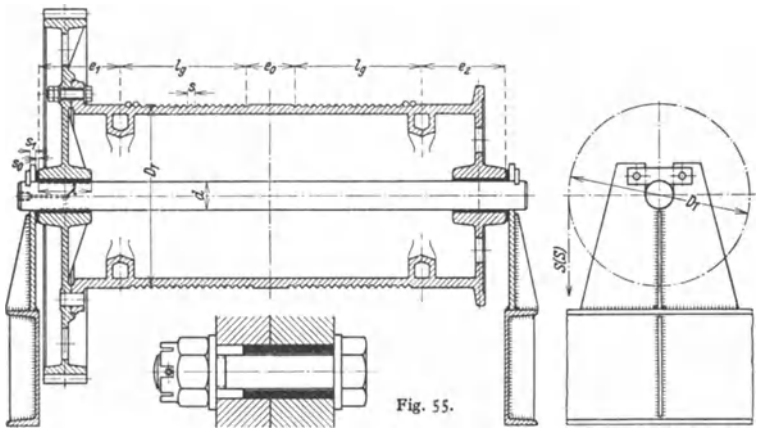


Fig. 55.

Seilbefestigung mit Keil *b* und Druckschrauben *c* (Fig. 56) ist von außen leicht nachstellbar und ermöglicht schnelles Auswechseln des Seiles. Aus Sicherheitsgründen Seilbefestigung meist doppelt und diametral gegenüberliegend (Fig. 55).

Die gleiche Seilbefestigung wird auch bei geschweißten Trommeln benutzt (Fig. 57), wobei ein Stück Vierkantstahl 1 in den Mantel 2 eingeschweißt wird (Demag A.-G., Duisburg).

Seilbefestigung mit Einlegekeil (Fig. 58) wird ebenfalls viel angewendet.

Ausführung auch derart, daß der Keil von beiden Seilen einlegbar ist (Elektroschweißg. 1935 S. 54).

Trommel und Trommelrad sind miteinander verschraubt und laufen lose auf der Achse. Zentrierung meist außen (Fig. 55), seltener innen. Zwei gegenüberliegende Schrauben erhalten .Scherringe (Fig. 55), die übrigen Schrauben haben Spielraum.

Fig. 55: Gegossene Seiltrommel zu einer elektrisch betriebenen Laufkatze mit vier oder acht tragenden Seilsträngen. Siehe S. 385, Zwillingsrollenzüge.

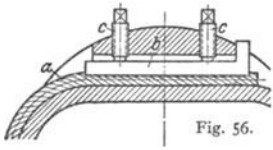
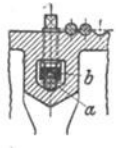
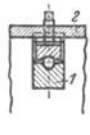


Fig. 56.





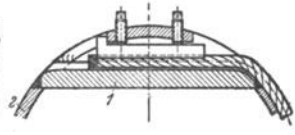


Fig. 57.

Vorgeschriebene Höhe des Bordrandes: $\sim 2{,}5\,d$. Beiderseits Schleißscheiben zwischen Trommelnabe und Lagerblech.

Fig. 58: Geschweißte Seiltrommel (Bamag-Meguin, Berlin). Trommelmantel nahtloses Stahlrohr (Mannesmann) oder aus gebogenem Blech und stumpf geschweißt. Flansch und Bordscheibe mit dem Mantel durch Kehlnähte verbunden. Linksseitige Schweißnähte (*I*) sind auf Biegung, Schub und Verdrehung, rechtsseitige (*II*) nur auf Biegung und Schub beansprucht. Biegespannung kann vernachlässigt werden. Die tragenden Schweißnähte sind Ringflächen, die durch Umklappen der Nahtdicke a in die Zeichenebene erhalten werden.

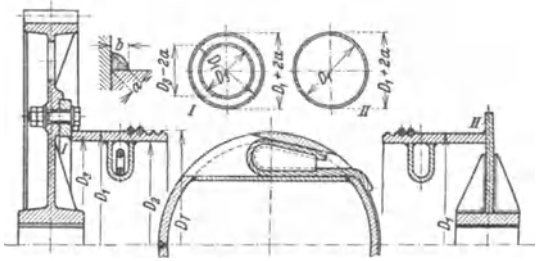


Fig. 58.

Trommelachse mit langen Achshaltern nach Fig. 62, S. 389, ermöglicht leichtere Abnahme der Trommel.

Wirkungsgrad der Seiltrommel bei der Lagerung nach Fig. 55: 95 bis 96 vH.

Reibungs- oder Friktionstrommeln. Zwei gleiche Trommeln mit eingedrehten Rillen liegen so nebeneinander, daß ein Seil beide Trommeln mehrmals umschlingt. Die Arbeitsweise der Reibungstrommeln ist gleich der einer einfachen Windentrommel mit gleich großem, wirksam umspannten Bogen.

Die bei den Reibungstrommeln Fig. 59 auftretenden Achsdrucke müssen von der Windenkonstruktion aufgenommen werden. Bei den Grubenkabelwinden erhalten die Trommeln zylindrische Laufflächen, die auf den zwischen ihnen angeordneten Rollen abwälzen. Hierdurch werden die Achsen entlastet und die Lagerreibung wird vermindert.

Spillköpfe (Spilltrommeln) dienen zum Einholen langer Seile. Spillkopf meist stehend (Fig. 60). Form des Spillkopfes derart, daß das Seil bei Überschreiten des Reibungswinkels ϱ stets wieder in Mittellage zurückgeht.

Spillköpfe mit zwei verschiedenen Durchmessern ermöglichen das Arbeiten mit zwei verschiedenen Seilgeschwindigkeiten bei gleichbleibender Drehzahl des Spillkopfes.

9. Rollenbolzen, Trommelachsen und Achshalter. α) Rollenbolzen und Trommelachsen.

Werkstoff: St 50·11. Zulässige Biegespannung: $\sigma_{zul} = 600$ bis 1000 kg/cm^2.

Zulässiger Flächendruck zwischen Büchse (Rg oder GBz) und Bolzen bzw. Trommelachse: $p_{zul} = 80$ bis 120, im Mittel 100 kg/cm^2.

Zulässiger Flächendruck in den Lagerschilden (Lochleibungsdruck): $p = 1000$ bis 1500 kg/cm². Bei zu hohem Lochleibungsdruck wird noch ein Verstärkungsblech vorgesehen.

β) Achshalter. Befestigung der Flacheisen durch Kopfschrauben an den Lagerblechen bzw. Profileisenstegen. Anordnung der Achshalter stets entgegengesetzt der Drucküberträgungsstelle.

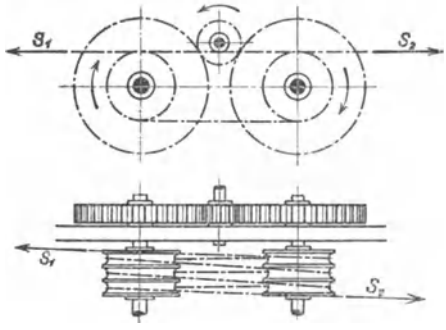


Fig. 59.

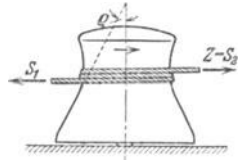


Fig. 60.

Bei Achsen von großem Durchmesser werden auch zwei seitlich der Druckstelle einander gegenüberliegende Achshalter vorgesehen.

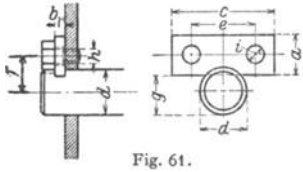


Fig. 61.

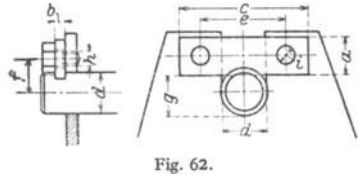


Fig. 62.

Für Trommelachsen kommt statt der gewöhnlichen Ausführung A (Fig. 61) die Ausführung B (Fig. 62) in Frage, die bei Abbau die Herausnahme der Trommel samt Achse ermöglicht. Tafel 7 gibt die Achshaltermaße für Bolzen- bzw. Achsendurchmesser von 30 bis 100 mm Durchmesser. Die Achshalter für Trommelachsen unterscheiden sich von den gewöhnlichen nur in den Abmessungen c und e. Erste Abmessungen für Ausführung A, zweite für Ausführung B.

Tafel 7. Achshalter. Ausführung A (Fig. 61); Ausführung B (Fig. 62). Abmessungen in mm.

Nr.	d	a	b	c	e	f	g	h Zoll	i
3	30–35	30	8	80/105	45/70	24–27	24–29	1/2	14
4	40–45	35	8	90/125	50/85	30–33	33–38	1/2	14
5	50–55	40	10	100/135	60/95	37–41	42–47	1/2	14
6	60–65	45	12	110/155	65/110	44–46	51–56	1/2	14
7	70–75	50	14	120/175	70/125	50–54	60–65	5/8	18
8	80–85	55	14	130/185	80/135	57–59	69–74	5/8	18
9	90–95	60	16	140/205	85/150	63–66	78–83	5/8	18
10	100	60	16	150/220	90/160	67	87	3/4	21

Bei den Unterflaschen der Laufkatzen und Krane werden die Staufferbüchsen der Rollenbolzen im Betriebe oft abgeschlagen. An Stelle der Staufferbüchse sieht man daher vorteilhafter einen Gewindepfropfen d (Fig. 63) vor. Den Hohlraum c mache man annähernd so groß wie den Inhalt der erforderlichen Staufferbüchse.

10. Hakengeschirre und Kranflaschen. α) Hakengeschirre. Fig. 64: Gewichtbelastetes Hakengeschirr für Hafendrehkrane bis 5 t Tragkraft.

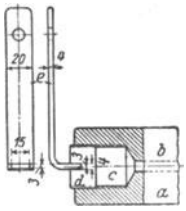


Fig. 63.

β) Hakenflaschen. Fig. 65 zeigt eine zweirollige Hakenflasche normaler Bauart, wie sie für Laufwinden und Krane bei Anwendung des viersträngigen Zwillingsrollenzuges (Fig. 44, S. 385) und für Tragkräfte bis 20 t verwendet wird.

Flacheisenschiene und Schildblech werden miteinander verschweißt.

Durch Verlängern der beiden Flacheisenschienen nach oben und Verbindung derselben durch ein ⊏-Eisen läßt sich ein hölzerner Prellklotz anbringen, der bei Überschreiten der höchsten Hakenstellung hartes Anstoßen der Flasche gegen die Trommel vermeidet.

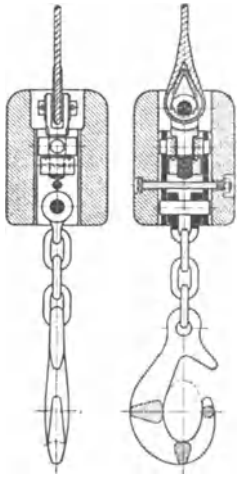


Fig. 64.

Fig. 66: Kurz bauende zweirollige Hakenflasche mit geschweißten Rollengehäusen.

Vierrollige Flaschen werden bei dem achtsträngigen Zwillingsrollenzug (Fig. 45, S. 385) angewendet. Ausführung ähnlich wie bei Fig. 65, nur bringe man nicht alle vier Rollen zwischen die beiden Zugschienen, sondern ordne die dritte und vierte Rolle fliegend auf dem rechts und links verlängerten Rollenbolzen an, der dann günstiger beansprucht ist. Wird die Ausführung Fig. 66 gewählt, so sitzen je zwei Rollen auf dem rechten bzw. linken Traversenzapfen.

Unterflaschen nach Fig. 66 (2 Rollen bei 20 t Tragkr., 4 Rollen bei 30 bis 100 t Tragkr.) werden auch mit Sicherheits-Lamellenhaken (s. S. 379) und mit Kreuzgelenkaufhängung ausgerüstet (Demag A.-G., Duisburg).

11. Handkurbeln und Haspelräder. α) Handkurbeln (Fig. 67). Halbmesser der Kurbel $a = 300$ bis 400 mm. Kleinere Halbmesser kommen nur für Zahnstangenwinden in Frage. Kurbeldruck eines Arbeiters $P = 10$ bis 15 kg, vorübergehend bis 25 kg. Kurbelgeschwindigkeit bei 10 bis 15 kg Kurbeldruck $c \approx 1{,}0$ bis 0,70 m/sek. Dieser Kurbelgeschwindigkeit entspricht bei einem Kurbelhalbmesser von 350 bzw. 400 mm eine minutl. Drehzahl von $n = 27$ bis 19 bzw. 24 bis 17.

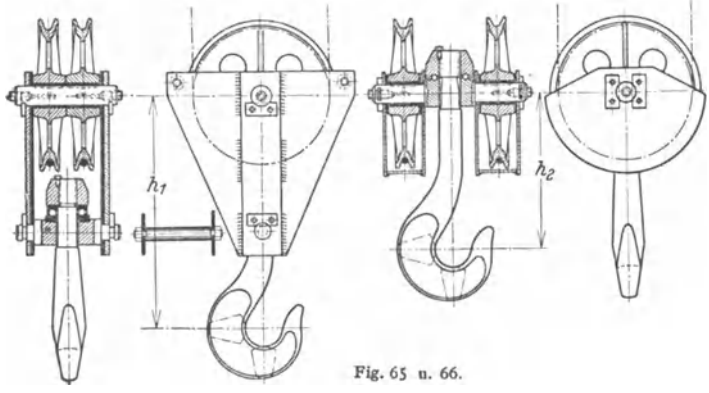


Fig. 65 u. 66.

Leistung eines Arbeiters an der Kurbel $L = P \cdot c \approx 10$ bis 15 kgm/sek; Höchstleistung ≈ 18 kgm/sek.

Höhe der Kurbelwelle über Fußboden rd. 1000 mm. Drehbarer Griff aus Holz (Fig. 67) oder Gasrohr.

Kurbelabmessungen:

Durchmesser des Kurbelgriffes . . . . . $d_0 =$ 40 bis 50 mm
Länge des Kurbelgriffes (für 1 Mann) . . . . . $l =$ 250 „ 350 „
Länge des Kurbelgriffes (für 2 Mann) . . . . . = 400 „ 500 „
Normale Vierkante: $d_1 =$ 24 mm bei $d =$ 30 mm Wellendurchmesser,
= 30 mm bei $d =$ 40 mm Wellendurchmesser.
Nabenlänge $e =$ 45 bzw. 60 mm. Stift 17 bzw. 26 mm Dmr.

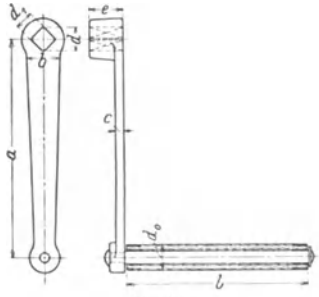


Fig. 67.

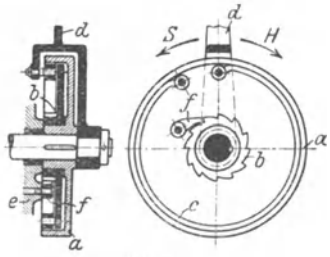


Fig. 68.

Werkstoff: St 37·11 oder St 42 · 11.

Zwei Kurbeln auf einer Welle sind um 90°, besser 120° zu versetzen.

Mitunter Gewichtausgleich der Kurbel durch Gegengewicht. Verstellbare Kurbeln gestatten Verändern des Kurbelarmes.

β) Sicherheitskurbeln. Durch herumschlagende Kurbeln während des Lastsenkens wird die Bedienungsmannschaft gefährdet. Man ordnet daher die Kurbelwelle ausrückbar an (Fig. 13, S. 374), oder man bedient sich der Sicherheitskurbeln.

Bei der in Fig. 68 dargestellten Sicherheitskurbel ist die Kurbel zugleich Bremshebel.

Bremsscheibe *a* ist auf der Welle aufgekeilt, während Sperrad *b* lose auf der Nabe der Scheibe läuft. Spreizring *c*, der federnd in die Scheibe eingesetzt wird, ist mit einem Ende an dem Sperrad, mit dem anderen an dem Bremshebel bzw. der Kurbel *d* befestigt. Während des Hebens werden Kurbel, Bremsscheibe und Sperrrad miteinander gekuppelt, und letzteres gleitet unter der am Windengestell *e* drehbar befestigten Sperrklinke *f* fort. Bei Loslassen der Kurbel genügt die Reibung des federnden Ringes, um die Last mittels der Sperrklinke zu stellen. Soll gesenkt werden, so wird die Kurbel um den Lüftungsweg rückwärts gedreht und der Reibungsschluß aufgehoben. Senken wie bei einer gewöhnlichen Sperradbremse (s. S. 398).

γ) Haspelräder. Anwendung, wenn die anzutreibenden Wellen hoch über dem Fußboden gelegen sind.

Die Haspelräder gleichen in ihrer Bauart den Kettennüssen (Fig. 48, S. 385), haben jedoch große Zähnezahl und kleinen Kettendurchmesser. Die endlose Handkette ist eine kalibrierte Gliederkette nach DIN 671 (Tafel 4, S. 382).

Zugkraft eines Arbeiters an der Haspelkette: $Z =$ 20 bis 30 kg, vorübergehend 40 bis 50 kg. Bei einem Zug zurückgelegter Kettenweg: $\sim$ 1 m. Rechnet man alle 2 Sekunden mit einem Zug, so werden in der Minute 30 m Handkette abgewickelt. Dies entspricht bei einer Arbeitsgeschwindigkeit von $c =$ 0,5 m/sek und 25 kg mittlerer Zugkraft einer Leistung $L = Z \cdot c$ = 12,5 kgm/sek.

Bezeichnet z die Zähnezahl des Haspelrades, so ist der Teilkreisdurchmesser

$$D_0 = \frac{}{\sin 90°/z} \quad \ldots \text{ mm.} \tag{13}$$

Ein lose auf der Welle sitzender Bügel dient zur Führung der beiden Kettenstränge. Ausführung des Kettenbügels geschweißt.

Das tiefste Ende der Haspelkette soll etwa 30 bis 40 cm vom Fußboden entfernt sein.

12. Sperrwerke bezwecken, bei Aufhören der Antriebkraft die Last selbsttätig in der jeweiligen Höhenlage festzuhalten.

α) Zahn- oder Klinkengesperre. Fig. 69 zeigt ein Zahngesperre mit äußerem Eingriff. Festhalten des Sperrades entweder durch Sperrklinke oder Sperrhaken.

Werkstoff des Sperrades: Gußeisen, Stahlguß oder Stahl (St 42·11). Gebräuchliche Zähnezahl $z = 8$ bis 12, mitunter auch bis 25. t = Teilung, b = Breite des Sperrades. $b/t = 1$ bis 2. Zahnhöhe $h = 10$ bis 20 mm. Zähne nicht radial, sondern tangential an einen Kreis mit dem Halbmesser $r_0 = 0{,}3\,R_1$ entsprechend $\varrho \approx 17°$. Günstigster Eingriffort der Klinke: Berührungspunkt der Tangente vom Klinkendrehpunkt an den Teilkreis.

Zahngesperre mit innerer Verzahnung finden bei Sperrradbremsen (s. S. 398), wo sie eine gedrängte Bauart ermöglichen, Anwendung. Der Eingriffpunkt

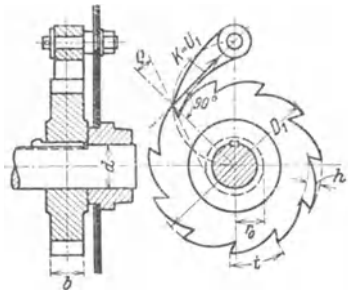


Fig. 69.

Fig. 70.

ergibt sich nach Fig. 70. Durch den Winkel $\gamma = 60°$ ist die tangentiale Richtung der Zähne festgelegt.

Zur Vermeidung des klappernden Geräusches der Klinken werden gesteuerte Klinken angewendet. Bei diesen rückt ein Reibzeug die Klinken beim Aufwinden der Last aus und bei Drehung im Senksinne ein.

Aus Sicherheitsgründen Anordnung zweier (um $\frac{1}{2}\,t$) oder dreier (um $\frac{1}{3}\,t$ versetzter) Klinken.

β) Reibungs- oder Klemmgesperre haben den Vorteil geräuschlosen Ganges.

Klemmgesperre mit äußerem Eingriff finden ihres unsicheren Eingriffes wegen kaum Verwendung. Klemmgesperre mit innerem Eingriff mitunter in Verbindung mit einer Bandbremse (Lüftbremse mit Reibungsgesperre).

Weiteres über Sperrwerke s. Hänchen: Sperrwerke und Bremsen. 7. Heft der Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau. Berlin: Springer 1930.

13. Bremsen. Im folgenden bedeuten allgemein:

M das abzubremsende Moment in kgcm, bezogen auf die Bremswelle,
R den Halbmesser der Bremsscheibe in cm,
$U = M/R$ die an der Bremsscheibe wirkende Umfangskraft in kg,
$\mu = \operatorname{tg}\varrho$ die Reibungszahl zwischen Bremsscheibe und bremsendem Organ,
K der zum Bremsen erforderliche Druck am Griff des Bremshebels in kg,
l dessen Hebelarm, bezogen auf den Drehpunkt des Bremshebels, in cm,
G das Bremsgewicht, das die Bremskraft K ersetzen soll, in kg,
b_0 Breite des bremsenden Organs in cm, F die Größe der Bremsfläche in cm²,
p die spezifische Pressung an der Bremsfläche in kg/cm²,
n die Drehzahl der Bremswelle in der Minute,
$v = 2\,R\,\pi\,n/60$ die Gleitgeschwindigkeit an der Bremsfläche in m/sek.
$p \cdot v \cdot \mu$ die auf 1 cm² Bremsfläche bezogene Reibungsleistung in kgm/cm²·sek.

α) Backen-(Klotz-)Bremsen. Ausführung als einfache Backenbremse (Fig. 71 bis 73) nur für kleine Bremsmomente und Wellendurchmesser bis etwa 50 mm, sonst als Doppel-Backenbremse.

Einfache Backenbremse. Bedeutet mit Bezug auf Fig. 71 bis 73 N den Backendruck in kg, so ergibt sich die erforderliche Bremskraft unter Vernachlässigung der Zapfenreibung und bei zylindrischen Reibflächen zu:

1. Drehpunkt des Bremshebels liegt um den Betrag c außerhalb der Tangente (Fig. 71).

$$K = (N a \pm N\mu c)/l = U \cdot a/l \cdot (1/\mu \pm c/a). \quad (14)$$

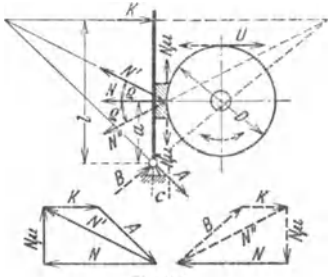


Fig. 71.

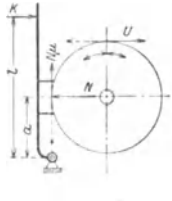


Fig. 72.

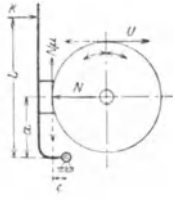


Fig. 73.

Oberes Zeichen für Rechts-, unteres für Linksdrehung.

Für gleichen Backendruck N ist Bremskraft K bei Linksumlauf der Bremse kleiner als bei Rechtsumlauf (s. Kräftepläne).

Stärke der Bremskraft im Vergleich zur Anordnung 2 größer, dagegen kein Abkröpfen des Bremshebels erforderlich. Für $c/a = 1/\mu$ wird bei Linksdrehung $K = 0$; Bremse wirkt selbsttätig.

2. Drehpunkt liegt in der Tangente; $c = 0$ (Fig. 72).

$$K = N a/l = U a/l\mu. \quad (15)$$

Umfangsreibung ohne Einfluß auf die Bremskraft, daher Bremskraft für beide Drehrichtungen gleich.

3. Drehpunkt liegt innerhalb der Tangente; c negativ (Fig. 73).

$$K = (Na \mp N\mu c)/l = U \cdot a/l \cdot (1/\mu \mp c/a). \quad (16)$$

Oberes Zeichen für Rechts-, unteres für Linksdrehung.

Bremskraft kleiner als bei Bauart 1, dagegen Abkröpfen des Bremshebels erforderlich. Für $c/a = 1/\mu$ wird bei Rechtsdrehung $K = 0$; Bremse wirkt selbsttätig.

Das Verhältnis a/l wird bis 1/6 ausgeführt.

Liegt der Bremshebel waagerecht, so kann er durch ein Gewicht belastet und elektromagnetisch gelüftet werden. An Stelle der Handkraft K tritt dann Bremsgewicht G.

Doppelte Backenbremse.

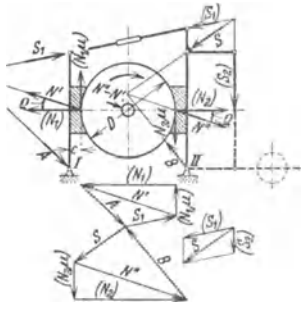


Fig. 74.

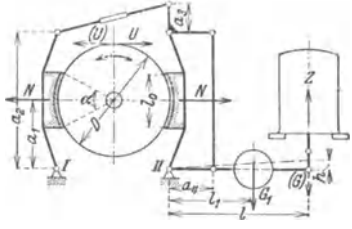


Fig. 75.

Fig. 74 zeigt die meist angewendete Bauart und den Kräfteplan für Rechtsumlauf der Bremse.

Durch den Unterschied der Resultierenden N'' und N' wird die Bremswelle auf Biegung beansprucht.

Werden die Gelenkpunkte der Backenhebel in die Tangenten an die Scheibe gelegt ($c = 0$, Fig. 75), so ist für beide Drehrichtungen $N'' = N'$. Daher keine Biegekraft auf die Bremswelle, Bauart ist theoretisch am günstigsten.

Für die Bemessung der Bremsen werden folgende Sicherheitswerte zugrunde gelegt (Demag, Duisburg):

1. Bremsen für Fahr- und Drehwerke . . . . . $\mathfrak{S}=1{,}5$;
2. Bremsen für normale Hubwerke . . . . . $\mathfrak{S}=2$ bis 3;
3. Bremsen für Hubwerke mit großer Totlast (schwere Gehänge, Greifer usw.) $\mathfrak{S}=3$ „ 4.

Für die Berechnung wird angenommen, daß jede Backe annähernd die Hälfte der Umfangskraft abbremst.

Erforderlicher Reibungswiderstand: $W_r = 2\,N\mu \geqq U = M/R$.

Backendruck: $N = U/2\mu$; $\max N = \mathfrak{S} \cdot U/2\mu$.

Belag der Bremsbacken: Ferodofibre[1]) oder Jurid[2]). Reibungszahl: $\mu = 0{,}50$ bis 0,60 (trocken); $\mu = 0{,}30$ bis 0,50 (leicht gefettet).

Günstigster Flächendruck für Ferodofibre $p = 0{,}5$ bis 3 kg/cm². Die während des Bremsens entstehende Temperatur darf dauernd 140° nicht überschreiten. Das verwendete Schmieröl muß hitzebeständig sein, da sich sonst eine verbrannte Ölkruste auf dem Material absetzt. Bester Schmierstoff: Rizinusöl. Die Bremswirkung wird durch das Schmieren nur unwesentlich beeinträchtigt.

Gestängeübersetzung bis zum Angriff des Magnetbremslüfters (Fig. 75):

$$i = a_2/a_1 \cdot a_4/a_3 \cdot l/a_4 . \qquad (17)$$

Übersetzungsgröße: 8 : 1 bis 10 : 1, äußerst 15 : 1.

Zugkraft des Magnetbremslüfters:

$$Z = (G) = \mathfrak{S} \cdot N \cdot 1/i \cdot 1/\eta \ldots \text{kg}. \qquad (18)$$

Wirkungsgrad der Bremse: $\eta \approx 0{,}95$.

Radial gemessener Lüftweg einer Bremsbacke $\lambda = 0{,}10$ bis 0,30 cm.

Erforderliche Hubarbeit: $Z \cdot h \ldots$ kgcm, worin $h = 1{,}1 \cdot 2 \cdot \lambda \cdot i =$ Lüftweg an Angriffstelle der Magnetzugkraft einschl. 10 vH für Gestängetotgang.

Bestimmung der Bremslüftergröße nach S. 412.

Auszuführendes Bremsgewicht (im Abstand l_1) mit $G_a =$ Ankergewicht:

$$G_1 = [(G) - G_a] \cdot l/l_1 \ldots \text{kg}. \qquad (19)$$

Anordnung vor oder hinter Bremslüfter.

In neuerer Zeit wird die Federbremse (Fig. 78) der Gewichtbremse (Fig. 75) vielfach vorgezogen. Vorzug der Federbremse: Sanfteres Anziehen.

Bezeichnen b_0 die Breite der Bremsbacke und l_0 deren Länge (Backenhöhe), so ist der dem betriebsmäßigen Backendruck entsprechende Flächendruck:

$$p = N/F = N/(b_0 \cdot l_0) \ldots \text{kg/cm}^2. \qquad (20)$$

Für den Zentriwinkel $\alpha \approx 60°$ (Fig. 75) ist $l_0 \approx 0{,}52D$.

Zulässiger Flächendruck:

Für hölzerne Bremsbacken (aus Pappelholz) . . . $p = 2$ bis 3 kg/cm².

Für Bremsbacken mit Ferodofibre belegt . . . . $= 0{,}5$ bis 3 kg/cm².

Jordan[3]) läßt bei den druckluftgesteuerten doppelten Backenbremsen mit Öl geschmierten Pappelholzklötzen für Senkbremsen folgende Werte für die Reibungsleistung zu:

$v = 5$ m/sek; $pv\mu \approx 10$; $v = 10$ m/sek; $pv\mu \approx 15$; $v = 20$ m/sek; $pv\mu \approx 25$.

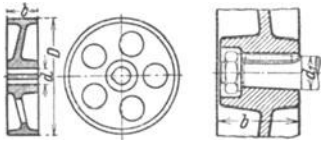


Fig. 76 u. 77.

Bei neueren Ausführungen der Jordan-Bremse ist $pv\mu \leqq 30$, wobei die Geschwindigkeit v den Wert von 40 bis 50 m/sek erreichen kann.

Die Bremsscheiben für elektrische Hebezeuge sind nach DIN 4003 (Tafel 8, Fig. 76 und 77) genormt.

Die Scheibe muß zur schnellen Abführung der Wärme eine genügend große Oberfläche haben. Bei großen Bremsleistungen führt man die Scheibe zweckmäßig mit Kühlrippen aus.

[1]) Deutsche Ferodo-Gesellschaft, Töpken & Co., Berlin-Mariendorf.
[2]) Kirchbachsche Werke, Coswig (Sachsen).
[3]) Jordan-Bremsen-Gesellschaft, Berlin-Neukölln.

Tafel 8. Bremsscheiben für Hebemaschinen. DIN 4003. Konstruktionsblatt (Fig. 76 und 77).
Abmessungen in mm.

Durchmesser D	Breite b	Bohrung zylindrisch d	Bohrung kegelig d_1	Durchmesser D	Breite b	Bohrung zylindrisch d	Bohrung kegelig d_1
200	65	20 bis 40	—	500	160	60 bis 90	65 bis 90
250	80	30 bis 50	45 bis 50	640	200	70 bis 100	80 bis 100
320	100	40 bis 65	50 bis 65	800	250	80 bis 125	100 bis 125
400	125	50 bis 75	55 bis 70	1000	320	90 bis 140	125 bis 140

Fehlende Maße sind freie Konstruktionsmaße. Wird eine andere als die der Bremsscheibe zugeordnete Breite benötigt, so ist diese aus der Breitenreihe der Tafel zu wählen.

Keilnuten für zylindrische Bohrung nach DIN 141.

Keilnuten für kegelige Bohrung nach DIN 496.

Werkstoff: Stahlguß oder Gußeisen, je nach Verwendungszweck.

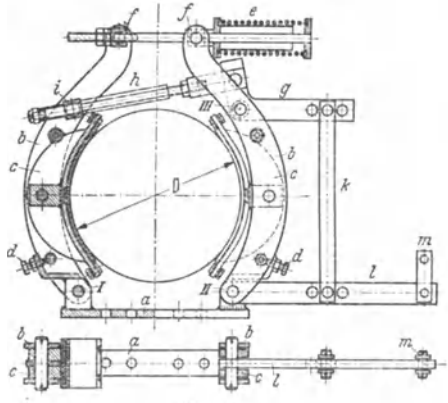


Fig. 78.

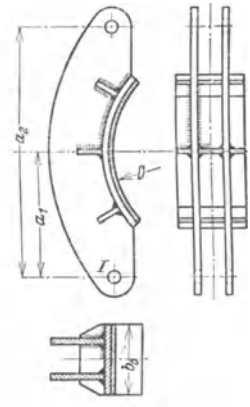


Fig. 79.

Reicht der Durchmesser der normalen elastischen Kupplungen (s. S. 400) für die Bemessung der doppelten Backenbremsen nicht aus, so führt man die Scheibe, auf der die Bremse angeordnet wird, größer aus und gibt ihr den genormten Durchmesser und die Breite nach DIN 4003.

Fig. 78: Doppelte Backenbremse mit Federbelastung (MAN, Werk Nürnberg).

a Bremsuntersatz; *I—II* feste Drehpunkte der Backenhebel *b*; *c* Bremsbacke mit Ferodobelag, an *b* gelenkig angeordnet; *d* Stellschrauben zum Einstellen des Lüftweges; *e* Druckfeder; *f* Querstücke zur Federstange; *g* Winkelhebel (Drehpunkt *III* am rechten Backenhebel); *h* nachstellbare Zugstange; *i* Querstück zu *h*; *k* Zugstange, *g* mit dem Hebel *l* verbindend; *m* Anschluß des Magnetbremslüfters.

Abmessungen des Ferodofibre-Belages:

Stärke $s = 4 - 5 - 6 - 7 - 8 - 10 - 12$ und 16 mm.
Breite $b_0 = 30$ bis 250 mm, steigend um je 5 mm.

Fig. 79: Geschweißter Backenhebel. In Fig. 78 ist die Bremsbacke gelenkig am Hebel angeordnet.

Nachstellbare Zugstange mit beiderseitigem Querstück, mit Querstück und angeschmiedetem Auge (Fig. 80) oder mit Gabelstück und Gewinde (Fig. 78). Bremshebel meist aus einem Flacheisen (Fig. 78), seltener aus zwei Flacheisen.

Größere Auflagefläche der Flacheisenhebel auf den Bolzen wird durch aufgeschweißte Quadrat- oder Rundstahlstücke oder angeschweißte Augen erreicht (s. Bd. I: „Schweißkonstruktionen", Abschn. Gestaltungselemente).

Befestigung des Bremslüfters durch Schrauben und Distanzrohre (Gasrohre) oder besonderer aus Profileisen geschweißter Untersatz.

Kurze Bauart der normalen Bremse (Fig. 78) dadurch, daß man den Bremshebel parallel zur Welle legt und ihm einen besonderen Festpunkt gibt. Die Gelenke der Zugstange (*k* in Fig. 78) kreuzen sich dann unter 90°. Herstellung der Zugstange aus zwei Flacheisenpaaren, die zusammengeschweißt werden (Fig. 81).

Durch Einbau des Eldro-Bremslüfters (s. S. 413) in die doppelten Backenbremsen wird

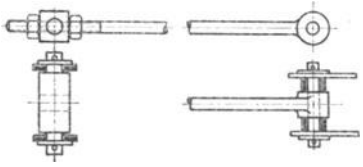


Fig. 80.

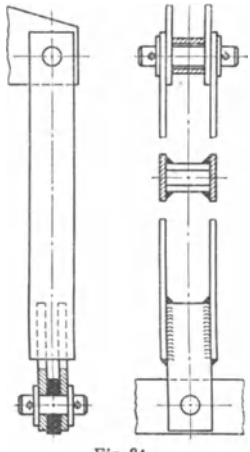


Fig. 81.

eine fast lastunabhängige Regelung auf etwa 20 vH der vollen Geschwindigkeit auf der ersten Schaltstellung der Steuerwalze erreicht, da hierbei die Stoppbremse zum Schleifen gebracht wird.

Fig. 82: Eldroregelbremse.

Kreuzkopf *a* mit anliegenden Federtellern zwischen Schließfeder b_1 und Lüftfeder b_2 ist mittels Bolzen *c* senkrecht verschiebbar. Rückzugfedern *d*—*d* schließen die Bremse über Bolzen *c* mittels Schließfeder b_1 über Kreuzkopf *a* und Hebel *e*. Die bei geschlossener Bremse entspannte Feder wird beim Lüften gespannt. Regeln des Bremsdruckes durch Spannen der Federn b_1 oder b_2. Ist $b_1 = b_2$, dann Lüften der Bremse.

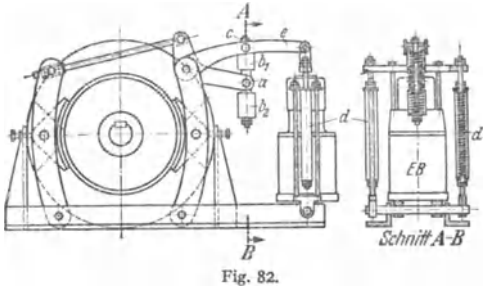


Fig. 82.

Wesentlich für den Bau der Eldro-Regelbremse sind: möglichst gleichmäßige Reibungszahl; volle Ausnutzung der Hubkraft des Lüfters; Übersetzung zwischen Lüfter und Bremsbacke nicht größer als 1 : 6.

β) Lamellenbremsen.

Mehrere feststehende und mehrere umlaufende, auf der Bremswelle aufgekeilte Scheiben (Lamellen) werden axial gegeneinander gepreßt.

Werkstoff der sauber bearbeiteten (geschmierten) Lamellen: Stahl (St 60·11) und Gußbronze (GBz 14).

Lamellenbremsen finden in Verbindung mit Sperrwerken als Senksperrbremsen Anwendung.

γ) Bandbremsen haben eine große Reibfläche und sind im allgemeinen angebracht, wenn die Bremse nur in einer Drehrichtung beansprucht wird. Als bremsendes Organ dient ein meist mit Ferodofibre oder Jurid belegtes Stahlband.

Außer den auf S. 392 gegebenen Bezeichnungen gelten für die Bandbremsen noch besonders:

S_1 die Spannung im auflaufenden Bandende in kg,
a_1 deren Hebelarm in cm, bezogen auf den Drehpunkt des Bremshebels,
S_2 die Spannung im ablaufenden Bandende, a bzw. a_2 deren Hebelarm,
$e = 2{,}718$ die Grundzahl der natürlichen Logarithmen,
α den vom Bremsband umspannten Bogen der Bremsscheibe, ausgedrückt als Vielfaches des ganzen Scheibenwinkels $2\pi = 360°$.

Für die Spannungen des Bremsbandes gelten die Beziehungen (Fig. 83):

$$S_1/S_2 = e^{\mu\alpha}; \qquad (21) \qquad S_1 - S_2 = U; \qquad (22)$$

$$S_2 = U/(e^{\mu\alpha} - 1); \quad S_1 = U \cdot e^{\mu\alpha}/(e^{\mu\alpha} - 1). \qquad (23)$$

Meist angewendete Ausführungsformen: einfache Bandbremse, Differential-Bandbremse und Summen-Bremse.

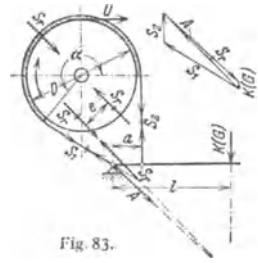


Fig. 83.

Einfache Bandbremse (Fig. 83). Auf den Bremshebel wirkt nur die Bandkraft S_2 ein, während die Spannung S_1 ohne Einfluß auf die Bremskraft ist.

K bzw. $G = S_2 \cdot a/l = U \cdot a/l \cdot 1/(e^{\mu\alpha} - 1)$. (24)

Für entgegengesetzten Drehsinn vertauschen sich die Spannungen S_1 und S_2, und daher ist die erforderliche Bremskraft $e^{\mu\alpha}$ mal größer.

Die Bremswelle wird durch die Resultierende S_r aus den Bandspannungen S_1 und S_2 (Fig. 83) auf Biegung beansprucht. Kräftepaar $S_r \cdot e$ = Bremsmoment. Kräfte am Bremshebel: $K(G)$, S_r und A.

Umspannungswinkel meist $\alpha \approx 252°$ (Fig. 83), im besonderen bis etwa 270°.

Die Werte $e^{\mu\alpha}$ können für Umspannungswinkel $\alpha = 90$ bis 360° und Reibungszahlen $\mu = 0{,}1$ bis 0,5 aus Fig. 96, Bd. I, S. 189 entnommen werden.

Berechnung. Für Handhubwerke und -winden rechne man mit einem etwa 25 bis 50 vH größeren Bremsmoment.

Bremsband je nach Erfordernis ohne oder mit Belag.
Bremsscheibendurchmesser D = 200 bis 500 mm, meist 300 und 400 mm.

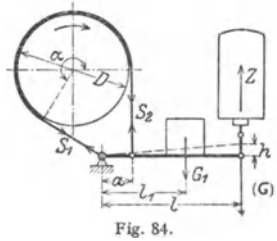


Fig. 84.

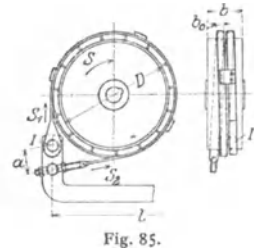


Fig. 85.

Umspannungsbogen $\alpha \approx 0{,}7 \cdot 2\pi = 252°$; abbremsbares Moment:

$$M = K \cdot l/a \cdot (e^{\mu\alpha} - 1)R \ \ldots \text{ kgcm}. \qquad (25)$$

Bremskraft: $K = 10$, 15 oder 20 kg, äußerst 25 kg. Übersetzung $i = a/l = 1{:}4$ bis $1{:}5$.

Für Bremsbänder mit Belag (leicht gefettet) ist $\mu \approx 0{,}25$ und $e^{\mu\alpha} \approx 3$. Bremsmoment entsprechend größer. Größtes Bremsmoment (ohne Sicherheitszuschlag) bei 500 mm Scheibendurchmesser: 5000 kgcm.

Berechnung der Bandbremsen für elektrische Hubwerke und Winden nach Fig. 84. Bandbelag: Ferodofibre. $\mu = 0{,}3 - 0{,}4$; $\alpha = \approx 0{,}7 \cdot 2\pi$; $a : l = \frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{4}$; $h = 1{,}1\,\lambda \cdot \alpha \cdot l/a \ldots$ cm (10 vH Zuschlag für Gestängetotgang); radialer Lüftweg: $\lambda = 0{,}1$ bis 0,3 cm.

Zugkraft des Bremslüfters: $Z = (G) = \mathfrak{S} \cdot S_2 \cdot a/l = \mathfrak{S}\,U/(e^{\mu\alpha} - 1) \cdot a/l \ldots$ kg. (26)

Schlingbandbremse (Fig. 85)[1]. Bremsband ist schmal gehalten und in etwa $1\frac{3}{4}$ Windungen schraubenförmig um die Scheibe gelegt. Das Verhältnis der beiden Bandspannungen ($S_1 : S_2$) ist daher groß, und die am Bremshebel angreifende Bandspannkraft bedeutend kleiner als bei der einfachen Bandbremse.

[1]) Demag A.-G., Duisburg.

Der große Umspannungsbogen $\alpha \approx 1{,}75 \cdot 2\pi = 630°$ ergibt große Werte $e^{\mu\alpha}$. Bei Reibungszahlen $\mu = 0{,}25$ bis $0{,}40$ ist $e^{\mu\alpha} = 15$ bis 80.

Der Lüftweg der Schlingbandbremse am Angriffpunkt des Schlingbandes am Bremshebel wird für eine radiale Lüftung von 1 bis 2 mm berechnet und ist etwa 2,3mal so groß als der der einfachen Bandbremse.

Für Bremsen von 500 bis 1000 mm Scheibendurchmesser sind nachstehende Bandabmessungen ($b_0 \times s_0$) zweckmäßig: 30×8, 35×10, 35×12, 40×16 und 50×15 mm. Stärke des Ferodobelages $s = 8$ bis 10 mm.

Differentialbremse (Fig. 86). Verkleinerung des Bremsdruckes K, da Spannung S_1 im Sinne des Druckes wirkt. Nach S. 397 ergibt sich für die eingezeichnete Drehrichtung die Bremskraft zu:

$$K \text{ bzw. } G = \frac{S_2 \cdot a_2 - S_1 \cdot a_1}{l} = \frac{U}{l} \cdot \frac{a_2 - a_1 \cdot e^{\mu\alpha}}{e^{\mu\alpha} - 1}. \qquad (27)$$

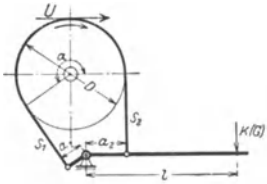


Fig. 86.

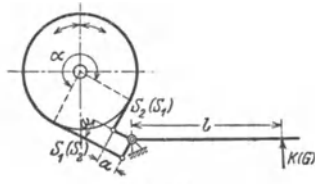


Fig. 87.

Bei entgegengesetztem Drehsinn vertauschen sich die Spannungen S_1 und S, und es folgt eine entsprechend größere Bremskraft.

Für praktische Ausführungen wird empfohlen:

$$a_2 > a_1 \cdot e^{\mu\alpha}; \qquad a_2 = 2{,}5\, a_1 \text{ bis } 3\, a_1.$$

Für $a_2 \leq a_1 \cdot e^{\mu\alpha}$ wirkt die Bremse selbstsperrend.

Anwendung für Windwerke mit Handantrieb; für motorischen Antrieb wegen geringer Lüftung sowie stoßweiser Wirkung nicht gern verwendet.

Bandbremsen für wechselnde Drehrichtung (Summenbremsen), Fig. 87, haben als Fahrwerkbremsen ein etwa sechsmal so großes Bremsgewicht wie die einfache Bandbremse. Bei wechselnder Drehrichtung wird daher die doppelte Backenbremse bevorzugt.

Bremskraft der Summenbremse für $a_1 = a_2 = a$ für beide Drehrichtungen:

$$K \text{ bzw. } G = (S_1 + S_2) \cdot \frac{a}{l} = U \cdot \frac{a}{l} \cdot \frac{e^{\mu\alpha} + 1}{e^{\mu\alpha} - 1}. \qquad (28)$$

δ) Sperradbremsen oder Lüftbremsen. Ausführung für kleinere Bremsmomente mit einfacher gewichtbelasteter Backenbremse, meist jedoch mit einfacher Bandbremse oder Differentialbremse.

Fig. 88 zeigt die meist angewendete Bauart mit außen verzahntem Sperrad.

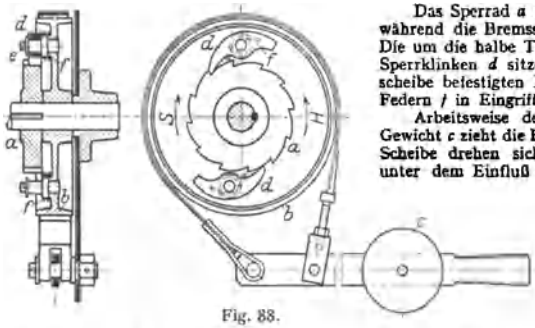


Fig. 88.

Das Sperrad a ist auf der Welle aufgekeilt, während die Bremsscheibe b lose auf ihr sitzt. Die um die halbe Teilung zueinander versetzten Sperrklinken d sitzen auf den an der Bremsscheibe befestigten Bolzen e und werden durch Federn f in Eingriff gehalten.

Arbeitsweise der Bremse: 1. Heben. Das Gewicht c zieht die Bremse an. Bei stillstehender Scheibe drehen sich Bremswelle und Sperrad unter dem Einfluß der Antriebkraft im Linkssinne (Hubsinn), und die Zähne des Sperrades laufen unter den Klinken durch.

2. Lasthalten. Die Antriebkraft des Windwerks hört auf, und die Bremswelle wird durch den Lastzug um einen kleinen Betrag (die halbe Sperradteilung) so lange nach rechts (im Senksinne) gedreht, bis der nächste Sperradzahn sich an die eine Klinke anlegt. Da die Bremse angezogen ist, so wird die Last durch die Klinke abgestützt und ihr Niedergang gesperrt.

3. Senken. Der Bremshebel wird gelüftet. Sperrad und Bremsscheibe bleiben durch die Klinke gekuppelt und drehen sich mit der Welle im Rechtssinn (Senksinn). Die Senkgeschwindigkeit ist durch die Bremse regelbar.

Ausführung der Sperradbremsen auch mit innen verzahntem, an der Bremsscheibe angegossenen Sperrad[1]).

ε) Fliehkraft-(Schleuder-)Bremsen werden von der niedergehenden Last betätigt und ermöglichen selbsttätige Regelung der Senkgeschwindigkeit.

Fliehkraftbremse Bauart Becker s. Hänchen: Winden u. Krane, S. 133.

Nachteile der Fliehkraftbremser: Die Senkgeschwindigkeit ist bei der Höchstlast am größten und sinkt mit abnehmender Last, während das Umgekehrte erwünscht ist. Wegen ihrer kleinen Reibflächen kann die Bremse nur beschränkte Reibungsleistungen aufnehmen und ist daher in ihrer Anwendung auf Handhebezeuge beschränkt. Bessere Regelung der Lastgeschwindigkeit bei Handwinden durch Anordnung einer Sicherheitskurbel (Fig. 68) und einer Sperradbremse (Fig. 88).

ζ) Lastdruckbremsen. Hierher gehören die beiden Schraubenflaschenzügen und Handwinden verwendeten Drucklagerbremsen. Näheres über diese s. Flaschenzüge S. 370.

Bei Stirnräderwinden wird der zum Bremsen erforderliche Axialdruck durch Gewinde oder durch Schrägstellung der Stirnradzähne hervorgerufen.

14. Laufräder.

Die hauptsächlich angewendeten Schienen sind in den Tafeln am Schluß von Bd. I zusammengestellt.

Werkstoff der Laufräder: Gußeisen oder Stahlguß. Bei größerem Raddruck und schwerem Betrieb (z. B. bei Hüttenwerkskranen) Radkörper aus Stahlguß mit warm aufgezogenem Stahlreifen.

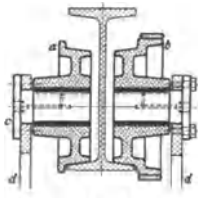


Fig. 89.

Zulässiger Raddruck s. Tafeln am Schluß von Bd. I.

Bauarten. Die auf den schrägen Unterflanschen der I-Träger rollenden Laufräder (Fig. 89) erhalten kegeliges (schwach balliges) Kranzprofil.

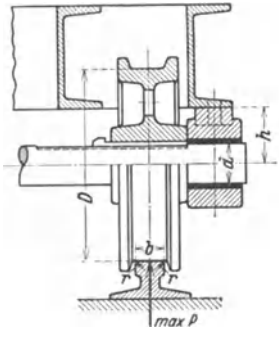


Fig. 90.

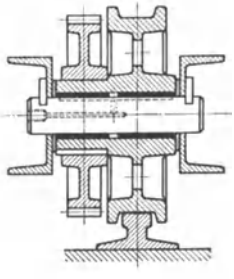


Fig. 91.

Fig. 89 zeigt Laufräder für eine Untergurtlaufkatze mit eingebautem Elektrozug[2]).

Teile: *a* Laufräder ohne, *b* mit Zahnkranz; *c* Bolzen, an den Windenschilden *d* befestigt.

Laufräder für Flacheisen-, Laufkran und Eisenbahnschienen werden entweder auf der Laufradachse aufgekeilt (Fig. 90) oder laufen lose auf dem durch Achshalter festgestellten Bolzen (Fig. 91 und 92).

Fig. 91: Laufrad mit auf der Nabe aufgekeiltem Zahnrad nach DIN 4005. $D = 200$ bis 300 mm.

[1]) Gebr. Weismüller, Frankfurt (Main). [2]) Demag, A.-G., Duisburg.

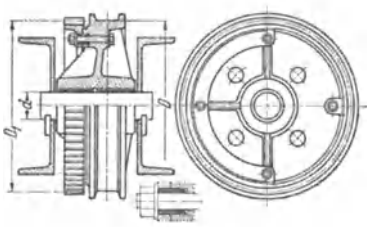


Fig. 92.

Fig. 92: Laufend mit angeschraubtem Zahnkranz nach DIN 4009. $D = 400$ bis 1200 mm.

Laufrädernormen. DIN 4004: Laufräder mit einseitigem Spurkranz und ungleichseitiger Nabe.
DIN 4005: Laufräder mit zweiseitigem Spurkranz und ungleichseitiger Nabe (Fig. 91).
DIN 4006: Laufräder mit einseitigem Spurkranz und gleichseitiger Nabe.
DIN 4007: Laufräder mit zweiseitigem Spurkranz und gleichseitiger Nabe.
DIN 4008: Laufräder mit einseitigem Spurkranz und ungleichseitiger Nabe.
DIN 4009: Laufräder mit zweiseitigem Spurkranz und ungleichseitiger Nabe (Fig. 92).
DIN 697: Laufräder ohne Spurkranz.

Berechnung der Laufradbolzen s. S. 388.

15. Sonstige Maschinenteile. Elastische Kupplungen für Verbindung von Motor und Triebwerk ermöglichen leichte Montage und vermeiden, da sie kleine Montageungenauigkeiten zulassen, Heißlaufen der Lager.

Tafel 9 gibt die Abmessungen für Durchmesser von 175 bis 500 mm.

Die Bohrungen der Kupplungsflanschen entsprechen den Normen DIN / VDE 2701 und 2702 (zylindrische bzw. kegelige Wellenstümpfe für Drehstromkranmotoren), s. S. 407.

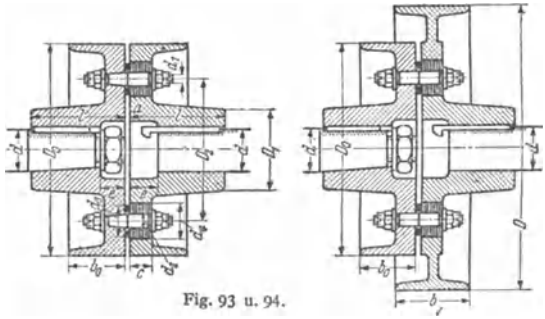


Fig. 93 u. 94.

Die übertragbaren Drehmomente (Spalte 3 der Tafel 9) entsprechen den Nennleistungen der Motoren bei 25 vH ED und den Nenndrehzahlen 1500, 1000, 750 und 600.

Anordnung einer doppelten Backenbremse auf der elastischen Kupplung erfordert meist größeren Scheibendurchmesser und Scheibenbreite (Fig. 94). Diese sind dem DIN-Blatt 4003 (Bremsscheiben) entnommen.

Tafel 9. Elastische Kupplungen für Bohrungen von 30 bis 100 mm. Ausführung A (Fig. 93); Ausführung B (Fig. 94).

Nr.	d [1]	M_d [3]	Abmessungen in mm (d_1 in Zoll)														
	mm	kgcm	D_0	b_0	D_1	l	D_2	d_1	z	d_2	d_3	a	d_4	c	e	D	b
$1^3/_4$	30[2])	500	175	65	70	110	120	$^1/_2$	4	18	30	4	35	20	20	200	65
2	40[2])	750	200	65	80	120	135	$^5/_8$	4	20	40	5	45	25	52	250	80
$2^1/_2$	50	1500	250	80	95	120	165	$^5/_8$	4	20	45	6	50	35	70	320	100
3	60	3000	300	100	110	140	195	$^3/_4$	4	25	50	8	55	40	85	400	125
$3^1/_2$	70	5500	350	100	130	170	230	$^7/_8$	4	32	55	8	60	45	100	500	160
4	80	8500	400	125	150	185	265	$^7/_8$	4	32	60	8	65	50	115	640	200
$4^1/_2$	90	13000	450	125	170	200	300	$^7/_8$	6	32	65	10	70	55	125	640	200
5	100	20000	500	160	190	200	340	1	6	35	70	12	80	60	140	800	250

[1]) Nach DIN/VDE 2701 bzw. 2702.
[2]) Zylindrische Zapfen, die folgenden kegelig.
[3]) Übertragbares Drehmoment.

Überlastungs- (Rutsch-) Kupplungen werden hauptsächlich bei Hüttenwerkkranen, Greiferhubwerken und bei den Drehwerken der Hafendrehkrane angewendet.

Ausführungsbeispiel s. Fig. 235, S. 459.

Bremsbandkupplungen kuppeln bei den Greiferhubwerken (Fig. 15, S. 375) die Entleertrommel zeitweise mit dem Hubwerk. Die Kupplung ist nach Fig. 95 mit einer Schlingbandbremse vereinigt, die die Entleertrommel während des Greiferöffnens festhält.

Das mit dem Rad der Entleertrommel kämmende Ritzel *b* ist mit der Bremsscheibe *c* aus einem Stück gefertigt und sitzt lose auf der Vorgelegewelle *a*, auf der die Kupplungsscheibe *d* aufgekeilt ist. Diese wird von einem mit Ferodofibre belegten Stahlband *e* umschlungen, dessen eines Ende *f* an der Bremsscheibe befestigt ist. Das andere Stahlbandende *g* ist nachstellbar und greift mittels eines Querstückes gelenkig an den Hebeln *h* an. Die Hebel *h* sind auf einem Bolzen verstiftet, der in Augen *k* an der Bremsscheibe gelagert ist. Auf diesem Bolzen sind noch die Hebel *i* befestigt, die gelenkig an der Muffe *m* angreifen.

Wird die Muffe um ihren Hub nach links verschoben, so werden die Hebel *i* und *h* (im Rechtssinne) gedreht, das Stahlband wird angezogen, und Ritzel und Bremsscheibe werden durch den Reibungsschluß von *d* und *e* mit der Welle gekuppelt.

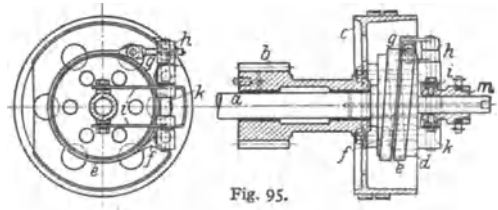


Fig. 95.

Sonderlager für den Hebemaschinenbau. Es sind folgende Lager genormt:

1. DIN 502: Flanschlager für zwei Schrauben. Form A mit Buchse (25 bis 70 mm Bohrung), Form B ohne Buchse (25 bis 80 mm Bohrung).
2. DIN 503: Flanschlager mit vier Schrauben. Form A und B mit Buchse und Fettkammer bzw Stauffergewinde (35 bis 180 mm Bohrung). Form C und D ohne Buchse mit Fettkammer bzw. Stauffergewinde.
3. DIN 504: Augenlager. Form A mit Buchse (25 bis 150 mm Bohrung). Form B ohne Buchse (25 bis 80 mm Bohrung). Ausführung für Stauffer- oder Fettkammerschmierung.
4. DIN 505: Deckellager für Befestigung durch zwei Fußschrauben. Form A mit Schalen (25 bis 150 mm Bohrung). Form B ohne Schalen (35 bis 80 mm Bohrung). Schmierung wie unter 3.
5. DIN 506: Deckellager für Befestigung durch vier Fußschrauben. Ausführung nur mit Schalen (75 bis 220 mm Bohrung). Schmierung wie unter 3.

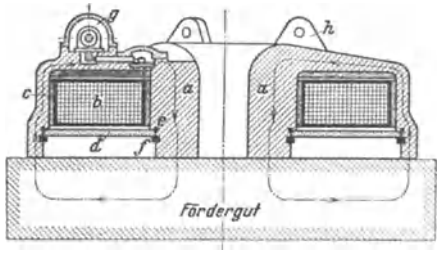


Fig. 96.

b) Lastaufnahmemittel[1]).

(Vorrichtungen zum Aufnehmen des Fördergutes).

Die Lastaufnahmemittel passen sich den Gütern an: Kistengreifer, Greifzangen für Hölzer, Rundholzgreifer usw.

Lasthebemagnete. Zur Ausrüstung gehören: Anlasser mit dem Widerstand, Sicherungen, das bewegliche Stromzuführungskabel und die Kabelstraffhaltetrommel.

Bauarten. Die meist angewendete Form ist der Rundmagnet, der für 2 bis 25 t Tragkraft (für massive Blöcke) ausgeführt wird.

Fig. 96: Demag-Lasthebemagnet (neue Bauart).

a Gehäuse; *b* Spule; *c* Isolation von hoher Wärmebeständigkeit (bis 200°); *d* Grundplatte; *e* verschweißte Sprengringe, ein Lösen der Spule und Undichtwerden des Magneten verhindernd; *f* Dichtungen; *g* Anschlußdose mit aufklappbarer Schutzhaube; *h* Aufhängeösen.

Die (listenmäßigen) Tragkräfte gelten nur für das Aufnehmen massiver größerer Eisenkörper von glatter Form, wie Blöcke, Gußteile u. dgl. Beim Auf-

[1]) Vgl. auch AWF, Lastaufnahmemittel für Krane und Hängebahnen. Berlin: Beuth-Verlag G. m. b. H. 1926.

nehmen kleinerer Teile mit unregelmäßiger Oberfläche sinkt die Tragkraft außerordentlich und ist bei Guß- und Stahlspänen am geringsten.

Ein Magnet von 1100 mm Dmr. nach Fig. 96 trägt beispielsweise: 10000 kg massive Blöcke (100 vH), 5000 kg Fallkugeln aus Stahlguß (50 vH), 550 kg Masseln (5,5 vH), 500 kg Kernschrott (5 vH), 400 kg Gußeisenspäne (4 vH) und 250 kg Stahlspäne (2,5 vH).

Heiße Eisenstücke können noch bis etwa 500° C mit genügender Sicherheit befördert werden. Dagegen verringert Mangangehalt die Tragkraft außerordentlich. Eisen mit mehr als 5 vH Mangangehalt wird von Magneten nicht mehr getragen.

Sonderausführungen. Rundmagnete mit Doppelspule (Demag). Vorzüge: Günstigere Abkühlungsverhältnisse, größere Hubleistung (um etwa 40 vH) bei Schrott, Masseln, Gußbruch, Eisenspänen u. dgl.

Flachmagnete (rechteckige Magnete) zum Aufnehmen von Blöcken, Knüppeln u. dgl. Hufeisenförmige Magnete mit schmaler Polfläche zum Verladen von Trägern, Schienen u. dgl.

Magnete mit beweglichen Polen[1]). Ihre schmalen, in der Höhenrichtung beweglich aufgehängten Polfinger stellen sich den kleinen Höhenunterschieden des aufzunehmenden Fördergutes entsprechend ein. Verwendung für geordnet liegendes Gut, wie Blöcke, Knüppel, Schienen, Träger u. dgl.

Nachteil der Lasthebemagnete: Die Last wird nicht mit vollkommener Sicherheit festgehalten, so daß bei Stromunterbrechung das Fördergut abstürzen kann, jedoch sind Unfälle selten.

Berechnung s. Abschnitt Elektrotechnik.

Lastaufnahmemittel für Schüttgüter. α) Halbselbsttätige Fördergefäße.

1. Kippkübel (Fig. 97) werden angewendet, wenn das Fördergut stets in der gleichen Höhe (z. B. in Schüttrümpfe) abgegeben wird.

Das Fördergefäß *a* ist mittels des Bügels *b* im Kranhaken aufgehängt und um eine waagerechte Achse *I—I* kippbar. Die Lage der Kippachse ist so gewählt, daß das beladene Gefäß, dessen Schwerpunkt bei *S* liegt, durch einen Riegel *c* am Kippen verhindert wird. Durch Auslösen der Verriegelung kippt das Gefäß und entleert. Das entleerte Gefäß hat seinen Schwerpunkt bei S_0, richtet sich daher selbsttätig wieder auf und wird in dieser Stellung verriegelt. Meist haben die Gefäße die Form des alten Brownschen Kübels mit schrägem Auslauf (Fig. 97). Dieser bietet den Vorteil, den Kübel an die Böschung des Fördergutes anzusetzen, so daß das Gut zum großen Teil hineingeschoben werden kann und nur der Rest einzuschaufeln ist. Auch erleichtert er das Herausgleiten des Fördergutes und vermeidet vollständiges Kippen des Gefäßes. Die Verriegelung gegen Kippen des gefüllten Gefäßes wird entweder von Hand (Fig. 97) oder mechanisch durch Anschlagen an einen Entleerungsring ausgelöst.

Ausführungsgrößen der Kippkübel (Demag): 0,5 bis 3 m³ Inhalt.

2. Klappgefäße mit Boden- oder Seitenentleerung.

Fig. 98. Klappgefäß mit Bodenentleerung.

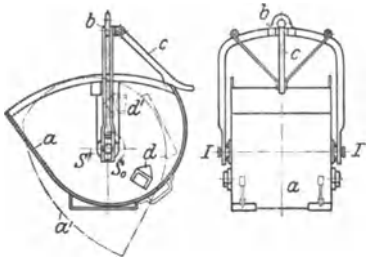


Fig. 97.

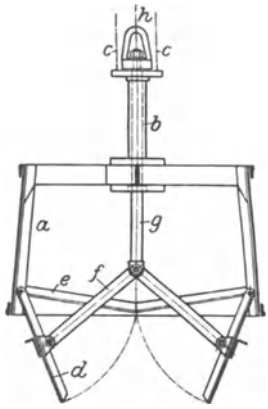


Fig. 98.

a viereckiges Gefäß, mittels des Rohres *b* an den Hubseilen *c* aufgehängt. *d* Bodenklappen in geschlossener Lage an den Winkeln *e* anliegend. *f* Zugstangen an den Bodenklappen und an dem auf- und abbewegbaren, in *b* geführten Stempel *g* angreifend. *h* Entleerseil, an *g* befestigt.

[1]) Demag, A.-G., Duisburg.

Schließen des Gefäßes durch Anziehen des Entleerseiles, Öffnen durch Festhalten der Hubseile und Nachlassen des Entleerungsseiles.

Ausführung auch mit selbsttätigem Verschluß, dessen Verriegelung durch Anschlaghebel ausgelöst wird (Paul Weyermann, G. m. b. H., Berlin-Tempelhof). Herstellung in vier Größen von 0,4 bis 1 m^3 Inhalt.

Klappkübel oder Klappmulden (Fig. 99).

An der Drehachse *a* der Gefäßschalen greifen die Aufhängeseile (Hubseile) *b* an. Durch Anziehen der Entleerseile *c* wird das Gefäß vermittels der Zugketten *d* geöffnet. Schließen des Gefäßes durch Festhalten der Hubseile und Nachlassen der Entleerseile.

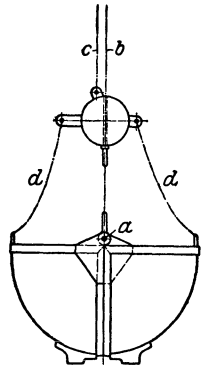


Fig. 99.

Für Kohle und Erz werden die Klappmulden mit flachem Boden und möglichst niedrigen Seitenwänden ausgeführt, damit das Gut beim Einschaufeln nicht zu hoch gehoben werden muß. Herstellung für 1 bis 3 m^3 Inhalt, für Sonderzwecke auch bis 6 und 8 m^3.

β) Selbstgreifer. Ausführung als Zweiseilgreifer, Einseilgreifer oder Motorgreifer. Zweiseilgreifer sind in jeder Höhenlage entleerbar, ermöglichen flottes Arbeiten, erfordern jedoch besonderes Hubwerk mit zwei Trommeln (s. S. 375 Greifer-Hubwerke).

Von den verschiedenen Greiferbauarten hat sich der meist ausgeführte Priestmann-Greifer mit inneren auf- und abbewegbaren Schaufeldrehachsen und äußerer Schaufelaufhängung durch Gelenkstangen am besten bewährt.

Fig. 100 bis 103 zeigen schematisch den Stangengreifer unter Fortlassen des Flaschenzuges.

a Greiferkopf. *b* Schalen. *c* auf- und abbewegbares Querstück. *d*—*d* Schaufeldrehpunkte. *e* Lenker. *f* Entleerseil. *g* Hub- und Schließseil.

Das Seil *f* ist an der Entleertrommel und das Seil *g* an der Hub- und Schließtrommel befestigt. In der Ausführung sind je zwei Seile vorgesehen (Vierseilgreifer). Die Entleerseile sind durch ein Querstück gelenkig am Greiferkopf be-

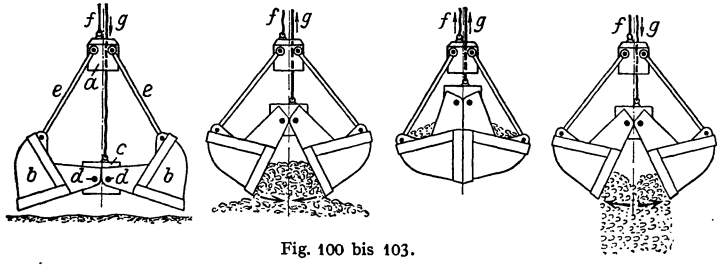


Fig. 100 bis 103.

festigt. Die Hub- und Schließseile dienen als Zugorgane eines Zwillingsrollenzuges, dessen feste Rollen im Greiferkopf und dessen lose Rollen in der Traverse gelagert sind.

Arbeitsvorgang während eines Greiferspiels:

Senken des geöffneten Greifers (Fig. 100). Greifer hängt am Entleerseil. Entleer- und Hubseil werden so lange nachgelassen, bis sich der Greifer auf das Fördergut aufgesetzt und eingegraben hat.

Schließen und Füllen (Fig. 101). Hub- und Schließseil wird angezogen, Traverse geht nach oben. Die Schalen bewegen sich unter Aufnehmen des Gutes gegeneinander, bis ihre Schneiden zusammentreffen.

Heben (Fig. 102). Ist der Greifer geschlossen, so geht die Schließbewegung unmittelbar in die Hubbewegung über. Greifer hängt am Schließseil, das aufgewickelt wird. Gleichzeitig wird auch das Entleerseil durch Drehung der Trommel eingezogen.

Öffnen und Entleeren (Fig. 103). Greifer hängt am Entleerseil; Schließseil wird nachgelassen. Traverse bewegt sich unter dem Einfluß ihres Gewichtes und der Schalengewichte

(bzw. auch des Fördergutes) abwärts, bis die Anschläge der Schalenwangen zusammentreffen und der Greifer seine größte Maulweite erreicht hat.

Ausführung der Kohlengreifer für Inhalte von 0,5 bis 5 m³; Greifergewichte: 850 bis 4550 kg (Demag, A.-G., Duisburg).

Bei dem Laudi-Greifer[1]) sind die äußeren Schaufeldrehpunkte mittels Kniehebeln am Greiferkopf aufgehängt, wodurch die Schließkraft besonders gegen Ende der Schließbewegung außerordentlich gesteigert wird. Der Greifer ist daher für großstückige und harte Kohle und für grobes hartes Erz besonders geeignet. Ausführung in vier Bauarten für: 1. schweres Erz und Kalkstein, 2. leichte und mittlere Erze, sowie stückreiche Förderkohle, 3. Förderkohle mit etwa 50 vH Stücken und 4. Nußkohle und Feinkohle.

Ausführung eines Laudi-Greifers von 2,75 m³ Inhalt s. Hänchen: Winden und Krane, S. 154, Abb. 376.

Weitere Greiferbauarten: Vulcan-Greifer (Demag), zeichnet sich durch ungewöhnlich große Greifweite aus. — Polyp-Greifer (Demag Polyp-Greifer, GmbH, Duisburg) hat sechs, im Kreis angeordnete kugelausschnittartige Schaufeln, die mit ihren spitzen Klauen in das Fördergut eindringen. Anwendung bei großstückigem Gut (Erz, Kohle, Braunkohle u. dgl.).

Einseilgreifer. Anwendung bei Kranen, die vorwiegend Stückgüter und seltener Schüttgüter umladen. Die Einseilgreifer erfordern nur ein gewöhnliches Hubwerk (mit einer Trommel) und lassen sich am Kranhaken einhängen oder absetzen.

Motorgreifer werden in gleicher Weise angewendet.

Bauarten von Motorgreifern: Ardeltwerke, Eberswalde. — Demag A.-G., Duisburg. — Losenhausenwerk, Düsseldorf. — MAN Werk Nürnberg.

Die Nachteile der Motorgreifer (große Totlast, langsames Schließen und Öffnen) werden durch den Ulmog-Greifer[2]) vermieden. Dieser ist ein elektrisch-hydraulischer Motorgreifer, der sich durch niedrige Bauhöhe, geringes Gewicht, große Greifweite und hohe Schließkraft auszeichnet.

c) Elektrische Ausrüstung der Krane.

Stromarten. Gleichstrom von 220, 440 und 500 V. Drehstrom von 380, 500 und 550 V mit meist 50 Hz (Perioden i. d. sek).

Arbeitsbedingungen des aussetzenden Betriebes.

Für Wahl und Bemessung der elektrischen Ausrüstung sind folgende Richtwerte maßgebend:

1. Relative Einschaltdauer.

Die gesamte Spieldauer, die sich aus Einschaltdauer und stromloser Pause zusammensetzt, beträgt höchstens 10 min (REM, § 30).

Relative (prozentuale) Einschaltdauer (Fig. 104):

$$\text{ED} = 100 \cdot \frac{\Sigma t}{T} = 100 \cdot \frac{\Sigma \text{ Einschaltzeiten}}{\Sigma \text{ Einschaltzeiten} + \Sigma \text{ stromlose Pausen}} \cdots \text{vH.} \quad (29)$$

Normalwerte: 15 vH, 25 vH und 40 vH ED.

Fig. 104: Arbeitsdiagramm eines Greiferhubmotors. t_1 bis t_9 Einschaltzeiten. T Greiferspiel. N_1 bis N_{10} Leistungen in kW.

Bewegungen (s. S. 403): *I* Greifer schließen (füllen) — *II* Heben Greifer voll (t_2 Anlaufzeit) — *III* Greifer senken voll — *IV* Greifer öffnen (entleeren) — *V* Heben Greifer leer (t_7 Anlaufzeit) — *VI* Senken Greifer leer.

Z. B.: 30 Spiele je Stde. Spieldauer: $T = \frac{3600}{30} = 120$ sek. $\text{ED} = 100 \cdot \frac{\Sigma t}{T} = 100 \cdot \frac{50}{120} = 42$ vH.

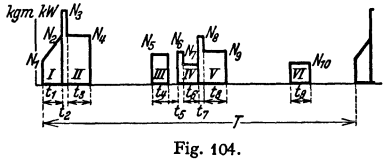


Fig. 104.

Mittlere quadratische Leistung (effektive Motorleistung):

$$N_m = \sqrt{\Sigma (N \cdot t)/T} \cdots \text{kW.} \quad (30)$$

Bei unregelmäßiger Spieldauer bedeutet die relative Einschaltdauer das Verhältnis der Summe der Einschaltdauern zur Summe der Spieldauern über eine Betriebsperiode von höchstens acht Stunden (REM, § 30).

Motoren mit 15 vH ED heute nur noch selten. Häufigster jetziger Wert: 40 vH ED, doch auch größere Werte (über 50 vH, z. B. 70 bis 75 vH ED für Stripperkrane).

[1]) Carl Laudi, Maschinenfabrik, Einbeck (Prov. Hannover).

[2]) Maschinenfabrik Unruh & Liebig, Leipzig (Z. VDI 1933 S. 599).

2. Beschleunigungsarbeit

setzt sich zusammen aus Arbeit für Einzelbeschleunigung der Massen und der Beschleunigungshäufigkeit.

Diese (h_b je Stunde) ist wesentlich kleiner als die Zahl der stündlichen Einschaltungen des Steuergerätes (s. unter 3.), da häufig nur auf die ersten Stellungen geschaltet wird.

Beschleunigungshäufigkeit etwa $= {}^1/_3$ bis ${}^1/_4$ der Gesamtzahl der Einschaltungen.

Liegt, wie z. B. beim Hubwerk eines Greiferkranes, ein Arbeitsdiagramm (Fig. 104) vor, so ist die stündliche Spielezahl bekannt und h_b kann gleich der doppelten Spielezahl genommen werden.

Überschlägliche Werte: Greiferkrane $h_b = 60$, Walzeisen-Förderkrane $h_b = 45$; Mischer- und Gießkrane $h_b = 30$, Kokillen- und Blockkrane $h_b = 60$, Tiefofenkrane $h_b = 70$, Stripperkrane $h_b = 80$ (AEG).

Berechnung der Beschleunigungsarbeit s. S. 408.

3. Schalthäufigkeit.

a) Gewöhnlicher Betrieb. Bei diesem wird stoßfreies Anlassen des Motors, aber keine besonders feine Regelung gefordert. Beispiele:

Kleinhebezeuge und Laufkrane in elektrischen Zentralen; Höchstzahl der stündlichen Schaltungen: 30.

Werkstätten-Laufkrane und ähnliche Transportkrane. Höchstzahl der stündlichen Schaltungen: 120.

b) Anlaufregelungsbetrieb. Es wird sanftes Anlaufen und feinstufige Regelung des Motors gefordert, wobei die Benutzung der ersten Regelstufen besonders häufig ist.

Beispiele: Gießerei-, Montage- und Nietkrane. Höchstzahl der stündlichen Schaltungen: 150 bis 300.

c) Beschleunigungsbetrieb. Es wird eine schnelle Beschleunigung größerer Massen gefordert, wobei meist bis auf die letzte Stellung der Steuerwalze geschaltet wird.

Beispiele: Flott arbeitende Greiferkrane, Hüttenwerkskrane und Blockrollgänge in Walzwerken. Zahl der stündlichen Schaltungen: 240, 300 und 600.

1. Motoren. α) Betriebseigenschaften[1]). 1. Drehstrommotoren sind allgemein Asynchronmotoren mit Induktionswirkung[2]). Die Synchrondrehzahl, nahezu gleich der Leerlaufdrehzahl, hängt von Polzahl und Frequenz ab.

Bei der üblichen Frequenz von 50 Hz wird:

bei Polzahl:	4	6	8	10
die Synchrondrehzahl:	1500	1000	750	600

Motoren mit Kurzschlußläufer kommen nur für kleine Leistungen in Betracht. Nenndrehzahl: 1500 bzw. 1000. Höchstleistung (bei 25 vH ED) ≈ 5 kW.

Motoren mit Schleifringläufer werden für kleinere Leistungen zweiphasig, für größere dreiphasig gewickelt. Die Ständerwicklung liegt unmittelbar (ohne Widerstand) am Netz. Die Enden der Läuferwicklung sind an drei Schleifringe geführt, an die je ein regelbarer Vorschaltwiderstand angeschlossen ist (Fig. 109, S. 409). Diese drei Widerstände werden gleichzeitig durch ein Steuerorgan geschaltet. Umkehr der Drehrichtung durch Vertauschen zweier Netzanschlüsse der Ständerwicklungen.

Die Nenndrehzahl des Drehstromasynchronmotors tritt ebenfalls bei Leerlauf auf und auch dann, wenn die Widerstände in den Läuferkreis geschaltet sind. Gibt der Motor Leistung ab, so kann die Drehzahl durch Einschalten von Widerständen nur vermindert werden. Bei kurzgeschlossenem Läufer und einer Belastung gleich dem Vollastmoment sinkt die Drehzahl nur um etwa 5 vH und ist daher praktisch unveränderlich.

Wird der Drehstrommotor von einer durchziehenden Last angetrieben, so steigt die Drehzahl über die synchrone, und zwar in dem Maße, je mehr Widerstand in den Läuferkreis gelegt wird.

Belastet man den Drehstrom-Asynchronmotor über sein Kippmoment hinaus, so bleibt er stehen und läuft bei Entlastung unter dasselbe wieder weiter.

Das Kippmoment, das beim Einschalten nicht auftritt, ist bei 25 vH ED gleich dem 2,5- bis 3fachen Nenndrehmoment. Bei 15 vH ED ist es kleiner, bei 40 vH ED größer.

Das Anlaufmoment fällt quadratisch mit der Spannung. Bei langen Zuleitungen ist daher der auftretende Spannungsabfall festzustellen.

[1]) Siehe auch Abschnitt Elektrotechnik.

[2]) Im besonderen werden im Kranbau auch Kommutatormotoren (Drehstrom-Reihenschlußmotoren) angewendet, deren Drehzahl wirtschaftlich regelbar ist (SSW).

Tafel 10. Geschlossene, oberflächengekühlte Drehstrom-Kran-

Type hOR	44*n*–4	55*n*–4	64*s*–4	64*n*–4	64*b*–4	76–4	96–4	44*n*–6	54*n*–6
15 vH ED kW	2,2	4,6	6	8	9	12	16	1,5	3,3
15 vH ED *n*/min	1370	1390	1400	1410	1410	1390	1420	890	910
Kippmoment / Nenndrehmoment	2	2,1	2,1	2,1	2,1	2,2	2,3	2	2,1
Strom im Ständer bei 380 V ≈ A	5,1	10,8	13,5	17,3	19,4	26,5	34	4,3	8,5
Strom im Läufer ≈ A	15,5	29	36	37	38	49	49	17,5	20
25 vH ED kW	1,9	4	5	6,8	7,8	9,5	13	1,25	2,8
25 vH ED *n*/min	1390	1400	1410	1420	1420	1415	1435	900	920
Kippmoment / Nenndrehmoment	2,4	2,5	2,5	2,5	2,5	2,7	2,8	2,4	2,5
Strom im Ständer bei 380 V ≈ A	5,1	9,6	11,5	15	17,3	21,5	28	4	7,5
Strom im Läufer ≈ A	13,5	25,5	30	31	33	38	39	14,5	17
40 vH ED kW	1,6	3,3	4,2	5,7	6,5	7,5	11	1,1	2,4
40 vH ED *n*/min	1410	1420	1430	1435	1435	1435	1445	915	930
Kippmoment / Nenndrehmoment	2,8	2,9	2,9	2,9	2,9	3,4	3,3	2,8	2,9
Strom im Ständer bei 380 V ≈ A	4,6	8,3	9,8	13	15	17,5	25	3,5	6,7
Strom im Läufer ≈ A	11,3	21	25	26	27	29	33	13	14,5
GD^2 . . . . kgm²	0,068	0,157	0,25	0,29	0,35	0,32	0,51	0,09	0,2
Motorgewicht netto kg	50	75	90	102	118	155	180	50	75
Höchste zul. Drehzahl . . . *n*/min	3000			3000		3000		3000	

Der Doppelkranmotor der AEG unterscheidet sich von dem normalen Schleifring-Asynchronmotor dadurch, daß er im Ständer und Läufer eine zweite Wicklung von niederer Polzahl aufweist. Die Ständerwicklung mit hoher Polzahl für langsameren Gang arbeitet zusammen mit einer Schleifringwicklung im Läufer, die zweite Ständerwicklung mit geringerer Polzahl für schnellen Gang mit einer Kurzschlußwicklung im Läufer.

Für kleinere Leistungen wird der Doppelkranmotor für die synchronen Drehzahlen 750 und 1500, für größere Leistungen für die beiden Drehzahlen 600 und 1000 ausgeführt. Die beiden Wicklungen werden für Kranhubwerke für gleiche Leistung ausgelegt. Der Hauptvorteil des Motors liegt in der durch die Geschwindigkeitssteigerung bedingten erhöhten Förderleistung. Diese kommt auch bei kleineren Hubhöhen zur vollen Geltung, weil die Beschleunigung von der normalen auf die doppelte Geschwindigkeit sehr schnell vor sich geht. Bei einem Hafenstückgutkran würde beim Heben der Halblast diese in $1^1/_2$ sek von der normalen auf die doppelte Geschwindigkeit beschleunigt. Der Doppelkranmotor weist einen günstigeren Stromverbrauch und einen besseren Leistungsfaktor als der normale Asynchronmotor auf. Beim Senken durchziehender Lasten ist die Energierückgewinnung beim Einschalten der Kurzschlußwicklung doppelt (bei $n = 1500$) oder 1,66mal (bei $n = 1000$) so groß als beim normalen Asynchronmotor, der unter Einschalten der Anlaßwiderstände übersynchron mit der gleichen Höchstdrehzahl läuft.

2. Gleichstrommotoren. Der Reihenschlußmotor hat ein großes Anzugsmoment, das etwa gleich dem 2,5- bis 3fachen normalen Drehmoment (Vollastmoment) ist. Er läuft mit sinkender Belastung schneller (s. Abschnitt Elektrotechnik). Beispielsweise wird bei einem Hubwerk der leere Haken nahezu doppelt so schnell gehoben wie die Vollast.

Wegen dieser Eigenschaften sind etwa 95 vH aller Gleichstrommotoren für Krane Reihenschlußmotoren.

motoren der SSW mit Schleifringläufer und Frequenz 50 Per/sek.

64 s–6	64 b–6	76–6	96–6	116–6	126–6	136–6	156–6	136–8	156–8	1561–8	1562–10	1661–10
4	7	10	14	18	24	30	45	28	36	50	50	62
910	920	920	925	940	940	955	960	705	715	720	570	575
2,1	2,1	2,1	2,2	2,4	2,9	3,1	2,9	2,3	2,6	2,1	2,1	2,1
10,4	17	23,5	31,5	40	52	64	89	62	77	109	118	144
27	29	39	42	58	112	114	145	135	132	191	177	205
3,4	6	8	11	15	20	25	37	22	30	40	40	50
920	930	935	945	950	955	965	970	715	720	725	575	580
2,5	2,5	2,6	2,8	2,9	3,5	3,8	3,6	2,9	3,1	2,6	2,6	2,6
9	15	19,5	25,5	34	45	55	75	51	66	90	98	119
23	25	30	33	48	93	95	120	105	110	153	142	160
2,8	5	6,5	9	12	16	21	31	17,5	24	32	32	40
935	940	945	955	960	965	970	975	725	725	730	580	585
2,9	2,9	3,2	3,4	3,6	4,4	4,5	4,3	3,6	3,8	3,2	3,2	3,2
7,5	13	17	22,5	29	38	48	66	43	56	77	86	104
19	21	25	26	38	75	80	100	83	87	122	114	128
0,28	0,45	0,49	0,75	1,1	1,8	3	4,6	3,5	6,3	7,4	8,5	13,2
90	118	162	182	210	280	380	485	375	480	645	730	900
3000		2500			2500		2500	1800		1800	1500	

Durchgehen ist nur bei vollständigem Leerlauf möglich. Dieser Fall kommt jedoch im Kranbau kaum vor, da schon der Reibungswiderstand eines Getriebes (z. B. eines Schneckenvorgeleges) genügend belastet.

Beim Senken schwerer Lasten wird der Motor von der Last angetrieben und ist daher negativ belastet. Auch in diesem Falle kann ein Durchgehen nicht eintreten, da der Motor zwecks Regeln der Senkgeschwindigkeit mechanisch oder elektrisch abgebremst wird.

Reihenschlußmotoren mit Hilfspolen (Wendepolen) beseitigen bei schwerem Kranbetrieb (z. B. bei Hüttenwerkskranen) die am Kollektor auftretende Funkenbildung, die auf zu starke Überlastung, das schnelle Anlassen und scharfe Bremsen zurückzuführen ist. Die Anordnung der Hilfspole steigert Betriebssicherheit und Lebensdauer.

Nebenschlußmotor und Doppelschlußmotor s. Abschnitt Elektrotechnik.

β) Leistung und Normung. Leistung. Die Motorlisten der Elektrizitätsfirmen enthalten die Leistungen in kW für 15, 25 und 40 vH ED. Mit diesen Aussetzleistungen werden auch die Motoren seit dem 1. Januar 1923 abgestempelt.

DIN/VDE 2660: Normale Leistungen der Drehstrom-Kranmotoren mit Schleifringläufer. (Geschlossene Ausführung.)

DIN/VDE 2010: Normale Leistungen und Drehzahlen der Gleichstrom-Kranmotoren mit Reihenschlußwicklung. (Geschlossene Ausführung.)

DIN/VDE 2701: Zylindrische Wellenstümpfe für Drehstrom-Kranmotoren (Abmessungen und Zuordnung der Wellenstümpfe zu den Leistungen).

DIN/VDE 2702: Kegelige Wellenstümpfe der Drehstrom-Kranmotoren (Abmessungen und Zuordnung der Wellenstümpfe zu den Leistungen).

DIN/VDE 2105: Zuordnung der Wellenstümpfe zu den Leistungen der Gleichstrom-Kranmotoren.

γ) Planung der Motoren. Maßgebend sind die Richtwerte 1. bis 3. S. 404. Je nach Art des Triebwerks und der Betriebsart des Kranes (s. S. 404) ist auch die Beschleunigungsarbeit zu berücksichtigen.

Bei den meist vorkommenden Drehstrommotoren mit Schleifringläufer ist die Beschleunigung nur bei größeren Massen (z. B. bei Kranfahrwerken von Hüttenwerkskranen, schnellaufenden Katzen von Verladebrücken und Drehwerken) zu berücksichtigen. Da bei diesen Triebwerken die Beschleunigungsarbeit länger als bei normalen Triebwerken dauert, so kann die zusätzliche Erwärmung nicht vernachlässigt werden.

Für die Berechnung der zusätzlichen Leistung während einer bestimmten Beschleunigungszeit ist Kenntnis der Schwungmomente GD^2 der umlaufenden und geradlinig bewegten Massen erforderlich.

An der Motorwelle wirken die Schwungmomente GD^2_A des Ankers und GD^2_K der elastischen Kupplung. Die Schwungmomente der übrigen umlaufenden Triebwerkmassen GD^2_1, GD^2_2 ... sind als GD^2_u auf die Motorwelle zu reduzieren (s. Bd. I, S. 225).

Bei Hubwerken (Fig. 12, S. 373) ist das Schwungmoment des an der Trommel wirkenden Lastanteils GD^2_Q ebenfalls auf die Motorwelle zu beziehen.

Im allgemeinen ist für Hubwerke ausreichend, nur die Massen auf der Motorwelle und die der Last zu berücksichtigen und für die übrigen Massen einen prozentualen Zuschlag zu machen.

Bei den Katzen- und Kranfahrwerken haben die geradlinig bewegten Massen den größten Anteil (etwa 80 vH). Für die umlaufenden Massen auf der Motorwelle genügt meist ein Zuschlag von 10 bis 12 vH. Den Rest machen die umlaufenden Massen des Triebwerks aus.

Beispiele zur Berechnung der Beschleunigungsleistung s. AEG, Liste Drehstrommotoren für Hebezeuge und Transportmaschinen.

2. Steuervorrichtungen. α) Bauarten. 1. Steuerwalzen. Kontaktgebung durch eine Anzahl drehbarer Kontaktringe und durch festangeordnete federbelastete Schleiffinger (Fig. 105).

2. Steuerschalter (Fig. 106). Die mit Nockenscheiben versehene Schaltwelle betätigt die Hebelschalter, die ihrerseits die Kupferwälzkontakte aus- und einschalten.

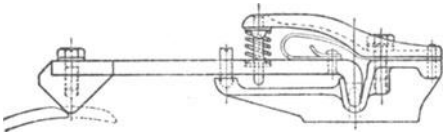


Fig. 105.

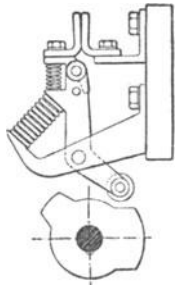


Fig. 106.

3. Schützensteuerungen. Mittelbare Schaltung. Die Steuerung besteht aus Meisterwalze für die Hilfsstromschaltung von Schützspulen und aus den elektromagnetisch betätigten Schaltelementen, den Schützen.

Anwendung der Schützensteuerung nur für große Leistungen und hohe Schalthäufigkeit.

Weiteres s. Weiler: Schützensteuerungen mit Zubehör für schweren aussetzenden Betrieb. Siemens-Z. 1937 S. 227.

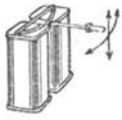


Fig. 107.

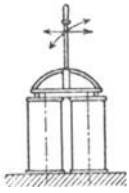


Fig. 108.

Die Universalsteuerung ermöglicht die Bedienung zweier Steuer- oder Meisterwalzen durch einen Handhebel (Fig. 107 und 108), wobei jede Walze für sich oder beide gleichzeitig in beliebiger Richtung gesteuert werden.

β) Schaltungen der Steuervorrichtungen. Man unterscheidet Schaltungen für Fahr- und Drehwerke und Schaltungen für Hubwerke. Im folgenden sind diese Schaltungen durch Schaulinien gekennzeichnet, bei denen die Abszisse den Schaltweg des Steuergerätes und die Ordinate das entsprechende Motordrehmoment darstellt.

1. Drehstrom-Schaltungen (Schaltungen für Asynchronmotoren mit Schleifringläufer). Die Ständerschaltung kehrt die Stromrichtung des Motors durch Vertauschen des Anschlusses zweier Phasen (RS) am Netz und (UW) am Motor um.

u v w-Läuferschaltung: Die Widerstandsstufen werden in gleicher Größe nacheinander eingeschaltet.

Phasenschaltung: Öffnen bzw. Schließen einer Widerstandsstufe von gleichem Ohmwert in den drei Läuferphasen gleichzeitig.

a) Fahrschaltungen. Der Bewegungsvorgang ist nach beiden Richtungen gleich. Steuerung daher symmetrisch.

Einfache Fahrschaltung (ohne elektrische Bremsung).

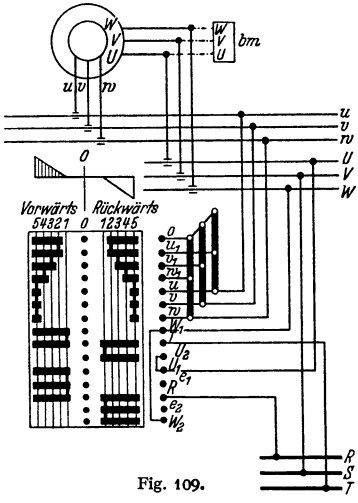


Fig. 109.

Fig. 109: Schaltbild und Momentenschaulinie.

RST Netz; *UVW* Ständer, *uvw* Läufer des Motors; *bm* Bremslüfter; *1—5* Schaltstellungen der Steuerwalze; $o—u_1$, $o—v_1$, $o—w_1$, $u_1—u$, $v_1—v$, $w_1—w$ Widerstände im Läuferstromkreis; $e_1—e_2$ Anschlüsse für Endschalter.

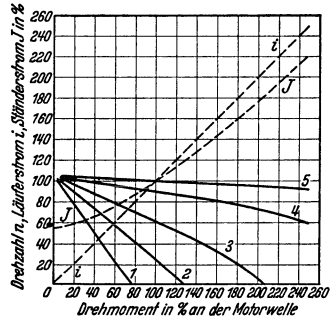


Fig. 110.

Fig. 110: Regelkurven und Stromverlauf.
Im Gefahrfalle kann Nachlauf durch Gegenstrom abgebremst werden.

Fahrbremsschaltung mit untersynchroner Bremsung (Fahrbremsschaltung *c* der SSW) s. Siemens-Schuckert: Fahr- und Hubwerkschaltungen für Hebezeuge, S. 17.

Gegenstrom-Fahrbremsschaltung[1]). Anwendung bei größeren Schaltleistungen und größeren lebendigen Kräften. Umkehrschaltung des Ständers durch zwei Schütze. Bei Benutzung eines Bremslüfters kommt noch ein weiterer Schütz hinzu.

Zwischen Nullage und den beiderseitigen Anlaßstellungen sind noch besondere Bremsstellungen für mehrstufige Gegenstrombremsung vorhanden, die beim Einschalten stromlos überschaltet werden, jedoch beim Ausschalten der Walze zur Wirkung kommen.

Ist neben der Gegenstrombremsung noch eine gewichtbelastete Bremse vorhanden, so wird der Verschleiß bei großer Massenwirkung durch eine Sonderschaltung (spez. 87) besonders gering gehalten, welche den Gegenstrom vermittels eines Spannungswächters selbst in der „Aus"-Stellung der Steuerwalze noch so lange bremsen läßt, bis die Motordrehzahl auf etwa 10 vH der vollen gesunken ist. Erst dann werden Motor- und Bremslüfter abgeschaltet.

b) Hubschaltungen. Die einfache Fahrschaltung, Fig. 109, dient auch als Sicherheitssenkbremsschaltung. Da die Schaltung beim Lastsenken eine Abwärtsregelung unter die Nenndrehzahl nicht ermöglicht, kommt ihre Anwendung nur für Krane ohne besondere Regelanforderungen in Frage. Bei durchziehender Last wird der Motor als Generator angetrieben. Seine Drehzahl wächst mit der Last und dem Widerstand im Läuferkreis. Der Regelbereich liegt also beim Lastsenken zwischen der synchronen Geschwindigkeit

[1]) AEG Type DZB (und DZBn) mit Ständerschützen.

und der höchstzulässigen, durch den Regelwiderstand einstellbaren Geschwindigkeit (übersynchrone Sicherheitssenkschaltung).

Beim Heben und Senken des leeren Hakens ist die Geschwindigkeit bis nahezu zur synchronen Geschwindigkeit regelbar. Während bei motorischer Belastung die Geschwindigkeit mit zunehmendem Einschalten des Steuergerätes (Verkleinern des Anlaßwiderstandes) zunimmt, vermindert sich diese beim Lastsenken.

Der Magnet- oder Motorbremslüfter der Haltebremse ist parallel zum Ständer des Motors geschaltet. Leichte, nicht durchziehende Lasten sowie der leere Haken werden durch „Senken mit Kraft" abgelassen. Trotz wenig günstiger Regelverhältnisse wird die übersynchrone Senkschaltung am meisten angewendet.

Sicherheitssenkschaltung für untersynchrone Bremsung[1]).

Fig. 111: Schaltbild.

RST Netz; *a* Motor (*UVW* Ständer, *uvw* Läufer); *b* Bremslüfter; *c* Bremslüfterschütz; *d* Endschalter; *e* Schleifleitungen.

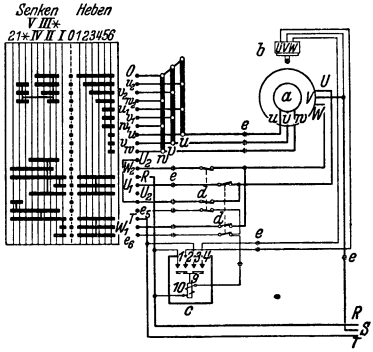


Fig. 111.

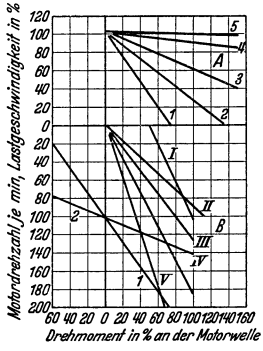


Fig. 112.

Fig. 112: Regelkurven. Die einphasige Bremsung zeichnet sich wie die Fahrbremsschaltung *c* der SSW durch Betriebssicherheit und gute Regelbarkeit aus. Verwendbarkeit für den im Stern wie im Dreieck geschalteten Ständer.

Ist der Ständer beim Heben in Stern geschaltet, so liegt beim Senken die eine Ständerphase mit den beiden anderen parallel geschalteten Phasen in Reihe an einer Netzphase, so daß der Motor kein Kraftdrehmoment entwickelt. Erst wenn der Läufer angetrieben wird, entsteht durch Zusammenwirken von Ständer- und Läuferfeld ein Bremsmoment. Hierbei steigt die Drehzahl so weit, bis Gleichgewicht zwischen Motor- und Lastdrehmoment herrscht. Drehzahl um so größer, je größer der in den Läuferkreis eingeschaltete Widerstand.

Bei einem Hubwerkwirkungsgrad $\eta \approx 0{,}7$ beträgt beim Senken der Vollast die Drehzahl die Hälfte der Motornenndrehzahl. Um auch bei höherem Wirkungsgrad ebenso niedrige Senkgeschwindigkeiten zu erreichen, ist Senkstellung *I* als Gegenstrom-Bremsstellung ausgebildet.

Sind Lastdrehmoment und Reibungsmoment des Hubwerks kleiner als Motordrehmoment, so wird die Last gehoben statt gesenkt. In diesem Fall ist schnell auf Stellung *II* zu schalten, in der die Last gesenkt wird oder stillsteht. Weiterschalten hat Lastsenken zur Folge. Senken des leeren Hakens geschieht auf Senkkraftstellungen *1* und *2*.

Vorzüge: Einfacher Aufbau ohne jegliche Hilfsapparate. Gute Regelfähigkeit bei ziemlich flach verlaufenden Drehzahlkurven (Fig. 112) im ganzen Drehzahlbereich. Vermeidung von Gefahrstellungen, in denen die Last sich selbst überlassen ist. Größte Schonung der mechanischen Bremsen.

[1]) Schaltung *eh* der SSW (DRP.).

Zweimotoren-Senkschaltung[1]). Zwei gleich große Asynchronmotoren sind starr miteinander gekuppelt, von denen jeder seinen Anlaßwiderstand hat und für sich steuerbar ist.

Zum Senken wird der eine Motor (Hubmotor) im Hubsinne und der andere (Senkmotor) im Senksinne durch eine Steuerwalze geschaltet.

Die Schaltung ist den vollkommensten Gleichstromschaltungen gleichwertig, jedoch teurer. Vorteil: gute Regelfähigkeit und kleine Senkgeschwindigkeiten (z. B. bei Gießerei- und Montagekranen).

2. Gleichstrom-Schaltungen (Schaltungen für Reihenschlußmotoren).

a) Fahrschaltungen.

Einfache Fahrschaltung (ohne Nachlaufbremsung). Momentenschaulinie wie bei der einfachen Drehstrom-Fahrschaltung (s. S. 409). Anwendung bei Katzen- und Kranfahrwerken mit kleinerer Fahrgeschwindigkeit (bis etwa 30 m/min) sowie bei Drehwerken. Abbremsen durch Gegenstromgeben nur gelegentlich, da sonst erhöhter Kontaktabbrand an der Steuerwalze. Für genaues und rasches Anhalten ist eine Haltebremse anzuordnen.

Fahrbremsschaltung (Fahrschaltung mit Nachlauf-Generatorbremsung). Der Motor wird in den Bremsstellungen vom Netz getrennt und über Widerstände als Generator geschaltet. Die Bremsstellungen werden für beide Fahrtrichtungen benutzt. In der mittleren Bremsstellung, die gleichzeitig Ruhelage der Steuerwalze ist, ist die Bremswirkung am größten. Die Bremswirkung selbst kann durch Ändern des vor den Anker geschalteten Widerstandes verstärkt und abgeschwächt werden.

Als Bremswiderstand dient der Anlaß- und Regelwiderstand.

Da die Bremswirkung mit sinkender Geschwindigkeit abnimmt, so ist bei Fahr- und Drehwerken, bei denen genaues Halten Bedingung, eine besondere durch Fußtritt oder elektromagnetisch betätigte Haltebremse anzuordnen. Letztere kann auch dazu dienen, den Kran gegen Winddruck zu sichern.

Für größere Fahrgeschwindigkeiten (etwa über 1 m/sek) reicht die Kurzschlußbremsung nicht mehr aus. Alsdann ist eine mechanische Halte- bzw. Verzögerungsbremse zu Hilfe zu nehmen.

b) Hubschaltungen. Die einfache Fahrschaltung ist nur unter besonderen Umständen (z. B. bei Hafenkranen) als Hubschaltung verwendbar. Senken schwerer Lasten mittels mechanischer Bremse. Leichtere Lasten werden durch Stromgeben im Senksinne abgelassen.

Gute Regelbarkeit ergeben folgende Schaltungen[2]):

1. Senkbremsschaltung mit starker oder schwacher Fremderregung (Senkbremsschaltung *h* und *k*). 2. Sicherheits-Senkbremsschaltung (Schaltung *l*). 3. Sicherheits-Senkbrems-Sparschaltung (Schaltung *r*). 4. Sicherheits-Senkbremsschaltung mit Feldteilung.

3. Leonard-Schaltung zeichnet sich durch besonders feine, mit den gewöhnlichen Steuervorrichtungen nicht erreichbare Regelung aus.

Anwendung bei Gießereilaufkranen, Schwerlastkranen, Fördermaschinen u. a.

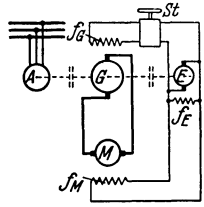


Fig. 113.

Fig. 113: Vereinfachtes Schaltschema.

A Antriebmotor (z. B. Drehstrommotor). *G* Gleichstromdynamo, mit *A* mechanisch gekuppelt. *E* Erregermaschine, an *G* angebaut. f_G, f_E Erregerwicklungen zu *G* bzw. *E*. *St* Steuerwalze. *M* Arbeitsmotor (Nebenschlußmotor). f_M Erregerwicklung zu *M*.

A und *G* laufen dauernd und mit gleichem Drehsinn (von großen Betriebspausen abgesehen) um. Drehzahl des Arbeitsmotors ist fast unabhängig von dem zu leistenden Moment, also von der Belastung, dagegen proportional zum Ankerstrom und zur regelbaren Feldstärke der Steuerdynamo. Spannungsregelung durch die Steuerwalze, die auch den Strom wendet. Schwächen des Feldes des Arbeitsmotors ergibt Drehzahlsteigerung bis auf das Doppelte.

Einflüsse der Steuerung, Remanenz und der Verluste werden durch sog. Genauigkeitsschaltungen beseitigt. Z. B. verhindert sog. Selbstmordschaltung Ingangsetzen des Arbeitsmotors, wenn bei Nullstellung der Steuerwalze Antrieb infolge Remanenz des Magnetgestells der Dynamo eintritt.

[1]) Schaltung *r* der SSW. DRP. 308092.

[2]) Siemens-Schuckert-Werke.

Vorzug: Da in den Regelwiderständen der kleinen Steuerwalze keine Verluste auftreten, hat die Steuerung guten Wirkungsgrad (60 bis 80 vH).

Nachteil: Hohe Anlagekosten, verursacht durch das Hinzutreten der Steuerdynamo.

Es kann stets nur ein Antriebmotor gespeist werden.

3. Bremslüfter. Sobald die Steuerwalze auf Bewegung geschaltet wird, erhalten Motor und Bremslüfter Strom, und die Bremse wird auf die Dauer der Bewegung gelüftet. Wird die Steuerwalze in die Nullage gebracht oder tritt Stromunterbrechung ein, so läßt der Bremslüfter das Gewicht los und die Bremse wird angezogen.

Bei Hubwerken sind stets Bremslüfter erforderlich, bei Fahr- und Drehwerken nur dann, wenn genaues Anhalten Bedingung und die Bremse nicht unmittelbar vom Führer bedienbar ist.

α) Drehstrom-Bremslüfter. 1. Magnetbremslüfter. Der Drehstrom-Magnetbremslüfter wird stets parallel zum Ständer des Motors geschaltet (Fig. 109, S. 409). Zum Anschluß an den Bremshebel ist der Anker an seinem unteren Ende mit zwei sich unter 90° kreuzenden Bohrungen versehen. Das Magnetgehäuse kann daher nur in zwei entsprechenden Stellungen befestigt werden.

Für die Wahl des Drehstrom-Magnetbremslüfters sind relative Einschaltdauer und Schalthäufigkeit (s. S. 404) maßgebend. In den Listen werden die Magnete für 120 und 300 Schaltungen je Stunde und für Dauerschaltung geführt.

Wegen des nach erfolgtem Anziehen niedrigeren Stromverbrauches (des Haltestromes) sind die Drehstrombremslüfter mit verringerter Leistung für Dauerschaltung geeignet.

Die Drehstrombremslüfter sind so einzubauen, daß der Anker ohne Behinderung durch das Bremsgestänge ganz angezogen werden kann, bis sich die Polflächen berühren, da sonst die Spulen verbrennen. Um diese gegen zu hohe Stromaufnahme infolge etwaigen Klemmens des Bremsgestänges zu schützen, werden auch besondere Sicherungen angeordnet.

2. Motorbremslüfter. Bei Drehstrom (und einphasigem Wechselstrom) werden auch Motorbremslüfter angewendet.

Ein kleiner Asynchronmotor mit Kurzschluß- oder Schleifringläufer arbeitet über ein Stirnrädergetriebe auf eine Kurbel, die mittels einer Zugstange am Bremshebel angreift.

Erhält der Motor Strom, so wird die Bremse gelüftet. In der höchsten Lüftstellung der Bremse wird die lebendige Kraft des Läufers durch einen Spiralfederpuffer aufgenommen.

Bei Stromunterbrechung geht die Kurbel in ihre Ruhelage zurück. Ein Luftpuffer, dessen Dämpfung vermittelst einer Stellschraube regelbar ist, nimmt den Stoß in der Endstellung auf.

Die Motorbremslüfter werden angewendet, wenn der starke Stromstoß beim Einschalten des Lüfters und der dadurch verursachte Spannungsabfall vermieden werden soll.

Für die Bemessung der Motorbremslüfter ist die stündliche Schaltzahl nicht maßgebend, da der Einschaltstrom nicht größer als der Haltestrom ist.

Motorbremslüfter für lange Einschaltdauer müssen besonders gewickelt werden. Bei Dauereinschaltung wird der Magnetbremslüfter angewendet.

β) Gleichstrom-Magnetbremslüfter erhalten Nebenschluß- oder Hauptstromwicklung.

Der Nebenschluß-Bremslüfter liegt parallel zum Motorstromkreis. Seine Stromstärke und damit das Lüften der Bremse sind daher vom Motorstrom unabhängig. Der Nebenschlußmagnet findet allgemeine Anwendung, bei Senkbremsschaltung ist er Bedingung.

Der Hauptstrom-Bremslüfter liegt unmittelbar im Ankerstromkreis und erfordert daher keine besondere Zuleitung. Ein Hauptnachteil des Hauptstrommagneten ist der von ihm verursachte Spannungsabfall, auch ist er allen Schwankungen des Motorstromes unterworfen. Für Hubwerke wird er der geringen Stromaufnahme beim Anfahren wegen nur unter besonderen Umständen und mit besonderer Wicklung angeordnet. Bei Senkbremsschaltung ist seine Anwendung ausgeschlossen.

Für Dauereinschaltung werden die Magnetbremslüfter auch mit Sparschalter ausgerüstet. Magnete für Dauereinschaltung werden bei Einschaltzeiten, die länger als 3 bis 5 Minuten andauern, benutzt.

γ) Eldro-Bremslüfter (AEG).

Das Flügelrad einer durch einen kleinen Motor angetriebenen Ölpumpe ist in einen Kolben eingebaut, dessen Bewegung durch Stoßstangen und Querstück federnd auf das Bremsgestänge übertragen wird (Fig. 82, S. 396). Der Öldruck ist von der Drehzahl des Eldromotors, also von der Frequenz des Drehstromes abhängig. Diese Abhängigkeit wird zur Regelung des Bremsmomentes auf der ersten Schaltstufe der Steuerwalze herangezogen. Von dieser aus wird der Eldromotor unter Zwischenschalten eines Umspanners an die Schleifringe des Hubmotors angeschlossen. Mit zunehmender Drehzahl sinkt die Läuferfrequenz und die Lüftkraft der Kreiselpumpe nimmt noch stärker ab als die Drehzahl; die Bremse schließt sich immer mehr, bis etwa 20 vH der vollen Geschwindigkeit erreicht und Bremsmoment, Lastmoment und Motordrehmoment im Gleichgewicht sind.

Vorzüge des Eldro-Bremslüfters: Stoß- und schlagfreies Arbeiten; volle Hubarbeit auch bei großer Schalthäufigkeit, sowie bei Dauereinschaltung; keine Überlastung des Eldromotors bei großer mechanischer Belastung des Gerätes; beliebige Einstellung des Hubweges nach oben und unten.

Anwendung des Gerätes: Bei den Hub- und Fahrwerken der Krane, bei Verladebrücken usw. Ferner zur Betätigung von Kupplungen, sowie zur selbsttätigen Geschwindigkeitsregelung von Motoren.

Einbau des Eldro-Bremslüfters bei doppelten Backenbremsen s. Fig. 82, S. 396.

4. Sicherheitsvorrichtungen.

α) Endschalter begrenzen den Weg.

1. Hebel-(Kurbel-)Endschalter. Der Schalter besteht im wesentlichen aus einer kleinen Schaltwalze nach Art der Steuerwalzen, einer Rückzugfeder,

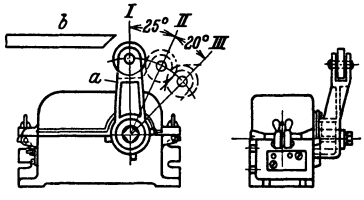


Fig. 114.

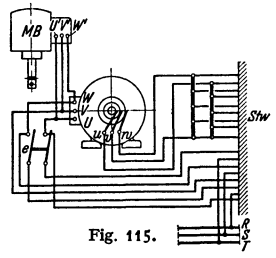


Fig. 115.

die die Walze in Schaltstellung hält, und einem auf der Walzenachse sitzenden Rollenhebel *a*. Dieser wird durch eine geeignete Vorrichtung (z. B. ein Lineal *b*, Fig. 114, oder eine andere Vorrichtung) gedreht, wodurch der Motorstrom und gegebenenfalls auch der des Bremslüfters unterbrochen wird. *I* Einschaltstellung; *II—III* Ausschaltstellungen.

Nach der Wirkungsweise werden unterschieden:

Starkstrom- oder Hauptstrom-Endausschalter: der Motorstrom wird unmittelbar unterbrochen; Fig. 115. Ausschalten vor Endstellung zwecks Auslaufens der bewegten Massen.

Hilfsstrom-Endausschalter: das schaltende Organ betätigt einen Hilfsschalter, dieser einen Schütz, der den Strom des Motors (und des Bremslüfters) unterbricht.

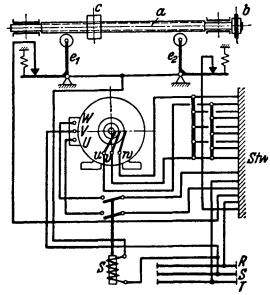


Fig. 116.

Fig. 116. Drehstrom-Hilfsstrom-Endausschalter (Spindel-Endausschalter).
a Spindel; *b* Antrieb der Spindel; *c* Wandermutter (gegen Drehen gesichert); e_1 und e_2 Endausschalter (z. B. für höchste und tiefste Hakenstellung).

In der Regel wirkt Endausschaltung derart, daß Motorstromkreis nur für die gefährdete Bewegungsrichtung unterbrochen wird.

Endschalter mit Umgehungsschaltung ermöglicht hingegen nach Abschalten Weiterfahren in der alten Richtung und Wiedergewinnung des Nachlaufweges.

Endausschaltung mit Geschwindigkeitsverminderung. Der Hebelendschalter wird zweimal hintereinander betätigt und Geschwindigkeit stufenweise herabgesetzt.

2. Spindel-Endausschalter. Eine Wandermutter auf der Spindel unterbricht in den äußersten Hakenstellungen den Strom von Motor und Bremslüfter; Fig. 116.

3. Sternradschalter (AEG). Ein mit sechs Zähnen versehener Stern stößt gegen einen Anschlagbolzen und wird in die Verzögerungsstellung gedreht. Die Geschwindigkeit wird dadurch auf die Hälfte verringert, so daß Katze oder Kran bis an die Puffer heranfahren können. Bei besonders großen Massen Herabsetzung der Geschwindigkeit in zwei Stufen auf etwa $^1/_3$ der normalen.

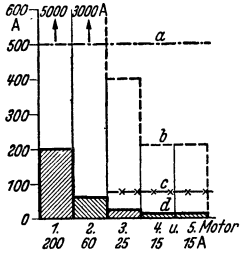


Fig. 117.

β) Motorschutz. Die Krane erhalten einen gemeinsamen Schalter für alle Motoren, der gleichzeitig als Netz- und Motorschutzschalter dient.

Von diesem Kranselbstschalter wird gefordert:

1. Er muß selbsttätig ausschalten bei Kurzschluß zwischen den Phasen oder nach Ende, bei unzulässiger Überlast und bei Wegbleiben der Spannung.

2. Er darf sich nicht einschalten lassen, wenn nicht die volle Betriebsspannung vorhanden ist, auch müssen alle Steuergeräte der angeschlossenen Motoren in der Nullstellung stehen, damit ein unbeabsichtigtes Anlaufen eines Triebwerks verhindert wird (Nullstellungszwang).

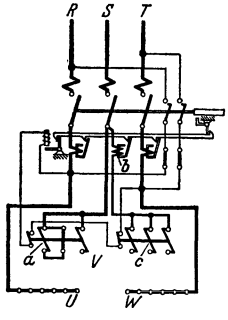


Fig. 118.

Der Kurzschlußschutz wird durch zwei Schnellauslöser erreicht. Thermischer Schutz durch Bimetallstreifen, von denen auch die Schnellauslöser abhängig sind. Der Nullstellungszwang geschieht durch eine Verriegelungsschaltung, die ohne Nullkontakte oder sonstige außerhalb des Schalters liegende Hilfsmittel arbeitet.

Fig. 117: Abhängigkeit zwischen Schnellauslösern und Bimetallauslösern bei einem Kranschalter für fünf Motoren sehr verschiedener Größe (200 ... 15 A).

a Ansprechstrom der Schnellauslöser; *b* Überlastungsgrenze der Bimetallstreifen; *c* Ansprechstrom des zusätzlichen Schnellauslösers; *d* Motornennströme.

Die Schnellauslöser sind auf den 2,5-fachen Nennstrom des größten Motors (500 A) eingestellt. Der Ansprechstrom *a*, Fig. 117, liegt hier über der Überlastungsgrenze der kleinen Bimetallstreifen, so daß diese bei Kurzschlußströmen, die über der Überlastgrenze, aber noch unter dem Ansprechwert der Schnellauslöser (500 A) liegen, gefährdet sind.

Bei der Schaltung Fig. 118 wird dieser Nachteil vermieden, da bei dieser alle kleineren Bimetallstreifen durch einen dritten gemeinsamen Schnellauslöser geschützt sind, dessen Einstellung von den größeren Motoren unabhängig ist. Dieser zusätzliche Schnellauslöser wird nach dem Anlaufstrom des größten, dahinterliegenden Motors (Linie *c* in Fig. 117) eingestellt. Die Lage dieser Geraden zeigt, daß sämtliche Stromkreise geschützt sind.

Fig. 118: Schaltung zum Kranselbstschalter UR 925 III/280 bis 500 V und 280 A für zwei bis sechs Drehstrommotoren[1]).

a Bimetallstreifen für 200 A mit Nebenwiderstand; *b* zusätzlicher Schnellauslöser für die drei kleineren Bimetallstreifen (rechts Relais *c*).
RST Netz; *UVW* Ständeranschlüsse der Motoren.

Der Selbstschalter und die Bimetallauslöser sind in je einem gußeisernen Gehäuse untergebracht, die beide zu einer Einheit zusammengebaut sind.

[1]) Siemens-Schuckert-Werke.

d) Laufkatzen und Laufwinden.

Berechnung des Fahrwerks.

Größter Raddruck. Bei unsymmetrischer Lastaufhängung (Fig. 119), wie sie bei Laufwinden mit Hilfshubwerk vorkommt, sind die angenäherten Raddrucke:

$$_{\max}P \approx A = G_0/4 + Q/2 \cdot b_1/b\,; \quad _{\min}P \approx B = G_0/4 + Q/2 \cdot b_1/b\,. \tag{31}$$

Hierbei ist gleiche Verteilung des Katzengewichtes G_0 auf die vier Laufräder angenommen, was bei rechtsliegendem Fahrwerkantrieb (Fig. 119) annähernd zutrifft.

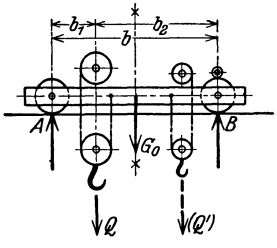


Fig. 119.

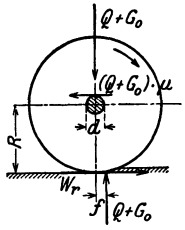


Fig. 120.

Laufräder s. S. 399.

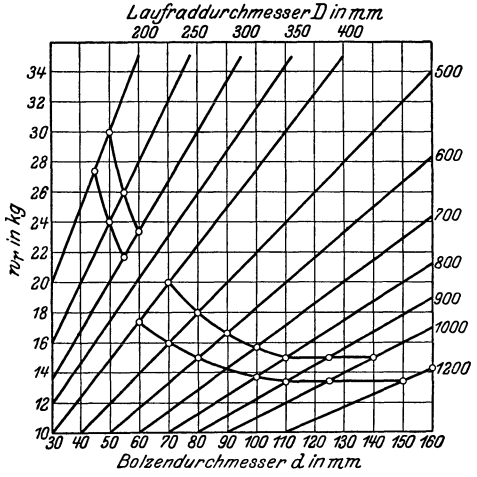


Fig. 121.

Fahrwiderstand. Für die voll belastete Katze ist das Fahrwiderstandsmoment mit Bezug auf Fig. 120: (mit W_r = Fahrwiderstand)

$$M_r = W_r \cdot R = (Q+G_0)\cdot\mu\cdot d/2 + (Q+G_0)\cdot f = (Q+G_0)\cdot(\mu\cdot d/2 + f)\ldots \text{kgcm.} \tag{32}$$

$$\text{Fahrwiderstand: } W_r = \frac{Q+G_0}{R}\cdot\left(\mu\cdot\frac{d}{2}+f\right)\ldots \text{kg.}$$

Q und G_0 sind in kg, R und d in cm einzusetzen; Reibungsziffer $\mu \approx 0{,}1$. Hebelarm der rollenden Reibung $f \approx 0{,}05$ cm.

Fährt die Winde schräg, so ist der zusätzliche Fahrwiderstand (aus Spurkranz- und Nabenstirnreibung) mit 10 bis 20 vH des nach vorstehender Gleichung berechneten anzunehmen.

Zur bequemen Berechnung des Fahrwiderstandes nimmt man ein Fahrgewicht von 1 t = 1000 kg an und berechnet für dieses den Einheitsfahrwiderstand:

$$w_r = 1000/R \cdot (\mu \cdot d/2 + f) = 1000/R \cdot (0{,}1 \cdot d/2 + 0{,}05)\ldots \text{kg.}$$

Dieser Einheitsfahrwiderstand ist in Fig. 121 zeichnerisch dargestellt. Die in Fig. 121 mit ○ bezeichneten Fahrwiderstände gelten für die Laufräder nach den DI-Normen.

Mit 20 vH Zuschlag für den zusätzlichen Fahrwiderstand wird der Gesamtfahrwiderstand:

$$W_r = 1{,}2(Q + G_0)_t \cdot w_r \ldots \text{kg.} \tag{33}$$

Handfahrwerke. Antrieb vom Fußboden aus mittels Handkette und Haspelrad, seltener durch Kurbeln.

Übersetzung (Fig. 122). Mit dem Fahrwiderstandmoment

$$M_r = 1{,}1 \text{ bis } 1{,}2 \cdot (Q + G_0)_t \cdot R \cdot w_r \ldots \text{kgcm,} \tag{34}$$

dem Kraftmoment $M_K = Z \cdot R_0$ = Kettenzug × Haspelradhalbmesser ... kgcm und dem Wirkungsgrad η des Fahrwerks wird die Übersetzung zwischen Antriebwelle und Laufradachse:

$$i = M_r/\eta M_K . \qquad (35)$$

Um die unbelastete oder wenig belastete Katze schneller fahren zu können, stuft man die Fahrgeschwindigkeit dadurch ab, daß das Haspelradvorgelege umschaltbar und mit zwei verschieden großen Übersetzungen ausgeführt wird.

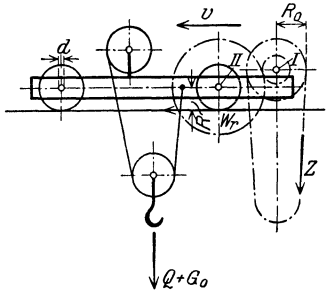


Fig. 122.

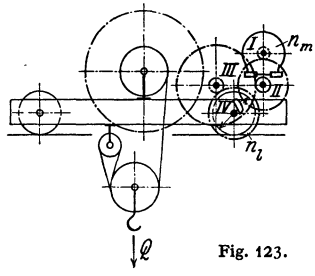


Fig. 123.

Motorische Fahrwerke. Motor.

Bezeichnen W_r den berechneten Fahrwiderstand in kg, v_2 die Fahrgeschwindigkeit in m/min und η den Fahrwerkwirkungsgrad, so ist die erforderliche Beharrungsvollastleistung:

$$N_2 = W_r v_2/6120\,\eta \ \ldots \text{ kW}. \qquad (36)$$

Anlaufzeit: $t_a \approx 2$ bis 4 sek. Planung der Motoren s. S. 408.

Übersetzung: $i = n_M/n_L$, wobei n_M = Motordrehzahl und n_L = Laufraddrehzahl.

Meist zwei oder drei Stirnrädervorgelege.

Bremse. Bei kleinerer Fahrgeschwindigkeit (bis etwa 30 m/min) wird meist auf die Bremse verzichtet, die Katze läuft dann frei aus. Wird genaues Anhalten gefordert, dann Anordnung einer mechanischen Bremse, die die Katze auch bei etwaigem Last-Schrägzug festhält. Bei größerer Fahrgeschwindigkeit wählt man eine Fahrbremsschaltung zum Abbremsen des Nachlaufes. Fahrbremsschaltungen s. S. 409 und 411.

Laufkatzen, deren Fahrgeschwindigkeit größer als 60 m/min ist, erhalten noch eine doppelte Backenbremse.

1. I-Trägerlaufkatzen. Fahrbahn. Krümmungen werden mit 2,0 bis 2,5 m kleinstem Halbmesser ausgeführt; die Fahrbahn ist durch Drehscheiben und Weichen beliebig verzweigbar.

Untergurt-Laufkatzen (Fig. 124) haben eine kleine Bauhöhe und ermöglichen eine einfache Fahrbahn-Aufhängung. Da sie nicht senkrecht zur Fahrbahn pendeln, ist die Stromabnahme einfach.

Obergurt-Laufkatzen läßt man nur für untergeordnete Transportzwecke (bei kleiner Tragkraft und kurzer gerader Fahrstrecke) unmittelbar auf der Trägerbahn fahren. Für Bahnen mit Krümmungen und Katzen größerer Tragkraft verwendet man I-Träger mit aufgeschweißter oder aufgeschraubter Breitfußschiene. Die Obergurt-Laufkatzen haben einen kleineren Fahrwiderstand als die Untergurtkatzen und erhalten größere Fahrgeschwindigkeit. Da Kletterweichen anwendbar sind, so können die Obergurt-Laufkatzen auf fahrbare Brücken übergehen.

α) Hand-Laufkatzen. Ausführung meist als Untergurtlaufkatzen mit eingehängtem Flaschenzug oder eingebautem Schrauben- bzw. Stirnradhebezeug (s. S. 370 Flaschenzüge).

Zum schnelleren Heben und Senken der Last werden die Trägerlaufkatzen auch mit eingebautem Elektroflaschenzug (s. S. 371) und mit Handfahrwerk ausgeführt. Anwendung für kleine Laufkrane mit einem I-Träger als Hauptträger, sowie für einfache Drehkrane nach Art von Fig. 208, S. 451. Tragkraft bis etwa 5 t.

β) Elektrolaufkatzen. Verwendung für größere Hubhöhen und längere Fahrstrecken, sowie bei öfterer Inanspruchnahme.

Bei Tragkräften bis 5 t als Hubwerk ein normaler Elektroflaschenzug.

Fig. 124: Unterflansch-Laufkatze mit eingebautem Elektroflaschenzug und elektrischem Fahrwerk.

a Elektroflaschenzug; *b* dreisträngige Lastaufhängung; *c* Katzenfahrmotor; *d* Druckknopfschalter; *e* Ausgleichgewicht.

Laufkatzen mit besonders kleiner Bauhöhe der Demag A.-G., Duisburg, eignen sich für sehr niedrige Werkräume. Ausführung als lange Katze mit großem Radstand oder als kurze Katze mit kleinem Radstand. Erstere kommt nur für gerade Fahrbahnen in Betracht. Letztere kann Krümmungen mit 3 m Halbmesser befahren.

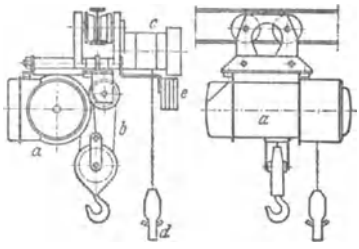


Fig. 124.

Für lange Fahrstrecken Ausführung der Katzen mit offenem Führersitz oder geschlossenem Führerhaus. Fahrgeschwindigkeit: 60 bzw. 100 m/min.

Führerstandlaufkatzen größerer Tragkraft (1,5 bis 10 t) werden mit Stückgut- oder Greiferhubwerk ausgeführt. Zum Entladen von Eisenbahnwagen ist ein Greifer von 1 m^3 Inhalt am vorteilhaftesten. Größter Greiferinhalt nicht über 2,5 m^3.

Über Greiferhubwerke s. S. 375.

2. Kran-Laufwinden. α) Von Hand bediente Laufwinden.

Schnecken-Laufwinden Fig. 125. Ausführung für Tragkräfte von 1 bis 20 t. Spurweite je nach Tragkraft 840 bis 1040 mm. Huborgan bis 10 t Tragkraft kalibrierte Rundeisenkette, darüber Gelenkkette.

Hubwerk mit zweigängigem Schneckengetriebe und Drucklagerbremse nach Art des Schraubenflaschenzuges Fig. 7, S. 370.

Fahrwerk. Bei den Winden kleiner Tragkraft (bis etwa 4 t) sitzt das Haspelrad unmittelbar auf der angetriebenen Laufradachse. Winden größerer Tragkraft erhalten ein oder zwei Stirnrädervorgelege. Zug an der Haspelkette 35 bis 50 kg. Fahrgeschwindigkeit bei 30 m minutlicher Handkettenabwicklung: 15,4 bis 2,5 m/min.

Stirnräder-Laufwinden. Tragkraft 2 bis 25 t. Spurweite 420 bis 850 mm. Gewicht (einschließlich Kette für 3 m Laufbahnhöhe): 190 bis 2400 kg.

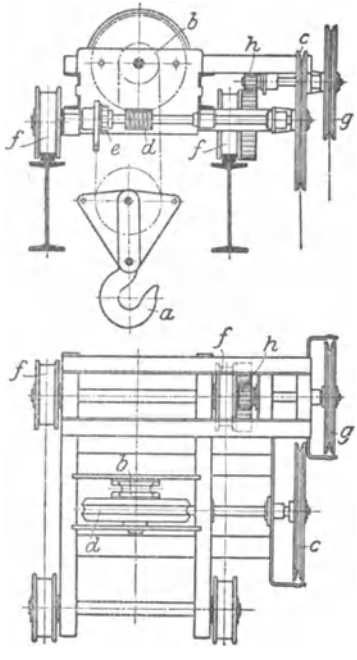


Fig. 125. Schnecken-Laufwinde.

a Unterflasche; *b* Kettennuß; *c* Haspelrad; *d* Schneckengetriebe; *e* Drucklagerbremse Bauart Lüders; *f* angetriebene Laufräder; *g* Haspelrad; *h* Stirnrädergetriebe zum Fahrwerk.

Hubwerk. Übersetzung: Zwei oder drei Stirnrädergetriebe mit gefrästen Zähnen. Erstes Vorgelege zwecks Einstellen auf langsamen bzw. schnellen Gang auch umschaltbar mit Bedienung durch Kettenzug. Bremse bei Kettenwinden Gewinde-Lastdruckbremse, einseitig wirkendes Klemmgesperre oder Gewindebremse mit Fliehkraftbremse. Seilwinden erhalten eine durch Kettenzug gelüftete Sperradbremse und Fliehkraftbremse zur Vermeidung zu hoher Senkgeschwindigkeit.

Fahrwerk. Ausführung dieselbe wie bei Schnecken-Laufwinden.

Windengestell: Geschweißter [-Eisenrahmen.

β) Elektrische Kranlaufwinden. Ausführung für Tragkräfte von 3 bis 100 t. Übliche Hubhöhen: 8 bis 12 m.

Arbeitsgeschwindigkeiten und Motorleistungen s. Tafel 14, S. 424.

Laufwinden bis 10 t Tragkraft werden als Standard-Typen ausgebildet. Bei größerer Tragkraft sind je nach Verwendungszweck und den geforderten Arbeitsgeschwindigkeiten Änderungen an vorhandenen Typen oder Neukonstruktionen erforderlich.

Tafel 11 gibt Übersicht über Kranlaufwinden. Für leichten Betrieb (z. B. Maschinenhauskrane) sind die Katzengewichte kleiner, für schweren Betrieb (z. B. Hüttenwerkskrane) größer.

Tafel 11. Elektrisch betriebene Kranlaufwinden von 3 bis 50 t Tragkraft (ohne Hilfshubwerk).

Tragkraft t	Spurweite mm	Radstand mm	Katzengewicht kg	Tragkraft t	Spurweite mm	Radstand mm	Katzengewicht kg
5	1300	1300	1800	20	1800	1900	3000
7,5	1400	1400	2000	30	2000	2200	4500
10	1500	1500	2400	40	2200	2300	5500
15	1700	1700	2700	50	2400	2500	7000

Hubwerk. Huborgan: Drahtseil nach DIN 655 (s. S. 383). Zwillingsrollenzug bis 30 t Tragkraft mit vier, von 30 t aufwärts mit acht tragenden Seilsträngen (s. S. 385).

Grundlagen für die Berechnung des Hubwerks s. S. 372.

Verbindung des Motors mit dem Triebwerk durch elastische Kupplung (s. S. 400). Hubwerk allgemein mit reiner Stirnräderübersetzung (s. S. 373).

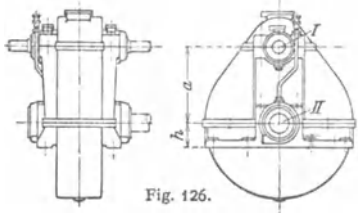


Fig. 126.

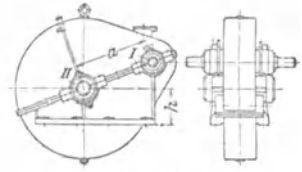


Fig. 127.

Motorvorgelege mit Räderkasten und im Ölbad laufend.

Räderkasten mit senkrechter bzw. schräger Zentrale (Fig. 126 und 127)[1].

Größe	*0*	*I*	*II*	*III*	*IV*	*V*
Achsenabstand a =	252	300	360	420	540	600 mm.

Motor- und Zwischenvorgelege werden auch in einem gemeinsamen Räderkasten (Fig. 128) angeordnet[1].

Fig. 129: Kegelrollenlagerung der Welle *III* zum Räderkasten Fig. 128.

Lagerung der Stirnräder einer Zwischenwelle nach Fig. 130 ergibt gedrängten Bau und ist billig.

Haltebremse: gewicht- bzw. federbelastete, elektromagnetisch gelüftete doppelte Backenbremse, s. S. 393.

Geschwindigkeitsregelung. Regelung der Hub- und Senkgeschwindigkeit im allgemeinen auf elektrischem Wege mit Hilfe der Steuervorrichtung und einer Senkbremsschaltung (s. S. 409 Elektrische Ausrüstung der Krane).

[1]) Ardeltwerke G. m. b. H., Eberswalde.

Zur Beurteilung der mit diesen erreichbaren Regelbarkeit wird die Geschwindigkeit (Motordrehzahl) bei den verschiedenen Schaltstellungen in Abhängigkeit vom Motordrehmoment (beide in v H) aufgetragen. Diese Regelkurven verlaufen bei den üblichen Gleich- und Drehstromschaltungen ziemlich steil, s. z. B. Fig. 112, S. 410,
und zeigen, daß ein langsames Heben kleiner

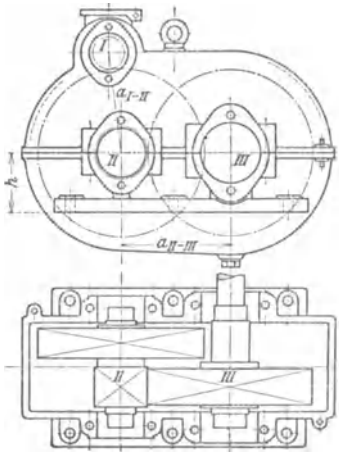


Fig. 128.

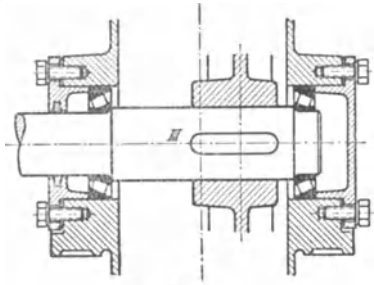


Fig. 129.

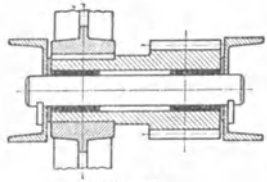


Fig. 130.

Lasten nicht ohne weiteres erzielt wird und die Regelung der Senkgeschwindigkeit bei großen Lasten ungünstig ist. Auch ist die Möglichkeit, die Senkgeschwindigkeit bis zum Doppelten der normalen Hubgeschwindigkeit zu steigern, stark von der Lastgröße abhängig.

Die Leonard-Schaltung (s. S. 411) und die Schaltung mit einer Gleichstrom-Bremsdynamo (Sachsenwerk) in Verbindung mit dem Drehstrommotor ergaben flache Geschwindigkeitskurven und eine entsprechend gute Regelbarkeit, bedingen jedoch höhere Anlagekosten.

Wird bei den üblichen Gleich- und Drehstromschaltungen (s. S. 409) eine weitergehende Geschwindigkeitsregelung (Feinregelung bzw. Schnellsenken) gefordert, so wird diese noch auf mechanischem Wege durch Änderung der Übersetzung innerhalb weiter Grenzen erreicht.

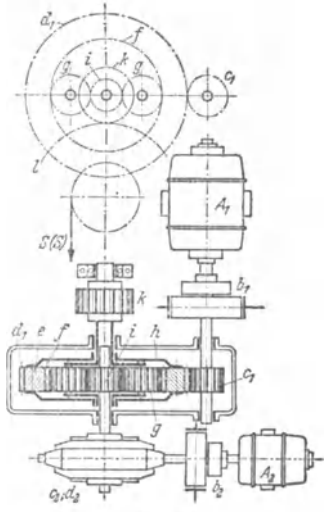


Fig. 131

Fig. 131: MAN-Doppelantrieb.

A_1 Haupthubmotor; A_2 Feinhubmotor; b_1 und b_2 elastische Kupplungen mit doppelten Backenbremsen; c_1—d_1 Motorvorgelege zu A_1; c_2—d_2 Motorvorgelege zu A_2 (Schneckengetriebe); e Zahnkranz (d_1 Außen-, f Innenverzahnung); g Planetenritzel; h Planetenträger; i Sonnenritzel; k—l Trommelvorgelege.

Haupthubmotor und Feinhubmotor arbeiten mit verschiedenen Grundgeschwindigkeiten auf die mit einem Planetengetriebe ausgerüstete Übersetzung (Fig. 131).

Schneller Gang: $A_1 - b_1 - c_1/d_1 - e - f/g - h - i - k/l$.
Langsamer Gang: $A_2 - b_2 - c_2/d_2 - i - g - h - k/l$.

Je nachdem jeder Motor für sich oder beide gleich bzw. entgegengesetzt umlaufen, wird die eine oder andere Grundgeschwindigkeit bzw. die Summe oder der Unterschied der beiden Grundgeschwindigkeiten wirksam. Durch die noch hinzutretende elektrische Regelung läßt sich die Geschwindigkeit stufenlos bis auf kleinste Werte einstellen.

Eine von der Last fast unabhängige feine Geschwindigkeitsregelung wird durch die Eldro-Bremssteuerung (s. S. 413) erzielt.

Mit der Demag-Schnellsenkvorrichtung wird eine weit über die normale hinausgehende Senkgeschwindigkeit ohne gleichzeitige Erhöhung der Leistung der beiden Antriebmotoren zum Abbremsen der Last während des Senkens erreicht.

Die Senkgeschwindigkeit wird bei abgekuppeltem Haupthubmotor durch eine Bremse geregelt, die durch einen kleinen Elektromotor gesteuert wird. Beim Regeln durch den Steuermotor wird ein Überschreiten der Höchstgeschwindigkeit sicher vermieden, auch lassen sich Zwischengeschwindigkeiten einstellen und kleine Geschwindigkeiten durch Gegenlauf beider Motoren erzielen. Wesentlich ist, daß die Senkgeschwindigkeit bis zum 10-fachen der normalen Geschwindigkeit ohne Schwierigkeit regelbar ist. Für die Wahl des Arbeitsmotors ist nur die Leistung maßgebend, die der geforderten kleinen Hubgeschwindigkeit entspricht.

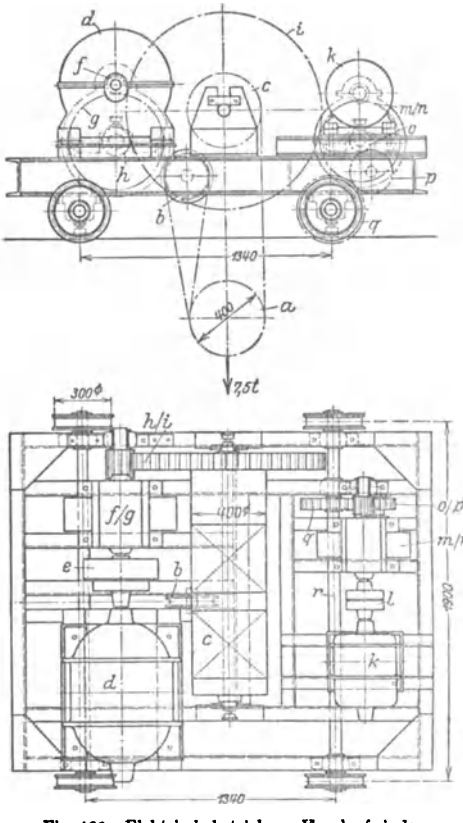


Fig. 132. Elektrisch betriebene Kranlaufwinde.

a zweirollige Flasche; *b* Seilausgleichrolle; *c* Trommel mit Rechts- und Linksgewinde; *d* Hubmotor; *e* elastische Kupplung; *f–g*, *h–i* Stirnrädervorgelege; *k* Fahrmotor; *l* elastische Kupplung; *m–n*, *o–p–q*[1]) Stirnrädergetriebe; *r* angetriebene Laufradachse.

Die Steuerung eignet sich besonders für Krane mit hoher Tragkraft (bis 300 t bei 20 m/mm Senkgeschwindigkeit).

Hilfshubwerk (Fig. 133, S. 421). Laufkatzen über 10 t Tragkraft erhalten vielfach ein zweites Hubwerk mit kleinerer Tragkraft und größerer Hubgeschwindigkeit. Dieses Hilfshubwerk wird für leichtere Lasten benutzt und ist besonders bei Drehstrombetrieb angebracht.

Fahrwerk. Berechnungsgrundlagen s. S. 416. Tafel 11, S. 418, gibt Radstände, Spurweiten und Gewichte der normalen Kranlaufwinden von 5 bis 50 t Tragkraft. Raddrucke: $P \approx (Q + G_0) : 4$.

Die Laufräder werden meist lose mit Rotguß- oder Bronzebüchsen auf den Bolzen angeordnet. Auf umlaufenden Achsen aufgekeilte Laufräder nur für Winden kleinerer Tragkraft (bis etwa 10 t). Laufräder s. S. 399.

[1]) *p* Zwischenrad.

Meist werden Stirnradwinden angewendet. Ebenso wie beim Hubwerk elastische Kupplung zwischen Motor und Triebwerk.

Ausführung des Katzenrahmens in neuerer Zeit als geschweißter steifer [-Rahmen, bei größerer Tragkraft aus Stehblechträgern.

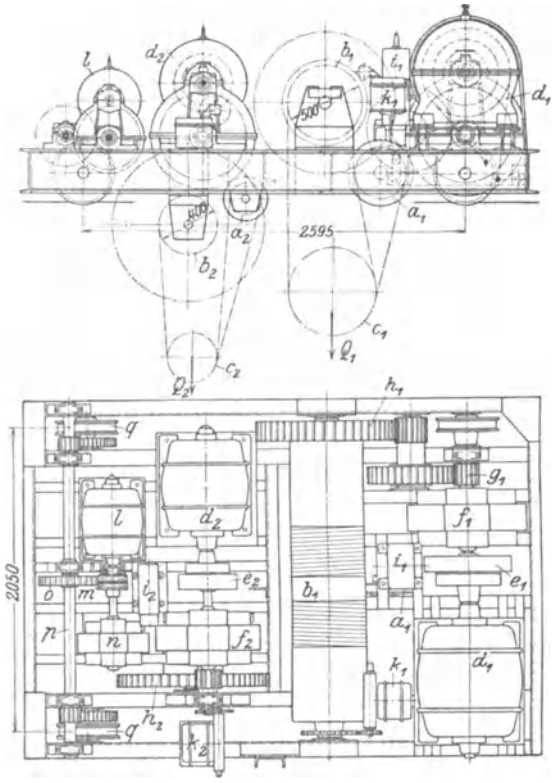


Fig. 133. Elektrische Kranlaufwinde mit Hilfshubwerk.

a_1, a_2 Ausgleichrollen; b_1, b_2 Trommeln; c_1, c_2 Unterflaschen; d_1, d_2 Hubmotoren; e_1, e_2 elastische Kupplungen; f_1, f_2 Motorvorgelege; g_1, h_1, h_2 Stirnrädervorgelege; i_1, i_2 Magnetbremslüfter; k_1, k_2 Endschalter zum Haupt- bzw. Hilfshubwerk; l Fahrmotor; m elastische Kupplung; n Motorvorgelege; o mittleres Vorgelege auf Welle p arbeitend; q angetriebene Laufräder zum Fahrwerk.

Steuerung der Motoren (s. S. 408) durch Kontroller im Führerhaus.

Sicherheitsvorrichtungen gegen Überschreiten der Endstellungen s. S. 413.

Ausführungsbeispiele: 1. Elektrisch betriebene Kranlaufwinde von 7,5 t Tragkraft und 10 m Hubhöhe (Fig. 132, S. 420)[1]).

2. Elektrisch betriebene Kranlaufwinde mit Hilfshubwerk von 20/5 t Tragkraft und 10 m Hubhöhe (Fig. 133)[1]).

Die Haltebremsen der beiden Hubwerke sind gewichtbelastete Bandbremsen von 600 bzw. 400 mm Durchmesser und werden durch Magnetbremslüfter von 300 bzw. 200 kgcm Hub arbeit gelüftet.

[1]) Demag A.-G., Duisburg.

e) Krane.

Einteilung nach Art des Betriebes.

Nach DIN 120 „Berechnungsgrundlagen für Stahlbauteile von Kranen und Kranbahnen“[1]) werden die Krane entsprechend ihren Arbeitsbedingungen in vier Gruppen eingeteilt. Maßgebend für diese Einteilung sind:

1. Die bezogene Betriebsdauer als Verhältnis der Betriebszeit ohne Arbeitspausen zur Betriebszeit einschließlich der Arbeitspausen.

2. Die bezogene Belastung. Man unterscheidet: Krane, deren Last bei jedem Arbeitsspiel ganz oder nahezu die zulässige Höchstlast erreicht, und Krane, deren Last häufig erheblich kleiner ist.

3. Die Stärke der Stöße. Stärke der Stöße aus dem Katzen- oder Kranfahren ist bei Fahrgeschwindigkeiten bis 1,5 m/sek als gewöhnlich, bei größeren Geschwindigkeiten als groß anzunehmen. Bei ungestoßenen Laufschienen oder solchen mit geschweißten Stößen ist die maßgebende Fahrgeschwindigkeit 2,0 m/sek.

Tafel 12.

Größe	Bezogene Betriebsdauer	Bezogene Belastung	Stöße	Größe	Bezogene Betriebsdauer	Bezogene Belastung	Stöße
I	klein	klein	gewöhnlich	III	groß	groß	gewöhnlich
II	groß	klein	gewöhnlich		groß	klein	stark
	klein	groß	gewöhnlich		klein	groß	stark
	klein	klein	stark	IV	groß	groß	stark

Tafel 12 gibt ein Schema für die Einteilung der Krane nach den Arbeitsbedingungen. Tafel 13: Einordnung der wichtigsten Kranarten.

Tafel 13.

Nr.	Art des Kranes	Gruppe	Nr.	Art des Kranes	Gruppe
	Allgemeine Krane.		13	Kipperbrücken	III
1	Kleinkrafthebezeuge und Handkrane	I	14	Turmdrehkrane für Hoch- und Tiefbau	I u. II
2	Maschinenhauskrane	I—II			
3	Lokomotivhebekrane . . .	II			
4	Werkstatt- und Lagerplatzkrane kleiner Tragkraft[2])	II—III			
5	Desgl. großer Tragkraft . .	II	15	**Hüttenwerkskrane.**	
6	Montagekrane	I—III		Leichte Krane, Montagekrane, Walzenwechselkrane	I—III[4])
7	Gießereikrane	II u. III			
8	Nietkrane	II u. III	16	Chargierkrane	III u. IV
9	Hellingkrane	II	17	Walzeisentransportkrane (Pratzenkrane)	II—IV
10	Schwerlastkrane	I u. II			
11	Drehkrane, Torkrane, Schwimmkrane:		18	Mischer- und Gießkrane . .	II u. III
	a) Stückgutbetrieb . . .	II	19	Kokillen- und Blockkrane .	III
	b) Greifer- und Magnetbetrieb	III u. IV[3])	20	Tiefofenkrane	III—IV
			21	Stripperkrane	IV
			22	Fallwerkskrane	II—IV[5])
12	Träger von Verladebrücken, Hängebahnen u. dgl.:				
	a) Stückgutbetrieb . . .	II		Kranbahnen für Laufkrane	
	b) Greiferbetrieb	II u. III	23	der Gruppen II bis IV . .	—[6])

1. Laufkrane. α) **Normale Laufkrane.** Im allgemeinen drei Bewegungen: Heben (bzw. Senken), Katzen- oder Querfahren und Kran- oder Längsfahren. Von diesen können bei elektrischem Antrieb zwei zu gleicher Zeit ausgeführt werden. Bei Laufkranen mit Hilfshubwerk tritt noch eine vierte Bewegung (Hilfsheben) hinzu.

[1]) Beilage zum Zbl. Bauverw. 57. Jg. (1937) Heft 4. Verlag: Ernst & Sohn, Berlin.
[2]) Krane kleiner Tragkraft werden häufiger überanstrengt und stoßweise belastet.
[3]) IV bei schwerem Greiferbetrieb, kurzem Ausleger und ungefederten Kopfrollen.
[4]) Gruppe I, wenn der Kran nach dem schwersten Montagestück berechnet wird.
[5]) Gruppe IV, wenn nur Fallwerkskran. Wenn Berechnung nach größeren zu transportierenden Stücken erfolgt ist, niedrigere Gruppe.
[6]) Nächst kleinere Gruppe als der Kran, sofern nicht die Katze dauernd an einer Seite arbeitet.

Handlaufkrane. Antrieb allgemein vom Fußboden aus durch Handkette und Haspelrad. Normale Ausführung (mit zwei Hauptträgern) für Tragkräfte $Q = 2_{00}$ bis 20 t und Spannweiten $L = 6$ bis 18 m [1]).

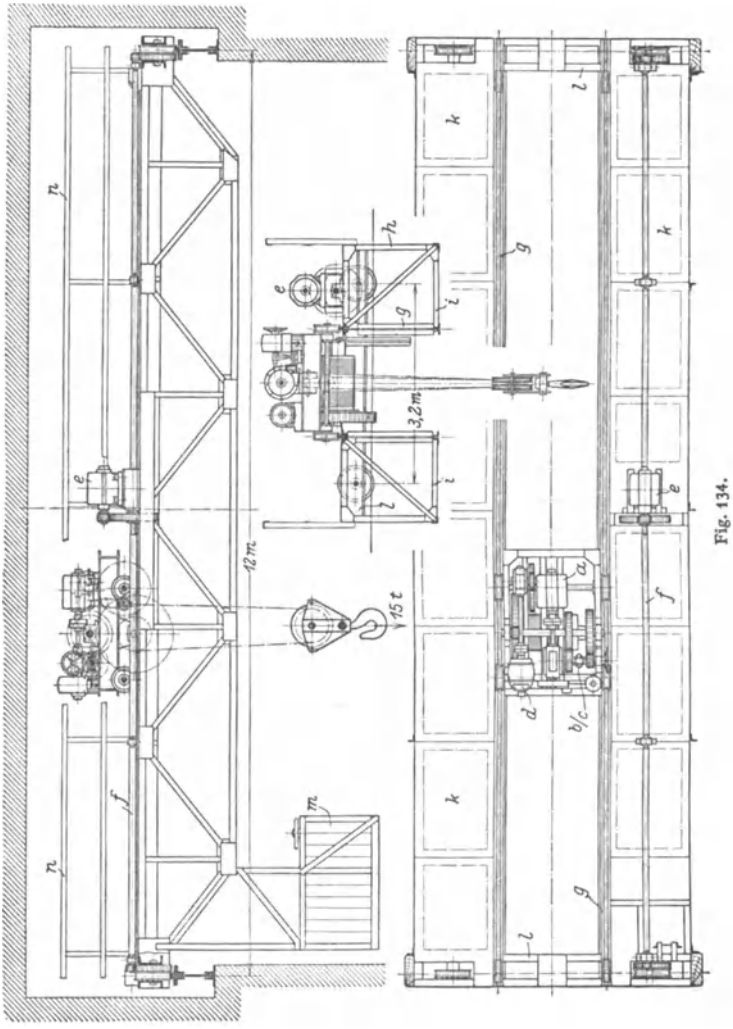


Fig. 134.

Kranfahrwerk. Ermittlung des größten Raddruckes s. S. 425. Berechnung des Fahrwiderstandes nach den Angaben S. 426 mit einem Zuschlag von 25 vH für zusätzlichen Fahrwiderstand bei Schrägstellen des Kranes.

Kranbrücke. Zulässige Durchbiegung der Vollwandträger aus den wandernden Lasten (s. S. 427): $\delta'' = L/800$ bis $L/600$. Für die Spannungsermittlung Annahme der Stoßzahl φ und des Ausgleichfaktors ψ (s. S. 427) entsprechend Gruppe I (Tafel 12 und 13, S. 422). Fachwerkträger s. S. 430.

[1]) Demag A.-G., Duisburg.

Tafel 14. Laufkrane für elektrischen Antrieb der Demag A.-G., Duisburg (Fig. 135).

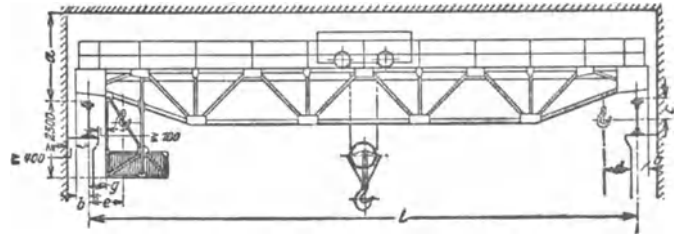


Fig. 135.

Tragkraft	Stützweite L			Richtmaße						Raddruck[1])	Schienenbreite[1])	Geschwindigkeiten u. Motorstärken								Gewicht	
					ohne Hilfshub			Radstand	Gesamtlänge des Kopfträgers			Heben		Hilfsheben		Katzfahren		Kranfahren		der Katze	de voll Kra ohne Hilfsl
												m		m		m		m			
t	m	mm	mm	c mm	d mm	e mm	g mm	h mm	mm		mm	Min.	PS	Min.	PS	Min.	PS	Min.	PS	t	t
	10							2400	3400	6,0	45							125			10,0
	14	1600		400				2600	3600	6,5	45							105			12,0
5	20		200		850	750	400	3000	4000	7,5	45	7,5	12	—	—	30	2,0	90	10	2,8	15,5
	26	1700		300				3600	4600	8,5	55							80			20,2
	30							4000	5000	9,0	55							70			23,7
	10							2600	3700	7,5	45							100			11,2
	14	1700		400				2600	3700	8,1	55							90			13,4
7,5	20		220		900	800	400	3000	4100	9,2	55	7,5	19	—	—	30	3,5	75	10	3,0	17,2
	26	1800		300				3600	3700	10,3	55							70			22,5
	30							4000	5100	11,3	55							60			26,6
	10							2800	4000	9,0	55							110			13,0
	14	1800		400				2800	4000	9,7	55							100			15,1
10	20		230		950	1000	400	3000	4200	10,9	55	9	28	13	12	30	4,5	85	14	4,0	19,6
	26	1900		300				3600	4800	12,2	65							75			25,6
	30							4000	5200	13,4	65							65			30,0
	10							3200	4400	12,2	55							110			16,2
	14	2100		400				3200	4400	13,1	55							100			19,1
15	20		250		1000	1100	500	3200	4400	14,6	55	8,8	44	13	12	30	5,5	85	20	5,0	24,5
	26	2200		300				3600	4900	16,2	65							80			30,8
	30							4000	5300	17,4	65							75			36,0
	10							3400	4700	15,3	65							105			18,5
	14	2150		500				3400	4700	16,0	65							95			21,5
20	20		275		1050	1100	600	3400	4700	17,9	65	6,6	44	12	19	30	7,5	80	20	5,8	27,5
	26	2250		400				3600	4900	19,7	65							70			35,0
	30							4000	5300	20,9	75							65			40,0
	10							4000	5200	20,6	75							100			22,9
	14	2300		700				4000	5200	22,0	75							95			26,5
30	20		300		1200	1150	600	4000	5300	24,1	75	4,4	44	11,5	28	30	10	85	32	8,0	33,0
	26	2400		600				4000	5300	26,1	75							80			40,7
	30							4000	5500	27,6	75							75			46,7
	10							4200	5500	31,8	90							90			32,0
	14	2600		800				4200	5500	33,7	90							85			36,1
50	20		350		1400	1500	600	4200	5500	36,6	90	3,3	56	13	44	26	14	75	42	11,0	44,2
	26	2700		700				4200	5600	39,4	100							70			54,8
	30							4200	5800	41,3	100							65			62,8
	10							4600	6100	45,0	100							80			42,3
	14	3000		1000				4600	6100	48,4	120							75			48,2
75	20		400		1500	1600	600	4600	6100	52,7	120	2,6	66	9	44	18	14	70	58	20,0	60,3
	26	3100		900				4600	6300	56,7	120							65			75,5
	30							4600	6300	59,7	120							60			86,8

[1]) Für Laufkräne mit 4 Laufrädern. Der erste Teil der Tabelle ist ein Auszug aus den DIN 698, Bl. 1 und 2.

Die Bremskraft kann mit $^1/_7$ des größten Raddrucks für ein Rad, der Querschub
auf einer Seite mit 10 vH des Raddrucks für jedes Rad,
auf beiden Seiten mit 15 vH des Raddrucks für jedes Rad eingeführt werden.

Abdruck der Normenblätter des Deutschen Normenausschusses. Verbindlich für die vorstehenden Angaben bleiben die Dinormen. Normenblätter sind durch den Beuth-Verlag G.m.b.H., Berlin SW 19, Dresdener Str. 97, zu beziehen.

Elektrische Laufkrane.

Die normalen Laufkrane sind Obergurtlaufkrane (Fig. 134 und 135), bei denen die Katze auf den Obergurten der Kranhauptträger fährt. Bei den Untergurtlaufkranen (Fig. 180, S. 437) fährt die Katze auf den Untergurten und zwischen den beiden Hauptträgern (Sonderausführung).

Fig. 134, S. 423: Elektrisch betriebener Laufkran von 15 t Tragkraft und 12 m Spannweite.

a Hubmotor; *b—c* umschaltbares Vorgelege zum Einstellen zweier Hubgeschwindigkeiten; *d* Katzenfahrmotor; *e* Kranfahrmotor; *f* Fahrwerkwelle; *g* Haupt- oder Längsträger; *h* Seitenträger (Bühnenträger); *i* Querverband; *k* Belag (gelochtes Blech, 5 mm stark); *l* Kopf- oder Querträger (Radträger); *m* Führerkorb, in dem die Steuerwalzen und die Schaltanlage angeordnet; *n* Geländer.

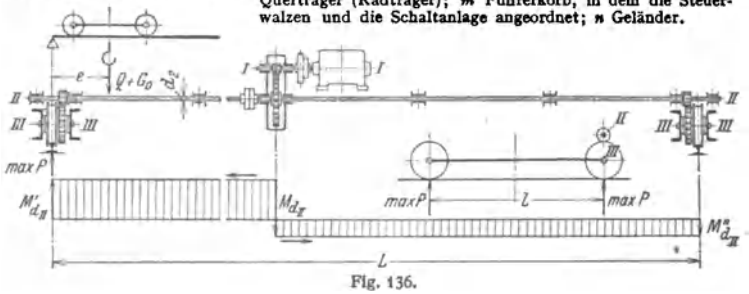


Fig. 136.

Die lichten Durchfahrtprofile, Radstände, Raddrucke und Schienenbreiten sind für 5 bis 100 t Tragkraft und Spannweiten von 10 bis 30 m nach DIN 698 (Bl. 1 und 2) genormt. Siehe auch Tafel 14, S. 424.

Kran-Fahrwerk (Fig. 136). Der auf Mitte Kran sitzende Fahrmotor arbeitet auf die Fahrwerkwelle, an deren Ende sitzende Ritzel mit den Laufrad-Zahnkränzen kämmen. Größter Raddruck, wenn die voll belastete Laufwinde im Anfahrmaß *e* steht.

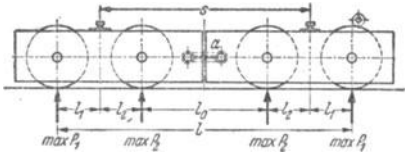


Fig. 137.

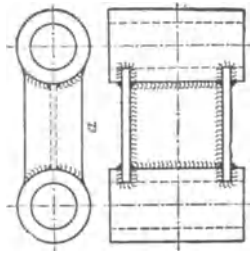


Fig. 138.

Bedeuten G das Gewicht des Kranes ohne Laufwinde und G_0 das der Laufwinde, so wird der größte Raddruck bei vier Laufrädern und mit Bezug auf Fig. 136 überschläglich (in kg oder t):

$$\max P \approx \frac{G}{4} + \frac{Q+G_0}{2} \cdot \frac{L-e}{L}. \qquad (37)$$

Bei Kranen großer Tragkraft und Spannweite werden acht Laufräder angeordnet (Fig. 137). Hierbei wird eine statisch bestimmte Verteilung der Raddrucke dadurch erreicht, daß der Querträger in der Mitte geteilt und mit einem Gelenk ausgeführt wird. Größte Raddrucke:

$$\max P_1 \approx \left(\frac{G}{4} + \frac{Q+G_0}{2} \cdot \frac{L-e}{L}\right) \cdot \frac{l_2}{l_1+l_2}; \quad \max P_2 \approx \left(\frac{G}{4} + \frac{Q+G_0}{2} \cdot \frac{L-e}{L}\right) \cdot \frac{l_1}{l_1+l_2}. \qquad (38)$$

Durch Ausbildung des Gelenkstückes *a* nach Fig. 138 wird die erforderliche Seitensteifigkeit der Gelenkverbindung erreicht.

Fahrwiderstand. Bedeuten $\mu \approx 0{,}1$ die Reibungsziffer der gleitenden Reibung und $f \approx 0{,}05$ cm den Hebelarm der rollenden Reibung, so ergibt sich

der Reibungsfahrwiderstand (Fig. 120, S. 415) zu

$$W_r = \frac{Q + G_0 + G}{R} \cdot \left(\mu \cdot \frac{d}{2} + f\right) = (Q + G_0 + G)_t \cdot w_r \ldots \text{kg}. \qquad (39)$$

Abmessungen und Einheitsfahrwiderstand w_r für die genormten Laufräder s. Fig. 121, S. 415.

Hierzu kommt bei Schrägfahrten des Kranes infolge der Spurkranz- und Nabenstirnreibung noch ein zusätzlicher Reibungswiderstand, der 30 bis 50 vH des berechneten beträgt.

Für überschlägliche Berechnungen Annahme des Reibungsfahrwiderstandes zu 25 bis 35 kg für je 1 t Fahrgewicht.

Steht Katze im linken Anfahrmaß (Fig. 136, S. 425), so sind die Teilfahrwiderstände:

$$\left.\begin{aligned} &\text{Links: } W'_r = 1{,}3 \text{ bis } 1{,}5 \cdot \left[\frac{G}{2} \cdot w_r + (Q + G_0) \cdot w_r \cdot \frac{L - e}{L}\right] \ldots \text{kg}, \\ &\text{Rechts: } W''_r = 1{,}3 \text{ bis } 1{,}5 \cdot \left[\frac{G}{2} \cdot w_r + (Q + G_0) \cdot w_r \cdot \frac{e}{L}\right] \ldots \text{kg}. \end{aligned}\right\} \qquad (40)$$

Q, G (ohne Katze) und G_0 sind in t einzusetzen. Einheitsfahrwiderstand w_r (für 1 t Fahrgewicht) s. S. 415.

Kranfahrgeschwindigkeit und Leistung der Fahrmotoren s. Tafel 14, S. 424.

Motor. Berechnung der Beharrungsvollastleistung nach der Gl. (36), S. 416. Wirkungsgrad des Fahrwerks bei zwei bzw. drei Stirnrädergetrieben: $\eta \approx 0{,}90$ bzw. 0,85. Beschleunigungsarbeit beim Anlauf s. S. 408. Anlaufzeit $t_a = 3$ bis 4 sek.

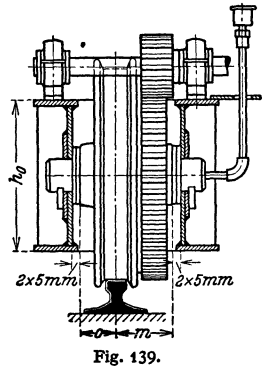


Fig. 139.

Übersetzung (Fig. 136). Berechnung wie beim Katzenfahrwerk s. S. 416. Motorvorgelege mit Räderkasten (s. S. 418). Von dem Laufradvorgelege sind die Abmessungen des am Laufrad angeschraubten Zahnkranzes bekannt (siehe DIN 4009). Die Übersetzung ist daher durch die kleinste Zähnezahl des Ritzels bestimmt, die wegen genügender Nabenstärke vom Durchmesser der Fahrwerkwelle abhängt.

Größter Zahndruck des Vorgeleges: $P_{II-III} \approx$ Teilfahrwiderstand $W'_r \ldots$ kg. Große Krane erhalten drei Stirnrädergetriebe.

Fig. 139: Lagerung eines Kranlaufrades im Kopf- oder Querträger.

Um bei Aufstellung der Krane kleinere Unterschiede in der Spannweite auszugleichen, werden beiderseits von jedem Laufrad zwei 5 mm starke Scheiben beigelegt. Der hierdurch in der Kranspannweite ausgleichbare Unterschied beträgt $\pm$ 10 mm.

Größtes Drehmoment der Fahrwerkwelle (Fig. 136): $M'_{d_{II}} = P_{II-III} \cdot r_2 \ldots$ kgcm, wobei r_2 = Halbmesser des Ritzels vom Laufradvorgelege. Berechnung der Welle auf zusammengesetzte Festigkeit (Biegung und Drehung sowie auf Formänderung (Verdrehungswinkel $\varphi_{zul} \approx {}^1/_4$ Grad/lfdm) s. Bd. I.

Anordnung der Fahrwerkbremse meist auf der elastischen Kupplung zwischen Motor und Fahrwerk (Fig. 136), seltener auf der Fahrwerkwelle.

Bethmann: Berechnung der Kranfahrbremsen für elektrische Laufkrane. Fördertechn. u. Frachtverk. 1929, S. 4.

Kranbrücke.

Statische Berechnung.

Maßgebend sind die „Berechnungsgrundlagen für Stahlbauteile von Kranen und Kranbahnen" DIN 120, die ab 1. IV. 1937 baupolizeiliche Geltung erlangt haben.

Die von der ständigen Last (bzw. den Verkehrslasten) bei fahrbaren Kranen herrührenden Biegemomente, Quer- und Stabkräfte sind mit der Stoßzahl φ (bzw. Ausgleichzahl ψ) zu multiplizieren.

Fahrgeschwindigkeit in m/sek	1	2	3	
	$\varphi = \leqq 1{,}0$ [1])	$\leqq 1{,}5$ [2])	1,1	
	> 1	$> 1{,}5$	1,2	
Krangruppe (s. S. 422)	I	II	III	IV
$\psi =$	1,2	1,4	1,6	1,9

Für Stahl (auch hochwertigen Baustahl, Stahlguß und geschmiedeten Stahl) ist einzusetzen: $E = 2100000$ kg/cm², $G = 810000$ kg/cm²; linearer Ausdehnungskoeffizient $\alpha_t = 0{,}000012$. Berechnung der Bauteile auf Dauerfestigkeit nach dem γ-Verfahren. Für schwellende Belastung ist $\gamma = 1$. Bei Vorzeichenwechsel der Spannung ist eine gedachte Spannung (σ_I) einzusetzen, wobei γ von dem Momentenverhältnis $\min M_I / \max M_I$ bzw. von dem Stabkraftverhältnis $\min S_I / \max S_I$ abhängig ist. γ-Werte für St 37 und St 52 s. Fig. 165, S. 433.

Belastungsfälle. Fall 1: Gleichzeitig ungünstigste Wirkung von ständiger Last, Verkehrslast und Wärmewirkung. Fall 2: Verstärkung der Wirkung unter 1 durch Windlast, Bremskraft, waagerechte Seitenkräfte usw.

Zulässige Spannungen. Für St 37 (bzw. St 52) wird $\sigma_{zul} = 1400$ (2100) kg/cm² für Belastungsfall 1, $\sigma_{zul} = 1600$ (2400) kg/cm² für Fall 2; Schubspannung $\tau_{zul} = 0{,}8\,\sigma_{zul}$.

a) Hauptträger. Ausbildung als Vollwand- oder als Fachwerkträger. Senkrechte Belastung durch Eigenlast und durch Raddrucke der Katze.

Fig. 140 gibt die Eigengewichtsbelastungen der geschweißten Hauptträger normaler elektrischer Laufkrane von 5 bis 50 t Tragkraft und für Spannweiten von 10 bis 30 m. Vw = Vollwandträger, Fw = Fachwerkträger.

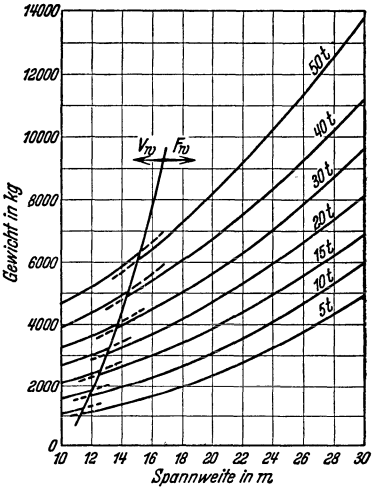


Fig. 140.

1. Vollwandträger. Anwendung für Spannweiten bis etwa 16 m. Bei Kranen kleinerer Tragkraft und Spannweite genügt ein I-Träger mit Flacheisenschiene oder Laufkranschiene. Schienenabmessungen s. Tafeln am Schluß von Bd. I.

Für Stehblechträger (Fig. 141) Annahme der Trägerhöhe zu $h = {}^1/_{15}\,L$ bis ${}^1/_{12}\,L$, wenn L die Spannweite (Stützweite) des Kranes bedeutet. Endhöhe h_0 ist von der Kopfträgerhöhe abhängig (s. S. 436).

Maßgebend für Bemessung ist die zulässige Durchbiegung unter den wandernden Lasten.

Zulässige Durchbiegung $\delta''_{zul} \approx {}^1/_{1000}\,L$, unter Umständen bis herab auf ${}^1/_{1200}\,L$.

Größte Durchbiegung wird annähernd erhalten, wenn man das Lastenpaar $P-P$ mit dem Radstand b symmetrisch zur Kranmitte stellt.

Erforderliches Trägheitsmoment:

$$J_{erf} \approx P/48\,E\,\delta''_{zul} \cdot (L-b) \cdot [L^2 + (L+b)^2] \ldots \text{cm}^4. \qquad (41)$$

Es werden eingesetzt: P in kg, δ''_{zul}, L und b in cm und E in kg/cm².

Bei zwei verschieden großen Raddrücken P_1 und P_2 rechnet man für vorläufige Querschnittsbestimmung mit dem mathematischen Mittelwert.

Biegemomente und Querkräfte aus Eigenlast (ständiger Last). Eigenlast $\approx$ Hauptträgergewicht + ${}^1/_2$ Fahrwerk (ohne Laufräder) + ${}^1/_2$ Querverband + ${}^1/_2$ Belag der einen Bühnenseite.

[1]) Laufschienenstöße vorhanden.
[2]) Laufschienenstöße nicht vorhanden oder geschweißt.

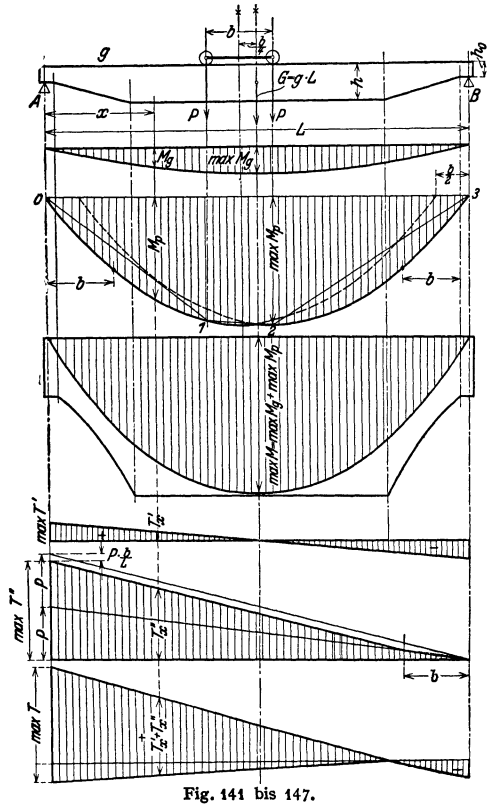


Fig. 141 bis 147.

Größtes Biegemoment (Fig. 142): $\max M_g = GL/8 = gL^2/8 \ldots$ tm. (42)

Querkraft am linken bzw. rechten Auflager (Fig. 145): $\max T' = G/2$.

Biegemomente und Querkräfte aus den wandernden (rollenden) Lasten.

1. Träger wird von zwei gleich großen Lasten $P-P$ mit dem Abstand b befahren (Fig. 141).

Das im Abstand $b/4$ von der Trägermitte unter dem linken Raddruck P auftretende größte Biegemoment ist: (s. Bd. I, S. 193):

$$\left.\begin{array}{l}\max M_p = P/2L \\ \cdot (L - b/2)^2 \ldots \text{tm.}\end{array}\right\} \quad (43)$$

Der Verlauf des Biegemomentes jeder der beiden Lasten stellt eine Parabel mit der Länge $L - b/2$ und dem Wert $\max M_p$ als Pfeilhöhe dar (Fig. 143). Die Parabeln sind nur so lange gültig, bis die eine Last über dem linken bzw. rechten Auflager steht.

Die Momentenfläche der in der linken ungünstigsten Laststellung befindlichen Katze ist in Fig. 143 mit $0-1-2-3$ bezeichnet.

Die größte Querkraft $\max T''$ tritt auf, wenn die von B nach A fahrende Katze mit dem linken Rad über dem Auflager A steht. Verlauf der Querkraft (A-Linie) nach Fig. 146. Die B-Linie (Katze fährt von A nach B) ist das Spiegelbild zur A-Linie.

Verlauf der resultierenden Querkraft T nach Fig. 147.

2. Träger wird von zwei verschieden großen Lasten P_1 und P_2 im Abstand b (Radstand der Katze) befahren. Siehe Bd. I, S. 192.

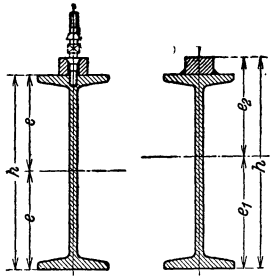


Fig. 148 u. 149.

Querschnittsbildung und -bemessung.

Fig. 148: I-Träger mit aufgeschraubter Flacheisenschiene. Wegen ungenügender Verbindung von Schiene und Träger wird dieser allein als tragend angenommen.

Fig. 149: I-Träger mit aufgeschweißter Schiene.

Ausführung der Kehlnähte als unterbrochene Nähte. Abstand der Schweißen hängt von Querkraft des Trägers ab.

Stehblechträger werden angewendet, wenn I-Träger nicht mehr ausreichen. Form allgemein Trapezform (Fig. 141).

Trägerhöhe s. S. 427. Querschnittsgestaltung nach Fig. 150 bzw. 151.

Stehblechstärke: $s = 8$ bis 12 mm, meist 10 mm. Blechträger allgemein mit I-Querschnitt. Gurtplattenstärke: $s_1 \approx 1{,}5\,s$ bis $2\,s$ und mehr.

Weiteres s. Ricken: Die Ausbildung vollwandiger Laufkranhauptträger. Fördertechn. 1937 S. 307.

In Rücksicht auf Schweißen möglichst symmetrischer Querschnitt. Aufgeschraubte Kranschiene (Fig. 150) erhöht Trägergewicht.

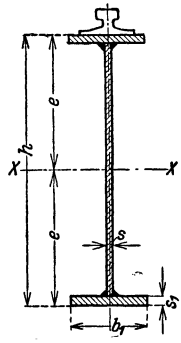


Fig. 150.

Überschlägliche Nachprüfung der vorhandenen Durchbiegung δ''_{vorh} aus den wandernden Lasten durch Auflösen der Gl. (41), S. 427 nach δ''. Genauere Bestimmung nach Mohr mit der M/J-Fläche (Momentenlinie $0-1-2-3$ Fig. 143, S. 428). Siehe Bd. I, Biegung.

Durchbiegung aus Eigenlast bei unveränderlichem Trägheitsmoment:

$$\delta'_{vorh} = G/E\,J \cdot 5\,L^3/384 \ldots \text{cm}. \qquad (44)$$

Für Trapezträger Fig. 141 (mit veränderlichem Trägheitsmoment) ist [Gl. (44)] mit genügender Annäherung benutzbar.

Sind W_1 und W_2 die Widerstandsmomente des Trägers in cm³, so werden für die Hauptkräfte allein folgende Randspannungen erhalten (Fig. 151)[1]:

$$\left.\begin{aligned}\sigma_{b1} &= +\frac{\varphi \cdot {}_{max}M_g + \psi \cdot {}_{max}M_p}{W_1};\\ \sigma_{b2} &= -\frac{\varphi \cdot {}_{max}M_g + \psi \cdot {}_{max}M_p}{W_2} \ldots \text{kg/cm}^2.\end{aligned}\right\} \qquad (45)$$

Stoßzahl φ und Ausgleichzahl ψ s. S. 427. Verlauf der Biegespannung nach Fig. 151.

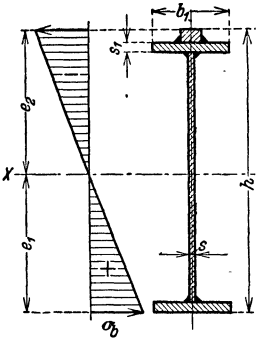


Fig. 151.

Berechnung der Schweißverbindungen auf Grund der neueren Forschungsergebnisse nach dem α- und γ-Verfahren und dem Schaubild der zulässigen Spannungen (Spannungsgehäuse von Kommerell[2]). 1. Nachweis der Spannungen. 2. Größte Scherspannung in der neutralen Faser des Stegbleches. 3. Schweißanschluß der Gurtplatten an das Stegblech. 4. Stegblechstöße. 5. Gurtplattenstöße. 6. Stoß der Fahrschiene. 7. Aussteifung des Trägers[3]).

Gestaltung der Blechträger nach Fig. 152, *a* Stegblech; *b* Stegblechstoß; *c* Trägeraussteifungen, *d* Kopfträger; *e* Prellklotz.

Ausführung des Blechstoßes als einfacher Stumpfstoß (ohne Decklaschen) und je nach Blechdicke mit V- oder X-Naht (Bd. I, Schweißkonstruktionen). Die Aussteifungen *a* (Fig. 153 und 154) sind Flacheisen, die an der Kehle abgeschnitten sind. Sie dürfen nur dann an der unteren Gurtplatte angeschweißt

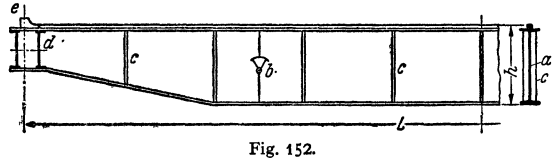


Fig. 152.

werden (Fig. 153), wenn die zulässige Zugspannung unter Berücksichtigung des α-Wertes nicht überschritten wird, andernfalls sind Paßplättchen *b* anzuordnen (Fig. 154).

Waagerechte Beanspruchung der Träger s. S. 436.

[1]) DIN 120.

[2]) Erläuterungen zu den Vorschriften für geschweißte Stahlbauten. II. Teil: Vollwandige Eisenbahnbrücken. 4. Aufl. Berlin 1936. Ernst & Sohn.

[3]) Berechnungsbeispiel s. Hänchen: Fördertechn. 1938 S. 124.

2. Fachwerkträger. Anwendung für Spannweiten von etwa 12 m ab. Trägerhöhe (Fig. 155): $h \approx {}^1/_{12} L$ bis ${}^1/_{10} L$. Endhöhe h_0 richtet sich nach der Kopfträgerhöhe Fig. 139, S. 426. Feldweite $w \approx h$. Gerade Felderzahl (10 oder 12).

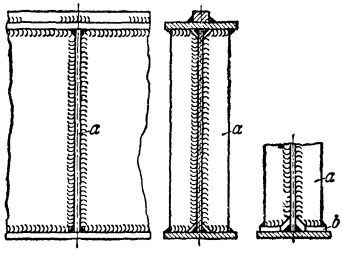


Fig. 153 u. 154.

System. Das für genietete Träger übliche System Fig. 135 ist für geschweißte Träger wegen Häufung der Schweißnähte an den Knickpunkten des Untergurts und großer Wärmewirkung unzweckmäßig. Daher besser Ausführung nach Fig. 155[1]).

Paralleliträger hauptsächlich für Lagerplatzkrane. Ihre Anwendung ist Bedingung, wenn eine Hilfslaufkatze auf den Untergurten je eines Haupt- und Seitenträgers fährt oder wenn Führungsrollen wie bei Laufkranen mit verschiebbarem Ausleger, Drehlaufkranen oder Beschickkranen auf den Untergurt drücken. Vorteile: Gleiche Länge der Füllungsstäbe, daher einfache Herstellung. Nachteil: Höheres Trägergewicht im Vergleich zu den Trägern Fig. 135 und 155.

Die Durchbiegung berücksichtigt man dadurch, daß man dem System eine Überhöhung gibt. Überhöhung auf Mitte Obergurt etwa ${}^1/_{1000}$ der Spannweite. Zur Berechnung der Überhöhungen der übrigen Knoten legt man eine Parabel zugrunde.

Bestimmung der Stabkräfte aus Eigenlast (S_g). Veranschlagung der Eigenlast s. S. 427.

Eigengewicht-Kräfteplan für das System Fig. 155 s. Bd. I, S. 196, Fig. 116.

Bestimmung der Stabkräfte aus den wandernden Lasten (S_p). Durch die wandernden Lasten $P-P$ mit dem festen Abstand b (Fig. 155) wird der Obergurt O_1 bis O_8 auf Druck und der Untergurt U_1 bis U_6 auf Zug beansprucht. Die Diagonalen D_1 bis D_8 erhalten je nach Katzenstellung Zug oder Druck. Die Vertikalen sind Hilfsstäbe und erhalten Druck.

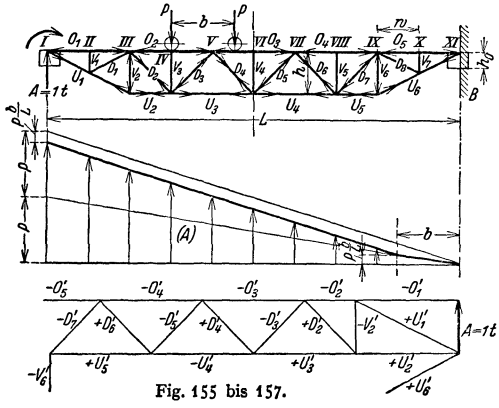


Fig. 155 bis 157.

Die Laststellungen, in denen die einzelnen Stäbe am stärksten beansprucht werden, sind bekannt. Läßt man die Katze von A nach B rollen und stellt sie nacheinander mit dem linken Rad auf die Knoten II bis IX, so erhalten jedesmal zwei Stäbe ihre größte Stabkraft. Hierbei wird Zug mit + und Druck mit − bezeichnet.

Die Stäbe V_1, V_3 bis V_5, V_7, D_1 und D_8 sind Hilfsstäbe.

Tafel 15. Größte Stabkräfte der rollenden Lasten $P-P$ (Fig. 155).

Katze mit dem linken Rad auf Knoten							
II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX
$-O_1\,(O_5)$ $+U_1\,(U_6)$	$-V_2\,(V_6)$ $+U_2\,(U_5)$	$-O_2\,(O_4)$ $+D_2\,(D_7)$	$+U_3\,(U_4)$ $-D_3\,(D_6)$	$-O_3$ $+D_4\,(D_5)$	— $-D_5\,(D_4)$	— $+D_6\,(D_3)$	— $-D_7\,(D_2)$

[1]) MAN, Werk Nürnberg.

Bestimmung der Stabkräfte am bequemsten mit dem Kräfteplan für den Zustand $A = 1$ t in Verbindung mit der A-Linie (Fig. 155 bis 157).

Der Träger (Fig. 155) sei bei B eingespannt gedacht und bei A durch eine nach oben wirkende Kraft von 1 t belastet. Für diese Auflagerreaktion wird mit geeignetem Maßstab (z. B. 1 t = 20 mm) ein Kräfteplan (Fig. 157) aufgezeichnet, aus dem die Stabkräfte O_1', O_2' ..., U_1', U_2' ... und D_2', D_3' ... entnommen werden.

Die Auflager- oder A-Linie (Fig. 156) stellt den Verlauf der Querkraft (s. auch S. 428) unter dem Einfluß der rollenden Lasten $P-P$ dar. Die A-Linie wird aufgezeichnet und die Größe der Auflagerkraft (A) wird unter dem auf einem Knoten (z. B. IV auf Fig. 155) stehenden linken Rad abgegriffen.

Die größten Stabkräfte werden erhalten, wenn man die aus dem $A=1$-Plan entnommene Stabkraft mit der der jeweiligen Laststellung entsprechenden Auflagerkraft multipliziert.

Z. B.: $O_2 = -O_2' \cdot (A)$ und $D_2 = +D_2' \cdot (A)$.

Die Ober- und Untergurtstabkräfte lassen sich auch mit Hilfe der Momentenlinie und die Diagonalstabkräfte mit Hilfe der Querkraft-(A bzw. B)-Linie bestimmen. Siehe Bd. I, S. 197.

Das Einflußlinien-Verfahren wird zweckmäßig angewendet, wenn mehrere Krane von gleicher Spannweite und verschiedener Tragkraft zu berechnen sind, wenn der Träger von zwei Katzen befahren wird, oder wenn es sich um ein unterteiltes System handelt. Siehe Bd. I, S. 198.

Stabkräfte in den Vertikalen. Steht die eine Last P auf der Vertikalen (Fig. 155) und ist der Radstand b größer als die Feldweite w, so ist $V = P$.

Ist $b < w$, so ist die Stabkraft $V = P + P \cdot (w - b)/w$. (46)

Berechnung und Bemessung der Stäbe. Für geschweißte Träger ist der erforderliche Querschnitt eines Zugstabes (mit 25 vH Zuschlag für Kerbwirkung): $F_{erf} = 1{,}25\,(\varphi S_g + \psi S_p)/\sigma_{zul} \ldots \text{cm}^2$. (47)

Bei genieteten Trägern ist mit dem nutzbaren Querschnitt (nach Abzug der Nietschwächung) zu rechnen und ein Zuschlag von etwa 15 vH auf F_{erf} zu machen.

Druckstäbe werden auf Knickung berechnet. Knickfestigkeit s. Bd. I, S. 389.

Bei mittigem Kraftangriff Schlankheitsgrad $\lambda = \frac{s_K}{\min i} \leqq 250$.

s_K = freie Knicklänge, $\min i = \sqrt{\min J : F}$ = Trägheitshalbmesser in cm.

Da der Schlankheitsgrad des zu berechnenden Stabes nicht bekannt ist, so bestimme man zunächst den erforderlichen Querschnitt (F_{erf}) für den unelastischen Bereich ($\lambda < 100$) nach der amtlichen Gebrauchsformel (1. Belastungsfall) Bd. I, S. 393.

In dieser Gleichung tritt $\varphi Sg + \psi Sp$ an Stelle von P. Profilwerte für zwei Winkeleisen nach Fig. 158 $k = 4$, zwei T-Eisen nach Fig. 159 $k = 5$ und für 2 ⊏-Eisen (Fig. 160) und NP > 8 $k = 8{,}2$.

Für den elastischen Bereich ($\lambda > 100$), den 1. Belastungsfall und den Knicksicherheitsgrad $\nu = 3{,}5$ berechne man J_{erf} nach der Gleichung Bd. I, S. 393.

Knickzahl ω wird für St 37 aus der Tafel in Bd. I, S. 393 entnommen. Es ist nachzuweisen, daß

$\sigma_\omega = \omega \cdot (\varphi S_g + \psi S_p) \leqq \sigma_{zul}$ ist[1]). (48)

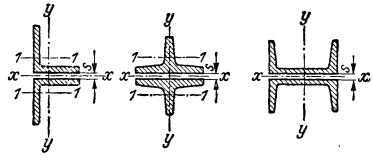


Fig. 158 bis 160.

Berechnung mehrteiliger Druckstäbe nach DIN 120 S. 10.

Zweiteilige Stäbe (Fig. 158 bis 160) werden nach folgenden Regeln berechnet:

Für Ausknicken in Ebene $x-x$ ist der Stab wie ein einteiliger Druckstab zu berechnen.

$$\sigma_{\omega_y} = \omega_y \cdot (\varphi S_g + \psi S_p) : F \leqq \sigma_{zul}, \quad (49)$$

wobei F = ungeschwächter Stabquerschnitt.

Für Ausknicken in Ebene $y-y$ ist der „ideelle" Schlankheitsgrad anzunehmen zu:

$$\lambda_{xi} = \sqrt{\lambda_x^2 + \lambda_1^2}. \quad (50)$$

Hierfür ist Knickzahl ω_{xi} für St 37 aus der Tafel in Bd. I, S. 393 zu entnehmen und es ist nachzuweisen:

$$\sigma_{\omega_x} = \omega_{xi} \cdot (\varphi S_g + \psi S_p) : F \leqq \sigma_{zul}. \quad (51)$$

Bei zweiteiligen Stäben, bei denen $\lambda_y > \lambda_x$ ist, erübrigt sich der Nachweis von $\sigma_{\omega x}$, wenn $\lambda_1 \leqq \sqrt{\lambda_y^2 - \lambda_x^2}$ ist.

[1]) ω-Verfahren.

Der Obergurt ist auf Druck und Biegung beansprucht. Querschnitt meist halbe I-Form (Fig. 161 und 162). Da der Obergurt ein Träger auf n Stützen

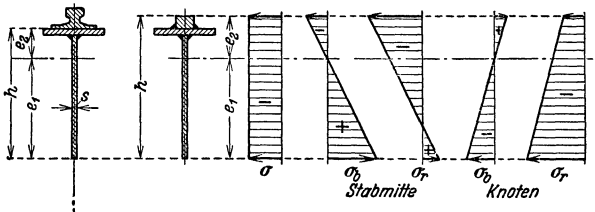


Fig. 162.

Fig. 161.

= Knotenzahl ist, wird genaue Berechnung des Biegemomentes umständlich.

Wirkt der eine Raddruck P auf Mitte Feld des stärkstbeanspruchten Stabes (O_3 Fig. 155 S. 430), so erhält man nach Andree folgende angenäherten Momente (Fig. 163):

$$\text{Mittenmoment: } M_m \approx P \cdot w/6 = 0{,}167\, P \cdot w \text{ (positiv)};$$
$$\text{Knotenmoment: } M_K \approx P \cdot w/12 = 0{,}0835\, P \cdot w \text{ (negativ)}. \qquad (52)$$

Diese Momente sind bei der Spannungsermittlung noch mit dem Ausgleichfaktor ψ zu vervielfachen.

Eine genauere Berechnung von Unold[1]) betrachtet den Obergurt als durchlaufenden Stab und gibt die Einflußlinien der Momente für Feldmitte und Knoten (Stützen).

Größte Randspannungen auf Feldmitte (unten bzw. oben):

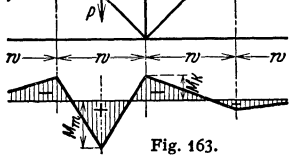


Fig. 163.

$$\sigma_r = -\omega_x \cdot \frac{\varphi S_g + \psi S_p}{F} \pm \frac{\psi M_m}{W_1 \text{ bzw. } W_2} \leqq \sigma_{zul}. \qquad (53)$$

Randspannungen an den benachbarten Knoten (unten bzw. oben):

$$\sigma_r = -\omega_x \cdot \frac{\varphi S_g + \psi S_p}{F} \mp \frac{\psi M_k}{W_1 \text{ bzw. } W_2} \leqq \sigma_{zul}. \qquad (54)$$

Spannungsdiagramme des Obergurtes s. Fig. 162.
Zulässige Spannung (für die Hauptkräfte allein) bei St 37·12: $\sigma_{zul} = 1400$ kg/cm².

Der Untergurt wird im waagerechten Teil aus einem halben I-Eisen oder formähnlichen geschweißten Querschnitt (Fig. 161) gebildet, so daß Knotenbleche entfallen.

Die Anschlußnähte der Füllungsstäbe (Fig. 171 S. 434) sind in ihrer Wirkung für den auf Zug beanspruchten Untergurt wie Stirnnähte und schwächen dessen Dauerfestigkeit. Daher gedachte Spannung:

$$\sigma_I = \frac{\gamma}{\alpha} \cdot \frac{\varphi S_g + \psi S_p}{F} \leqq \sigma_{zul}. \qquad (55)$$

Für schwellende Beanspruchung ist der Beiwert $\gamma = 1$. Formzahl bei Zug: $\alpha = 0{,}8$, bei Druck $\alpha = 1$. (α-γ-Verfahren nach Kommerell s. Fußnote 2, S. 429.)

Die schrägen Stäbe U_1 bzw. U_6 bestehen entweder aus zwei L-Eisen (Fig. 171) oder sie erhalten Kreuzquerschnitt, der den Anschluß auch mit Stumpfnähten ermöglicht (Fig. 173).

Füllungsstäbe (Vertikale und Diagonale) sind meist zweiteilig. Querschnitt nach Fig. 158 bis 160.

DIN 120: Besteht der Stabquerschnitt aus mehreren Einzelquerschnitten, so sind Bindebleche (oder Gitterstäbe) nächst den Anschlußblechen (B in Fig. 164), außerdem mindestens in den Drittelpunkten der freien Stablänge anzuordnen. Stabquerschnitte nach Fig. 160 erhalten in beiden Flanschebenen Bindebleche.

[1]) Statik für den Eisen- und Maschinenbau. Berlin: Springer 1925.

Für Fachwerkträger mit verhältnismäßig geringer Trägerhöhe, bei denen der lichte Abstand zwischen den Innenkanten des Ober- und Untergurts nur etwa die Hälfte der Trägerhöhe (h) beträgt, genügt Anordnung zweier Bindebleche nächst den Stehblechen.

Bei den zweiteiligen Druckstäben (Fig. 158 bis 160) erhält der in Fig. 160 in beiden Ebenen Bindebleche.

Nachrechnung des Teilstabes mit der Knicklänge s'_K (Fig. 164), wobei die Belastung desselben nach der Krohnschen Formel [Gl. (56)] berechnet wird.

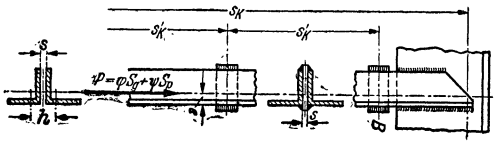


Fig. 164.

Berechnung des Teilstabes nach Krohn[1]), Fig. 164. Größte Belastung des Teilstabes:

$$P_1 = P \cdot \frac{68\,h}{136\,h - s_K} \cdots \text{t}. \tag{56}$$

Berechnung der Bindebleche von Druckstäben s. DIN 120 S. 10 und Kommerell: Erläuterungen zu den Vorschriften für geschweißte Stahlbauten, DIN 4100 (s. Fußnote 2, S. 429).

Während die Vertikalstäbe V_1 bis V_7 (Fig. 155, S. 430) Druckstäbe und die Diagonalen D_1 und D_8 Zugstäbe sind, erhalten die Diagonalen D_2 bis D_7 je nach der Katzenstellung Zug oder Druck (s. S. 430). Sie sind daher als Wechselstäbe nach dem γ-Verfahren (s. S. 432) zu berechnen. γ-Werte für Wechselstäbe s. Fig. 165.

Schweißanschlüsse. Anschluß der Vertikalen und Diagonalen an Ober- bzw. Untergurtsteg bei den Querschnitten (Fig. 158 bis 160) durch Flankennähte. Sind diese nicht ausreichend, so werden noch Stirnnähte an den Stabenden vorgesehen. Die Schweißanschlüsse sind ebenso wie die Nietanschlüsse zweischnittig.

Erforderlicher Schweißquerschnitt:

$$F_{\text{Schw}} = \gamma \cdot (\varphi S_g + \psi S_p)/\varrho_{\text{zul}} \cdots \text{cm}^2. \tag{57}$$

Für schwellend beanspruchte Stäbe ist der Beiwert $\gamma = 1$. γ-Werte für die Schweißanschlüsse der Wechselstäbe s. Fig. 166[2]).

I genietete Bauwerke; *II* Stumpfnähte; *III* Stumpf- und Kehlnähte DIN 4100 1931); *IV* Kehlnähte mit, *V* desgl. ohne Anfräsen.

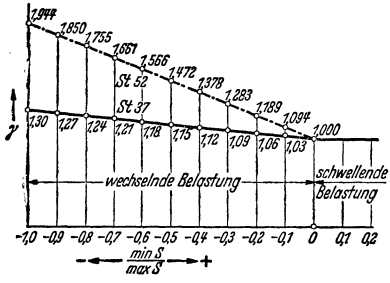


Fig. 165.

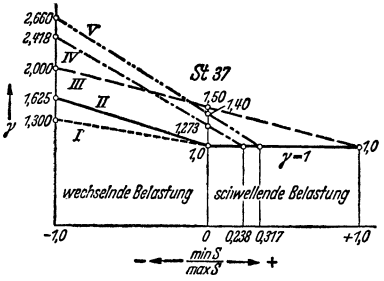


Fig. 166.

Bei Kehlnähten (Flanken- und Stirnnähten) ist für die Hauptkräfte allein und bei St 37·12 die zulässige Scherspannung: $\varrho = 0{,}65 \cdot \sigma_{\text{zul}} = 0{,}65 \cdot 1400 = 910\ \text{kg/cm}^2$. Nach § 7 Ziffer 3 DIN 4100 soll die Schwerlinie des Schweißanschlusses mit der des anzuschließenden Stabes zusammenfallen.

Mindestdicke für tragende Kehlnähte $a = 4$ mm. Nahtdicke der Kehlnähte im allgemeinen nicht größer als $a = 0{,}7\,s$, wobei s_1 die Dicke des dünnsten Bleches, Profilflansches oder Schenkels am Anschluß ist (Fig. 167). Ausnahmsweise bei $s < s_1$ kann $a \leqq 0{,}7\,s$ genommen werden.

[1]) Zbl. Bauverw. 1908 S. 559. [2]) S. Fußnote 1 S. 434.

Nahtdicken beim Anschluß von Winkeleisen nach Fig. 168. Bei $1{,}2d < s$ wird $a_1 = 0{,}7 \cdot 1{,}2d$, bei $d < s$ wird $a_2 \leqq 0{,}7\,d$ (DIN 4100 § 7).

Bezeichnen x_1 und x_2 die Schwerpunktabstände des Profils (Fig. 158, S. 431), so sind die erforderlichen Schweißquerschnitte (Fig. 169):

$$F_1 = F_{\text{Schw}} \cdot \frac{x_1}{x_1 + x_2}; \qquad F_2 = F_{\text{Schw}} \cdot \frac{x_2}{x_1 + x_2} \cdots \text{cm}^2. \quad (58)$$

Mit den tragenden Nahtdicken a_1 und a_2 sind die erforderlichen Nahtlängen:

$$\Sigma l_1 = F_1/a_1; \qquad \Sigma l_2 = F_2/a_2 \cdots \text{cm}. \quad (59)$$

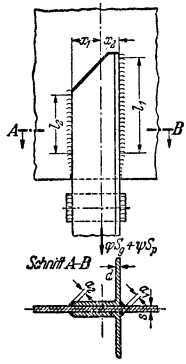


Fig. 169.

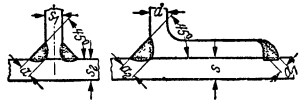


Fig. 167 u. 168.

Die für die Berechnung maßgebenden Längen von Kehlnähten (ohne Endkrater) sollen nicht kleiner als 40 mm und bei Flankenkehlnähten von Stabanschlüssen nicht größer als $40a$ sein (DIN 4100 § 7 Ziffer 4).

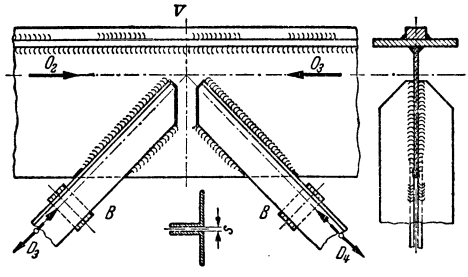


Fig. 170.

Fig. 170 und 171 zeigen Stabanschlüsse mit Flankennähten.

Fig. 170: Anschlüsse der Stäbe D_3 und D_4 am Obergurtknoten V (Fig. 155, S. 430). Fig. 171: Anschlüsse der Stäbe U_1 und V_2 am Untergurtknoten 3 (Fig. 155).

Offene Fugen an den Schweißanschlüssen sind, um das Eindringen von Feuchtigkeit zu verhindern, durch dünne Nähte zu schließen (in Fig 169 bis 171 durch dicke Striche gekennzeichnet).

Neuere Versuche[1]) haben für die Anschlüsse mit Flankennähten (Fig. 170 und 171) verhältnismäßig niedrige Dauerfestigkeiten ergeben, was darauf zurückzuführen ist, daß an den Nahtenden an der Stegblechkante (Fig. 170) infolge räumlichen Umlenkens der Kraftlinien Spannungsspitzen auftreten, die an diesen Stellen zu Stabbrüchen führen können. Teilweises Abbauen der Spannungsspitzen wird durch Anfräsen der Nahtenden ermöglicht.

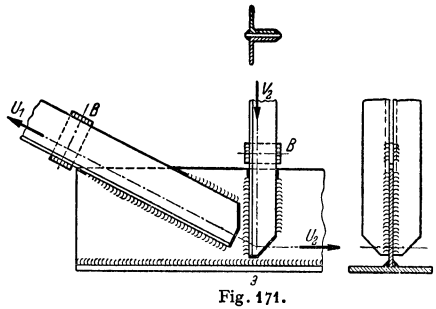


Fig. 171.

Erhöhung der Dauerfestigkeit der Schweißanschlüsse wird durch geeignete Querschnittsformen und Anordnung von Stumpf- und Kehlnähten erreicht (Fig. 172 bis 174).

Fig. 172 und 173: Ausbildung der Knoten V und 3 (Fig. 155, S. 430) mit kreuzförmigen Stabquerschnitten. Belastung der Stumpfnähte mit $\varrho_{\text{zul}} = 0{,}75\,\sigma_{\text{zul}}$ (Zug) und $0{,}85\,\sigma_{\text{zul}}$ (Druck), der auf die Kehlnähte entfallende Anteil darf $\sigma_{\text{zul}} = 0{,}65\,\varrho_{\text{zul}}$ nicht überschreiten. Wesentlich

[1]) Dauerfestigkeitsversuche mit Schweißverbindungen (Kuratoriumsbericht). Berlin 1935. VDI-Verlag. — Mortada: Bericht Nr. 103, Eidg. Mat.-Prüf.-Anstalt E.T.H. Zürich. Auszug s. Z. VDI 1938 S. 1409.

sind: Bearbeiten der Kehlnahtenden, sowie Berücksichtigung der Stegblechschwächung durch den Nahteinbrand und der Schwächung der Untergurtplatte durch die Stirnnähte in Fig. 173 (Formzahl $\alpha = 0{,}8$).

Fig. 174: Verwendung eines ⊥-Profils mit aufgeschweißtem Flachstahl erspart Schweißnähte gegenüber dem Kreuzquerschnitt.

Bestimmung der Durchbiegung der Fachwerkträger aus der Verkehrslast (δ'') läßt sich dadurch überschläglich bestimmen, daß man den Träger als Vollwandträger betrachtet. In der nach δ'' aufgelösten Gl. (41), S. 427 wird dann das Gesamtträgheitsmoment aus Ober- und Untergurt eingesetzt.

Genauere Bestimmung der Durchbiegung nach dem Verfahren von Maxwell-Mohr oder mit Hilfe eines Williot-Planes (s. Andrée: Statik des Kranbaues).

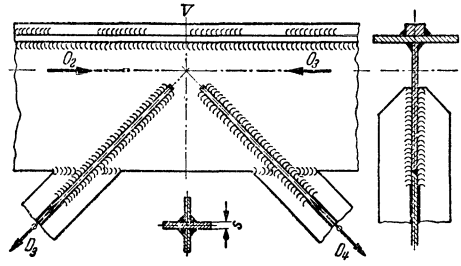


Fig. 172.

In waagerechtem Sinne wird der Hauptträger durch den Massendruck noch zusätzlich auf Biegung beansprucht. Dieser erreicht seinen höchsten Wert, wenn die angetriebenen Kranlaufräder plötzlich abgebremst werden. Der

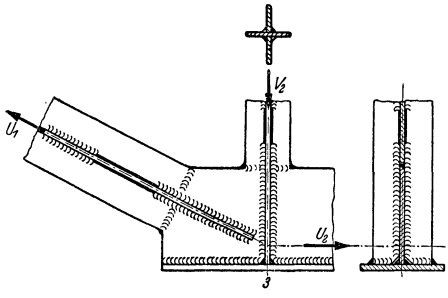


Fig. 173.

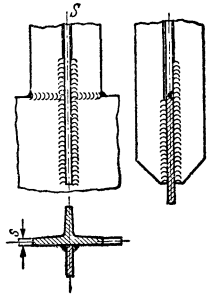


Fig. 174.

Kran gleitet dann noch ein Stück, und die Verzögerung der gleitenden Kranbrücke muß gleich derjenigen der belasteten Winde sein[1]).

Bedeuten Q die Last und G_K das Gesamtgewicht des Kranes, dann ist, wenn die Hälfte der Laufräder abgebremst wird:

$$\frac{Q + G_K}{g} \cdot \operatorname{tg}\alpha = \frac{Q + G_K}{2} \cdot \mu \,; \qquad \text{Verzögerung } \operatorname{tg}\alpha = \mu \cdot \frac{g}{2}.$$

Die an der ungünstigsten Stelle (im Abstand $\frac{b}{4}$ von der Kranmitte) stehende, vollbelastete Winde mit dem Gewicht G_0 ergibt einen Massendruck:

$$P_m = \frac{Q + G_0}{g} \cdot \operatorname{tg}\alpha = (Q + G_0) \cdot \frac{\mu}{2}. \tag{60}$$

Mit $\mu =$ rd. 0,2 wird: $$P_m = 1/10 \cdot (Q + G_0) \ldots \text{kg}. \tag{61}$$

Der Massendruck verteilt sich annähernd gleichmäßig auf die vier Laufräder der Winde, die sich mit ihren Spurkränzen gegen die Hauptträger legen. Das größte waagerechte Biegemoment tritt im Abstande $b/4$ von der Mitte auf und hat den Wert der Gleichung (43) S. 428, wobei für P der waagerechte Druck $P_h = \frac{1}{10} \cdot \frac{Q + G_0}{4}$ zu setzen ist.

Nach DIN 120 ist die in Höhe der Schienenoberkante wirkende größte Bremskraft zu $^1/_7$ der Belastung aller gebremsten Räder anzunehmen.

[1]) Andrée: Die Statik des Kranbaues. 3. Aufl. München: R. Oldenbourg 1922.

Der Massendruck wird von dem Querschnitt (Fig. 175) oder dem waagerechten Verband zwischen Haupt- und Seitenträger (Fig. 176) aufgenommen. Nimmt man (bei Fehlen eines Diagonalverbandes) den Querschnitt Fig. 175 als tragend an, so werden die waagerechten Randspannungen mit den Widerstandsmomenten

$$W_1' = J_y/e_1' \quad \text{und} \quad W_2' = J_y/e_2' \ldots \text{cm}^3$$

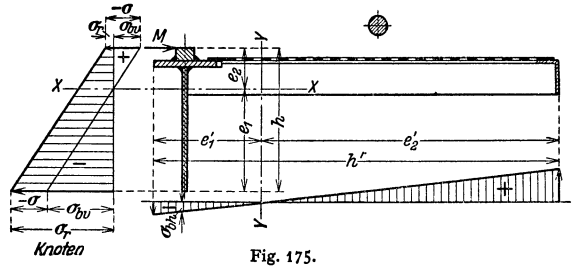


Fig. 175.

berechnet. Wegen der Lochung nehme man das Belagblech nur mit 60 vH als tragend an.

Überträgt der waagerechte Stabverband (Fig. 176) den Massendruck, so reduziere man die Raddrücke P_h der in der ungünstigsten Laststellung befindlichen Katze (s. S. 428) als P_1 bis P_4 auf die benachbarten Knoten, berechne die waagerechten Reaktionen H_1 und H_2 und entwerfe einen Kräfteplan (Fig. 177). Aus diesem werden die Zusatzkräfte der Stäbe O_3 (und O_2) entnommen, die im vorliegenden Fall Druckkräfte sind.

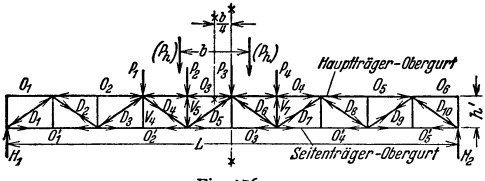


Fig. 176.

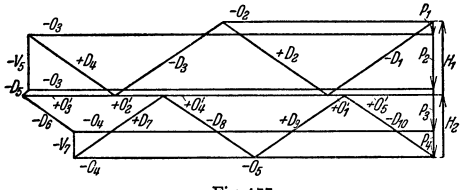


Fig. 177.

b) Seitenträger. Bei kleineren Kranen, deren Hauptträger ein I-Träger ist, wird der gleichzeitig als Geländer dienende Seitenträger als Parallelträger mit wechselweise steigenden und fallenden Diagonalen ausgeführt. Ober- und Untergurt sowie die Füllungsstäbe sind einfache Winkeleisen, die einschnittig angeschlossen werden.

Bei größeren Kranen mit abgeschrägtem Stehblechträger erhält der Seitenträger den Umriß des Hauptträgers. In den beiden mittleren Feldern ist am Obergurt in Rücksicht auf Erschütterungen durch den Motor ein Flacheisen als Versteifung anzuordnen (Fig. 134, S. 423).

c) Querverband und Belag. Je ein Haupt- und Seitenträger sind durch einen Querverband nach Art von Fig. 134, S. 423 miteinander verbunden. Auf dem oberen Teil des Querverbandes wird der Bühnenbelag angeordnet, der als gelochtes Blech von 5 mm Stärke ausgeführt wird. Der Blechbelag wird mit den Obergurten des Haupt- und Seitenträgers, den Querverbandwinkeln und den Kopfträgern durch Schweißnähte verbunden und jedes zweite Feld gestoßen; an den Stoßstellen werden die L-Eisen des Querverbandes durch C-Eisen ersetzt.

d) Kopfträger. Sie sind unter Vernachlässigung ihres Eigengewichtes auf Biegung zu berechnen. Die Belastung an der Verbindungsstelle mit dem Haupt-

träger (Fig. 178) ergibt sich aus der ständigen Last zu $^1/_2$ Hauptträgergewicht + $^1/_2$ Querverband und Belag (einer Seite) + $^1/_2$ Fahrwerk. Die größte Beanspruchung aus der Verkehrslast wird erhalten, wenn sich die Katze in ihrer äußersten Stellung, im Anfahrmaß e, befindet (Fig. 136, S. 425).

Mit dem so erhaltenen größten Raddruck $_{max}P$ [s. Gl. (37) S. 425] wird nach Fig. 179

$$M = \max P \cdot c = \max P \cdot \frac{l - s}{2}. \qquad (62)$$

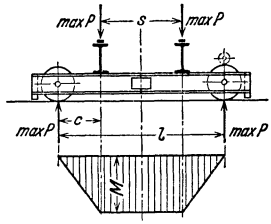


Fig. 178 u. 179.

Dieses Moment verteilt sich auf die beiden Trägerhälften (Fig. 139, S. 426) im Verhältnis $\frac{m}{m+o}$ bzw. $\frac{o}{m+o}$. Berechnung des Trägers mit dem größten Betrag $M \cdot \frac{m}{m+o}$. Zweckmäßiges Profil des Kopfträgers [-Eisen oder formähnlicher Blechquerschnitt (Fig. 139, S. 426). Zulässige Biegebeanspruchung $\sigma_{zul} = 600$ bis 1000 kg/cm². Die Kopfträger werden aus Beförderungsrücksichten in der Mitte geteilt. Der Stoß muß das volle Moment aufnehmen können.

Ausführung der Kopfträger für Laufkrane großer Tragkraft mit vier Laufrädern und gelenkiger Verbindung der beiden Trägerhälften nach Art von Fig. 137, S. 425.

Zur Sicherheit gegen Eintreten von Achsbrüchen sind Radbruchstützen vorzusehen. Ferner sind an den Enden der Kopfträger Prellklötze anzuordnen.

e) Führerkorb. Grundfläche etwa 1,75 bis 2 m². Der Führerkorb enthält die Steuerwalzen, die Widerstände, den Schaltkasten, sowie eine Leiter zum Besteigen der Kranbühne.

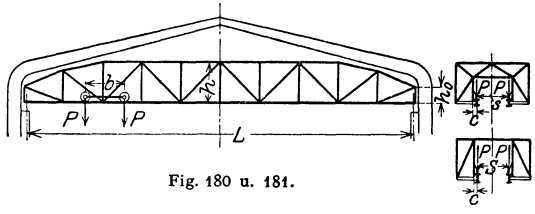


Fig. 180 u. 181.

Krane kleinerer Tragkraft mit nicht zu hohen Fahrgeschwindigkeiten werden auch ohne Führerkorb gebaut. Die Steuerwalzen sind dann an der Winde oder Kranbrücke angebracht und werden von unten mittels Zugketten bedient.

β) Untergurtlaufkrane (Sonderausführung). Als Katzenfahrbahn dienen zwei [- oder I-Trägerbahnen, die an den nach innen überkragenden Stäben der unteren Querverbände befestigt sind (Fig. 180).

Bei gleicher Höhe der Kranfahrbahn haben die Untergurtlaufkrane ein größeres freies Profil unterhalb des Kranes und daher bessere Ausnutzung der Hubhöhe der Katze. Vorteilhaft, wenn unterhalb des Laufkranes noch Konsolkrane fahren. Nachteile: Umständlicherer Bau der Kranbrücke und höhere Anlagekosten.

Obergurt meist mit abgeschrägten Enden (Fig. 180). Gebogener Obergurt ist teurer und wird nur selten angewendet.

Brückenquerschnitt nach Fig. 180 (Seitenriß). Die Querträger sind durch das Biegemoment $M = P \cdot c$ beansprucht. Dieses beansprucht die eine Trägerhälfte (Hauptträger, Seitenträger und Querverband) auch auf Verdrehung und wird durch den in der oberen Brückenebene angeordneten waagerechten Verband aufgenommen. Bei Kranen von kleinerer Spannweite besteht dieser Verband nur aus knicksicheren Querstäben (Fig. 181), bei größeren ist er ein Diagonal- oder Netzwerkverband.

Für den Querschnitt Fig. 180 werden die Außenträger als Hauptträger betrachtet. Die Katzenraddrucke werden durch Hängewerke (s. auch S. 441) auf die Hauptträger übergeführt. Diese Hängewerke sind gleichzeitig eine gute waagerechte Versteifung beider Hauptträger.

Bei geschweißter Ausführung tritt an Stelle des Fachwerkträgers (Fig. 180) besser ein Rahmenträger (Vierendeelträger)[1]).

γ) Laufkrane mit erweitertem Arbeitsbereich.

1. Laufkrane mit verschiebbarem Ausleger (Auslegerlaufkrane). Auf der Kranbrücke (Fig. 182) wird statt einer gewöhnlichen Laufwinde ein Wagen angeordnet, an dem parallel den Hauptträgern der Kranbrücke ein Ausleger fest angebaut ist. Auf dem Untergurt und im Innern dieses Auslegers fährt dann eine normale Kranlaufwinde oder eine Katze, deren Hub- und Fahrbewegung durch Seilzüge vom Triebwerk aus abgenommen werden.

Die Auslegerlaufkrane haben vier Lastbewegungen: Heben bzw. Senken, Katzenfahren, Auslegerfahren und Kranfahren; sie erhalten ein- (Fig. 182) oder beiderseitige Ausladung.

Der größte Kran-Raddruck tritt auf, wenn der Auslegerwagen im Anfahrmaß und die Katze in der größten Ausladung steht (Fig. 182).

Größter und kleinster Raddruck:

$$\max P = P_1 \approx 1/2\,L \cdot [(Q + G_0) \cdot (L + a_1) + G_1 \cdot (L - c - e_2) + G \cdot L/2], \quad (63)$$

$$\min P = P_2 \approx 1/2\,L \cdot [G_1 \cdot (e_2 + c) + G \cdot L/2 - (Q + G_0) \cdot a_1] \ldots \text{t}. \quad (64)$$

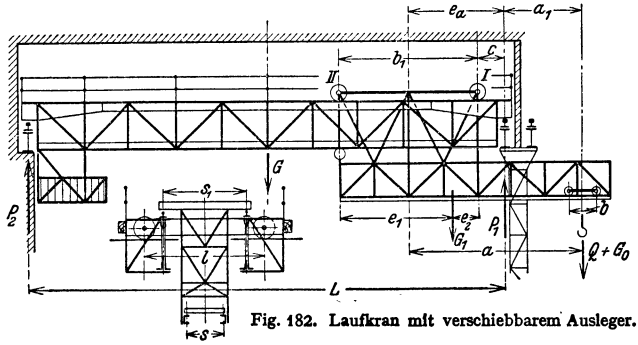


Fig. 182. Laufkran mit verschiebbarem Ausleger.

Die Standfestigkeit des Auslegerwagens ist bei der ungünstigsten Stellung (Fig. 182) gewahrt, wenn die Resultierende aus Last, Katzengewicht und Auslegergewicht noch innerhalb des Radstandes b_1 liegt, andernfalls Anordnung eines auf den Untergurt der Hauptträger wirkenden hinteren Druckrollenpaares.

Untersuchung der Standfestigkeit des ganzen Kranes meist nicht erforderlich, da das Gewicht der Kranbrücke verhältnismäßig groß ist.

Der in Fig. 182 schematisch dargestellte Auslegerlaufkran[2]) hat eine Tragkraft Q = 10 t, L = 16 m Spannweite und a_1 = 2,5 m Ausladung. Arbeitsgeschwindigkeiten: Heben: 13 m/min. Katzenfahren: 35 m/min. Auslegerfahren: 35 m/min. Kranfahren: 60 m/min.

Ausführung der Krane auch mit beiderseitiger Ausladung zum Aufnehmen von Lasten im rechten bzw. linken Werkstättenschiff.

2. Laufkrane mit drehbarem Ausleger (Laufdrehkrane) nach Fig. 183 zeigen größere Beweglichkeit und leichteres Einstellen der Last.

Ausführung der Drehlaufkatze meist nach der Drehscheibenbauart (s. S. 457). Zentrierung durch vier waagerechte Rollen, die am drehbaren Teil angebaut sind und auf der Innenseite des Kopfes der kreisförmigen Schiene laufen (Fig. 183).

Berechnung der Katzenraddrücke P_I bis P_{IV} nach den Angaben S. 463, wobei meist t=0 gesetzt werden kann. An Stelle von l ist in die Gleichungen b_1 zu setzen.

[1]) Geschweißter 40 t-Laufkran in Rahmenkonstruktion. Schorch-Berichte 1938 S. 263.
[2]) ATG, Leipzig.

Drehwinkel: $\alpha = 0°$ (Ausleger senkrecht zur Kranfahrbahn); $\alpha = 45°$ (Ausleger über Rad *I*); $\alpha = 90°$ (Ausleger parallel zur Kranfahrbahn).

Zur Berechnung der Kranraddrücke P_1 bis P_4 wird der vollbelastete Drehkran in das Anfahrmaß e_a gebracht (Fig. 183). Mit den Katzenraddrücken und den vorher angegebenen Drehwinkeln werden die Kranraddrücke berechnet, wobei das Krangewicht G (ohne Drehlaufkatze) mit genügender Annäherung auf alle vier Laufräder verteilt werden kann.

Die Kranraddrücke für die im Anfahrmaß stehende Drehlaufkatze lassen sich auch unmittelbar mit den Gleichungen S. 463 bestimmen. In den Gleichungen ist für s die Spannweite L zu setzen. t ist statt im ersten im zweiten Klammerausdruck einzuführen.

Für die Berechnung und Gestaltung des Drehkranes gelten die Angaben auf S. 457 u. f.

Der Laufdrehkran nach Fig. 183[1]) hat eine Tragkraft von 30 bzw. 15 t, 13,2 m Spannweite und 4,0 m Ausladung.

Arbeitsgeschwindigkeiten. Heben: 5 bzw. 9 m/min (bei 30 bzw. 15 t). Drehen: 1 mal in 45 sek. Drehkranfahren: 15 m/min. Kranfahren: 50 m/min.

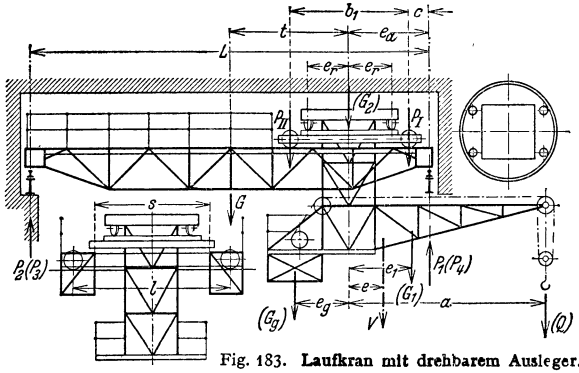


Fig. 183. **Laufkran mit drehbarem Ausleger.**

Um das Drehwerk vor übermäßiger Beanspruchung (z. B. durch Anstoßen des Auslegers an den Säulen der Hallenkonstruktion) zu schützen, ist in dem Schneckengetriebe des Drehwerks eine Rutschkupplung ähnlich Fig. 235, S. 459 angeordnet.

Bei Kranen, die im Freien fahren, wird ein normaler fahrbarer Drehkran auf der Kranbrücke angeordnet. Vorzug: Beide Hauptträger können dann miteinander versteift werden und die Seitenträger fallen fort.

δ) Kranfahrbahn.

Lagerung der Kranfahrbahn entweder auf Mauerwerk oder auf eisernen Stützen. Je nach Stützweite Ausbildung der Fahrbahn als Vollwand- oder Fachwerkträger.

Für die statische Berechnung der Kranbahnen sind die Berechnungsgrundlagen DIN 120 (s. S. 422 und 426) maßgebend.

2. Torkrane oder Bockkrane. *α*) Ortfeste Torkrane werden ihres geringen Arbeitsbereiches wegen nur als Überladekrane im Eisenbahnbetriebe und in industriellen Werken verwendet. Antrieb wegen der meist geringen Inanspruchnahme in der Regel von Hand.

Nachteil der von Hand betriebenen Überladekrane: Ihre schwere Winde arbeitet für leichtere Lasten zu langsam. Man baut daher an dem Torgerüst einen weiteren Fahrbahnträger an, der von einer Laufkatze mit Elektroflaschenzug (Tragkraft 2 bis 5 t) befahren wird[2]). Leichtere Lasten werden dann mittels des Hilfshebezeuges umgeladen.

β) Fahrbare Torkrane. Verwendung zum Güterumschlag und auf Lagerplätzen. Antrieb elektrisch. Handantrieb nur für kleinere Krane.

[1]) MAN, Werk Nürnberg. [2]) Demag A.-G., Duisburg.

Tragkraft 5 bis 25 t, Spannweite 10 bis 30 m. Gelegentlich auch Tragkräfte bis 150 t bei beschränkter Spannweite. Fahrgeschwindigkeit aus Sicherheitsgründen kleiner als die der Laufkrane. Vorzug diesen gegenüber: Geringere Anlagekosten. Nachteil: Größeres Krangewicht und größerer Arbeitsverbrauch beim Kranfahren.

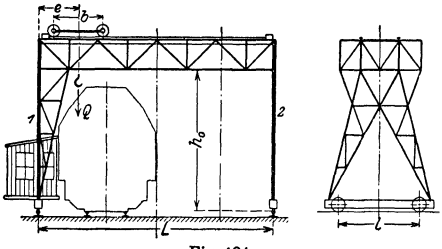


Fig. 184.

Ausführung als Volltorkrane (Fig. 184) oder Halbtorkrane (Fig. 189, S. 441).

Laufwinde (Laufkatze). Verwendung normaler Kranlaufwinden (s. S. 420).

Kranfahrwerk; zum Antrieb der Laufräder sind noch zwei senkrechte Wellen mit Kegelradgetrieben erforderlich.

Größter Raddruck bei den Torkranen ohne Kragarme (Fig. 184), wenn die vollbelastete Katze im Anfahrmaß steht. Hat der Kran Kragarme (Fig. 185 und 186), so wird die Katze in die größte Ausladung a gestellt. Für den Kran mit einem Kragarm (Fig. 185) ist der größte Raddruck (ohne Winddruck):

$$\max P = B = 1/2\,L \cdot [(Q + G_0) \cdot (L + a) + G \cdot (L - c)], \qquad (65)$$

wobei G_0 das Katzengewicht, G das Krangewicht (ohne Laufkatze) und c dessen Abstand von der einen Stütze bedeutet. Bei Kranen mit zwei gleich großen Kragarmen (Fig. 186) ist $c = L/2$. Bei großem Raddruck werden statt vier acht Laufräder paarweise in einstellbaren Radgestellen angeordnet.

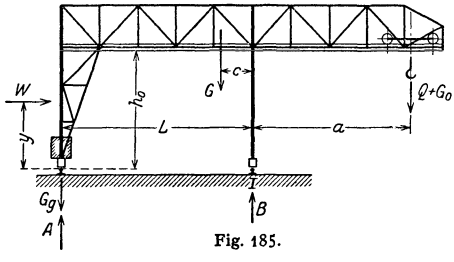


Fig. 185.

Krangerüst. Vollwandige Ausführung nur bei ortfesten Überladekranen, kleineren fahrbaren Kranen und schweren Kranen mit Spannweiten bis etwa 12 m.

Das Torgerüst (Fig. 184) erhält eine feste Stütze (*1*) und eine Pendelstütze (*2*) und ist daher statisch bestimmt. Die Pendelstütze kann nur senkrechte Kräfte aufnehmen. Längskräfte beim Anlauf und Abbremsen der Katze sowie durch Winddruck werden von der festen Stütze aufgenommen. Das Torgerüst erhält zwei Seiten- oder Bühnenträger, die mit den Hauptträgern durch Querverbände verbunden sind.

Bezüglich Berechnung der Hauptträger s. S. 430. Neben dem waagerecht wirkenden Massendruck tritt noch der Winddruck auf. Größte Beanspruchung der Stützen, wenn die vollbelastete Katze im Anfahrmaß e steht (Fig. 184).

Die Fußträger (Radträger) der Stützen werden auf Biegung und Zug beansprucht, da sich die Laufräder bzw. Radgestelle aus baulichen Gründen nicht an den theoretischen Stützpunkten anordnen lassen.

Leichtere Ausführung der Hauptträger wird bei den Torkranen mit längerer Katzenfahrbahn dadurch erreicht, daß man die Stützweite kleiner als die Katzenfahrbahn macht. Der Kran erhält dann einen (Fig. 185) oder zwei Kragarme (Fig. 186). Die Stützenkonstruktion und ihre Verbindung mit den Hauptträgern werden baulich am einfachsten, wenn man die Katzenfahrbahn zwischen den beiden Längsträgern und an Hängewerken (Fig. 186, Seitenriß) anordnet, die

gleichzeitig als Quersteifung der Brücke dienen und alle waagerechten Kräfte in den oberen waagerechten Verband überführen.

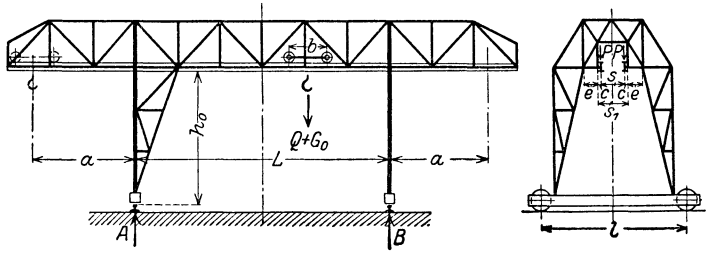


Fig. 186.

Die auf die unteren Knoten des Hängewerks (Fig. 187 und 188) reduzierten Katzen-Raddrucke sind (Fig. 186 und 187):

$$P_1 = P s/s_1 . \qquad (66)$$

Die Stützenkonstruktion (Fig. 186) ist statisch unbestimmt. Eine genügend angenäherte Berechnung wird nach André[1]) durch Annahme als Dreigelenk-Fachwerk (Fig. 187) möglich.

Unter dem Einfluß der beiden reduzierten Raddrucke P_1 aus der vollbelasteten, über der Stütze stehenden Katze und des Torgewichtes G ergeben sich die Stützendrücke (Fig. 187) zu:

$$A_v = 2P_1 + \frac{G}{4}; \quad A_h = \frac{2P_1 + G/4}{2h} \cdot (l_1 - s_1). \qquad (67)$$

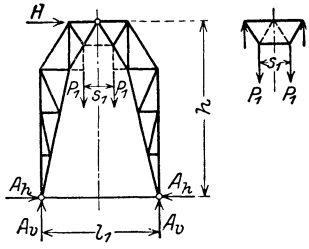


Fig. 187 u. 188.

Für eine am Stützenkopf angreifende waagerechte Kraft H aus Winddruck und Schrägzug der Last oder nur Wind allein sind die Auflagerkräfte:

$$A_v = H \cdot h/l_1 ; \quad A_h = H/2 . \qquad (68)$$

Bei niedriger Werkstoffbeanspruchung (etwa $^1/_3$ der Brückenteile) und Einführung des gestrichelt angedeuteten waagerechten Stabes, sowie bei steifem Ausbau der Ecken können die Gelenke beseitigt werden. Diese Änderung der statischen Bedingungen übt eine günstige Rückwirkung auf die Stabkräfte aus. Da jedoch einige der Füllungsstäbe ihre Stabkraftrichtung wechseln, so sind diese Stäbe reichlich zu bemessen.

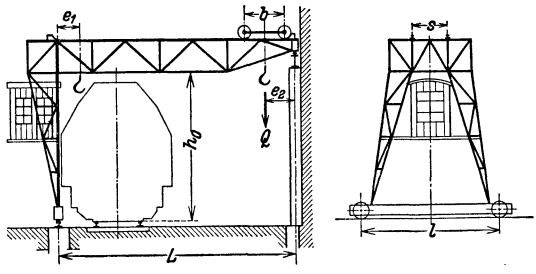


Fig. 189.

Standsicherheit. Torkrane mit Kragarmausladung (Fig. 185 u. 186) sind auf Standsicherheit zu untersuchen.

Standsicherheit für „Ortfeste und fahrbare Krane" s. DIN 120 (Berechnungsgrundl. f. Krane u. Kranbahnen) S. 13.

Halbtorkrane werden angewendet, wenn die eine Kranfahrbahn erhöht längs einer Gebäudewand verlegt werden kann (Fig. 189). Vorzug gegenüber den Volltorkranen: Geringeres Gewicht.

Halbtorkrane werden gelegentlich auch mit Kragarm (und innen fahrender Laufkatze) ausgeführt.

[1]) Statik des Kranbaues.

Das Führerhaus wird bei Kranen ohne Kragarme zwischen zwei Stützenfüßen und bei größerer lichter Torhöhe erhöht angeordnet. Bei Kranen mit Kragarmen wird es außerhalb an der festen Stütze angebaut.

3. Verladebrücken. Antrieb der Verladebrücken ausschließlich elektrisch. Tragkraft: 3 bis 20 t, bei Greiferbetrieb in neuerer Zeit bis 30 t. Ausführung meist mit ein- oder beiderseitigem Kragarm und Spannweiten bis etwa 120 m. Arbeitsgeschwindigkeiten: Heben 20 bis 90 m/min, Querfahren 60 bis 300 m/min, Längsfahren bis 60 m/min. Leistung bei Greiferbetrieb je nach Art des Fördergutes, bei Kohlenumschlag bis etwa 200 t/h. Sehr große Leistungen (360 bis 400 t/h) werden mit den Kipperkatzen-Verladebrücken erreicht (Demag, A.-G. Duisburg).

α) Anordnung der Laufkatze. 1. Zweimotoren-Laufkatze mit angebautem Führerhaus. Vorteile: Große Betriebssicherheit und gute Übersicht während des Arbeitsvorganges.

2. Laufkatze mit drehbarem Ausleger (Drehlaufkatze) ermöglicht Vergrößerung des Arbeitsbereiches (Fig. 190). Auch muß die Brücke nicht so oft

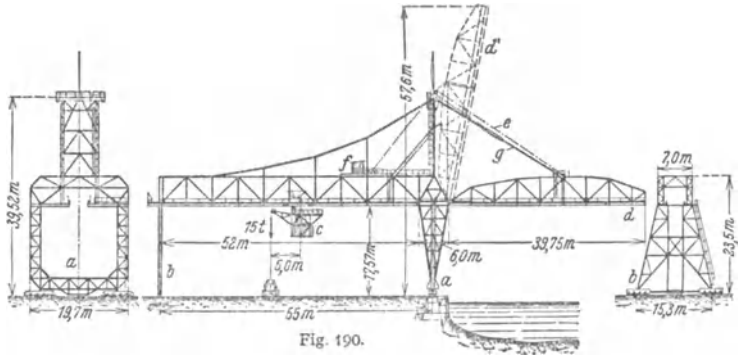


Fig. 190.

verfahren werden wie bei einer gewöhnlichen Laufkatze. Nachteile: Größeres Eigengewicht als bei einer gewöhnlichen Zweimotorenwinde. Ferner bedingt die Drehlaufkatze bei gleicher Stapelhöhe des Fördergutes eine größere lichte Brückenbauhöhe und ein größeres Stützendurchfahrtsprofil.

Fig. 190: Verladebrücke mit Drehlaufkatze und einziehbarem wasserseitigen Ausleger (MAN).

a feste Stütze; *b* Pendelstütze; *c* Drehlaufkatze mit Greiferbetrieb (Greiferinhalt: 2,5 m³); *d* einziehbarer Ausleger; *e* Rollenzug; *f* Antrieb zum Auslegereinziehwerk; *g* zweigelenkige Stange, den Rollenzug in der Tiefstlage des Auslegers entlastend.
Tragkraft: 15 t; Stützweite: 55 m; Hubhöhe: 20 m.
Leistung: 300 t/h.

5. Anordnung eines fahrbaren Drehkranes auf der Brücke (Fig. 191). Vorteile: Größerer Arbeitsbereich der Brücke, die im Betriebe weniger verfahren werden muß als bei den vorhergehenden Anordnungen. Auch kann der wasserseitige Kragarm bei der meist großen Ausladung des Drehkranes (12 bis 20 m) kürzer gehalten werden oder ganz entfallen. Nachteile: Großes Eigengewicht des fahrbaren Drehkranes den Laufwinden und Drehlaufkatzen gegenüber. Daher größere Beanspruchung der Brücke, die noch durch das exzentrisch wirkende Kranmoment erhöht wird.

Fig. 191: Verladebrücke mit Einziehdrehkran für Erzumschlag (MAN).

a feste Stütze; *b* Pendelstütze; *c* einstellbare Radgestelle; *d* Einziehdrehkran mit Lemniskatenlenker; *e* Schüttrumpf.
Tragkraft: 18 t; Stützweite: 54,2 m; Hubhöhe 30,4 m; Leistung: 300 t/h.

β) **Kranfahrwerk.** Bei größeren Brücken werden bis sechzehn Laufräder angeordnet. Reicht diese Zahl nicht aus, so wird die Fahrbahn zweischienig ausgeführt, also Laufräderzahl verdoppelt.

Der größte Raddruck wird für ungünstigste Laststellung und $w = 50$ kg/m² Winddruck berechnet. Für Brücke außer Betrieb wird $w = 150$ bzw. 200 kg/m² gesetzt[1]).

Beim Fahren der Brücke mit einseitig stehender Last treten an beiden Stützen verschieden große Fahrwiderstände auf, die auszugleichen sind.

Bei Brücken mit kleiner und mittlerer Spannweite Ausführung des Fahrwerks wie bei den Torkranen (s. S. 440) mit Aufstellung des Motors auf Brückenmitte. Übertragung der Bewegung von der waagerechten Fahrwerkwelle auf die Laufräder durch zwei senkrechte Wellen mit Kegelrädergetrieben.

Ausgleich des Fahrwiderstandsunterschiedes durch waagerechte Fahrwerkwelle. Bei dieser Anordnung ist das Fahrwerk elektrisch am einfachsten und betriebssichersten.

Brücken großer Spannweite zeigen folgende Fahrwerkanordnungen:

1. Antrieb jeder Brückenstütze durch ein oder zwei Motoren. Beide Stützen-

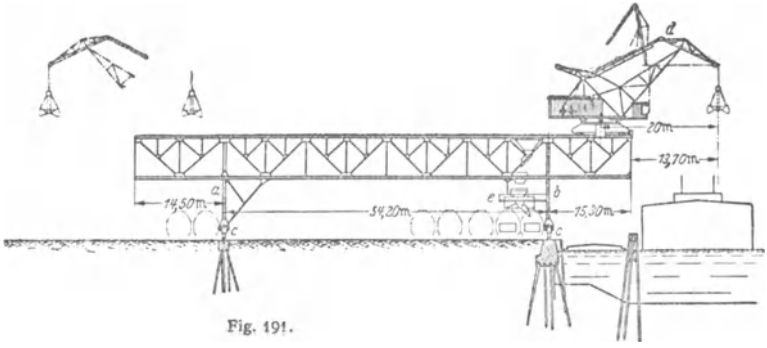


Fig. 191.

antriebe sind miteinander verbunden. Ausgleich der verschieden großen Stützenfahrwiderstände durch waagerechte Welle.

Vorzug der Anordnung: Entlastung der Stahlkonstruktion. Nachteil: Großer Gesamtwiderstand infolge der hinzutretenden Getriebe und Lager.

2. Antrieb jeder Stütze durch besonderen Motor. Einfaches Fahrwerk. Im Vergleich zur Anordnung 1. geringerer Gesamtfahrwiderstand. Unterschied der Teilfahrwiderstände wird durch die Stahlkonstruktion ausgeglichen. Diese wird durch ein Biegungsmoment, bestehend aus dem halben Unterschied der Teilfahrwiderstände und der Spannweite, beansprucht.

3. Antrieb wie vorher, jedoch Ausgleich des Fahrwiderstandsunterschiedes durch gelenkig angeordnete Stützen, die je nach Bauart eine bestimmte größte Schrägstellung der Brücken zulassen. Vorteil: Entlastung der Stahlkonstruktion.

Bei diesen Verladebrücken ist der Windenfahrbahnträger am Oberteil der Stützen derart gelenkig aufgehängt, daß ein Schrägstellen in einem beiderseitigen Winkel von etwa 15° möglich ist. Überschreiten der äußerst zulässigen Schrägstellung wird durch Grenzschalter vermieden. Die Schaltung ist hierbei derart, daß die voreilende Stütze nur nach rückwärts und die nachlaufende nur nach vorwärts gesteuert werden kann. Einschalten beider Motoren nur dann möglich, wenn beide Stützen gleichstehen.

Bei Anordnung gelenkiger Stützen ist die Stahlkonstruktion entlastet.

Jedes Stützenfahrwerk erhält eine Haltebremse. Ferner ist jede Brücke mit Schienenzangen oder selbstsperrenden Hemmschuhen auszurüsten.

[1]) DIN 120.

Windschutzbremsen[1]) an den Radgestellen der Brücke werden durch das Drehen der Laufräder der durch Windkraft bewegten Brücke betätigt, die nach Zurücklegen eines kleinen Fahrweges selbsttätig festgestellt wird. (Z. VDI 1925 S. 1224.)

Winddruckmesser (mit Windfahne, elektrisch betätigter Hupe und Schienenverriegelung[2]) sichern Verladebrücken, Abraumbrücken u. a. bei Ingangsetzen durch Winddruck.

γ) Kranbrücke. Ausführung der torartigen Kranbrücke in Fachwerk mit einer festen Stütze und einer Pendelstütze (Fig. 190 und 191).

Wird die Brücke von einer Laufkatze (oder Drehlaufkatze) befahren, so wird die Fahrbahn zwischen den beiden Hauptträgern und an Hängewerken angeordnet (Fig. 192), die gleichzeitig beide Träger miteinander versteifen. Kräfte in Richtung der Kranfahrbahn werden in den in der oberen waagerechten Trägerebene vorgesehenen Querverband übergeführt.

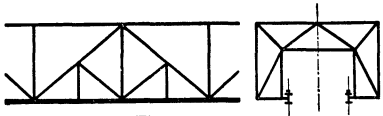


Fig. 192.

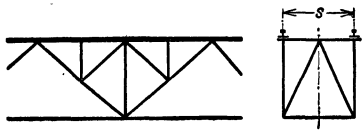


Fig. 193.

Bei Anordnung eines Drehkranes, Brücke mit oben liegender Fahrbahn (Fig. 191), wird gute Versteifung der beiden Laufbahnträger ermöglicht (Fig. 193), was besonders bei großen Spannweiten von wesentlicher Bedeutung. Ein Nachteil ist die bereits genannte exzentrische Beanspruchung der Träger. Bei größerer Biegebeanspruchung des Obergurtes durch die Raddrücke des Rollkranes ist unterteiltes Fachwerksystem nach Art von Fig. 193 zweckmäßig.

Belastungsangaben und Werkstoffbeanspruchung. Winddruck je nach den örtlichen und Betriebsverhältnissen:

50 kg/m² bei in Betrieb befindlicher Brücke,
200 bzw. 250 „ bei außer Betrieb befindlicher Brücke.

Zusätzliche Kräfte:

Bremskraft in Richtung der Katzenfahrbahn. — Stoßkraft beim Auffahren der Laufkatze bzw. des Drehkranes gegen die Puffer an den Enden des Fahrbahnträgers. — Bremskraft in Richtung der Kranfahrbahn.

Garlepp[3]) gibt für Verladebrücken (auch mit höheren Katzenfahrgeschwindigkeiten von $v \approx 2$ bis 5 m/sek) und für St 37·12 folgende zulässigen Beanspruchungen:

1. Brücke in Betrieb und 50 kg/m² Winddruck sowie angenommenen Pufferstoß . . . . . $\sigma_{zul} \leqq 1150$ kg/cm²
2. Brücke in Betrieb und 50 kg/m² Winddruck sowie angenommenen Pufferstoß bei Brückenteilen, die unmittelbar von Stoßwirkungen aus Raddruck belastet sind und wobei Eigengewicht und Wind keine nennenswerte Zusatzbelastungen mit sich bringen (z. B. getrennt aufgehängte Katzenfahrbahnen usw.) . . . . . $\sigma_{zul} \leqq 1000$ kg/cm²
3. Brücke außer Betrieb und 150 kg/m² Winddruck, beliebige Katzenstellung ohne Pufferstoß . . . . . $\sigma_{zul} \leqq 1350$ kg/cm²

Liegen besondere Vorschriften vor, so sind diese maßgebend.

4. Kabelkrane (Seilbahnkrane). Aufbau und Anwendung [Fig. 194[4])]. Ausführung feststehend, schwenkbar oder fahrbar.

Die Kabelkrane lassen sehr große Spannweiten (bis etwa 500 m) und Hubhöhen (bis etwa 60 m) zu. Tragkraft: Bis 6 t, bei Doppelkranen bis 12 t. Bei schräger Anordnung des Fahrbahnseiles (bis etwa 45°) sind sie geeignet, große Höhenunterschiede zu bewältigen.

Arbeitsgeschwindigkeiten der Kabelkrane. Heben: 30 bis 60 m/min; Katzenfahren: 75 bis 225 m/min. Antrieb allgemein elektrisch.

In vielen Fällen werden Kabelkrane den Verladebrücken vorgezogen, da bei diesen Stahltragwerk in sehr ungünstigem Verhältnis zur Nutzlast steht. Zur Bedienung sehr breiter Lagerplätze kommen nur die Kabelkrane in Frage.

[1]) Bauart Maschinenfabrik Eßlingen, Eßlingen a. N.
[2]) Askania-Werke, Berlin-Friedenau.
[3]) Masch.-Bau (Der Betrieb) 1931 S. 86.
[4]) J. Pohlig A.-G., Köln.

Ortfeste Kabelkrane können nur einen schmalen Flächenstreifen bedienen. Durch Anwendung seitlich kippbarer Stützen[1]) läßt sich die Breite der Arbeitsfläche ohne höhere Kosten wesentlich vergrößern.

Bei neueren Ausführungen wird die eine Stütze fest und die andere als Pendelstütze ausgeführt. Die Pendelstütze ist unter einem Winkel von etwa 60° nach hinten geneigt und wird durch ein Gegengewicht gehalten (Fig. 194). Vorzug: Das Seil hat stets die gleiche Zugspannung und kann nicht überlastet werden.

Bei den meisten Ausführungen Antrieb der Katze auf dem Unterteil der festen Stütze. Ausführung mit zwei Trommeln, Hub- und Fahrtrommel, deren Bewegungen durch Seilzüge auf die Katze übertragen werden.

Um die Biegebeanspruchung des Tragseiles möglichst niedrig zu halten, läuft die Katze auf mindestens drei Rädern (Fig. 195). Bei größerer Tragkraft werden bis zu acht Laufräder vorgesehen.

Zu starker Durchhang des Hub- und Fahrseiles wird durch Reiter *f* auf dem Tragseil, Fig. 195, und vermittels eines Knotenseiles *d* vermieden. Die Reiter sitzen zunächst auf dem Horn *h* der Katze und stoßen beim Fahren an die Knoten *e* des Seiles *d*. Beim Zurückfahren werden die Seilreiter wieder am Horn aufgespeichert.

Schwenkbare Kabelkrane. Bei diesen ist eine Stütze fest und die andere auf einer kreisförmigen Schiene fahrbar.

Die Schwenkbewegung erfordert eine drehbare Tragseilverankerung an der festen Stütze. Diese ist entweder ein Fachwerkmast, der durch Drahtseile verstrebt wird, oder sie wird als *A*-Stütze ausgebildet, die nach hinten durch ein Ankerseil festgehalten wird.

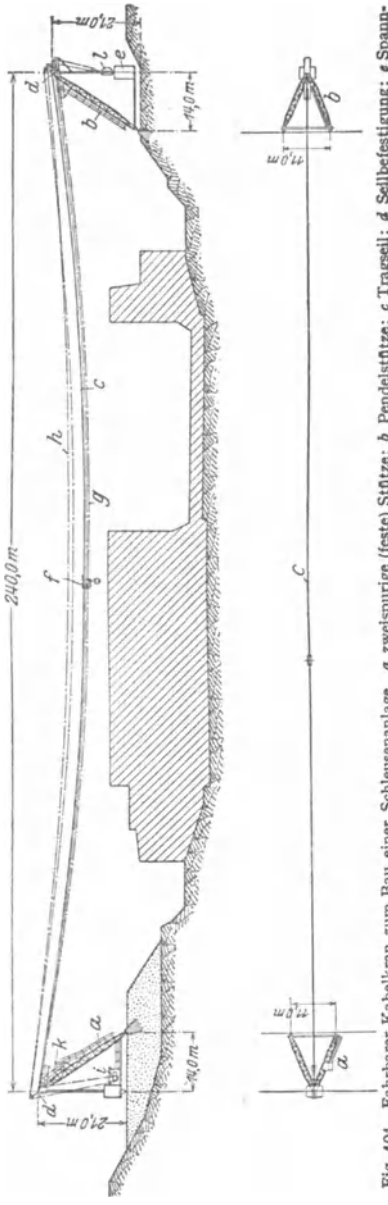


Fig. 194. Fahrbarer Kabelkran zum Bau einer Schleusenanlage. *a* zweispurige (feste) Stütze; *b* Pendelstütze; *c* Tragseil; *d* Seilbefestigung; *e* Spanngewicht zu *c*; *f* vierrollige Laufkatze; *g* Hubseil; *h* Katzenfahrseil; *i* Windenhaus; *k* Führerhaus.

Der Arbeitsbereich der schwenkbaren Kabelkrane ist ein Kreisringausschnitt mit dem Schwenkwinkel als Zentriwinkel.

[1]) Kabelkran auf den Möllerschächten der Berginspektion 2, Gladbeck i. W. (Bleichert Transportanl., G. m. b. H., Leipzig). Glückauf 1918 S. 345.

Unter Umständen (z. B. für Hochbauzwecke) auch Ausführung für vollen Drehbereich.

Fahrbare Kabelkrane. Die feste Stütze erhält zwei Fahrschienen, die Pendelstütze eine schräg verlegte Schiene, deren Neigung der Resultierenden aus dem Zug des Tragseiles und dem Zug des Spanngewichtes entspricht.

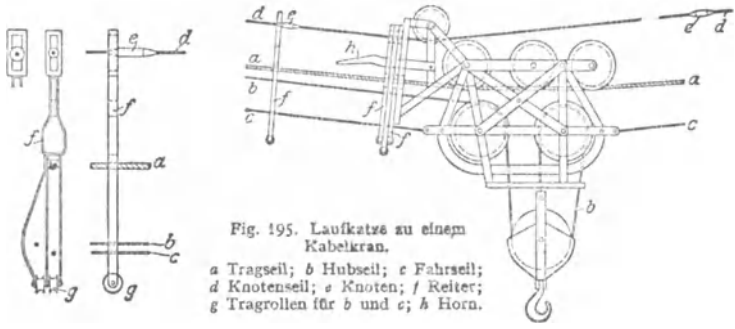


Fig. 195. Laufkatze zu einem Kabelkran.
a Tragseil; *b* Hubseil; *c* Fahrseil; *d* Knotenseil; *e* Knoten; *f* Reiter; *g* Tragrollen für *b* und *c*; *h* Horn.

Anwendung der Kabelkrane auch zum Be- und Entladen der Schiffe und zur Bedienung eines Lagerplatzes am Kai. Da es sich meist um den Umschlag von Schüttgütern handelt, so erhalten die Krane eine Greifer-Laufkatze mit Führerstand. Das Be- und Entladen der Schiffe erfordert an der wasserseitigen Stütze einen Ausleger, auf dem die Katze unter Entlastung des Tragseiles fährt.

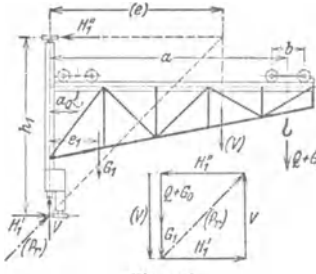


Fig. 196.

Bei einer neuartigen, dem Kabelkran ähnlichen Bauart, dem sog. Schwebelift, dient das Tragseil gleichzeitig als Zugseil. Der Fahrkorb läuft mittels eines großen Rades auf dem Seil, das über die Antrieb- und die Stützenscheibe geführt ist und dessen Enden am Fahrkorbrahmen befestigt sind. Durch das große Laufrad wird die Biegebeanspruchung des Seiles vermindert. Auch wird infolge eines bislang nicht gekannten großen Seildurchhanges die Zugkraft im Seil verringert. Weiteres s. Wundram u. Petersen: Eine neue Bauweise von Drahtseilförderanlagen. Fördertechn. 1937 S. 521.

5. Konsolkrane (Wandlaufkrane). *α*) Konsolkrane mit festem Ausleger. Der Ausleger (Fig. 196) ist an einem Rahmen angebaut, der auf drei Schienen fahrbar ist. Veränderung der Ausladung durch eine Kranlaufwinde (s. S. 420). Dem Bau der Laufkrane entsprechend haben die Konsolkrane noch zwei Seitenausleger (Hilfsausleger), die ebenso wie der doppelte Lastausleger am Fahrgestell angebaut sind. Je ein Last- und Seitenausleger sind durch einen Querverband mit Belag verbunden, wodurch das Auslegergerüst gegen waagerechte Kräfte versteift ist. Tragkraft und Ausladung der Konsolkrane sind beschränkt, da die am Krangerüst wirkenden Kippkräfte eine erhebliche exzentrische Belastung auf die Gebäudewand ausüben.

Tragkräfte: 2,5 — 3 — 5 — 7,5 und 10 t. Ausladung (je nach Tragkraft): 4 bis 10 m.

Kranfahrwerk. Bezeichnen Q die Höchstlast, G_0 das Katzengewicht, G_1 das Krangewicht (ohne Katze), R den Halbmesser der senkrechten Laufräder, R_1 den Halbmesser der waagerechten Druckrollen und d bzw. d_1 die Bolzendurchmesser in cm, so ist der Gesamtfahrwiderstand:

$$W_r = \frac{Q+G_0+G_1}{R}\cdot\left(\mu\cdot\frac{d}{2}+f\right)+2\cdot\frac{(Q+G_0)\,a+G_1\cdot e_1}{2\cdot h_1 R_1}\left(\mu\cdot\frac{d_1}{2}+f\right)$$
$$= (Q+G_0+G_1)_t\cdot w_r + 1/h_1\cdot[(Q+G_0)_t\cdot a+G_1\cdot e_1]\cdot w_r \ldots \text{kg}. \qquad (69)$$

Die Fahrwiderstände w_r je 1 t = 1000 kg Fahrgewicht können der zeichnerischen Darstellung Fig. 121, S. 415, entnommen werden.

Fahrgeschwindigkeit: 60 bis 120 m/min. Berechnung der Motorleistung und Übersetzung des Fahrwerks nach S. 416.

Ausführung des Fahrwerks meist derart, daß ein Laufrad angetrieben wird. Werden beide Laufräder angetrieben, so arbeitet der Fahrmotor mittels gekapselten Stirnrädergetriebes auf eine waagerechte Fahrwerkwelle. Zwischen dieser und jedem der beiden Laufradvorgelege ist dann noch ein Kegelrädergetriebe erforderlich.

Krangerüst. Ausführung der Ausleger meist als Fachwerkträger (Fig. 196 u. 197). Die bei dem System Fig. 196 auftretende große Biegebeanspruchung des Fahrgestells wird durch Anbringen des Zugstabes E (Fig. 197) vermieden.

Stabkräfte aus Eigengewicht. Die Eigengewichtbelastung ist gleich dem Auslegergewicht + $^1/_2$ Querverband + $^1/_2$ Belag. Die andere Hälfte des Querverbandes und Belages kommt auf den Seitenträger.

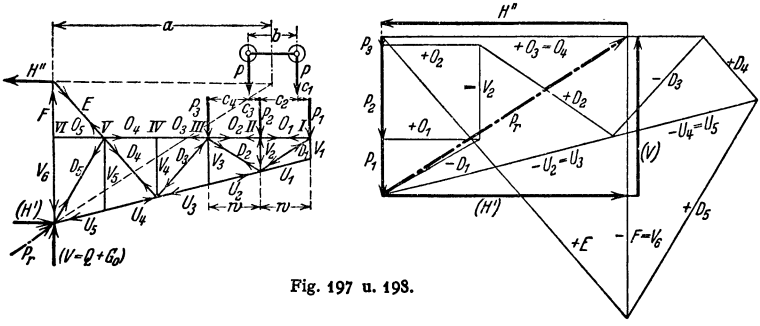


Fig. 197 u. 198.

Das Eigengewicht G wird gefühlsmäßig auf die einzelnen Knoten des Obergurtes verteilt; mit den Knotenlasten k_1, k_2 ... wird der Kräfteplan entworfen.

Stabkräfte aus den wandernden Lasten. Die in der größten Ausladung a (Fig. 197) stehende Katze mit den Raddrucken $P-P$ ergibt im allgemeinen die größten Stabkräfte.

Für das Aufzeichnen des Cremona-Planes werden die Raddrucke $P-P$ auf die benachbarten Knoten I, II und III reduziert (Fig. 197):

$$\left.\begin{aligned} P_1 = P \cdot c_2/w\,; \quad P_2 = P \cdot c_1/w + P \cdot c_4/w\,; \quad P_3 = P \cdot c_3/w\,; \\ P_1 + P_2 + P_3 = 2\,P = {}^1/_2(Q + G_0)\,. \end{aligned}\right\} \qquad (70)$$

Fig. 198 gibt den Kräfteplan für die äußerste Laststellung.

Querschnitt und Berechnung des Obergurtes ähnlich dem der Laufkrane (s. S. 432).

Die Vertikalen V_3 und V_4 vermindern die Biegestützweite der Obergurtstäbe auf die Hälfte. Für die Vertikalen V_3 und V_5 gilt das gleiche hinsichtlich der Knicklänge der Untergurtstäbe U_2-U_3 und U_4-U_5.

Steht die voll belastete Katze in der größten Ausladung und wird der fahrende Kran abgebremst, so tritt ein Massendruck auf. Berücksichtigung dieses Massendruckes durch Annahme einer im Abstand der größten Ausladung a wirkenden waagerechten Kraft $\approx {}^1/_{10} \cdot (Q + G_0)$, wobei G_0 das Katzengewicht.

β) Konsolkrane mit drehbarem Ausleger (Konsoldrehkrane) haben in der Regel feste Ausladung. Tragkraft: 2 bis 5 t. Ausladung: 5 bis 8 m.

Fig. 199: Konsolschwenkkran von 3 t Tragkraft (180° Drehbereich) und 8 m Ausladung (Beck & Henkel, Kassel).

a Ausleger, dessen Säule *b* im Fahrgestell *c* drehbar gelagert. *d* Hubtrommel. *e* Hubmotor. *f* Drehmotor. *g* Kranfahrmotor, mittels dreier Stirnrädervorgelege auf das rechte Laufrad *h* arbeitend. *i* Kettentrieb zum Antrieb des linken Laufrades. k_1-k_2 obere bzw. untere waagerechte Druckrollen. *l* Führerkorb des über dem Konsolschwenkkran fahrenden Laufkranes.

Antrieb beider Laufräder durch eine gemeinsame Welle oder durch einen Kettentrieb (Fig. 199).

Konsoldrehkrane mit vollem Drehbereich (360°).

Steht der Ausleger des Kranes (Fig. 200) im Nachbarschiff, so wirken die Kräfte an den beiden waagerechten Fahrbahnen (H_1) entgegengesetzt und suchen

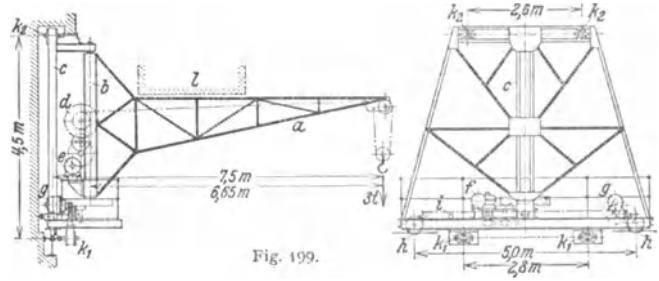


Fig. 199.

den Kran abzuheben. Daher sind je zwei obere und untere waagerechte Fahrbahnen und am Kran zwei weitere obere und untere Druckrollenpaare erforderlich.

Fig. 200: Konsoldrehkran von 5 t Tragkraft und 6,25 m Ausladung.

a Ausleger, an der drehbaren Säule *b* angebaut. *c* oberes Längs- und Querlager. *d* unteres Querlager (vierrolliges Lager). *e* Fahrgestell. *f* Laufräder (beide angetrieben). *g*—*g* bzw. (*g*)—(*g*) obere und untere waagerechte Druckrollenpaare.

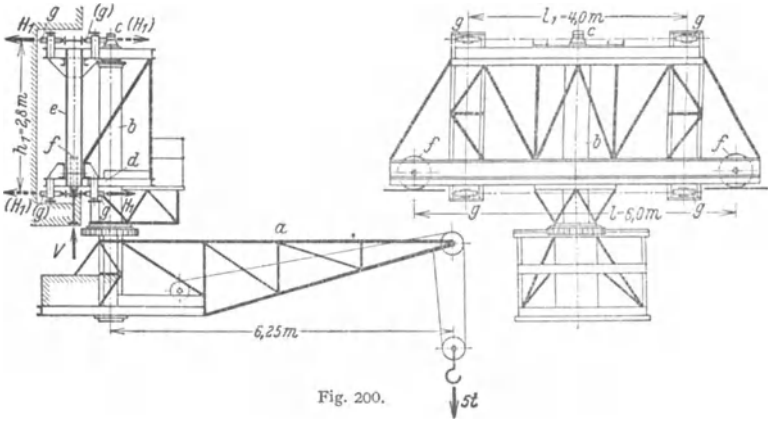


Fig. 200.

6. Drehkrane. α) Ortfeste Drehkrane.

Das Produkt aus der Tragkraft Q und der größten Ausladung a wird Kran- oder Auslegermoment genannt und in der Regel in tm ausgedrückt.

Drehkrane mit drehbarer Säule. Ausleger an der drehbaren Säule angebaut, deren Lager bei den Drehkranen mit Endzapfen (Ober- und Unterzapfen) an einer Gebäudewand (Fig. 201), am Fußboden und an der Decke (Fig. 210, S. 451) oder in einem besonderen Gerüst angeordnet (Derrickkrane).

Wanddrehkrane (Fig. 201). Kranmoment in Rücksicht auf Belastung der Gebäudewand bis etwa 12 tm. Drehbereich: Im allgemeinen 180°, bei Anordnung des Kranes an einer Gebäudeecke 270°.

Hubwerk. Meist an dem unteren Teil des Auslegers aufgebaut, mitunter auch getrennt vom Kran angeordnet.

Übersetzungsmittel allgemein Stirnrädervorgelege. Bei Handantrieb Ausrüstung des Hubwerks mit Sperradbremse, bei größerem Hub auch mit Fliehkraftbremse. Für elektrisches Hubwerk Anordnung einer gewichtbelasteten Bandbremse, die beim Heben durch einen Magnetbremslüfter und beim Senken von Hand gelüftet wird.

Lagerung des drehbaren Auslegers (Fig. 201) in einem oberen Querlager und einem unteren Längs- und Querlager. Höhe der drehbaren Säule $h_1 = 0{,}5\,a$ bis $1{,}0\,a$.

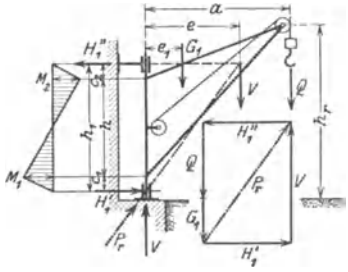


Fig. 201 u. 202.

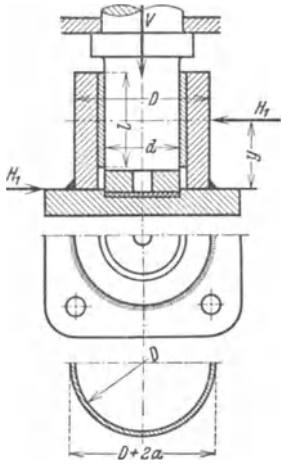


Fig. 203.

Bezeichnen G_1 = Eigengewicht des drehbaren Teils und e_1 dessen Abstand von der Drehachse, so sind die Auslegerstützkräfte:

$$V = Q + G_1\,; \qquad H_1 = (Q \cdot a + G_1 \cdot e_1) \cdot 1/h_1\,. \tag{71}$$

Da $Q + G_1$, P_r und H_1' ein Kräftedreieck (Fig. 202) bilden, so müssen sich die Verlängerungen von P_r und H_1' in der Wirkungslinie der Kippkräfte-Resultierenden V schneiden. Mit letzterer, deren Abstand e und den erhaltenen Richtungen von P_r und H_1'' sind daher P_r und H_1'' der Größe nach festgelegt.

Unteres Längs- und Querlager (Fig. 203) mit gehärteter Spurplatte (St 60·11) und Rotgußbüchse (Rg 9). Zwischen Spurplatte und Lagerkörper eingelegte Bleiplatte nimmt Formänderung des Krangerüstes auf und ist billiger als ballig eingesetzte Spurplatte.

Die ringförmige Schweißnaht, deren Dicke a man sich in die Plattenebene umgeklappt denke, ist durch das Moment $M = H_1 \cdot y$ auf Biegung und durch die waagerechte Kraft H_1 auf Schub beansprucht (s. auch Bd. I, „Schweißkonstruktionen"). Sind Versteifungsrippen angeordnet, so sind die Schweißnähte derselben zu berücksichtigen.

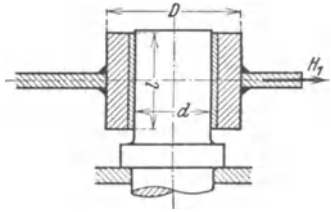


Fig. 204.

Oberes Querlager in geschweißter Ausführung nach Fig. 204.

Drehwerk meist nicht erforderlich.

Ausleger. Für feste Ausladung meist einfache Dreieckform (Fig. 205). Im Lastkräfteplan wird der Seilzug berücksichtigt.

Man denke sich das auf Mitte Rolle und Trommel verlegte Seil durchschnitten und die beiden Spannkräfte $S-S$ an der Auslegerrolle bzw. Trommel angreifend. Die obere Spannkraft $S = Q/2$ wird mit der Last Q zu einer Resultierenden R vereinigt (Fig. 206), der untere Seilzug S auf die benachbarten Knoten (Fig. 205) reduziert:

$$S' = S \cdot m_1/m\,; \qquad S'' = S \cdot m_1/m\,. \tag{72}$$

Mit den am System (Fig. 205) wirkenden äußeren Kräften R, S' und S'' wird nun der Lastkräfteplan (Fig. 207) entworfen. $V = Q$; $H' = H'' = Q \cdot a/h$.

Das Eigengewicht wird gefühlsmäßig auf die einzelnen Knotenpunkte verteilt und ein Kräfteplan entworfen.

Die Kransäule wird aus 2 [-Eisen hergestellt, die einen Diagonalverband erhalten. Biegemomente (Fig. 201, S. 449):

$$M_1 = H_1 \cdot c_1; \qquad M_2 = H_1 \cdot c_2. \tag{73}$$

Zwischen der Zug- und Druckstrebe erhält die Säule noch Zug (s. Lastkräfteplan), unterhalb der Druckstrebe Druck.

Ein System mit geknickter Druckstrebe (unter Einfügung eines weiteren Stabes) hat den Vorzug eines größeren lichten Profiles unterhalb des Auslegers.

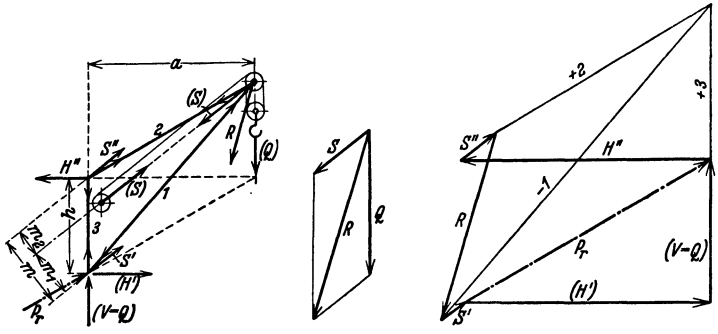


Fig. 205 bis 207.

Dem Schrägzug der Last und den Massenkräften trägt man durch eine an der Auslegerspitze wirkende waagerechte Kraft $P_h = {}^1/_{10}Q$ Rechnung. Diese wird von der Druckstrebe aufgenommen.

Veränderung der Ausladung. Die Druck- oder Zugstrebe wird waagerecht angeordnet und als Fahrbahn für eine Laufkatze ausgebildet (Fig. 208 bis 210).

Bei dem Drehkran Fig. 208 ist die Katzenfahrbahn ein I-Träger, der von einer Unterflansch-Laufkatze befahren wird.

Für die Bestimmung der Stabkräfte ist der Ausleger ein einfaches rechtwinkliges Dreieck (ohne die Biegehebelarme c_1 bzw. c_2 und ohne den Kragarm).

Die in der größten Ausladung stehende vollbelastete Katze mit dem Eigengewicht G_0 wird als $Q' = (Q + G_0) \cdot \frac{a}{a - a'}$ auf den Knoten I umgerechnet. Den Unterschied V_0 zwischen Q' und $Q + G_0$ bringe man als eine nach oben wirkende Kraft am Knoten II an.

Biegemomente des Fahrbahnträgers durch die wandernde Last:

1. Am Kragarm: $M = (Q + G_0) \cdot a' \ldots$ kgcm (74)

2. Zwischen I und III: $\max M = \frac{Q + G_0}{2L} \cdot \left(L - \frac{b}{2}\right)^2 \ldots$ kgcm. (75)

Ist, was meist der Fall, b klein im Verhältnis zu L, so kann $b = 0$ und $\max M \approx (Q + G_0) \cdot \frac{L}{4} \ldots$ kgcm gesetzt werden. Durch den gestrichelt eingezeichneten Verband (Fig. 208) wird L auf die Hälfte vermindert.

Säulenmomente M_1 und M_2 nach Gl. (73).

Fig. 209 zeigt den sog. Gießerei-Drehkran. Übliche Tragkraft: 5—7,5 oder 10 t. Ausführung für kleinere Krane ohne, für größere mit Drehwerk. Freie Aufstellung ermöglicht vollen Schwenkbereich und Anordnung eines Gegengewichtes.

Lastkräfteplan zum Drehkran Fig. 209 s. Bd. I, S. 202, Fig. 128.

Bei Anordnung nach Fig. 210 erhält der Kran vollen Drehbereich, auch läßt sich ein Gegengewicht (Gg) anbringen, durch das Biegebeanspruchung der Säule und Drehwiderstand vermindert werden.

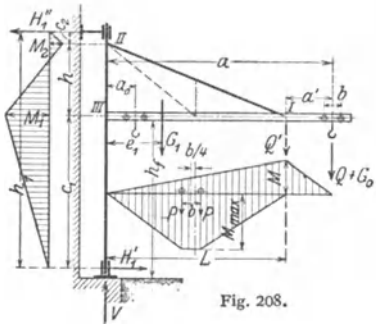


Fig. 208.

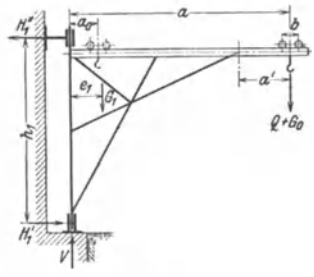


Fig. 209.

Größe des Gegengewichtes:

$$G_g = 1/2\, e_g \cdot [(Q + G_0) \cdot a + 2G_1 \cdot e_1 + G_0 \cdot a_0] \ldots \text{kg.} \quad (76)$$

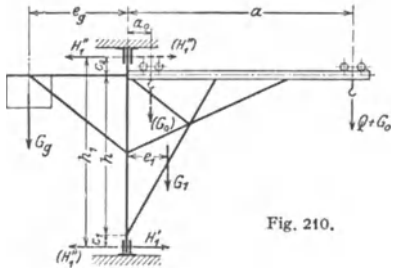


Fig. 210.

Derrick-Krane. Der Ausleger *1* (Fig. 211) ist an dem drehbaren Mast *2* vermittelst eines Rollenzuges *3* einziehbar (wippbar) angeordnet. Durch das Stützgerüst *4* (*5*) und *6* (*7*) ist der Drehbereich der Derrick-Krane auf $\alpha \approx 270°$ beschränkt (Fig. 212).

Wird der Mast an seinem oberen Querlager durch Drahtseile versteift, so erhält der Kran vollen Drehbereich (360°).

Tragkraft: 3 bis 20 t. Ausladung: bis 20 und 30 m. Vorzug gegenüber den freistehenden Drehkranen (s. S. 452): Kleines Gewicht und niedrige Anlagekosten. Nachteil: Starke Seilabnutzung.

Antrieb. Meist elektrisch, in Sonderfällen Dampf- oder Brennkraftantrieb.

Das Hub-, Einzieh- und Drehwerk werden gesondert vom drehbaren Teil und auf gemeinsamem Rahmen montiert, aufgestellt.

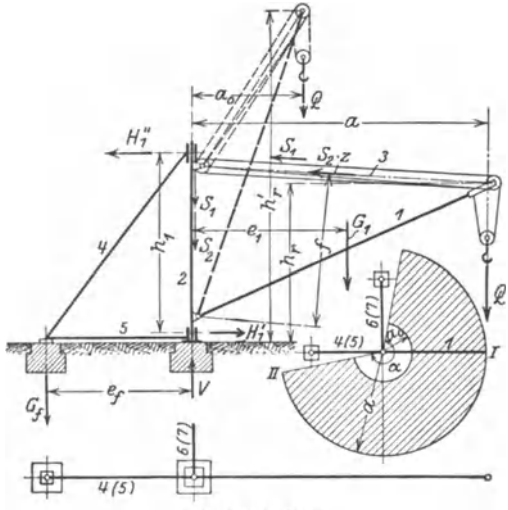


Fig. 211 u. 212.

Die normalen elektrischen Derrick-Winden[1]) haben zwei Trommeln, je eine für das Hub- und Einziehwerk und zwei fliegend gelagerte Trommeln für das Drehwerk. Der Motor arbeitet mittels Riemens auf eine Hauptwelle, von der aus die Bewegungen der verschiedenen Trommeln durch Reibungskupplungen abgeleitet werden.

[1]) Bauart Schmidt-Tychsen, Kiel-Heikendorf.

Drehbarer Teil.

Bezeichnen, Fig. 211, G_1 das Auslegergewicht, e_1 dessen größten Abstand von der Drehachse, G_2 das Mastgewicht und S_1 bzw. S_2 die Seilzüge des Hub- bzw. Einziehwerks, z die Zahl der Seilstränge des Rollenzuges und η_r dessen Wirkungsgrad, so ist der größte Seilzug des Einziehwerks:

$$S_2 = 1/z\,\eta_r f \cdot (Q \cdot a + G_1 \cdot e_1 - S_1 \cdot f)\,. \qquad (77)$$

Während des Ausleger-Einziehens nimmt der Seilzug S_2 ab und erreicht seinen Mindestwert in der kleinsten Ausladung a_0. Gleichzeitig sinkt auch das Motordrehmoment, das bei kegeliger Einziehtrommel annähernd konstant ist.

Wird der Ausleger aus seiner größten Ausladung in die kleinste gebracht, so wird die Last um $h_r' - h_r$ gehoben. Diese unerwünschte Hubbewegung ist durch das Hubseil auszugleichen.

Drehwerk. Der Mastunterteil trägt eine (nicht gezeichnete) Scheibe von 2 bis 3 m Dmr. Um diese ist ein Seil gelegt, das, über Leitrollen gehend, an den beiden fliegend gelagerten Trommeln der Derrick-Winde befestigt ist. Drehbewegung dadurch, daß das Seilende an der einen Trommel eingezogen, das an der anderen abgewickelt wird. Bewegungsumkehr durch Reibungskupplungen und Stirnrädervorgelege, wovon das eine mit Zwischenrad.

Stützgerüst. Das Stützgerüst (Fig. 211) wird durch die Kräfte H_1' und H_1'', beansprucht. Steht der vollbelastete Ausleger in Stellung I (Fig. 212), so erhält der Stab *4* größte Zugkraft und Stab *5* größten Druck. Die Stäbe *6* und *7* sind hierbei spannungslos.

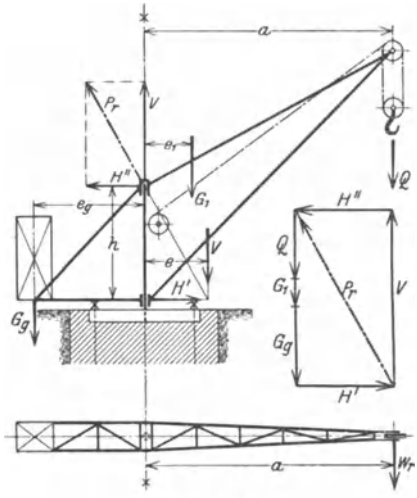


Fig. 213 u. 214.

Bezeichnet β den Neigungswinkel der Strebe *4* (und *6*) zur Senkrechten, so sind die Stabkräfte:

$$\left.\begin{aligned} S_4 &= +H_1''/\sin\beta\,; \\ S_5 &= -H_1'\,. \end{aligned}\right\} \qquad (78)$$

Steht der Ausleger in II, so erhält *4* größten Druck und *5* größten Zug.

Ist $\mathfrak{S}$ der Kippsicherheitsgrad, so ist das erforderliche Fundamentgewicht (Fig. 272):

$$G_f = \frac{\mathfrak{S} \cdot Q \cdot a + G_1 e_1}{e_f}\,. \qquad (79)$$

Ist G_f zu klein, so wird ein zusätzliches Gegengewicht angeordnet.

Drehkrane mit feststehender Säule. Gebräuchlicher größter Durchmesser der Säule etwa 300, äußerst 350 mm; Höhe: $h \approx 0{,}4\,a$ bis $0{,}6\,a$. Anordnung eines Gegengewichts (Fig. 213) entlastet die Kransäule auf Biegung und läßt daher ein größeres Kranmoment zu. Große Krane erhalten eine sich nach oben verjüngende Fachwerksäule von quadratischem Querschnitt.

Gegengewicht (Fig. 213). Nach Schätzung des Eigengewichtes des drehbaren Teiles G_1 und seines Schwerpunktabstandes e_1 wird das Gegengewichtmoment $G_g \cdot e_g$ so gewählt, daß:

$$G_g \cdot e_g = Q \cdot a/2 + G_1 \cdot e_1\,.$$

Auslegerstützkräfte (Fig. 213):

$$V = Q + G_1 + G_g\,; \qquad H' = H'' = (Q \cdot a + G_1 \cdot e_1 - G_g \cdot e_g) \cdot 1/h\,. \qquad (80)$$

Die resultierende Stützkraft P_r am oberen Auslegerlager, die untere waagerechte Stützkraft H' und die am Ausleger senkrecht abwärts wirkenden Kräfte Q, G_1 und G_g sind im Gleichgewicht und bilden ein Kräftedreieck (Fig. 214). Bringt man daher V im Abstande e von der Drehachse mit der Richtung der unteren waagerechten Stützkraft H' zum Schnitt, so sind P_r und seine Komponenten V und H'' festgelegt.

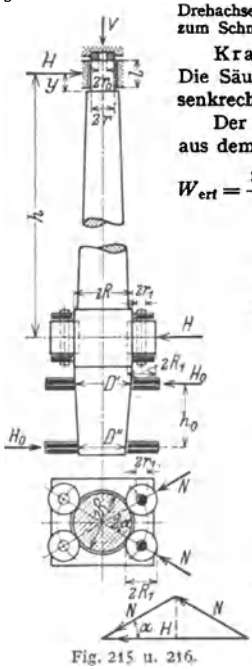


Fig. 215 u. 216.

Kransäule (Fig. 215). Werkstoff: Stahl (St 42 · 11). Die Säule wird als eingespannt betrachtet und ist durch die senkrechte Kraft V und das Kräftepaar $H \cdot h$ beansprucht.

Der gefährliche Querschnitt (an der Einspannstelle) wird aus dem Widerstandsmoment berechnet:

$$W_{erf} = \frac{\max M}{\sigma_{zul}} = \frac{Q \cdot a + G_1 \cdot e_1 - G_g \cdot e_g}{\sigma_{zul}} = \frac{\pi}{32} D^3 \ldots \text{cm}^3. \quad (81)$$

Der Stützzapfen, dessen Abmessungen d und l schätzungsweise angenommen werden, wird auf Biegung durch $H \cdot y$ und auf Druck durch $Q + G_1 + G_g$ beansprucht.

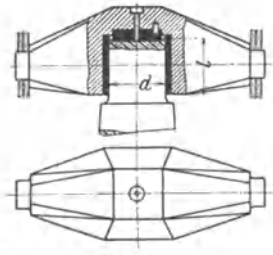


Fig. 217.

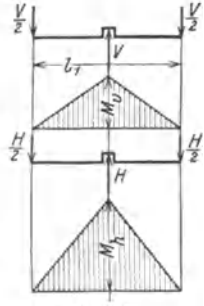


Fig. 218.

Säulenansatz für das untere Querlager nur so stark, als für Bearbeitung erforderlich. Zwischen Stützzapfen und unterem Querlager ist die Biegebeanspruchung nachzuprüfen. $\sigma_{zul} = 800$ bis 1200 kg/cm².

Das Verhältnis der größten Durchbiegung und der Ausladung liegt zwischen $\delta/a = 1/400$ bis $1/300$. Ohne Berücksichtigung der Formänderung der Auslegerstäbe ist dann die angenäherte Senkung der Auslegerspitze: $\delta_s = \delta \cdot a/h \ldots$ cm.

Wird die Säule kegelig in die Grundplatte eingesetzt (Fig. 215), so erhält sie eine Neigung entsprechend $\operatorname{tg}\alpha \approx 0{,}04$ bis $0{,}07$.

Die Traverse (Fig. 217) wird durch die senkrechte Kraft V und die waagerechte Kraft H auf Biegung beansprucht (Fig. 218).

Senkrechtes und waagerechtes Biegemoment:

$$M_v = V \cdot l_1/4\,; \quad M_h = H \cdot l_1/4 \ldots \text{ kgcm}. \quad (82)$$

Form des gefährlichen Querschnittes nach Fig. 219.

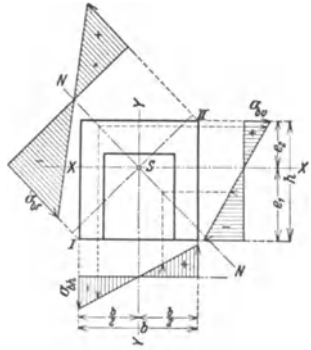


Fig. 219.

Nach Bestimmung der Trägheitsmomente J_x und J_y in cm⁴ sowie der Widerstandsmomente $W_1 = \frac{J_x}{e_1}$ bzw. $W_2 = \frac{J_x}{e_2}$ und $W_y = \frac{J_y}{b/2}$ in cm³ stellt man die Biegespannungen σ_{bv} und σ_{bh} zeichnerisch dar (Fig. 219).

Die Lage der neutralen Faser $N-N$ wird in einfacher Weise nach Fig. 219 ermittelt. (Vgl. auch Bd. I, Biegung des geraden Stabes.)

Resultierende Biegebeanspruchungen (Fig. 219):

$$\left.\begin{aligned} &\text{Bei } I \text{ (Druck):} \quad \sigma_{br} = -\sigma_{bv} - \sigma_{bh} = -M_v/W_1 - M_h/W_y \ldots \text{ kg/cm}^2, \\ &\text{Bei } II \text{ (Zug):} \quad \sigma_{br} = +\sigma_{bv} + \sigma_{bh} = +M_v/W_2 + M_h/W_y \ldots \quad ,, \quad . \end{aligned}\right\} \tag{83}$$

Zulässige Biegespannung: Stahl (St 42·11): $\sigma_{zul} = 600$ bis 1000 kg/cm².

Werden zwei [-Eisen als Traverse verwendet, so wird der eingesetzte Lagerkörper aus Gußeisen oder aus Stahlguß hergestellt.

Fig. 220: Traverse mit Wälzlagern.

a Säule, *b* Kugellängslager mit Einstellscheibe, *c* Tonnenlager (Bauart Kugelfischer Schweinfurt).

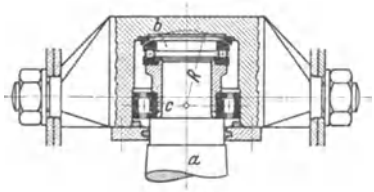


Fig. 220.

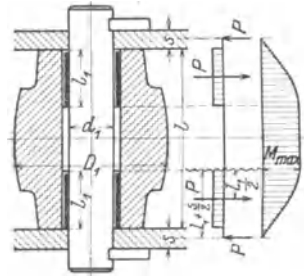


Fig. 221 u. 222.

Unteres Querlager. Größere Krane erhalten zwei Druckrollen und bei Anwendung eines Gegengewichtes ein vorderes und ein hinteres Druckrollenpaar (Fig. 215), die sich auf der festen Kransäule abwälzen.

Bezeichnen nach Fig. 215 H den waagerechten Lagerdruck und 2α den Winkel der beiden Druckrollen, so ist der Druck einer Rolle auf die Säule (Fig. 216):

$$N = H/2 \cos\alpha . \tag{84}$$

Rollen gegossen (Fig. 221), in neuerer Zeit auch geschweißt. Biegemoment des Rollenbolzens (Fig. 222): $\max M = N(l_1 + s)/4$; $\sigma_{zul} = 800$ bis 1200 kg/cm² für St 50 · 11. Flächendruck zwischen Rolle und Bolzen $p = N/2\,s\,d_1 = 80$ bis 120 kg/cm².

Drehwiderstand. Bezeichnet W_r den Drehwiderstand an der Auslegerspitze, so ist bei der meist angewandten Lagerung nach Fig. 215 das auf Mitte Kransäule bezogene Gesamtreibungsmoment:

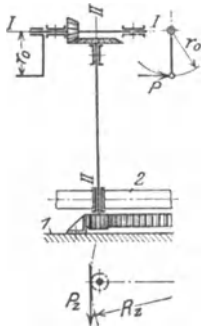


Fig. 223.

$$\left.\begin{aligned} M_r = W_r \cdot a = V\mu_1 \cdot \frac{r + r_0}{2} + H \cdot \mu \cdot r \\ + 2N\mu \cdot \frac{r_1}{R_1} \cdot R + 2Nf\,\frac{R_1 + R}{R_1} \ldots \text{kgcm.} \end{aligned}\right\} \tag{85}$$

Reibungszahlen: $\mu_1 = \mu \approx 0{,}1$; $f \approx 0{,}05$ cm.

Drehwerk. Krane mit geringem Drehwiderstand werden ohne Drehwerk ausgeführt.

Bei Antrieb des Drehwerks von Hand (Fig. 223) ist mit Kraftmoment $P \cdot r_0$ und η = Drehwerkwirkungsgrad

$$i = M_r/\eta P r_0 . \tag{86}$$

Bei motorischem Antrieb (Fig. 235, S. 459) ist die Vollast-Leistung des Drehmotors:

$$N = W_r v/6120\,\eta \ldots \text{kW}, \tag{87}$$

worin Drehwiderstand $W_r = M_r/a$ in kg, Drehgeschwindigkeit v in m/min (am Auslegerkopf).

Übersetzung = Drehzahl des Motors/Drehzahl des Auslegers.

Das Drehwerk wird auf der Plattform des drehbaren Teils aufgestellt. Ausführungsart s. Fig. 235, S. 459.

Genaues Anhalten des Auslegers durch Bremse.

Ausleger. Vollwandausleger werden im allgemeinen nur bei Kranen ohne Gegengewicht angewendet und haben den Vorzug eines großen freien Profils unterhalb des Auslegers. Querschnitt: Kastenquerschnitt. Sonst allgemein Fachwerkausleger (Fig. 224).

Für den Entwurf des Lastkräfteplanes mit Berücksichtigung des Seilzuges (Fig. 225) wird der Seilzug S an der Trommel (Fig. 224) auf die benachbarten Knoten als S' und S'' reduziert (s. auch Fig. 205, S. 450).

Der auf den Auslegerkopf umgerechnete Reibungs- und Massendrehwiderstand beansprucht den Ausleger noch in waagerechtem Sinne. Er wird von dem Querverband der Druckstrebe aufgenommen und dadurch berücksichtigt, daß man am Auslegerkopf eine waagerechte Kraft $P_h = {}^1/_{10}\,Q$ annimmt.

Veränderung der Ausladung. Vollwandausleger erhalten hammerförmige Gestalt (Fig. 226). Die beiden waagerechten Trägerteile und der senkrechte Teil werden dem Biegemoment entsprechend abgeschrägt.

Gegengewicht wird so bemessen, daß die waagerechten Auslegerstützkräfte bei der in der größten Ausladung a befindlichen vollbelasteten Katze denen bei ganz eingefahrener unbelasteter Katze (Ausladung a_0) gleich und entgegengesetzt gerichtet sind. Siehe S. 451.

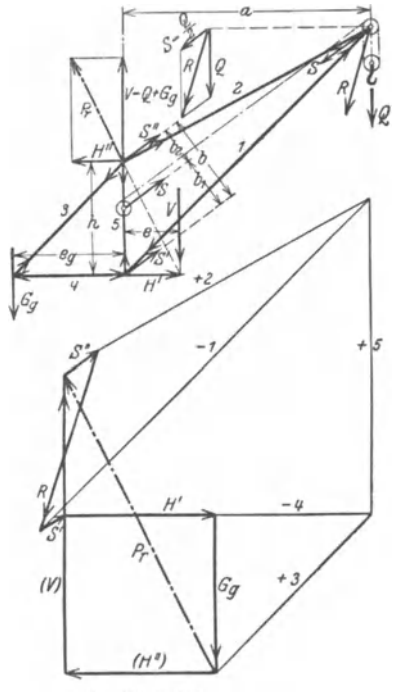


Fig. 224 u. 225.

Bei den Fachwerkauslegern wird entweder die Druckstrebe (Fig. 227) oder die Zugstrebe (Fig. 228) waagerecht angeordnet und von einer Laufkatze befahren.

Lastkräfteplan zum Drehkran Fig. 228 s. Bd. I, S. 202, Fig. 129.

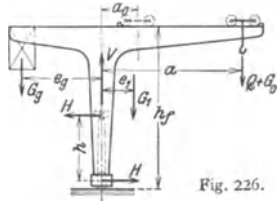


Fig. 226.

Standsicherheit und Gründung. Der Fundamentklotz erhält meist quadratische Grundfläche und seine Abmessungen werden zunächst geschätzt. Ausführung in Kiesbeton oder Mauerwerk (Einheitsgewicht 2,0 bzw. 1,6 t/m³).

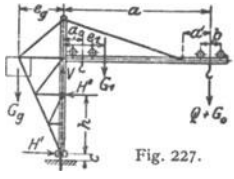


Fig. 227.

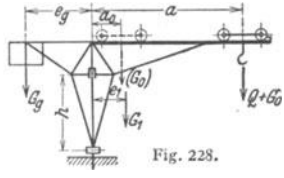


Fig. 228.

Ist in Fig. 229, S. 456, ⊜ die Standsicherheit des vollbelasteten Kranes (s. DIN 120 S. 13), G_1 das Gewicht des drehbaren Teils, G_g das Gegengewicht,

G_2 das Gewicht der Säule und Grundplatte und G_f das angenommene Fundamentgewicht, so ist die Resultierende aller senkrechten Kräfte:

$$V_s = \mathfrak{S} \cdot Q + G_1 + G_2 + G_g + G_f. \tag{88}$$

Der Kran ist standfest, wenn

$$e_s = \frac{\mathfrak{S} \cdot Q \cdot a + G_1 \cdot e_1 - G_g \cdot e_g}{\mathfrak{S} \cdot Q + G_1 + G_g + G_2 + G_f} \leq \frac{b}{2} \tag{89}$$

ist.

Standsicherheitswerte nach DIN 120.

Für den unbelasteten Kran ist die Resultierende der senkrechten Kräfte:

$$V_s' = G_1 + G_g + G_2 + G_f. \tag{90}$$

Ihr Abstand von der Drehachse ist:

$$e_s' = \frac{G_g \cdot e_g - G_1 \cdot e_1}{G_1 + G_g + G_2 + G_f} \leq \frac{b}{2}. \tag{91}$$

Durch die exzentrisch wirkende Druckkraft V_s (bei $\mathfrak{S} = 1$) entsteht eine Druckspannung $\sigma = -V_s/F = -V_s/b^2$. Zu dieser tritt noch die Biegespannung

$$\sigma_b = \pm M/W = \pm 6\, V_s e_s/b^3. \tag{92}$$

Diese Spannungen addieren sich bei *I* und subtrahieren sich bei *II*.

Größtwert (bei *I*) und Kleinstwert (bei *II*):

$$\left.\begin{aligned} {}^{\max}\sigma_r &= -\sigma - \sigma_b \\ &= -V_s/b^2 - 6\, V_s e_s/b^3 \ldots \text{kg/cm}^2, \end{aligned}\right\} \tag{93}$$

$$\left.\begin{aligned} {}^{\min}\sigma_r &= -\sigma + \sigma_b \\ &= -V_s/b^2 + 6\, V_s e_s/b^3 \ldots \text{kg/cm}^2. \end{aligned}\right\} \tag{94}$$

Diese Spannungen treten auf, wenn V_s innerhalb der Kernfläche (Fig. 229) liegt ($e_s < b/6$). Liegt V_s außerhalb ($x = b/2 - e_s$), so trägt nur $b' = 3x$ (Fig. 230). Größtwert (bei *I*): $\max\sigma_r = -2/3 \cdot V_s/x\,b \cdots \text{kg/cm}^2$.

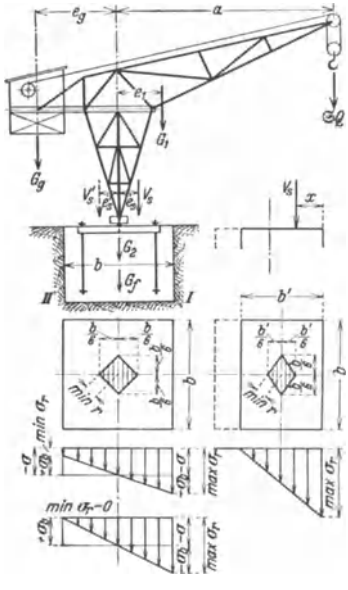


Fig. 229 u. 230.

Kernflächen für quadratische und rechteckige Grundfläche s. Fig. 229 bzw. 230. Die kreisförmige Grundfläche ist am günstigsten, wird jedoch wegen umständlicher Herstellung seltener angewendet.

Zulässiger Flächendruck:

Bei felsigem Boden	p =	10 bis 15	kg/cm²,
„ Klinker und Kies	=	5 „ 8	„
„ grobkörnigem Sandboden	=	2 „ 3	„

Weiteres über Fundamentberechnung s. Recknagel: Fundamente freistehender Drehkrane. Fördertechn. u. Frachtverk. 1930, S. 320.

Die Grundplatte erhält meist sechs Arme aus zwei [-Eisen oder einem I-Eisen, Berechnung der Arme auf Biegung mit der auf eine Ankerschraube entfallenden Zugkraft.

Drehscheibenkrane. Aufbau. Der drehbare Teil (Fig. 231) besteht aus der Plattform, dem Ausleger und dem Gegengewicht. Er ruht mittels vier oder acht Rollen auf einer kreisförmigen Schiene.

Übliche Tragkräfte von Hafen-Drehkranen für Stückgut-Verladung: 1,5 bis 15 t. Ausladung: 15 bis 20 m, mitunter bis 30 m. Hubgeschwindigkeit: 30 bis 80 m/min. Drehgeschwindigkeit je nach Tragkraft und Größe der Ausladung: 80 bis 120 m/min.

Tragkräfte von Greifer-Drehkranen[1]):

Greifer-Inhalt	$J = 1{,}0$	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	7,0 m³,
Tragkraft	$Q = 2$	3,75	5,5	7	8,5	10	12 t.

Hubgeschwindigkeit: 50 bis 120 m/min. Drehgeschwindigkeit: 60 bis 180 m/min. Waagerechte Lastgeschwindigkeit bei wippbarem (einziehbarem) Ausleger s. S. 461 Veränderung der Ausladung.

Hubwerk. Bei den Stückgut-Verladekranen mit der üblichen Tragkraft von 2,5 bzw. 3 t ist der Haken unmittelbar am Drahtseil befestigt und durch ein Gewicht belastet (Fig. 64, S. 390). Krane größerer Tragkraft mit loser Rolle oder Zwillingsrollenzug.

Wegen guten Wirkungsgrades langsam laufender Motor und ein oder zwei Stirnrädergetriebe in einem Räderkasten angeordnet.

Herstellung des Ritzels aus einem Stück mit der Welle. Werkstoff: Flußstahl (St 50·11). Werkstoff des Rades: Stahlguß oder Gußeisen mit warm aufgesetztem Stahlkranz aus St 50·11. Wegen guten Eingriffes und ruhigen Getriebeganges kleine Teilung und große Zahnbreite.

Bei zwei Stirnrädergetrieben wird das zweite zwecks Einstellung verschiedener Hubgeschwindigkeiten als Wechselrädergetriebe ausgeführt.

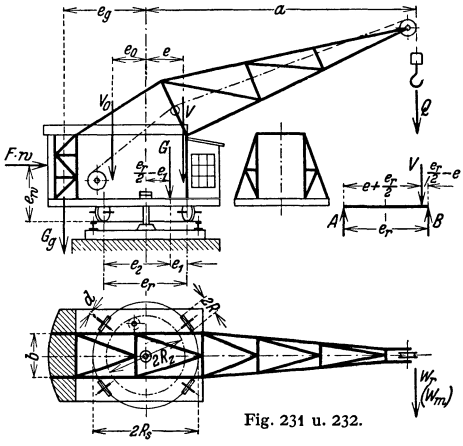


Fig. 231 u. 232.

Ausführung des Hubwerks in neuerer Zeit als Blockhubwerk, bei dem Motor, Getriebe und Bremse (ähnlich wie bei dem Elektroflaschenzug Fig. 10, S. 371) in der Trommel eingebaut sind[2]).

Greiferhubwerke s. S. 375.

Über Gestaltung des Hubwerks s. Frenzen: Bemerkenswertes über Stückgut-Windwerke elektrisch betriebener Verladeanlagen. Fördertechn. u. Frachtverk. 1931 S. 54 u. 56. — Desgl. über Greiferwindwerke. Ebenda 1932 S. 26.

Gegengewicht. Bezeichnen (Fig. 231) G das Gewicht des drehbaren Teiles, e_1 und e_2 dessen Abstände von der vorderen bzw. hinteren Kippkante, G_g das Gegengewicht und e_g dessen Abstand von der Drehachse, so ergeben sich für den vollbelasteten bzw. unbelasteten Kran folgende Grenzbedingungen:

$$\left.\begin{aligned} &\text{vordere Kippkante:} \quad G_g\,(e_g + e_r/2) = Q\,(a - e_r/2) - G \cdot e_1\,; \\ &\text{hintere Kippkante:} \quad G_g\,(e_g - e_r/2) = G \cdot e_2\,. \end{aligned}\right\} \qquad (95)$$

Bestimmung des Gegengewichtes nach der ersten Bedingung ausreichend, da die zweite Bedingung stets erfüllt ist.

Die Momente können nach dem Vorgang von Krell[3]) über den Kippkanten zeichnerisch dargestellt werden, so daß G_g und $e_g - e_r/2$ wahlweise bestimmbar sind.

Berechnung der Standsicherheit nach DIN 120 Abschnitt VI S. 13 unter 3. Winddruck s. § 4. S. 5.

Laufrollen. Für kleinere Krane werden vier Rollen angeordnet, die am drehbaren Teil gelagert sind (Fig. 231). Die beiden vorderen bzw. hinteren Rollen liegen (im Grundriß) unter einem Winkel $\alpha = 45°$ bis $60°$.

---

[1]) Normale Kohlengreifer der Demag A.-G., Duisburg.

[2]) Blockhubwerk Bauart Kampnagel s. Lange: Neue Wippkrane für Stückgutumschlag im Hafen von Rotterdam. Jb. hafenbautechn. Ges. Bd. 13 (1932/33).

[3]) Die Standfestigkeit von Auslegerkranen. Fördertechn. u. Frachtverk. 1933 S. 91.

Bezeichnet $V = Q + G + G_g$ die Resultierende der am drehbaren Teil wirkenden senkrechten Kräfte, so sind die größten Raddrucke des vollbelasteten Kranes (Fig. 231 und 232):

$$\left.\begin{aligned} \max P = P_1 &= \frac{B}{2} = \frac{V}{2} \cdot \frac{e_r/2 + e}{e_r} + F \cdot w \cdot \frac{e_w}{e_r}; \\ P_2 &= \frac{A}{2} = \frac{V}{2} \cdot \frac{e_r/2 - e}{e_r} \pm F \cdot w \cdot \frac{e_w}{e_r} \ldots t. \end{aligned}\right\} \quad (96)$$

Die Laufrollenschiene ist eine Flachstahlschiene (s. Tafeln am Schluß von Bd. I), die auf dem kreisförmig gebogenen Untersatz aufgeschweißt ist.

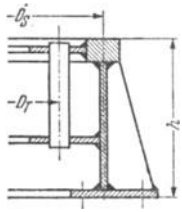


Fig. 233.

Untersatz entweder geschweißt (Fig. 233)[1]) oder breitflanschiger I-Träger (Fig. 235, S. 459). D_S = Schienenkreisdurchmesser; D_T = Teilkreisdurchmesser des Triebstockkranzes.

Ausführung der Laufrollen ohne Spurkranz nach DIN 697 mit schwach balligem Kranzprofil.

Größere Krane erhalten acht Laufrollen, die paarweise in einstellbaren Rollenschemeln gelagert sind.

Kippen des Kranes bei größerer Überlast und stärkerem Winddruck wird durch den Königszapfen (Fig. 234) verhindert, der den Zug nach oben aufnehmen muß.

Um ein möglichst kleines Gegengewicht zu erhalten, ordnet man das Hub- und Drehwerk weit am hinteren Plattformende an.

Königszapfen (Fig. 234). Dient zur zentrischen Führung der Drehscheibe und wird nur bei Überlastung auf Zug beansprucht.

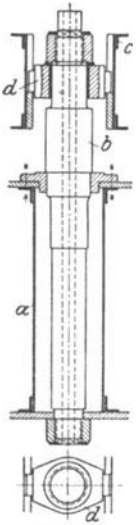


Fig. 234.

a Festes Kranunterteil in dem Zapfen *b* eingesetzt, *c* drehbares Oberteil, *d* Traverse mit Spur- und Halslager.

Werkstoff des Zapfens: St 50 · 11, der Traverse: St 42 · 11.

Drehwerk. Reibungs-Drehwiderstand (Fig. 231):

$$W_r = \frac{V}{R} \cdot (\mu \cdot d/2 + f) = (Q + G + G_g)_t \cdot w_r \ldots \text{kg}, \quad (97)$$

wobei der Wert w_r für 1 t = 1000 kg Drehgewicht Fig. 121, S. 415 entnommen werden kann.

Bezeichnet R_s den Schienenkranz-Halbmesser, so ist der auf den Auslegerkopf umgerechnete Reibungsdrehwiderstand:

$$W_r = V \cdot \left(\mu \frac{d}{2} + f\right) \cdot \frac{R_s}{R \cdot a} = (Q + G + G_g)_t \cdot w_r \cdot \frac{R_s}{a} \ldots \text{kg}. \quad (98)$$

Zuschlag für Nabenstirnreibung: 15 bis 20 vH.

Für die Bestimmung des Massendrehwiderstandes sind nur die Wirkung der großen Massen, der Last und des Gegengewichtes zu berücksichtigen. Nur bei Kranen von großer Tragkraft und Ausladung wird auch die Masse des Auslegers berücksichtigt. Die umlaufenden Massen werden vernachlässigt.

Berechnung der Beharrungs-Vollastleistung des Drehmotors nach S. 454.

Übersetzung des Drehwerks s. S. 454; Gestaltung nach Fig. 235[2]).

a Drehmotor; *b* elastische Kupplung; *c*—*d* waagerechtes Schneckengetriebe, dessen Rad *d* durch eine Rutschkupplung mit der Welle *f* gekuppelt ist. *g* Bronzering, *h* Druckring, *i* Feder zur Rutschkupplung; *k* Laufrollenschiene; *l* kreisförmig gebogener Schienenuntersatz; *m* Triebstöcke; *n* Triebstockritzel, am unteren Ende der Radwelle aufgekeilt; *o* unteres Querlager der Radwelle.

Bei großen Übersetzungen werden noch Stirnrädergetriebe vorgesehen.

[1]) Kampnagel, Hamburg. [2]) Demag A.-G., Duisburg.

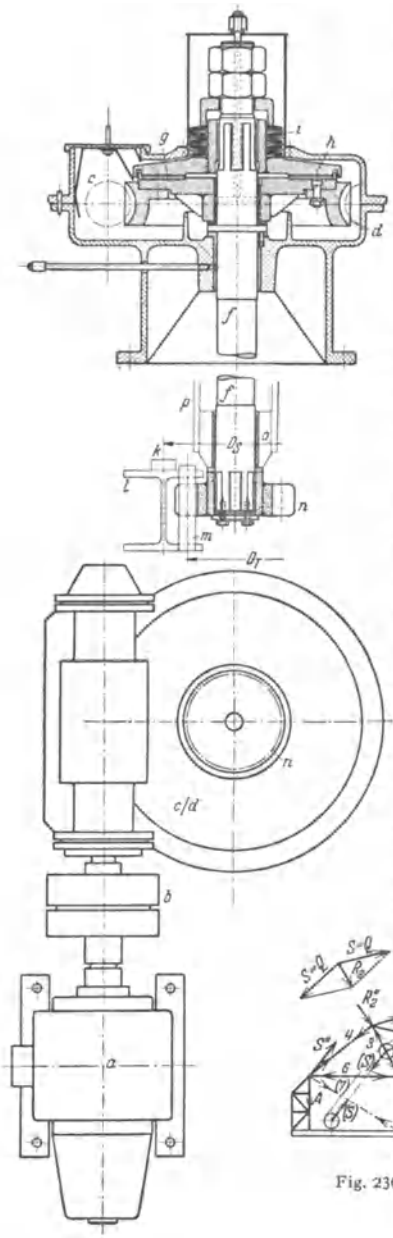


Fig. 235.

Die Drehwerkbremse dient zum Abbremsen der drehenden Massen nach Abschalten des Motors und Festhalten des Auslegers gegen Winddruck.

Die bei schnell arbeitenden Kranen am Drehwerk auftretenden Stöße werden durch elastische Befestigung des Zahn- bzw. Triebstockkranzes (mittels Federn) gemildert. Besser ist es, Schienenring und Zahnkranz aus einem Stück zu fertigen, sowie den Drehwerkantrieb um eine senkrechte Achse drehbar zu lagern und zwischen Triebwerkgehäuse und Oberwagen Federpuffer anzuordnen.

Bauart eines Drehwerks mit senkrecht stehendem Motor, Stirnrädergetrieben und zwei Federpuffern s. Abhandlung Fußnote 2 S. 457.

Ausleger. Das bei fester Ausladung meist angewendete System nach Fig. 236 hat den Vorzug eines großen freien Profils unterhalb des Auslegers.

Der Ausleger ist an seinem hinteren Ende an zwei Fachwerkstützen befestigt, die mit der Plattform starr verbunden sind und waagerechte Kräfte in der Auslegerrichtung aufnehmen können. An dem vorgebauten Führerhaus (Fig. 231, S. 457) ist daher nur eine knicksichere Stütze erforderlich, die noch waagerechte Kräfte (aus Schrägzug bzw. Winddruck) aufnimmt.

Für die Stabkraftbestimmung wird angenommen, daß der Ausleger ein ebenes Gebilde sei. Durch die Abkröpfung am Führerhaus und am Auslegerkopf treten noch zusätzliche Kräfte auf, die jedoch vernachlässigt werden.

An dem System (Fig. 236) wirkende äußere Kräfte: Last Q und Auflagerdrucke A und B. In dem abwärts gerichteten Auflagerdruck A ist das Gegengewicht enthalten, das so groß ist, daß ein aufwärts gerichteter Auflagerdruck am drehbaren Teil vorhanden ist.

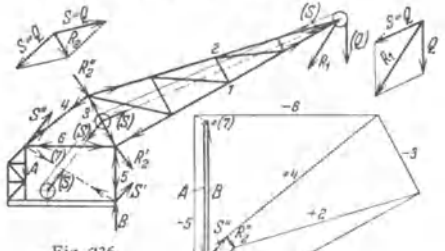


Fig. 236.

Fig. 237.

Last Q und Seilzug $S \approx Q$ werden zu R_1 zusammengesetzt, ebenso die beiden Seilkräfte S an der Leitrolle zu R_2. R_2 wird als R_2' und R_2'' auf die benachbarten Knoten reduziert. Seilzug S an der Trommel wird in die Komponenten S' und S'' zerlegt, deren Kraftrichtung durch die Auflager gelegt wird.

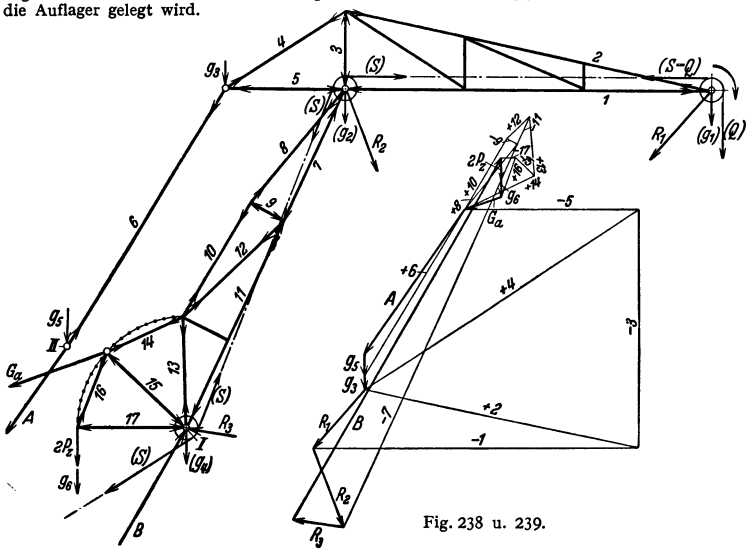


Fig. 238 u. 239.

Fig. 237 gibt den Lastkräfteplan. An dem System wirkende Kräfte: R, R_2', R_2'', S' und S''.

Zur Ermittlung der Stabkräfte aus dem Eigengewicht wird das Auslegergewicht schätzungsweise auf die Knotenpunkte verteilt. Für Last- und Eigengewicht kann ein gemeinsamer Cremonaplan entworfen werden.

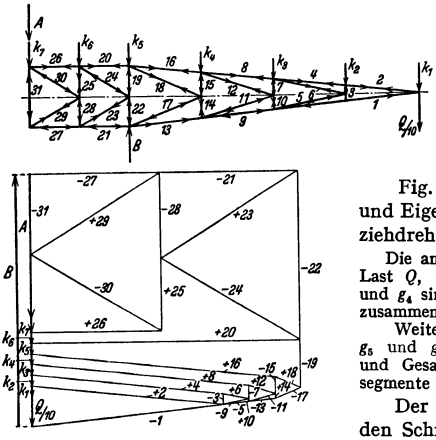


Fig. 240 u. 241.

In neuerer Zeit zieht man bei Hafendrehkranen den unter waagerechtem Lastweg einziehbaren (wippbaren) Ausleger vor (s. S. 461 Veränderung der Ausladung).

Fig. 238 und 239: Kräfteplan aus Last und Eigengewicht zum Ausleger des Einziehdrehkranes Fig. 251, S. 466.

Die am System wirkenden Belastungskräfte Last Q, Seilzug S und Eigengewichte g_1, g_2 und g_4 sind zu Resultierenden R_1, R_2 und R_3 zusammengefaßt.

Weitere Belastungskräfte: Eigengewichte g_3, g_5 und g_6, Seilzug des Auslegergewichtes G_a und Gesamtzahndruck der beiden Triebstocksegmente $2P_z$.

Der Ausleger ist waagerecht durch den Schrägzug der Last und durch Massenkräfte beansprucht, die beim Anlauf und bei plötzlichem Abstoppen der Drehbewegung auftreten. Diesen Kräften trägt man durch eine an der Auslegerspitze angenommene waagerechte Belastung $P_h = {}^1/_{10}Q$ Rechnung.

Als weitere waagerechte Belastung tritt noch der Winddruck auf. Er wird nach Art von Fig. 240 auf die Knotenpunkte verteilt. Kräfteplan aus ${}^1/_{10}Q$ und Winddruck für den Ausleger Fig. 236 s. Fig. 241.

Für die Ausleger normal beanspruchter Drehkrane gibt Garlepp ohne Berücksichtigung von Nebenspannungen folgende zulässige Spannungen an:

Obergurt: $\sigma_{zul} \leqq 800$ kg/cm²; Untergurt ohne Wind und Beschleunigungskräfte: $\sigma_{zul} \leqq 800$ kg/cm²; mit Wind von 50 kg/m² und Beschleunigung $\sigma_{zul} \leqq 1200$ kg/cm²; ohne Last und mit 200 kg/m² Winddruck: $\sigma_{zul} \leqq 1400$ kg/m².

Veränderung der Ausladung.

Zeitweise Veränderung meist durch Schraubenspindeln, weniger durch Rollenzüge (z. B. bei Dampfkranen, s. S. 464). a größte, a_0 kleinste Ausladung des Kranes (Fig. 242).

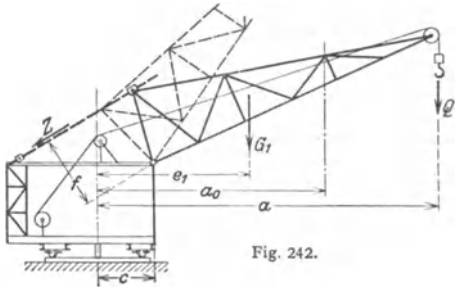


Fig. 242.

Ausleger-Einziehen durch Schraubenspindeln.

Bezeichnen mit Bezug auf Fig. 242 G_1 das Gewicht des heb- und senkbaren Auslegers, e_1 dessen Abstand von der Drehachse, und i die Anzahl der Spindeln, so ist der größte Spindelzug:

$$\max Z = 1/i f \cdot [Q \cdot (a - c) + G_1(e_1 - c)]. \qquad (99)$$

Werkstoff der Spindel: St 50.11, der Mutter GBz 14.

Damit der Ausleger in der jeweils erreichten Lage stehenbleibt, muß die Spindel eingängig und selbsthemmend sein (s. auch S. 368, Schraubenwinden). $\alpha < \varrho$; für $\mu = \operatorname{tg}\varrho \approx 0{,}1$ wird z. B. $\varrho = 6°$. Wirkungsgrad der Spindel: $\eta_s \approx 0{,}30$ bis $0{,}40$. Spindelgewinde entweder Trapezgewinde oder Sägengewinde (s. Bd. I: Schrauben). Zulässig im Kernquerschnitt: $\sigma_{zul} \approx 600$ kg/cm², Flächendruck im Gewinde $p =$ 40 bis 50 kg/cm².

Das Einziehwerk wird bei kleinerem Spindelzug und seltener Auslegerverstellung von Hand, sonst elektrisch angetrieben. Übersetzung zwischen Motor und Spindel: Meist Schneckenvorgelege und Stirnräder- bzw. Kegelrädergetriebe.

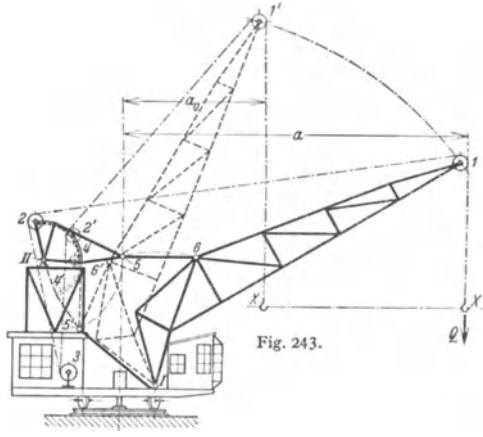


Fig. 243.

Bemessung des Einziehmotors bei zeitweiser Veränderung der Ausladung für Einziehen ohne Last.

Betriebsmäßiges Einziehen des Auslegers (bei jedem Kranspiel und unter Last) wird in neuerer Zeit allgemein bei Hafendrehkranen angewendet. Siehe S. 466 Voll- und Halbtordrehkrane.

Mittlere waagerechte Lastgeschwindigkeit beim Einziehen: $v = 30$ bis 60 m/min. Antrieb des Auslegers durch Schraubenspindeln, Triebstock-Zahnstangen, Zahn- bzw. Triebstocksegmente oder Kurbeltriebe.

1. Einziehdrehkran mit Schwingrolle (Fig. 243)[1].

I und *II* Festpunkte. *1* Auslegerrolle. *2* Schwingrolle. *3* Seiltrommel. *4* Triebstocksegment, durch Zugstange *5—6* mit dem Ausleger gelenkig verbunden.

Der waagerechte Lastweg wird dadurch erreicht, daß das Hubseil um den Betrag des Höhenunterschiedes *1—1'* (den die Last hochgehen würde) nachgelassen wird. Daher Seillänge $X - 1 - 2 - 3$ gleich Seillänge $X - 1' - 2' - 3'$.

[1]) Bauart Kahrmann. Anwendung bei acht Halbtordrehkranen von 3 t Tragkraft, 13 bzw. 5,5 m Ausladung und 18,9 m Spannweite (Hafen Gotenhafen).

2. Einziehdrehkran mit Lemniskatenlenker. Die Auslegerspitze beschreibt eine Lemniskate (Fig. 244), deren nahezu gerader (waagerechter) Teil ausgenutzt wird.

Ausführungsbeispiel s. Fig. 191, S. 443.

I und *II* Festpunkte. Der eigentliche Ausleger *1–2–3* ist an die Lenker *I–2* und *II–3* angeschlossen. *2* und *3* bewegliche Punkte der Lenker. *L* Lemniskate. *1–1'* benutztes Stück der Lemniskate.

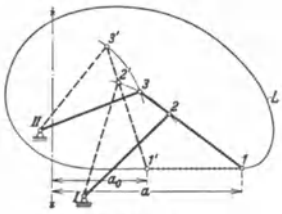


Fig. 244.

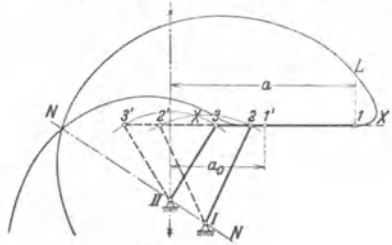


Fig. 245.

Fig. 245: Lemniskate zum Einziehdrehkran des Volltorkranes Fig. 251, S. 466. Bezeichnungen wie unter Fig. 244.

Der Untergurt des Auslegers *1 – 2 – 3* ist waagerecht angeordnet.

Die Lemniskate bildet eine Schleifenkurve mit der Symmetrielinie *N–N*, die durch die Festpunkte *I* und *II* geht.

3. Einziehdrehkran mit Kurvenbahn (Fig. 246)[1].

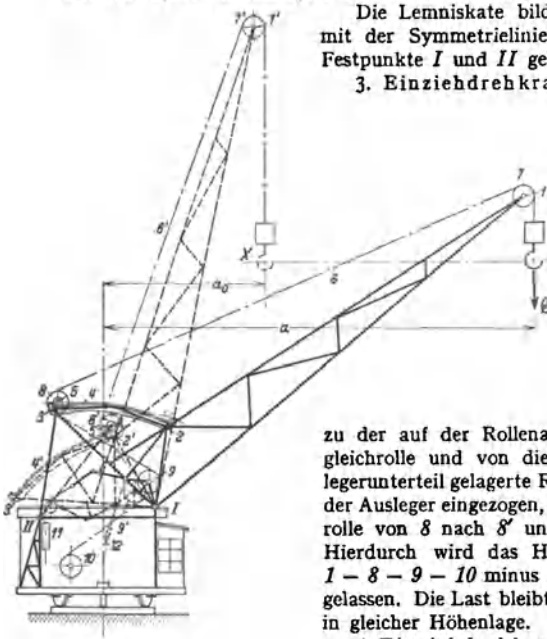


Fig. 246.

1–2–3 Ausleger, *I* feste Drehachse. *4* Kurvenbahnen, am Ausleger befestigt. *5* Rollen auf *4* aufliegend. *6* Hubseil. *7* Auslegerrolle. *8* Umlenkrolle, mit *5* auf gemeinsamem Bolzen sitzend. *9* am Auslegergelagerte Umlenkrolle. *10* Hubtrommel. *11* Auslegergegengewicht. *12* Pendelnd aufgehängtes Spindeleinziehwerk.

Das Hubseil geht von der Auslegerrolle zu der auf der Rollenachse sitzenden Seilausgleichrolle und von dieser über eine im Auslegerunterteil gelagerte Rolle zur Trommel. Wird der Ausleger eingezogen, so geht die Seilausgleichrolle von *8* nach *8'* und die Rolle *9* nach *9'*. Hierdurch wird das Hubseil um den Betrag *1 – 8 – 9 – 10* minus *1' – 8' – 9' – 10* nachgelassen. Die Last bleibt sonach beim Einziehen in gleicher Höhenlage.

4. Einziehdrehkran mit Ellipsenlenker (Wippkran Bauart Kampnagel Type B).

Vorzüge: Genauer waagerechter Lastweg und gleichförmige Einziehgeschwindigkeit. Der Ausleger hat die Form eines zweiarmigen Hebels, dessen verschiebbarer Drehpunkt so angeordnet ist, daß das Auslegereigengewicht ausgeglichen wird.

Weiteres s. die in Fußnote 2 S. 457 genannte Abhandlung.

Berechnungsbeispiele von Einziehdrehkranen siehe: Rüdiger, Zur Berechnung von Wippkranen. Fördertech. u. Frachtverk. 1929 S. 220.

[1]) Kampnagel, Hamburg

Eine neuartige Lastmomentenbegrenzung[1]) (s. die Abhandlung Fußnote 2, S. 457) verhindert Kippgefahr. Die Vorrichtung zeigt dem Kranführer die jeweilige Lastgröße und die für diese zulässige größte Ausladung des Kranes an. Wird die normale Belastung des Kranes um 5 vH überschritten, so schaltet die Vorrichtung den Begrenzungsvorgang selbsttätig ab.

β) Fahrbare Drehkrane.

Einschienen-Drehkrane (Velozipedkrane) haben meist feste Ausladung. Tragkraft: 2 bis 10 t. Ausladung: 3 bis 6 m. Kranmoment: Bis etwa 60 tm. Antrieb elektrisch, nur bei kleinen Kranen Drehen von Hand.

Anwendung. Im allgemeinen ein Notbehelf und in niedrigen Werkräumen ohne Laufkrane angewendet.

Berechnung und Ausführung der Einschienen-Drehkrane s. Hänchen, Winden und Krane, S. 401. Berlin: Springer 1932.

Fahrbare Drehkrane (Rollkrane). Aufbau. Ein Drehkran mit fester Säule (s. S. 452) oder ein Drehscheibenkran (s. S. 457) ist auf einem vier- oder achträdrigen Unterwagen aufgebaut.

Die Spurweite ist vom Kranmoment (Tragkraft × Ausladung) abhängig. Spurweite im Eisenbahnbetrieb und in industriellen Werken: 1435 mm.

Anwendung. Als Verladekrane in Häfen, auf Bahnhöfen und in Werkbetrieben.

Standfestigkeit. Da die Spurweite s (Fig. 247) meist kleiner als der Radstand l des Kranes ist, so wird die Standfestigkeit für den senkrecht zur Fahrtrichtung stehenden Ausleger untersucht. In Fig. 247 ist G_2 das Gewicht des Unterwagens und G_3 das Gewicht eines etwaigen, zusätzlichen Gegengewichtes (Ballastes).

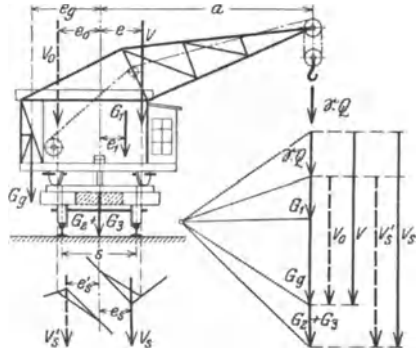


Fig. 247 u. 248.

Bedingung für die Standfestigkeit des mit der Kipplast ΣQ belasteten Kranes (vordere Kippkante):

$$G_g\,(e_g + s/2) + G_1\,(s/2 - e_1) + (G_2 + G_3)\cdot s/2 - \Sigma Q\,(a - s/2) \geqq 0.$$

Ist $\Sigma M = 0$, so geht die Resultierende $V_s = \Sigma Q + G_1 + G_2 + G_g$ durch die Kippkante.

Bedingung für die Standfestigkeit des unbelasteten Kranes (hintere Kippkante):

$$G_1\,(s/2 + e_1) + (G_2 + G_3)\cdot s/2 - G_g\,(e_g - s/2) \geqq 0.$$

Resultierende: $V_s' = G_1 + G_2 + G_3 + G_g$. Standsicherheit nach DIN 120.

Die Raddrücke der fahrbaren Drehkrane sind mit der Auslegerstellung veränderlich. Für einen Drehscheibenkran mit der Trägeranordnung nach Fig. 249 ergeben sich die Raddrücke der vier Laufräder (ohne Unterwagen) zu[2]):

$$\left.\begin{aligned}
P_1' &= \frac{V}{4}\cdot\left(1 + 2\frac{e\cdot\cos\alpha + t}{l}\right)\cdot\left(1 + 2\cdot\frac{e\sin\alpha}{s}\right);\\
P_2' &= \frac{V}{4}\cdot\left(1 - 2\frac{e\cdot\cos\alpha + t}{l}\right)\cdot\left(1 + 2\cdot\frac{e\sin\alpha}{s}\right);\\
P_3' &= \frac{V}{4}\cdot\left(1 - 2\frac{e\cdot\cos\alpha + t}{l}\right)\cdot\left(1 - 2\cdot\frac{e\sin\alpha}{s}\right);\\
P_4' &= \frac{V}{4}\cdot\left(1 + 2\frac{e\cdot\cos\alpha + t}{l}\right)\cdot\left(1 - 2\cdot\frac{e\sin\alpha}{s}\right).
\end{aligned}\right\} \qquad (100)$$

[1]) Kampnagel A.-G., Hamburg.

[2]) Andrée: Die Statik der Schwerlastkrane. Vgl. auch Z. VDI 1909 S. 1031.

Es bedeuten: V die Mittelkraft der an dem drehbaren Teil wirkenden senkrechten Kräfte, e deren Abstand von der Drehachse, l den Radstand des Kranes, s die Schienenmittenentfernung und t den Abstand des Königszapfens von Mitte Radstand.

Die Raddrücke sind eine Funktion des Winkels α. Ihr Größt- und Kleinstwert werden am einfachsten dadurch ermittelt, daß man einige Winkel probeweise in die Gleichungen einsetzt und die berechneten Werte in Abhängigkeit vom Drehwinkel zeichnerisch aufträgt.

Ermittlung des Fahrwiderstandes nach S. 425, wobei $Q+G$ das gesamte Fahrgewicht bedeutet. Einheitsfahrwiderstände aus Fig. 121, S. 415.

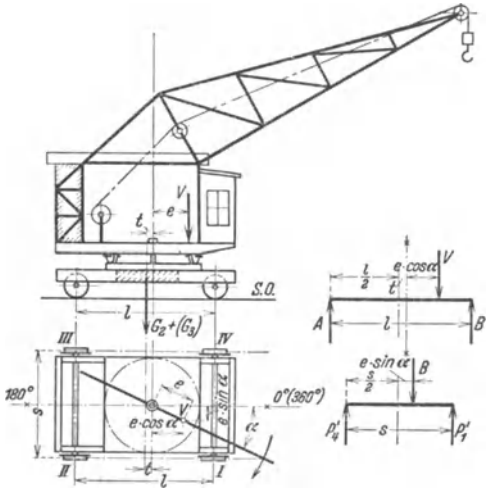


Fig. 249.

Übersetzung meist durch doppeltes oder dreifaches Stirnrädervorgelege.

Ist die Achse $II-III$ (Fig. 249) angetrieben und steht der vollbelastete Ausleger in der Fahrtrichtung über Achse $I-IV$, so ist nachzuprüfen, ob der Achsdruck P_{2-3} zum Anfahren des Kranes ausreicht. Dies ist der Fall, wenn $P_{2-3} \cdot \mu > W_r$ ist; $W_r =$ Fahrwiderstand, $\mu \approx 0{,}1$ bis $0{,}2$.

Reicht der Adhäsionsdruck nicht aus, so müssen beide Achsen angetrieben werden.

Fahrbare Dampfdrehkrane (Dampfkrane). Fig. 250 zeigt den Aufbau eines Demag-Dampfkrans, $c =$ Ausleger, Befestigung des Einziehseiles bei l.

Dampfkessel. Stehender Quersiederkessel von 8 atü, 7 m² Heizfläche und 0,35 m² Rostfläche.

Dampfmaschine. Liegende Zwillingsmaschine mit Umsteuerung. Zylinderdurchmesser 160 mm, Hub 180 mm, $n = 180$ Uml./min.

Hubwerk. Ausführung derart, daß es mit entsprechenden Änderungen für Stückgut-, Magnet- oder Greiferbetrieb verwendbar ist. Für den Umschlag von Kohlen hat der Greifer einen Inhalt von 1,5 m³ und der Kran eine Tragkraft von 3 t bei 7 m größter Ausladung. Bei Verwendung eines Klappkübels wird die volle Tragkraft des Kranes von 6 t bei 4,75 m größter Ausladung ausgenutzt.

Ausleger-Einziehwerk. Das Einziehseil des viersträngigen Rollenzuges ist bei l befestigt und greift mit seinem anderen Ende an der Trommel m an, die von der Hauptwelle f aus durch ein Kegelrädergetriebe mit Kupplung und ein Schneckenvorgelege angetrieben wird.

Drehwerk. Ein auf der Hauptwelle sitzendes Kegelräder-Wendegetriebe o und ein Stirnrädervorgelege p arbeiten auf eine senkrechte Welle, an deren unterem Ende ein Ritzel q_1 sitzt, das sich auf dem, auf dem Unterwagen befestigten Zahnkranz q_2 abwälzt.

Kranfahrwerk. Die Drehbewegung der Hauptwelle f wird durch ein Kegelrädergetriebe mit Reibkupplung r und weitere Kegelrädergetriebe s, t_1 und t_2 auf die beiden Laufradachsen v_1 bzw. v_2 übertragen.

Steuerung durch fünf Handhebel und einen Fußhebel: 1. Öffnen und Schließen des Dampfabsperrschiebers — 2. Kulissenverstellen der Joy-Umsteuerung — 3. Ein- und Ausrücken des Hubwerkritzels — 4. Lüften der Hubwerkbremse mittels Fußhebels — 5. Umschalten des Drehwerk-Wendegetriebes — 6. Kuppeln des Einzieh- oder Fahrwerks mit der Hauptwelle.

Von den vier Kranbewegungen sind zwei gleichzeitig ausführbar: Heben bzw. Senken und Auslegerverstellen — Heben bzw. Senken und Drehen — Heben bzw. Senken und Kranfahren — Drehen und Auslegerverstellen — Drehen und Kranfahren.

Größter Raddruck: etwa 15 t.

Zugkraft des Kranes: Auf geradem Gleis können drei beladene 20 t-Wagen oder zehn bis zwölf leere Wagen verschoben werden. In Gleiskrümmungen ist die Zugkraft geringer.

Die normalen Dampfkrane sind bei Anwendung des Raupenkettenantriebes[1]) auch ohne Gleise fahrbar. Antrieb so, daß die beiden Raupenketten zusammen mit gleicher, wie auch einzeln mit verschiedener Geschwindigkeit in derselben oder auch in entgegengesetzter Richtung angetrieben werden. Hierdurch ist es möglich, mit dem Kran in Krümmungen zu fahren oder zu drehen.

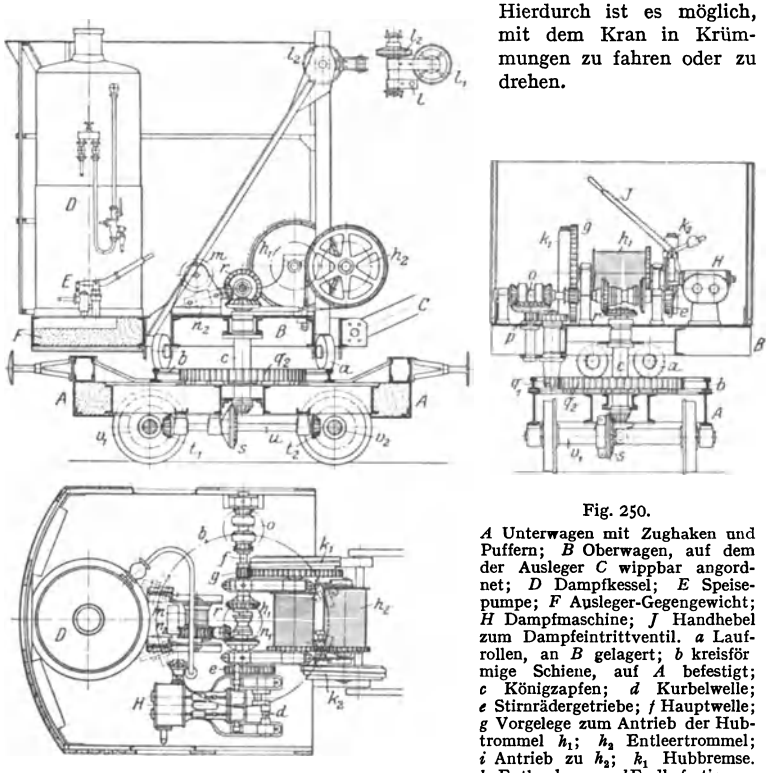


Fig. 250.

A Unterwagen mit Zughaken und Puffern; *B* Oberwagen, auf dem der Ausleger *C* wippbar angeordnet; *D* Dampfkessel; *E* Speisepumpe; *F* Ausleger-Gegengewicht; *H* Dampfmaschine; *J* Handhebel zum Dampfeintrittventil. *a* Laufrollen, an *B* gelagert; *b* kreisförmige Schiene, auf *A* befestigt; *c* Königzapfen; *d* Kurbelwelle; *e* Stirnrädergetriebe; *f* Hauptwelle; *g* Vorgelege zum Antrieb der Hubtrommel h_1; h_2 Entleertrommel; *i* Antrieb zu h_2; k_1 Hubbremse. k_2 Entleerbremse; *l* Endbefestigung, l_1 Ausgleichrolle, l_2 Umlenkrolle zum Ausleger-Einziehseil; *m* Einziehtrommel; n_1 Kegelrädergetriebe, n_2 Schneckenvorgelege zum Antrieb von *m*; *o* Kegelräder-Wendegetriebe, *p* Stirnrädervorgelege, q_1 Ritzel, q_2 fester Zahnkranz zum Drehwerk; *r*, *s*, t_1 und t_2 Kegelrädergetriebe zum Fahrwerk; *u* Fahrwerkwelle; v_1 und v_2 Radachsen.

Fahrbare Drehkrane mit Brennkraftantrieb (Motorkrane). Motor: In neuerer Zeit meist Dieselmotor.

Da Brennkraftmaschinen nicht unter Belastung anlaufen, so wird der Motor mit dem Krantriebwerk durch eine Reibungskupplung verbunden. Während kurzer Betriebspausen wird die Drehzahl auf etwa $^1/_3$ der Nenndrehzahl vermindert.

Sämtliche Bewegungen der Motorkrane sind gleichzeitig und unabhängig voneinander ausführbar und werden durch Reibkupplungen eingeleitet, die auch als Rutschkupplung dienen.

[1]) **Friedrich**: Die Bauarten der Raupenbandfahrwerke. Fördertechn. u. Frachtv 1930 S. 114.

Fahrbare elektrische Krane (Rollkrane). Ausführung allgemein als Drehscheibenkrane mit fester oder veränderlicher Ausladung und je einem Motor für jede Kranbewegung. Drehscheibenkrane s. S. 457.

Hafendrehkrane erhalten eine Tragkraft von 2,5 bis 20 t und mehr. Ausladung: 15 bis 20 m. Kleine Fahrgeschwindigkeit (20 bis 30 m/min), wenn der Kran nur zeitweise und auf verhältnismäßig kurzen Strecken fährt.

Um den Fahrmotor zu sparen, kann Hubmotor durch den Einbau einer Kupplung auf das Fahrwerk umgeschaltet werden. Nachteil: Gleichzeitiges Heben und Kranfahren ist ausgeschlossen.

Flott arbeitende Krane erhalten stets einen eigenen Fahrmotor und 60 bis 120 m/min Fahrgeschwindigkeit. Höhere Fahrgeschwindigkeiten (120 bis

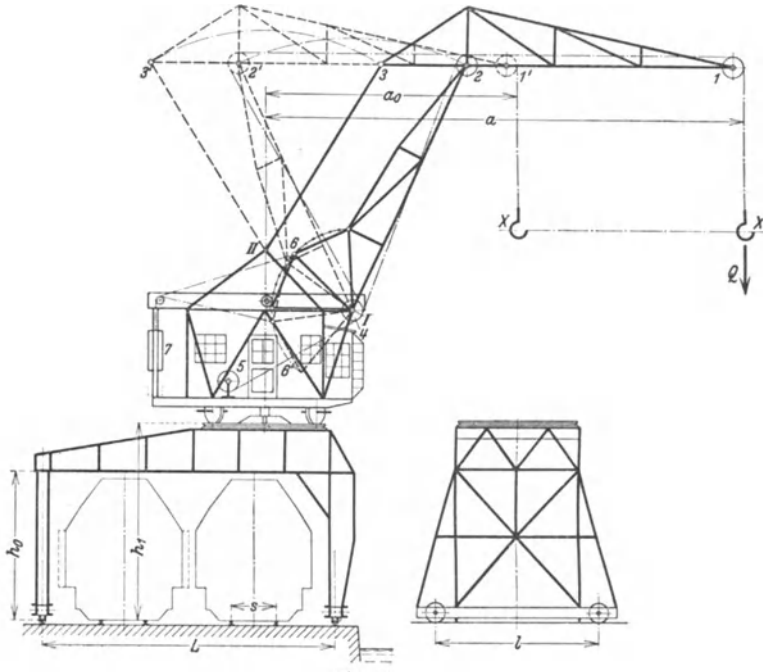


Fig. 251.

200 m/min) bei Drehkranen, die auf dem Obergurt von Verladebrücken fahren (s. S. 443).

Akkumulatorenkrane sind bei einer stark verzweigten Werkgleisanlage vorteilhafter als der aus einem Netz gespeiste Drehkran.

Aufstellung der Akkumulatoren als Gegengewicht.

Fahrbare Tordrehkrane (Portalkrane). Aufbau und Anwendung. Auf dem voll- bzw. halbtorförmigen Krangerüst (Fig. 251) ist ein Drehkran mit fester Ausladung oder ein Einziehdrehkran mit waagerechtem Lastweg (siehe S. 461) aufgebaut. Ausführung des Drehkranes allgemein als Drehscheibenkran mit Stückgut- oder Greiferhubwerk. Antrieb des Hub- und Drehwerks stets elektrisch, des Kranfahrwerks von Hand oder elektrisch. Über Drehscheibenkrane s. S. 457.

Anwendung der Tordrehkrane hauptsächlich im Hafenbetriebe, wo sie ein oder mehrere Eisenbahngleise überspannen. Diese lassen sich wegen der schmalen Torstütze sehr nahe an die Kaikante verlegen, wodurch der Ladeweg abgekürzt wird.

Tragkraft bei Stückgutverladung: 1,5 bis 5 t (meist 2,5 oder 3 t), bei Greiferbetrieb: 3 bis 15 t. Ausladung: 15 bis 20 m, äußerst 30 m.

Hub- und Drehgeschwindigkeit s. S. 456. Kranfahrgeschwindigkeit bei elektrischem Antrieb: 12 bis 80 m/min.

1. Volltordrehkrane (Fig. 251).

Stützweite: Bei einem Gleis $L \approx 4{,}5$ m, bei zwei Gleisen 9,5 m, bei drei Gleisen 15 m. Kleinste lichte Torhöhe: $h_0 = 4{,}8$ m.

Fig. 251. Tordrehkran mit einziehbarem Ausleger.
Tragkraft: $Q = 6000$ kg. Ausladung: $a = 15$ m; $a_0 = 8$ m. Hubhöhe: $h = 25$ m. Torstützweite: $L = 11{,}2$ m. Lichte Torhöhe: $h_0 = 5{,}2$ m; Radstand: $l = 6{,}5$ m.
I—II Festpunkte. *1—2—3* Ausleger. *I—2* angetriebener Lenker. *II—3* Lenker. *4* Umlenkrolle. *5* Trommel. *6* Triebstocksegment. *7* Auslegergegengewicht.

Das Kranfahrwerk entspricht in baulicher Hinsicht dem der elektrisch betriebenen Torkrane (s. S. 439). Raddruckberechnung ähnlich wie bei den Zweischienendrehkranen (s. S. 463). Krane mit der Normallast von 2,5 t erhalten vier Laufräder, größere vier oder acht.

Das Torgerüst wird meist aus zwei Vollwandträgern hergestellt (Fig. 251). Ein kräftiger Querverband zwischen den beiden Torhälften ist wesentlich.

Die Berechnung des Torgerüstes ist bei der Ausbildung mit Pendelstütze nach Fig. 251 statisch bestimmt.

Torgerüst in Fachwerk hat kleinere Windfläche und geringeres Eigengewicht.

Der Arbeitsbereich der Tordrehkrane wird dadurch vergrößert, daß der Drehkran fahrbar auf dem Torgerüst angeordnet wird.

Wichtig ist die Standfestigkeit der Krane, die in verschiedenen Stellungen des Auslegers, insbesondere in Rücksicht auf Winddruck, zu prüfen ist.

Angaben über Standsicherheit und Winddruck s. DIN 120.

Der außer Betrieb gesetzte Kran wird in seiner Stellung noch durch das Anziehen von Schienenzangen gegen Winddruck gesichert.

2. Halbtordrehkrane. Anwendung, wenn die Lagerschuppen mit ihrer Längsrichtung parallel zur Kaistrecke liegen. Die Krane haben nur eine wasserseitige Stütze. Das andere Ende des Halbtorgerüstes ruht auf einer Kranfahrbahn, die erhöht längs der Schuppenwand verlegt ist.

Ausladung und Hubhöhe, sowie Arbeitsgeschwindigkeiten der Halbtordrehkrane sind die gleichen wie bei den Volltorkranen. Tragkraft meist nicht über 5 t.

Ausführung des Halbtorgerüstes vollwandig oder in Fachwerk.

Krane größerer Spannweite werden auch mit einem auf dem Halbtorgerüst fahrbaren Drehkran ausgeführt.

Doppelkrane (Demag) haben zwei Einziehdrehkrane auf dem fahrbaren Voll- oder Halbtorgerüst. Anwendung im Hafenbetrieb zum beschleunigten Stückgüterumschlag. Ausrüstung mit Blockhubwerken (Z. VDI 1931 S. 1516).

Der Führerstand wird am Maschinenhaus des Kranes nach der Auslegerseite hin vorgebaut.

Die von der Westdeutschen Binnenschiffahrts-Berufsgenossenschaft herausgegebene Denkschrift „Unfallschutz in Häfen und Schleußen“[1]) gibt im Abschnitt II[2]) Richtlinien für den Bau und die Ausrüstung von Hafenkranen.

Abschnitt III[2]) enthält Leitsätze für die Einrichtung von Leitungskanälen elektrischer Hafenkrane, falsche und richtige Anordnung der Stromzuführung, Leitungs- und Schaltanlagen und die Endausschaltung.

Fahrbare Turmdrehkrane. Anwendung als Hellingkrane im Schiffbau und als Hochbaukrane. Antrieb allgemein elektrisch.

7. Schwimmkrane.

α) Schwimmkrane für Schüttgüterumschlag. Im Hafenbetriebe entlasten die Schwimmkrane die Krane an der Kaistrecke. Tragkraft je nach Greiferinhalt meist 5 t bis 10 t. Ausladung: 15 bis 28 m. Rollenhöhe über dem Wasserspiegel: 16 bis 22 m.

[1]) Duisburg 1927. [2]) Bearbeitet von E. Schmidt, Duisburg.
[3]) Bearbeitet von R. Krüger, Berlin-Siemensstadt.

Der Drehkran ist ein Drehscheibenkran mit Veränderung der Ausladung durch Einziehen des Auslegers bei waagerechtem Lastweg (s. S. 461).

Antrieb durch Dampf, auch benzol-elektrisch.

Der Drehkran wird fest, bei Dampfantrieb auch fahrbar auf dem Schwimmkasten angeordnet.

Zur Erreichung einer großen Hubhöhe führt man den Unterteil des verstellbaren Auslegers turmartig aus und ordnet den Führerstand möglichst hoch an.

Die Schwimmkrane für Schüttgüterumschlag arbeiten mit hohen Arbeitsgeschwindigkeiten. Bei Greifern von $1^1/_2$ m³ Inhalt und einer Krantragkraft von 5 t beträgt die Höchstleistung an Kohle etwa 70 bis 80 t/h. Bei $2^1/_2$ m³ Greiferinhalt und 8 t Tragkraft wird eine Leistung von 90 bis 100 t/h erreicht.

β) Schwerlastschwimmkrane. Anwendung: In Häfen zur Verladung schwerer Einzellasten, vorwiegend jedoch auf Werften zur Schiffsausrüstung. Tragkraft bis 300 t. Antrieb allgemein elektrisch mit eigener Zentrale.

Ausführung als Drehkran mit feststehender pyramidenförmiger Säule und veränderlicher Ausladung durch Wippen des Auslegers.

Neuere Bauarten von Schwerlastschwimmkranen s. Demag-Nachrichten 1937. Nr. 2, S B 17.

II. Stetig arbeitende Förderer oder Dauerförderer[1]).

Anwendung vorwiegend für Schüttgüter (Kohle, Koks, Asche, Erz u. a.), in neuerer Zeit auch in zunehmendem Maße für kleinere und mittlere Stückgüter.

Die Dauerförderer sind meist ortfest, einige Bauarten, wie Bandförderer, Elevatoren, Rollenförderer u. a., werden auch fahrbar ausgeführt.

1. Nahförderer. Größter Förderweg nicht über 300 m (Kratzer, Förderrinnen, Förderschnecken und Förderrohre, Bandförderer u. dgl.).

2. Weitförderer kommen vorwiegend für Förderwege über 300 m in Frage (Standbahnen mit Seil- oder Kettenbetrieb und Drahtseilbahnen).

Antrieb meist elektrisch, bei den ortfesten Förderern u. a. auch durch Riemen.

A. Mittel für waagerechte und schwach geneigte Förderung.

1. Kratzerförderer.

Arbeitsweise (Fig. 252). Gut wird bei *a* einer Rinne *b* zugeführt. In dieser wird es durch Schaufeln *c*, die an einer endlosen Gelenkkette *d* befestigt sind, fortgeschoben. *e* Abgabestelle des Gutes durch Öffnen eines Bodenschiebers oder einer Klappe. *f* Tragrollen der Schaufelkette. *g* angetriebener, *h* nachstellbarer Kettenstern.

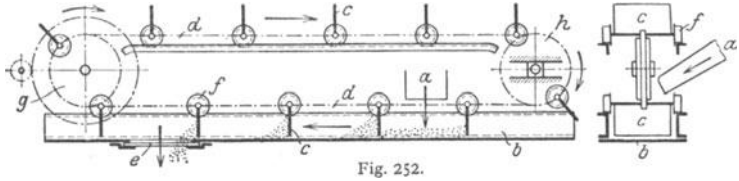


Fig. 252.

Arbeitsgeschwindigkeit 0,2 bis 1 m/sek. Wirtschaftlich für Leistungen von 8 bis 15 t/h und für Förderstrecken von 15 bis 30 m.

Nachteile: Starker Verschleiß, Wertverminderung verschiedener Güter infolge Zerreiben und Zerquetschen zwischen Schaufeln und Rinne, hoher Arbeitsverbrauch, besonders bei Kratzern ohne Rinnenboden und bei gleitender Kette, daher Anwendung dieser nur für kleine Förderstrecken und Stundenleistungen.

Ausführung. Entweder mit einfachem oder doppeltem Kettenstrang, mit auswechselbaren Schleifbacken oder mit Laufrollen und Führungsschienen (Fig. 252). Zugmittel: Seltener langgliedrige Rundeisenkette, meist Gelenkkette (Treib- oder Stahlbolzenkette Bauart Stotz, Gallesche Kette oder

[1]) Aumund: Hebe- u. Förderanl. 1. Bd. — v. Hanffstengel: Förderung der Massengüter. 1. Bd.

Einstabkette von Fredenhagen nach Fig. 253). Schaufeln und Rinne entweder rechteckig oder trapezförmig (Fig. 253). Schaufeln aus Stahlblech. Rinne aus Holz oder Eisen. Meist Ausführung mit unterer Rinne (Fig. 252 und 253). Für bestimmtes Fördergut (z. B. Rübenschnitzel u. a.) Anwendung rechenförmiger Schaufeln (Merz).

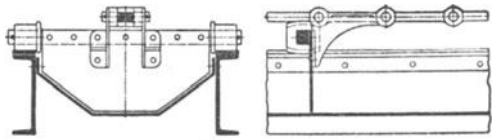


Fig. 253.

Schlepper gleichen in ihrer Bauart den Kratzern und werden für stückiges Gut verwendet. An der Zugkette sind Mitnehmer befestigt, die das Gut in der Rinne fortschieben (Jeffrey). Vgl. v. Hanffstengel, Förderung d. Massengüter, 1. Bd.

2. Förderrinnen.

a) Schubrinnen. Verwendbar nur für kleinstückiges, feinkörniges oder schlammiges Gut.

Ausführung der Vereinigten Schmirgelfabriken, Hannover-Hainholz zur Förderung von Formsand hat folgende Vorteile: Langsamer hin- und hergehender Gang, daher keine Erschütterungen in der Tragkonstruktion; geringer Kraftbedarf und keine Schmierstellen, da die am Gasrohrgestänge befestigten Flacheisenschienen unmittelbar auf die Rollenbolzen drücken, also Ersatz der gleitenden durch rollende Reibung. Niedrige Unterhaltungs- und Wartekosten.

Ausführung der Rinne bei Sandförderung vorteilhaft in Holz, das wenig abgenutzt wird.

b) Schwingeförderrinnen (Förderrutschen). Anwendung zur waagerechten und schwach geneigten Förderung (bis etwa 15°) der verschiedensten Schüttgüter. Förderlänge bis etwa 100 m.

Hauptanwendung im Bergwerkbetrieb als Hilfsmittel bei der Abbauförderung. Antrieb elektrisch oder durch Druckluft.

Die Schwingförderrinnen sind besonders für mittlere Leistungen und Förderwege geeignet und wegen geringer Raumbeanspruchung auch in engen und schwer zugänglichen Räumen gut verwendbar. Anlage- und Wartekosten ziemlich niedrig, Arbeitsverbrauch unter gleichen Verhältnissen hoch, aber niedriger als der der Kratzer und Schneckenförderer.

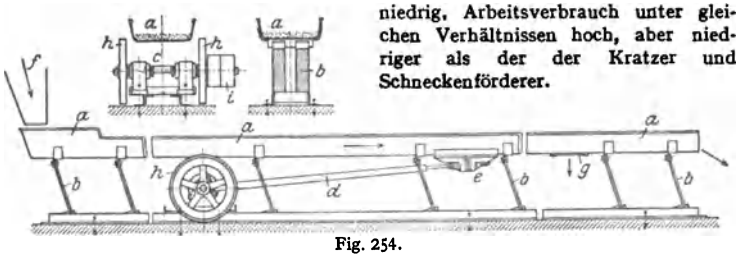


Fig. 254.

Bewegung derart, daß das zugeführte und getragene Gut zeitweise in der Förderrichtung fortbewegt wird.

1. Schüttelrinnen. Bauarten: Gebr. Commichau, Magdeburg; Kreiß, Hamburg; MAN, Nürnberg; Ritter, Altona und Strenge, Hamburg.

Arbeitsweise [Fig. 254[1])]: Die Rinne *a* ist mittels schräger Blattfedern *b* auf dem Unterteil des Förderers befestigt. Durch Kurbelgetriebe *c—d*, dessen Schubstange bei *e* an der Rinne gelenkig und elastisch befestigt, wird die Rinne hin und her bewegt, wobei sie sich infolge des Ausschlages der Federn gleichzeitig etwas hebt und senkt. Die Rinne wird zunächst mit dem Fördergut vorwärts (im Pfeilsinne) bewegt und dabei angehoben. Beim Rückgang senkt sich die Rinne gleichzeitig, so daß sich das Gut von der Rinne abhebt und so lange frei in der Luft schwebend vorwärts bewegt, bis der Rückwärtsgang beendet ist. Während der Förderung nimmt daher das Gut eine hüpfende Vorwärtsbewegung an, wobei es sich gleichzeitig über den ganzen Rinnenboden verteilt. *f* Zuführung des Fördergutes. Abgabe des Fördergutes entweder am Ende der Rinne oder an beliebiger Stelle durch Einbau von Schiebern *g*. *h* Schwungräder. *i* Fest- und Losscheibe des Riemenantriebes.

[1]) A. Ritter, Altona.

Arbeitsgeschwindigkeit bei 300 bis 400 Uml./min der Antriebwelle etwa 0,1 bis 0,2 m/sek. Leistung je nach Rinnenbreite (200 bis 1000 mm) und Schichthöhe (25 bis 60 mm) etwa 3 bis 70 m^3/h.

Ausführung. Rinne aus Stahlblech. Blechstärke bei Förderung von Koks: 4 mm; Kohle: 2 bis 3 mm. Bei leichten Mahlprodukten und schmaler Rinne 1 bis 2 mm. Federn aus Stahlblech oder Eschenholz. Kurbelhalbmesser der gekröpften Welle 20 bis 30 mm. Gleichmäßiger Gang durch Anordnung zweier Schwungräder.

Lange Rinnen werden in der Mitte geteilt. Antrieb jedes Rinnenstückes durch je eine Kurbel, die zwecks Massenausgleich um 180° versetzt sind. Hierbei ist die Lage der einen Rinne etwas tiefer als die andere. Anordnung zweier Rinnen auch derart, daß beide in einen gemeinsamen Behälter fördern. Hierbei ist die eine Rinne angetrieben und mit der anderen durch eine biegsame Stange verbunden. Sind zwei Rinnen rechtwinklig zueinander gelegt, so wird die Bewegung mittels Winkelhebel und biegsamer Stangen von der einen auf die andere übertragen.

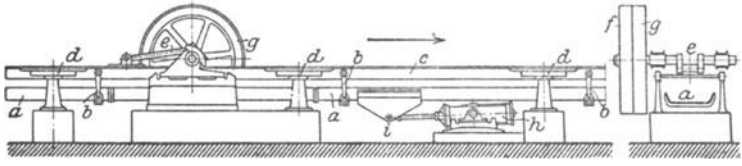


Fig. 255.

2. Wurfförderrinnen. Bauarten: Gebr. Forstreuter, Magdeburg; Marcus, Köln (Propellerrinne) und Miag, Braunschweig (Torpedorinne).

Fig. 255. Torpedorinne (Wurfförderrinne mit Pendelbewegung).

Die Rinne *a* ist mittels Hebeln *b* an dem Balken *c* pendelnd aufgehängt. Der Balken ist bei *d* auf Kugeln gelagert, die im Ölbad laufen. *e* Kurbelgetriebe, *f* Losscheibe, *g* als Schwungrad dienende feste Riemenscheibe. *h* gelenkig gelagerter Luftpuffer, dessen Kolbenstange bei *i* an der Rinne angreift. Gegen Ende des Vorwärtshubes (in der Pfeilrichtung) hemmt der Luftpuffer jeweils die Bewegung der Rinne und das Fördergut schießt so lange vorwärts, bis die Rinne sich zum größten Teil rückwärts bewegt hat.

Breite der Rinnen: 400 bis 600 mm. Länge bis etwa 100 m. Kurbelhalbmesser (normal): 100 mm. $n = 50$ Uml./min. Arbeitsgeschwindigkeit: etwa 0,3 m/sek.

Die Wurfförderrinnen von Gebr. Forstreuter und Marcus (Propellerrinne) sind der vorstehend behandelten Rinne ähnlich. Erstere arbeitet mit kleinem Hub und großer Drehzahl (180/min), während letztere zur Erzielung eines möglichst stoßfreien Ganges mit großem Hub und kleiner Drehzahl (60 bis 80/min) fördert.

Wuchtförderer Bauart Schenck (Darmstadt) arbeitet mit großer Frequenz und kleiner Amplitude, so daß das Gut in schwebender Lage gefördert und geschont wird.

3. Förderschnecken.

Arbeitsweise: Fig. 256. *a* Zuführung des Fördergutes; *b* Schneckentrog; *c* Schneckengänge; *d* Abgabeschieber; *e* Antrieb mit Fest- und Losscheibe und Kegelrädervorgelege; *f* Schnecken-Zwischenlager.

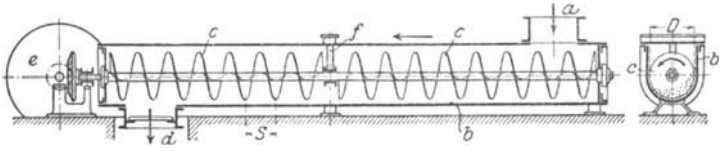


Fig. 256.

Anwendung bei Leistungen von 2,5 bis 80 m^3/h und kurzen Förderstrecken. Bei Leistungen bis 5 m^3/h auch Förderung auf mittleren Strecken noch wirtschaftlich.

Vorteile: Einfacher und gedrängter Bau, bequeme Entladungsmöglichkeit, niedrige Anlage- und Wartungskosten.

Nachteile: Hoher Arbeitsverbrauch wegen der ungünstigen Reibungsverhältnisse, sowie Wertverminderung verschiedener Güter infolge Zermahlen.

Die Leistung einer Förderschnecke ist vom Durchmesser der Schnecke D (Fig. 256), der Größe der Steigung S und der Drehzahl der Welle abhängig. Üblich: 50 bis 120 Uml./min.

Ausführung. Schneckengänge meist aus Stahlblech und in neuerer Zeit auf einem Stahlrohr aufgeschweißt.

Exzentrische Lagerung der Schneckenwelle im Trog derart, daß der Spielraum zwischen Schnecke und Trogboden sich im Drehsinne keilförmig vergrößert, ergibt den Vorteil, daß Gewinde und Fördergut geschont werden. Da auch Klemmungen stückigen Gutes fast vermieden werden, wird der Arbeitsverbrauch vermindert.

Lagerentfernung der Schneckenwelle: 2,5 bis 3,5 m.

Bei stark abnutzend wirkenden Gütern (Kohle, Erz, Sand u. dgl.) Ausführung der Schneckengänge auch in Gußeisen (Fig. 257). Bandspiralen (Fig. 258) verstopfen bei großstückigem Gut nicht so leicht, sind jedoch nur für kleinere Leistungen geeignet. Förderschnecken, deren Gänge aus einzelnen schräg gestellten Blechen bestehen (Fig. 259), nur für untergeordnete Zwecke oder bei gleichzeitigem Mischen verschiedener Schüttgüter.

Antrieb bei kleiner Leistung und kurzer Förderstrecke durch Riemenscheibe, sowie Kegelrädervorgelege zwischen Riemenantrieb und Schneckenwelle (Fig. 256).

Schneckentrog aus Stahlblech mit Saumwinkeln eingefaßt.

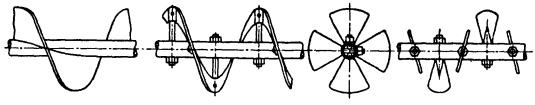


Fig. 257. Fig. 258. Fig. 259.

4. Förderrohre.

Da kein Klemmen und Ecken des Gutes möglich ist, günstigerer Arbeitsverbrauch als bei den Förderschnecken. Dagegen wird das Gut stark durcheinander geschüttelt, was zum Mischen verschiedener Schüttgüter vielfach erwünscht. Anwendung vorwiegend in Zementfabriken.

Ausführung statt eines runden auch mit quadratischem drehbaren Rohr, in dem statt des Gewindes schräg gestellte Platten angeordnet, die etwa die Hälfte jeder Rohrseite einnehmen und die Ecken freilassen (vgl. Aumund, Hebe- u. Förderanlagen, 1. Bd. S. 142). Hersteller: A. Sueß, Wittkowitz; Gebr. Pfeiffer, Kaiserslautern.

5. Bandförderer.

a) Förderer mit biegsamem Band (Gurtförderer).

Das Band ist entweder ein Textil-, Gummi- oder ein Stahlband.

Arbeitsweise (Fig. 260): Antrieb des endlosen Bandes *a* durch Rolle *b*. Spannung des Bandes durch die in einer waagerechten Führung verschiebbare Rolle *c*. Tragrollen *d*, die bei dem fördernden Trum in kleineren und beim leeren Trum in größeren Abständen angeordnet sind, verhindern ein unzulässig großes Durchhängen des Bandes.

Abgeben des Gutes mittels Abstreichers, durch Abwurfwagen (*e* in Fig. 260) oder an der Endrolle.

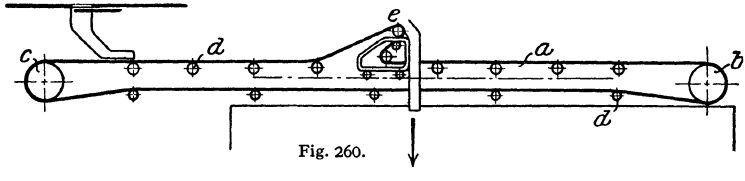


Fig. 260.

Anwendung. Größte Förderlänge je nach Art des Gurtwerkstoffes: 200 bis äußerst 300 m. Fördergeschwindigkeit (bei Kohle): 1,5 bis 3 m/sek.

Bandneigung entsprechend Gurtgeschwindigkeit und Fördergut im Mittel etwa 18°. Leistung: 12 bis 100 t/h und mehr.

Vorteile: Einfache Bauart, Verwendbarkeit für hohe Leistungen, geringer Arbeitsverbrauch, geräuschloser Gang, weitgehende Schonung des Gutes, sowie geringe Bedienungs- und Wartekosten. Nachteile: Besonders bei kleinen Leistungen und kurzen Förderstrecken große Anlagekosten und hohe Unterhaltungskosten infolge starker Abnutzung der Textilbänder. Ferner bei höheren Arbeitsgeschwindigkeiten starke Staubbildung.

Ausführung. Baumwollgurte und Hanfgurte sind billig in der Beschaffung, jedoch nur für trockene Räume und leichtes Fördergut, wie Braunkohle, Torf, Getreide u. dgl., geeignet. Für feuchte Räume und feuchtes Fördergut Balata- oder Gummigurte mit Gewebeeinlage.

Ausführung des Bandes flach oder muldenförmig [Fig. 261 [1])], dieses für grobstückiges Gut und große Leistungen. Wegen der hohen Beanspruchung

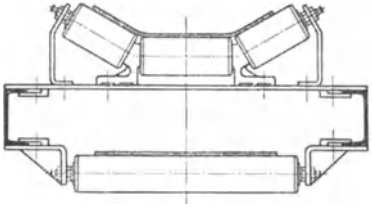


Fig. 261.

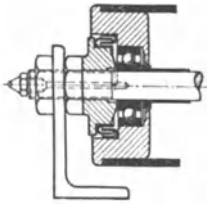


Fig. 262.

wählt man bei muldenförmigem Band Gummigurte und die Arbeitsgeschwindigkeit niedriger als bei flachem Band. Für gerade Gurte mittlere Arbeitsgeschwindigkeit: 1,5 bis 2 m/sek, für Muldengurte 25 bis 30 vH niedriger.

Fig. 262: Tragrolle mit Kugellagern.

Antrieb meist durch Riemenscheibe oder Elektromotor. Vergrößerung des Umspannungsbogens der Treibrolle wie der Spannrolle durch Leitrollen.

Anziehen der Spannrolle bei kurzen Förderern (10 bis 20 m Achsenabstand) durch Zugspindeln, bei größerem Abstand durch Gewichte.

Stahlbandförderer. Das Stahlband ist infolge der geringen Stärke (0,8 bis 1,0 mm) sehr biegsam und dehnt sich bei Temperaturerhöhung äußerst wenig. Vorteile: Große Steifigkeit des Bandes in der Querrichtung und damit große Beschickbreite. Die End- und Tragrollen sind schmäler als die Bandbreite, geringer Durchhang, wodurch vollständige Abgabe auch feuchten und klebrigen Gutes möglich. Besondere Eignung zur Förderung harten und scharfkantigen sowie heißen Gutes. Führung des arbeitenden Bandtrums auf Holz schleifend oder rollend, des leeren Trums stets auf Rollen. Abgeben des Fördergutes durch einseitigen oder doppelseitigen (pflugförmigen) Abstreicher.

Eignung auch zur Förderung von Stückgütern (Säcke, Kisten, Steine u. dgl.).

b) Gliederbandförderer.

Arbeitsweise: An Gelenkketten sind die Bandelemente (Holzplatten, Eisenplatten, Tröge u. dgl.) befestigt. Abstützen des Gliederbandes zwischen Antrieb- und Spannrolle durch Tragrollen, die auf Schienen laufen, oder durch feste Rollen, auf die sich das Band auflegt. Aufgabe des Fördergutes an beliebiger Stelle, Abgabe am Bandende oder bei flach gebauten Gliederbändern ebenfalls an beliebiger Stelle mittels Abstreifers. Bei amerikanischen Trogförderern auch durch Kippen der als Tröge ausgebildeten Bandelemente.

Anwendung zur Förderung von grobststückigen, schweren und harten Schüttgütern, sowie bei rauhem Betrieb an Stelle der empfindlichen Gurtförderer. Ferner zur Förderung von nassem Ton und von Stückgütern. In schräger Anordnung Verwendung besonders in Amerika als Steigbänder oder Rampenförderer [2]).

[1]) Rud. Geisel, Mannheim. [2]) Palmer Bee Co., Detroit.

Ausführung. Als Gliederbandförderer für Schüttgüter Bandelemente aus Stahlplatten mit Spaltüberdeckung und beiderseitigen Bordrändern. Bei geneigter Förderrichtung verhindern aufgeschweißte Querstege oder Winkeleisen Zurückgleiten des Gutes.

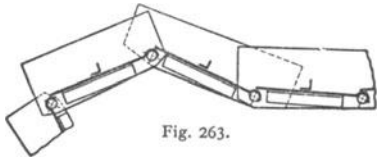


Fig. 263.

Bauarten: Plattenförderer von Bleichert (Fig. 263), Schenck, Stotz, Eitle, Pohlig u. a.

Das Stahlförderband von Pohlig ist für Steigungen bis 45° verwendbar, Geschwindigkeit 0,3 bis 0,5 m/sek. Mindestförderleistung der hohen Anlagekosten wegen etwa 50 t/h. Anwendung für Förderstrecken bis etwa 200 m.

Für größere Steigungen auch trogförmige Ausführung der tragenden Bandteile, wobei jedoch Abgabe des Gutes nur an der Umlenkrolle möglich.

Das Seilkastenband Bauart Üllner[1]) hat aus Blech hergestellte Kastenteile von 0,5 bis 1,5 m Länge, die ähnlich Fig. 263 übereinandergreifen und von Laufradachsen getragen werden. Als Zugmittel dient ein Drahtseil, an dem die Laufradachsen mit den Kastenteilen durch Schellen befestigt. Vorzüge: Kilometerlange, ungeteilte Bahnlänge, größte Steigungen (bis nahezu 90°), sowie Durchlaufen von waagerechten und senkrechten Kurven.

Fahrgeschwindigkeit gleich der der Gurtförderer.

Leistung: Bis 4000 t/h.

Sind Stückgüter zu befördern, dann Ausführung der tragenden Elemente als einfache Holzplatten.

B. Mittel für senkrechte und stark geneigte Förderung.

I. Senkrecht- und Schrägbecherwerke (Elevatoren für Schüttgutförderung).

Arbeitsweise (Schrägbecherwerk Fig. 264): In einem Gehäuse, dem das Fördergut bei *a* zugeführt wird, ist eine Kette *b* mit den Bechern *c* geneigt angeordnet. d_1 treibender Kettenstern, d_2 Spann-Kettenstern. Die Becher schöpfen das Gut aus einem Trog (Schöpfbecherwerk) und geben es bei *e* ab. Ist der waagerechte Förderweg gleich Null, so ist

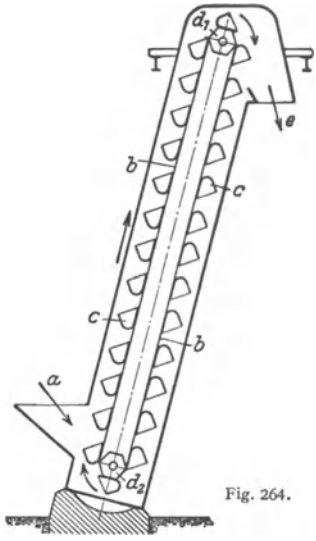


Fig. 264.

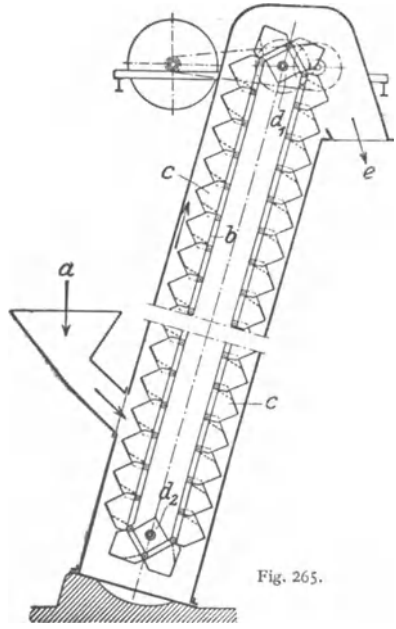


Fig. 265.

das Becherwerk ein Senkrechtbecherwerk. Bei den Aufgabebecherwerken (Fig. 265) wird das Gut durch eine Aufgabeschurre unmittelbar den Bechern zugeführt.

[1]) Schenck & Liebe-Harkort A.-G., Düsseldorf.

Förderhöhe 5 bis 25 m. Arbeitsgeschwindigkeit: 0,4 bis 2,5 m/sek, bei Senkrechtbecherwerken mindestens 0,8 m/sek, damit das Gut noch unter der Wirkung der Fliehkraft herausgeworfen wird und nicht zurückfällt. Übliche Leistungen: 10 bis 120 t/h bei 75 vH Becherfüllung.

Vorteile: Geringe Anforderungen an Bedienung, Wartung und Unterhaltung.

Nachteile: Ziemlich hoher Arbeitsverbrauch im Verhältnis zur Nutzleistung. Möglichkeit des Verstopfens bei großstückigem Gut.

Ausführung. Zugorgan: Meist Gelenkkette (Tempergußkette oder Laschenkette). Bei Senkrechtbecherwerken für feinkörniges Gut auch Baumwoll- oder Balatagurt. Becher aus Stahlblech, gepreßt oder geschweißt und mit Randverstärkung. Becherinhalt: bis etwa 150 l. Kettensterne bei Laschenketten vier- oder sechskantig.

ATG-Becherwerke für große Leistungen und Förderhöhen erhalten Geschwindigkeitsausgleich, der Beschleunigungen und die dadurch bedingten Stöße in den Ketten vermeidet.

Führung der Kette bei Schrägbecherwerken (bis 60° Neigung) mittels auswechselbarer, auf Winkeleisen laufender Schleifbacken. Bei geringerer Neigung Rollenführung der Kette.

Herstellung des Becherwerkgehäuses aus Blech mit abnehmbaren Stirnwänden.

Ausführung schräger Becherwerke auch fahrbar.

Becherwerksentlader mit Zubringeschnecken zum Entladen von Eisenbahnwagen werden von Heinzelmann & Sparmberg, Hannover, hergestellt.

2. Elevatoren für Stückgüter.

Sie arbeiten mit zwei endlosen Ketten, an denen auf einer schrägen Bahn rollende oder zwischen zwei senkrechten Schienen geführte Mitnehmer bzw. Förderschalen angeordnet sind, die das Fördergut von einem geneigt angeordneten, rostartigen Tisch aus aufnehmen. Ausführung auch mit pendelnd aufgehängten Förderschalen (Schaukelaufzüge). Anwendung zum Heben von Fässern, Kisten, Säcken, Ballen u. dgl.

C. Mittel für waagerechte, senkrechte und geneigte Förderung, sowie Förderung in ebenen oder in Raumkurven.

I. Becherwerke (Pendelbecherwerke und raumbewegliche Becherwerke).

a) Pendelbecherwerke oder Schaukelbecherwerke.

Arbeitsweise (Fig. 266). An den Gelenken der Kette sind die Becher pendelnd (schaukelnd) aufgehängt. Führung der Kette innerhalb der senkrechten Ebene beliebig. Beschicken der Becher am unteren waagerechten Strang durch eine ortfeste oder fahrbare Füllvorrichtung,

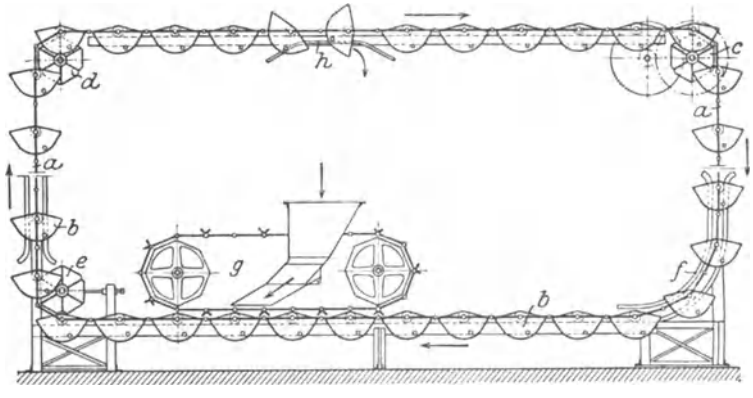


Fig. 266. Pendelbecherwerk (Schema). *a* Gelenkkette; *b* Becher, an *a* pendelnd aufgehängt; *c* Antrieb-, *d* Umlenk-, *e* Spann-Kettenstern; *f* Kurvenführung der Becherkette; *g* Füllvorrichtung; *h* Kurvenbahn, an der die Becher mittels Rollen auflaufen und zwecks Entladung gekippt werden.

Entleeren am oberen Strang durch eine fahrbare Vorrichtung, an der die Becher durch das Auflaufen von Rollen längs einer schrägen Bahn gekippt werden.

Bauarten: Miag, ATG, Bleichert, Pohlig (Bauart Hunt), Stotz (Fig. 266) u. a.

Anwendung: Vorwiegend in Dampferzeugungs- und Generatoranlagen zum Transport der Kohle und zur Abfuhr der Asche.

Vorteile: Einfache Bauart, hohe Betriebssicherheit und selbsttätiges staubfreies Arbeiten, bequeme Aufgabe und Abgabe des Fördergutes, sowie niedrige Betriebs- und Unterhaltungskosten. Dagegen hohe Anlagekosten bei nicht genügender Ausnutzung.

Geschwindigkeit der Pendelbecherwerke Bauart Pohlig 0,3 bis 0,5 m/sek. Becherinhalt zwischen 65 bis 400 l, zweckmäßig nicht unter 50 l. Stundenleistung je nach Wahl der Bechergröße und Arbeitsgeschwindigkeit zwischen 50 und 500 t/h.

Mit beispielsweise 65 l Becherinhalt, 700 mm Becherabstand und einer Kettengeschwindigkeit von 0,4 m/sek bei $^2/_3$ Füllung Leistung bei Kohlenförderung etwa 50 t/h.
Bauart s. Aumund, Hebe- u. Förderanlagen, 1. Bd. S. 175.

Die Schaukelbecherwerke der ATG haben Becherabstände von 4000, 2000 und 1000 mm.

Geschwindigkeit 0,5 m/sek, Becherinhalt 34 bis 358 l.

Ausführung. Herstellung der Becher nach Art von Fig. 267[1]).

a Laschenkette, deren Gelenkbolzen durch Abstandrohre *b* verbunden, an denen die Becher *c*

Tafel 16. Leistungen von ATG-Becherketten. (Bei 75 vH Becherfüllung.)

Fördergut	Raumgewicht in kg/m³	Leistung in t/h
Salze	1000	11,5 bis 520
Steinkohle	800	9,2 „ 416
Braunkohle	700	8,1 „ 364
Asche	600	6,9 „ 312
Koks	500	5,7 „ 260

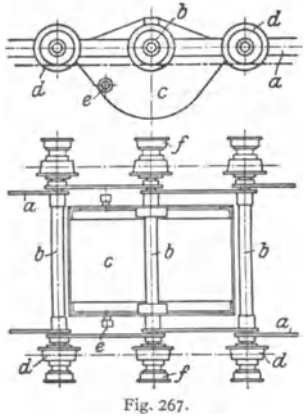


Fig. 267.

pendelnd aufgehängt; *d* Tragrollen der Becherkette, an den waagerechten Strängen auf einer Schiene, in den senkrechten Strängen und in Kurvenführungen zwischen zwei Schienen laufend; *e* Auflaufrollen zum Kippen der Becher (s. Fig. 266); *f* Schmierbüchsen der Tragrollen mit Zahnkranz zur selbsttätigen Schmierung.

Antrieb der Becherkette durch einen Kettenstern mittels Fest- und Losscheibe oder Elektromotor und Stirnradvorgelege. Antrieb mit Geschwindigkeitsausgleich (ATG) ermöglicht gleichförmigen Gang und große Teilung der Kette. Umlenkung der Becherkette durch Kettensterne oder Kurvenführungen (Fig. 266). Spannen der Kette durch Verschieben der Lagerung eines Kettensternes.

Füllen im unteren waagerechten Strang nach Art von Fig. 266, durch Trichterkette mit gleicher Teilung wie die Becherkette oder durch ortfeste bzw. fahrbare Trommel.

Entladen der Becher durch Kippen mittels kleiner Rollen, die auf einer Kurvenbahn auflaufen (Fig. 266) oder durch Entladefrosch (Pohlig).

b) Raumbewegliche Becherwerke.

Bauarten: Einschienenbecherwerk (Bleichert); Becherketten von Bousse (älteste Bauart); J. Pohlig, A.-G., Köln; A. Stotz, Stuttgart, und Carl Schenck. G. m. b. H., Darmstadt.

[1]) Miag, Braunschweig.

Hauptvorzug: Große Anpassungsfähigkeit auch an die ungünstigsten örtlichen Verhältnisse.

Raumbewegliches Becherwerk von Schenck (Fig. 268).

Die Becher *a* sind an einer Kette aufgehängt, deren Raumbeweglichkeit durch die Anordnung der Gelenke *b* bis *d* erreicht wird. *b* sind die Gelenkbolzen für die Kurven in der senkrechten Ebene, *c* die für Kurven in waagerechter Ebene und *d* sind Drehgelenke, die ein Verdrehen der Kette in einer Raumkurve, also aus einer Bewegungsebene in die andere, zulassen. Die an den Bechern angebrachten Rollen *e* entleeren die Becher durch Auflaufen an einem verstellbaren Anschlag. *f* ist ein Rohr, das die durch den Becher gehende Laufrollenachse abdeckt. *g* ist die

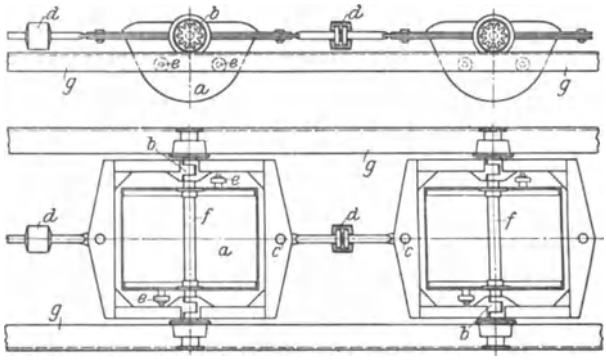


Fig. 268.

waagerechte Rollenführung der Kette. In den Kurven sind die Laufrollen zu beiden Seiten geführt. Gezahnte Rädchen, die an der Antriebstelle in ein feststehendes Triebstocksegment eingreifen, schmieren die Laufrollen durch Drehen der Staufferbüchsen selbsttätig.

Diese Becherwerke werden sowohl für kleine Leistungen (15 bis 20 t/h) als auch für mittlere und größere Leistungen bis etwa 120 t/h und mehr gebaut.

2. Schaukelförderer.

Sie dienen zum Transport von Stückgütern oder sehr großstückigem Massengut. Arbeitsweise ähnlich den raumbeweglichen Becherwerken.

Die Förderschalen sind an der Kette pendelnd aufgehängt. Aufsetzen und Abnehmen des Gutes bei der geringen Arbeitsgeschwindigkeit (0,1 bis 0,3 m/sek) von Hand.

Bauarten: Bleichert, Fredenhagen, Schoof & Weigel, Stöhr, Stotz u. a.

3. Schwerkraftförderer.

Förderung nur abwärts. Vorzug: Kein Arbeitsverbrauch. Verwendung zum Transport von Stückgütern mit glatter Auflagefläche. Die geneigte Förderbahn, deren Neigung verstellbar, ist gerade oder gekrümmt und kann durch Öffnungen in der Bordwand und Einsetzen von Abstreifern verzweigt werden. Wendelrutschen haben eine schraubenförmig verlaufende Bahn und werden zur Förderung von oberen Stockwerken nach unteren verwendet.

Die gleitende Reibung der Schwerkraftförderer läßt sich auch durch rollende Reibung ersetzen, indem man die ganze Fahrbahn aus Rollen herstellt, die senkrecht zur Bahn gelagert sind. Durch Anwendung von Rollen kann die Neigung der Bahn sehr gering gehalten werden. Die Schwerkraft-Rollenförderer haben in neuerer Zeit größere Verbreitung gefunden. Die auf Stützen ruhenden Rollbahnstücke lassen sich nach Bedarf zu einer längeren Rollbahn

zusammensetzen. Infolge ihres geringen Gewichts werden die Rollbahnstücke mit ihren Stützen auch tragbar oder fahrbar ausgeführt.

Bauarten: Miag, Braunschweig. — Schenck, G. m. b. H., Darmstadt. — Schoof & Weigel, Erfurt u. a.

4. Luftförderer (Pneumatische Förderer).

Anwendung zur Förderung kleinstückiger, körniger und staubförmiger Güter (Kohle, Flugasche, Salze, Zement, Gichtstaub, Körnerfrüchte u. a.).

Leistung: 1 bis 300 t/h. Größter Förderweg: etwa 350 m. Erreichbare Förderhöhe: 45 m.

Ausführung ortfest, fahrbar oder schwimmend.

Man unterscheidet: Saugluftförderanlagen, Druckluftförderanlagen und vereinigte Saug- und Druckluftförderanlagen.

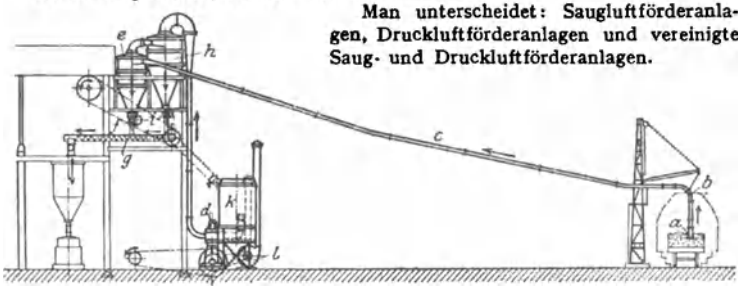


Fig. 269. Schema einer Saugluftförderanlage.

Vorteile: Vollkommen selbsttätige Förderung, geringe Bedienungs- und Wartekosten, Schonung des Fördergutes, keine Staubentwicklung und keine Verluste, geringer Raumbedarf und Unabhängigkeit von Witterungseinflüssen. Nachteil: Großer Arbeitsverbrauch.

Kleine Rohrdurchmesser ergeben niedrige Anlagekosten, aber hohen Arbeitsverbrauch und umgekehrt.

a) Saugluftförderanlagen fördern von einem oder mehreren Aufgabeorten nach einer Abgabestelle. Zunehmende Verwendung für Förderung von Kleinkohle und Asche.

Fig. 269[1]) zeigt eine Anlage für feinstückige Braunkohle von 15 t/h Leistung und 40 m Förderweg.

a ist die mittels biegsamen Schlauches *b* an die Förderleitung *c* angeschlossene Saugdüse, die auf das Fördergut aufgesetzt wird und *d* die Kolbenluftpumpe. Der Sauglufstrom führt das Fördergut nach dem Abscheider *e*, in dem es sich infolge der Querschnittsvergrößerung niederschlägt. Aus diesem wird die Kohle durch eine mechanisch angetriebene Auslaßschleuse (Zellenrad) *f* unter Luftabschluß an eine Förderschnecke *g* abgegeben, die sie dann einer Roulettemühle zum Zermahlen zuführt. Aus Abscheider *e* geht die Saugluft in einen Staubausscheider *h*. Feinere Kohlenteilchen gelangen durch eine Auslaßschleuse *i* nach der Förderschnecke. *k* Saugschlauchfilter, *l* Exhaustor. Arbeitsverbrauch 30 PS. Bedienung durch einen Mann. Entladung eines Eisenbahnwagens in 1 bis $1^1/_2$ h.

Über schwimmende Saugluftentladeanlagen für Getreide vgl. Aumund, Hebe- u. Förderanlagen, 2. Aufl. 2. Bd.

b) Druckluftförderanlagen fördern von einem Aufgabeort nach verschiedenen Abgabestellen.

Fig. 270[1]): Schema einer Anlage von 14 t/h Leistung und 90 m Förderlänge für Schwergetreide.

Das bei *a* ankommende Getreide wird in einen Bunker *b* entladen, dessen Bodenöffnung mittels einer Schleuse *c* (eines umlaufenden Zellenrades) an die Druckluftleitung $d_1 - d_2$ angeschlossen ist. *e* Kreiskolbengebläse, *f* Luftansaugerohr. Der Druckluftstrom wird über Sicherheitsventil *g* und Rohrleitung d_1 unter die Schleuse *c* geleitet. Letztere führt das Gut dem Druckluftstrom zu, der es vermittels der Leitung d_2 und bei entsprechender Stellung der Umstellhähne h_1 bzw. h_2 nach den Abgabestellen i_1 bzw. i_2 fördert. An diesen sind Fliehkraftabscheider angeordnet, die

[1]) Miag, Braunschweig.

das Getreide von Staub und Luft trennen. Die Fliehkraftabscheider bedürfen keinerlei Antrieb und Wartung.

c) Saug- und Druckluftförderanlagen kommen für ein verzweigtes Fördernetz mit mehreren Aufgabe- und Abgabestellen, sowie bei Förderung in

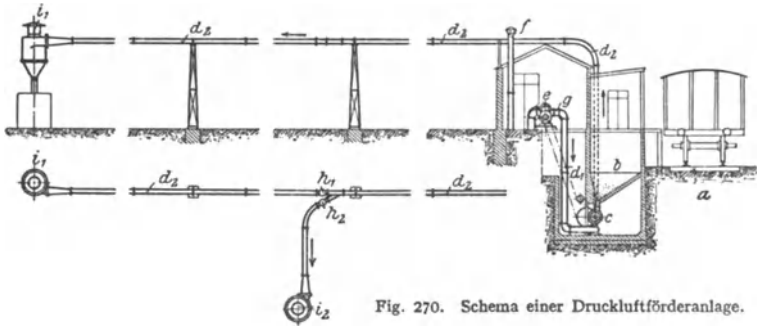


Fig. 270. Schema einer Druckluftförderanlage.

entgegengesetzten Richtungen in Frage. Für derartige Anlagen verwendet die Miag eine Ventilluftpumpe in Sonderausführung, die bei Sauglutförderung als Vakuumpumpe und bei Druckluftförderung als Niederdruckkompressor arbeitet.

Schrifttum.

Andree: Die Statik des Kranbaues. 3. Aufl. München: R. Oldenbourg 1922. — Ders.: Die Statik der Schwerlastkrane. München: R. Oldenbourg 1919. — Aumund: Hebe- und Förderanlagen. 2. Aufl. I. Bd. Berlin: Springer 1926. — Bethmann: Hebezeuge. 8. Aufl. Braunschweig: Vieweg & Sohn 1930. — Bülz: Hebezeuge. Leipzig: S. Hirzel 1921. — Dub: Der Kranbau. 2. Aufl. Wittenberg (Bez. Halle): A. Ziemsen Verlag 1922. — Hänchen: Winden und Krane. Berlin: Springer 1932. — v. Hanffstengel: Förderung von Massengütern. 2 Bde. 3. Aufl. Berlin: Springer 1922—29. — Ders.: Billig Verladen und Fördern. 3. Aufl. Berlin: Springer 1926. — Illustr. Techn. Wörterbücher. VII. Bd. Hebemaschinen. München: R. Oldenbourg 1910. — Klein: Vorträge über Hebezeuge. 2. Aufl. Hannover: Helwingsche Verlagsbuchhandl. 1922. — Krell: Entwerfen im Kranbau. München u. Berlin: R. Oldenbourg 1925. — Michenfelder: Kran- und Transportanlagen. 2. Aufl. Berlin: Springer 1926. — Pfleiderer: Dynamische Vorgänge beim Anlauf von Maschinen mit besonderer Berücksichtigung der Hebemaschinen. (Diss.) — Stephan: Die Drahtseilbahnen. 4. Aufl. Berlin: Springer 1926. — Tafel: Die Hebezeuge. 2 Bde. Sammlung Göschen Nr. 414 u. 415. Berlin u. Leipzig: Walter de Gruyter & Co. 1928. — Wundram: Mechanische Hafenausrüstungen insbesondere für den Umschlag. Berlin: Springer 1939.

Werkzeugmaschinen.

Bearbeitet von Professor **K. Gottwein**, VDI, Breslau, und Dr.-Ing. habil. **W. Reichel**, VDI, Solingen-Ohligs.

I. Wechselwirkung zwischen Werkzeug und Werkstoff.

A. Werkzeugform.

Zweck der Zerspanung ist, den Werkstücken die endgültige Form durch Spanabtrennung zu geben. Hierbei stimmen die zu den einzelnen Bearbeitungsarten, wie Drehen, Hobeln, Fräsen, Schleifen usw. zugehörigen Werkzeuge in ihrer Wirkung grundsätzlich überein. Die Wirkung ändert sich in Einzelheiten, wenn die geometrische Form der Schneide von der Geraden abweicht (z. B. Spiralbohrer), oder wenn das Werkzeug aus mehreren Schneiden besteht (z. B. Fräser). Daher kann die Wechselwirkung zwischen Werkzeug und Werkstoff beim Drehvorgang bei den anderen Bearbeitungsarten der spanabhebenden Formgebung grundsätzlich als ähnlich angenommen werden.

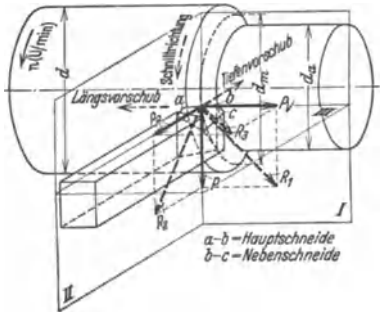


Fig. 1. Achsenkreuz der Bezugsebenen für die Schneidwinkel und Kräfte am Drehstahl.

Die Grundform jeder Werkzeugschneide ist ein Keil, für dessen Winkel und Flächen nach DIN 768 folgende Bezeichnungen festgelegt sind:

1. Die Bezugsebenen, die zur Bestimmung der Winkel an der Werkzeugschneide dienen, schneiden sich nach Fig. 1 in einem rechtwinkligen Achsenkreuz, dessen Achsen den Bewegungsrichtungen des Werkzeuges bzw. des Werkstückes entsprechen. Hauptebene I enthält die Schnittrichtung und den Längsvorschub, Hauptebene II die Schnittrichtung und den Tiefenvorschub, Hauptebene III den Tiefen- und den Längsvorschub.

2. Die bei der Zerspanung auftretenden Schnittdrücke werden zweckmäßig nach diesen Ebenen zerlegt als:

Hauptschnittdruck P in Hauptschnittrichtung.

Vorschubdruck P_V in Seitenvorschubrichtung.

Rückdruck P_R in Tiefenvorschubrichtung.

Resultierende R_1 aus P und P_V; R_2 aus P und R_R; R_3 aus P_R und P_V.

Gesamtresultierende R_G aus P, P_V, P_R.

3. Die Schneidwinkel werden für Zwecke der Praxis nach DIN 768 in einer Ebene gemessen, die senkrecht steht auf der Hauptebene III (Stahlauflage) und auf der Projektion der Schneidkante auf die Hauptebene III (Messung in Ebene $N-N$, Fig. 2).

Bezeichnet wird in Fig. 2 mit:

Schnittfläche die am Werkstück unmittelbar unter der Schneide entstehende Fläche. Arbeitsfläche die durch den Schneidvorgang erzielte Oberfläche des Werkstücks.

Hauptschneide die der Vorschubrichtung zugekehrte Schneidkante $a-b$ (Fig. 1).
Nebenschneide die an die Hauptschneide anschließende Schneidkante $b-c$ (Fig. 1) (Formstähle und Schlichtstähle haben meist keine Nebenschneide).

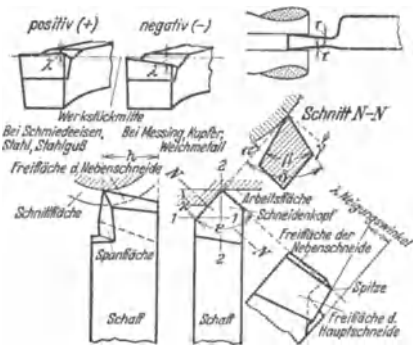


Fig. 2. Benennungen der Schneidenwinkel und -flächen (nach DIN 768 u. AWF 100).

Spanfläche die Fläche des Schneidenkopfes, über die der Span abläuft.
Freifläche die gegen die Schnittfläche gerichtete Fläche des Schneidenkopfes.
Freiwinkel α: Winkel zwischen Schnitt- und Freifläche.
Keilwinkel β: Winkel zwischen Frei- und Spanwinkel.
Spanwinkel γ: Winkel zwischen der Normalen auf die Schnittfläche und der Spanfläche. Freiwinkel, Keilwinkel und Spanwinkel ergänzen sich zu 90°.
Schnittwinkel δ: Winkel zwischen Schnitt- und Spanfläche.
Spitzenwinkel ε: Winkel zwischen Haupt- und Nebenschneide in der Projektion auf die Hauptebene *III*.
Einstellwinkel $\varkappa$: Winkel zwischen der Hauptebene *I* und der Projektion der Schneidkante auf die Hauptebene *III*.
Neigungswinkel λ: Winkel der Schneidkante gegen die Hauptebene *III*; bei abfallender Schneide, d. h. wenn die Schneide nach der Spitze zu abfällt, ist der Winkel + (positive Überhöhung), andernfalls — (negative Überhöhung). Früher[1]) umgekehrt bezeichnet.
Schneidenhöhe h: Höhe von der Spitze des Stahles bis zur Auflage. Bei gekröpftem Stahl kann h auch negativ werden (nach AWF 100).
Hinterschleifwinkel (für Stechstähle) τ: Winkel zwischen Hauptebene *II* und der Projektion der Nebenschneide auf die Hauptebene *III*.

B. Spanbildung.

Die Spanbildung[2]) ist abhängig von der Werkzeugform, der Werkstoffart, der Schnittgeschwindigkeit und dem Spanquerschnitt. Spröde Werkstoffe bilden einzelne Brocken (Elementenspan), zähere Werkstoffe ergeben nach starker Zusammenschiebung (Verschweißung) einzelner Elemente einen mehr zusammenhängenden Span (Fließspan). Aufstellung von Gesetzen für die genaue vorherige Festlegung der Spanform sind wegen der Abhängigkeit von ebengenannten vielen Faktoren noch nicht möglich gewesen. Allgemein[3]) unterscheidet man folgende drei typische Spanformen bei der Bearbeitung von Stahl:

a) Der **Reißspan** (Fig. 3a) entsteht bei einem Werkzeug mit einem Spanwinkel γ von 0 bis 10° (Fig. 4) mit mehr, und bei steigender Schnittgeschwindigkeit mit weniger ausgeprägter Elementbildung (Rißbildung). Die Spanfläche des Werkzeuges staucht den vor ihr liegenden Werkstoff an und verfestigt ihn. (Bei spröderen Werkstoffen wird der Span weniger gestaucht, er platzt vielmehr in größeren Elementen unverfestigt ab, wobei γ bis 30° ansteigen kann.) Hierbei läuft der Werkzeugschneide ein Einriß längs $a\,b$ im Werkstück voraus, wodurch je nach Größe der Rißtiefe eine Abweichung von dem gewünschten

[1]) Hippler: Z. VDI 1925 S. 227.
[2]) Reichel: Z. wirtschaftl. Fertigung 1932, Heft 10/11 — Masch.-Bau Bd. 13 (1934), Heft 5/6 S. 115. — Herbert: Trans. Amer. Soc. mech. Engr. Bd. 48 (1926) S. 705 — Masch.-Bau 1927 Heft 20 S. 991. — Rapatz: Arch. Eisenhüttenwes. Bd. 3 (1929) S. 717. — Salomon: Bericht über betriebswissenschaftl. Arbeiten Bd. 4. Berlin: VDI 1930. — Boston: Trans. Amer. Soc. mech. Engr. 1930, 9. VI. MSP 52. II. — Schwerd: Stahl u. Eisen 1931 Heft 16 S. 481 — Z. VDI Bd. 76 (1932) Heft 24 S. 1257/1265; Bd. 77 (1933) Heft 9 S. 211/215 — T. Z. für praktische Metallbearbeitung Jg. 46 (1936) Heft 21/22.
[3]) Thieme: Z. VDI 1907 S. 1072 — Mémoire sur le rabotage des métaux. Petersbourg russisch 1870, französisch 1877. — Klopstock: Werkst.-Techn. 1923 S. 645 — Dr.-Diss. Berlin 1925, Bericht VIII des V. f. W. Charlottenburg. — Rosenhain u. Sturney: Engineering Bd. 119 (1925) S. 151 u. 178. — Kronenberg: Grundzüge der Zerspanungslehre, S. 146ff. Berlin: Springer 1927. — Rathje: Der Schnittvorgang im Sande. VDI-Forsch.-Heft 350. Berlin 1930 — Werkst.-Techn. 1929, Heft 1/2 — Werkst.-Techn. 1932 Heft 3 S. 41 u. Heft 4. S. 65; 1927 Heft 21 S. 614.

Drehdurchmesser entsteht. Ist die Verfestigung so weit fortgeschritten, daß eine weitere Verfestigung eine größere Kraft P erfordern würde, als zum Abscheren längs c—d notwendig ist, so wird das Spanelement unter dem Winkel μ abgeschert. Größe von μ ist abhängig von dem Koeffizienten der Reibung zwischen Spanfläche und Span, von dem Koeffizienten der inneren Reibung

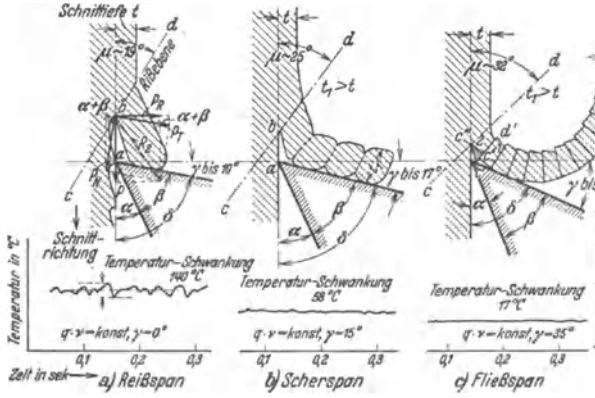


Fig. 3. Schematische Darstellung der drei typischen Spanformen.
(Die Winkel μ sind aus darstellerischen Gründen übertrieben groß gezeichnet.)

des Werkstoffes und der Größe des Schnittwinkels δ. Nach Lindner[1]) ist $\mu = 62° - \delta/2$ zu setzen.

Parallel zu dem Abscheren und Anstauchen der Elemente treten große Schnittdruck-[2]) und Temperaturschwankungen[3]) an der Stahlschneide auf, die das Werkzeug ungünstig beeinflussen (s. Fig. 3a unten).

b) Der **Scherspan,** Fig. 3b, als Übergangsspan zu dem Fließspan, weist infolge der größeren Plastizität (Verformbarkeit) und geringeren Scherfestigkeit des hier verwandten Werkstoffes eine weniger ausgeprägte Elementenbildung auf. Kleine Spanwinkel γ (bis 17°) und kleine Schnittiefen t sind Bedingungen (Fig. 4). Da der der Werkzeugschneide vorauseilende Einriß kleiner ist bzw. unter einem anderen Winkel (vom Werkstück weggewandt) verläuft, wird Werkstoffläche besser nachgeschnitten. Schnittdrücke und Temperaturen einschließlich Schwankungen sind kleiner als bei a (bei $q \cdot v = \text{konst.}$, q = Spanquerschnitt, v = Schnittgeschwindigkeit). Bei plastischeren Werkstoffen verschwindet der Einriß immer mehr und an seine Stelle tritt ein größeres Verformungsgebiet.

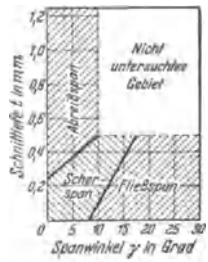


Fig. 4. Einfluß des Spanwinkels γ und der Schnittiefe t auf die Spanform bei Stahl (nach Rosenhain und Sturney).

c) Der **Fließspan,** Fig. 3c, tritt bei höheren Schnittgeschwindigkeiten, größerem γ (10 bis 30°) und kleinem t (Fig. 4) auf. Infolge Fehlens der Elementenbildung und wegen des geringer werdenden Einrisses vor der Schneide sind die Schnittdruck- und Temperaturschwankungen gering. Ruhiges Arbeiten der Werkzeuge und eine ausgezeichnete Oberfläche von hoher Maßhaltigkeit ist die Folge. Der Abscherwinkel μ erreicht

[1]) Lindner: Z. VDI 1907 S. 1072, s. a. Okoshi: Scient. Papers Inst. Phys. Chem. Research 12 (1930) Nr. 220 u. 271; Stahl u. Eisen Bd. 51 (1931) Heft 35 S. 1085.
[2]) Nicolson: Transactions Bd. 25 S. 672ff.
[3]) Salomon: Bericht über betriebswissenschaftl. Arbeiten Bd. 4. Berlin: VDI 1930.

beim Fließspan eine optimale Größe. Spanelement *1* ist bei c' zusammengedrückt und das Element *2* keilartig verformt. Hierauf wird, da die Scherfestigkeit des Werkstoffes kleiner ist als der Verformungswiderstand, das Element *1* um $c'c''$ längs $c'd'$ verschoben, während der Druck auf $c'''c'$ so groß wird, daß das Abscheren des nächsten Elementes (Lamelle *2*) beginnt. Je kleiner γ, um so mehr Lamellen und eine um so stärkere Verdickung des Spanes gegenüber der Schnitttiefe ($t_1 > t$).

Je plastischer ein Werkstoff ist, um so zeitiger tritt ein Fließspan auf auch bei $\gamma < 10$ bis 30° und um so weniger ist eine Einriß-, vielmehr eine Verformungszone festzustellen. Dieses Deformationsgebiet reicht bei weiterem Steigen der Schnittgeschwindigkeit schließlich sogar nicht mehr bis unter die zurückbleibende Werkstückoberfläche (nach Schwerd ist bei Stahl σ_B = 41 kg/mm² von v = 600 m/min ab das ursprüngliche Werkstoffgefüge unter der abgedrehten Oberfläche vollkommen erhalten, gefügeerhaltende Zerspanung, s. unten).

Größe von γ und t nach Fig. 4, wobei ein größerer Spanwinkel γ durch eine höhere Schnittgeschwindigkeit ersetzt werden kann.

Das Temperaturfeld[1]), Fig. 5, gibt Auskunft, in welcher Weise die in die Werkzeugmaschine eingeleitete mechanische Arbeit an der Werkzeugschneide in Wärme umgesetzt wird. Es entwickeln sich hierbei folgende Zerspanungstemperaturen[2]):

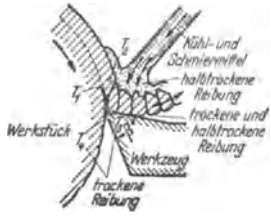


Fig. 5. Temperaturfeld. T_1 Schnitt-Temperatur an Einrißstelle (Molekularzerreißungs- oder Schnittgeschwindigkeitstemperatur). T_2 Schnitt-Temperatur im Span (Verformungs- oder Schnittdrucktemperatur). T_3 Schnitt-Temperatur an der Spanfläche (Verschleißtemperatur). T_4 Schnitt-Temperatur an der Freifläche (Verschleißtemperatur). β Keilwinkel.

1. An der vor der Werkzeugschneide liegenden Einriß- bzw. Höchstverformungsstelle im Werkstoff entsteht eine Temperatur, die höher ist als die auf der Werkzeugschneide lastende und die mit höherer Schnittgeschwindigkeit wächst und immer näher an die Werkzeugschneide heranrückt (Molekularzerreißungs- oder Schnittgeschwindigkeitstemperatur).

2. Im Span entstehen durch Verformung und Reibung Temperaturen, die mit höherer Schnittgeschwindigkeit infolge Verringerung der Verformungen abnehmen (Verformungs- oder Schnittdrucktemperatur). Daher auch das geringe Fallen der Schnittdrücke mit höherer Schnittgeschwindigkeit.

3. An der Spanfläche wie an der Freifläche des Werkzeuges entstehen Reibungstemperaturen, die das Werkzeug hauptsächlich auf Verschleiß beanspruchen (Verschleißtemperaturen).

Die Schneidentemperatur auf der Werkzeugschneide ist die Resultierende aus obigen drei Zerspanungstemperaturen. Durch Kenntnis dieser Schneidentemperatur können Rückschlüsse auf die Bearbeitbarkeit des Werkstoffes (S. 486), die Schneidhaltigkeit der Werkzeuge (S. 502), die wirtschaftliche Schnittgeschwindigkeit (S. 501), die Kühl- und Schmierwirkung der Schneidflüssigkeiten (S. 509) usw. gezogen werden.

Bei der Spanbildung ist noch zu berücksichtigen: Die Aufbauschneide[3]), Fig. 6, tritt auf bei flacherem Auflauf des Spanes und besteht aus abgebröckeltem, feinem Spanmaterial, das sich zwischen Span und Spanfläche festsetzt. Die oberen Lagen der Aufbauschneide *a* wandern mit dem Span und angehäufte, über der Werkzeugschneide hängenden Teile *b* mit dem Werkstück mehr oder

[1]) Schwerd, Z. VDI Bd. 76 (1932) S. 1260; Bd. 77 (1933) S. 211; Bd. 80 (1936) Heft 9 S. 233.

[2]) Reichel, Masch.-Bau-Betrieb Bd. 15 (1936) S. 495/499.

[3]) Gottwein: Berichte über betriebswissenschaftl. Arbeiten Bd. 3. Berlin: VDI-Verlag 1930. — Nicolson u. Smith: Engineer 1907, Lathe Design S. 21—23. London: Longmans Green & Co. 1908. — Herbert: Inst. of Mech. Eng. Bd. 1 (1926), S. 289/329 — Masch.-Bau 1927 S. 991. — Patkay: Werkst.-Techn. 1922 S. 679/683; 1923 S. 3/10, 33/42; 1929 Heft 1/2.

weniger periodisch ab. Nach Schwerd[1]) sind auf der bearbeiteten Werkstückoberfläche abgewanderte Zipfel c der Aufbauschneide zu erkennen, Fig. 6, während bei höherem v die Aufbauschneide verschwindet (bei Werkstoff $\sigma_B = 41$ kg/mm² von $v = 75$ m/min ab).

Vorteil: Schneide wird geschont, da Aufbauschneide arbeitet.

Nachteil: Rissige Oberfläche; nicht maßhaltige Durchmesser, da Stahlspitze nicht nachschneidet, ähnlich wie beim Reißspan der Fig. 3a.

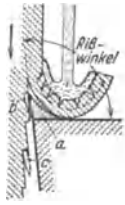


Fig. 6. Aufbauschneide (a).

Fig. 7. Auskolkung (a).

Die Auskolkung[2]), Fig. 7, entsteht bei mehr senkrechtem Auflauf des Spanes unmittelbar hinter der Schneidkante in Form einer Aushöhlung a. Daneben Abnützung der Werkzeugfreifläche (Rückenfläche) in Form einer „Fase" b.

Vorteil: Werkstückoberfläche wird durch die freie Werkzeugschneide gut nachgeschnitten. Hierbei richtet sich die Güte der Oberfläche nach der Feinheit der Schneide und der Glätte der Fase.

Fig. 8. Klopstock-Schneide.
α wirklicher Keilwinkel,
β wirksamer Keilwinkel.

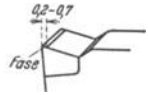
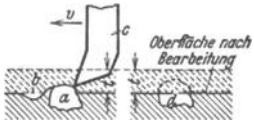


Fig. 9. Fasenanschliff bei Hartmetall.

Nachteil: Bei Zunahme der Auskolkung tritt Schwächung und Bruchgefahr der Schneidkante bei c ein. Folge: Aufstauchen und Quetschen des Spanes und unsaubere Oberfläche.

Um den Span von der unnötigen Arbeit, die die Auskolkung verursacht, zu befreien, wird das Werkzeug öfters mit einer Aushöhlung und Fase von rd. 2 mm versehen [Klopstock-Schneide[3])], Fig. 8. Geringer Kraftverbrauch durch den kleineren, wirksamen Keilwinkel an Stelle des wirklichen. Auch bei Hartmetall[4]) wird Anschliff einer Fase von 0,2 bis 0,7 mm mit einer geringen, der Werkstoffart angepaßten Neigung $\left(\infty \frac{\gamma}{2}\right)$ empfohlen (Fig. 9).

Gefügeerhaltende Zerspanung[5]), Fig. 10. Hierunter versteht man die Möglichkeit, infolge der durch hohe Schnittgeschwindigkeiten gesteigerten Durchschlagkraft des Werkzeuges ausgezeichnete und maßhaltige Oberflächen zu erzielen. Während bei niedrigem v das Werkzeug c härtere Kristalle a im Werkstoff (z. B. Phospide) herausreißt oder über diese hinweg federt und hinterher bei b einhakt (gefügezerstörende Zerspanung), werden dieselben bei höherem v durchschlagen (d) und ergeben maßhaltige, glatte Oberflächen (gefügeerhaltende Zerspanung). Werkstückzugabe kann hierdurch in Anbetracht noch weiterer Feinbearbeitungsgänge kleiner gehalten werden.



$v = 28$ m/min. Gefügezerstörende Zerspanung. $v = 105$ m/min. Gefügeerhaltende Zerspanung.
Fig. 10.

C. Werkzeug und Werkstoff.

a) Werkzeugstahl[6]). (S. auch Bd. I, Werkstoffkunde.) Für Wahl des Werkstoffes ist ausschlaggebend, ob hohe Schneidleistung oder Erhaltung der Form bei

[1]) Schwerd: Stahl u. Eisen Bd. 51 (1931) Heft 16 S. 491.
[2]) Gottwein: Berichte über betriebswissenschaftliche Arbeiten, Bd. 3. Berlin: VDI-Verlag 1930.
[3]) Klopstock: Berichte d. V. f. W. a. d. T. H. Berlin, Heft 8. Berlin: Springer 1926. — Hippler: S. 82 in Reindl: Spanabhebende Werkzeuge. ADB-Bd. III. Berlin: Springer 1929.
[4]) Agte u. Fehse: Werkzeugmasch. 1931 Heft 11.
[5]) Schilken: Mitt. Forsch.-Anst. Gutehoffnungshütte Bd. 1 (1931) Heft 4. — Reichel: Z. wirtschaftl. Fertigung 1932 Heft 10/11 — Masch.-Bau 1934 Heft 5/6, S. 115.
[6]) Hofmann: Loewe-Notizen 1928, April/Mai — Werkzeugmasch. 1928 Heft 7 S. 137. — Brearley-Schäfer: Die Werkzeugstähle und ihre Wärmebehandlung. 3. Aufl. Berlin: Springer 1922.

Tafel 1. Werkzeugstahlarten.

Werkzeugstahlart			Chemische Analyse in vH					Festigkeit	Brinellhärte	Härtung		Verwendungszweck
Bezeichnung nach Härtung	Bezeichnung nach Zusammensetzung		C	W	Cr	Si	Mn	kg/mm²		Erwärmen auf ° C	Abschrecken in	
Wasserhärter	Unlegierte Kohlenstoff-Stähle	1.	0,6 bis 0,8	—	—	—	—	60 bis 70	170 bis 200	800	Wasser	Meißel, Hämmer, Präge- und Lochstempel
		2.	≦1	—	—	—	—	60 bis 70	170 bis 200	760	Wasser	Fräser; Reibahlen; Spiralbohrer; Kreissägen; Feilen; Schneidwerkzeuge, die glashart, aber nicht auf Stoß oder Biegung beansprucht sind
		3.	≦1,25	—	—	—	—	60 bis 70	170 bis 200	760	„	
	Reine Wolfram-Stähle	4.	≦1	≦1	—	—	—	65 bis 75	190 bis 220	800	Wasser	Höhere Leistung als Nr. 2
		5.	≦1,2	≦1,5	Va	≦0,3	—	65 bis 75	190 bis 220	800	Wasser	Höhere Leistung als Nr. 4
		6.	≦1,4	4 bis 7	—	—	—	70 bis 80	200 bis 230	800 bis 860	Wasser	Für Stähle, die Form beibehalten (Riffel-, Schneid- und Fassonstähle)
	Chrom-Wolfram-Stähle	7.	0,5 bis 1,4	1 bis 7	1	—	—	65 bis 80	190 bis 230	800 bis 860	Wasser	Für Schneidwerkzeuge mit guter Federhärte u. Schlag- u. Stoßbeanspruchung
Ölhärter	Reine Chrom-Stähle	8.	≦1,3	—	≦1,5	—	—	70 bis 80	200 bis 230	850	Öl	Schneidwerkzeuge mit möglichst geringem Verziehen (Schneideisen-Backen)
	Reine Mangan-Stähle	9.	0,5 bis 0,6	—	—	—	1,1 bis 1,3	70	200	850	Öl	Meißel
	Reine Silizium-Stähle	10.	0,5 bis 0,7	—	—	1,2 bis 1,8	—	70	200	800	Öl	Gesenke, einfache Schnitte, Meißel
	Chrom-Mangan-Silizium-Stähle	11.	0,4 bis 0,6	—	≦1	≦1	0,8 bis 1	70	200	800	Öl	Wie Nr. 10
Lufthärter	Reine Chrom-Stähle	12.	1,5 bis 2	—	12 bis 14	—	—	90	270	900 bis 950	Luft	Räumnadeln, die sich nicht verziehen dürfen

Härtung gefordert wird. Zulässige Schneidentemperatur ungefähr 300°, daher nur für niedrige v geeignet. Man unterscheidet Wasser-, Öl- und Lufthärter (Tafel 1), wobei letztere beide ein geringeres Verziehen beim Härten aufweisen.

Näheres s. Tafel 1. Die Anlaßtemperaturen bewegen sich je nach Verwendung zwischen 180° bis 250° C.

b) Schnellstahl[1]).

Tafel 2 gibt einen Überblick über Schnellstähle unter Berücksichtigung der Analysen aller bedeutenden deutschen Edelstahlwerke[2]), wie sie bis zum 1. 1. 1938 im Inland verwendet wurden. Die nur für den Inlandsverbrauch bestimmten, neueren Austauschstähle mit verringertem Wolframgehalt nach Tafel 3[3]) übertreffen im Durchschnitt sogar die bisherigen[4]).

c) Hartmetall[5]). Im Gegensatz zu a und b werden die Hartmetalle als Guß-, meistens jedoch als Sinterungsprodukte in gebrauchsfähiger Plättchenform vom Erzeuger geliefert. Die Plättchen werden auf Drehstahl- und Spiralbohrerschäfte, Fräser, Messerköpfe und ähnliche Werkzeuge aufgelötet. Sie sind nicht mehr durch Schmieden verformbar. Änderungen der Form nur durch Schleifen (Schleifscheiben aus Silizium-Karbid mit Härtegrad 9,7 bis 9,75 nach Mohs). Infolge hoher Rotwarmhärte (bis 1000°) weit höhere Schnittgeschwindigkeiten als bei Schnellstahl anwendbar, Fig. 56. Ausführungsbeispiele s. [6]).

Tafel 2. Schnellstahlarten.

Klassenbezeichnung des Deutschen Edelstahlverbandes		Chemische Analyse in vH						Feuerbehandlung			Vorschriften des Deutschen Edelstahlverbandes
		C	W	Va	Co	Mo	Cr	Härten bei °C	Kühlen in	Anlassen auf °C	
Klasse B	Gew. Wolfram-Stähle	0,65 ÷ 0,8	≦ 14	—	—	—	3,5 bis 5	1150 bis 1175	Öl od. Luft	200 bis 275	W-Gehalt unter 13,5 vH zulässig
Klasse A	Schnelldrehstähle	0,65 ÷ 0,8	14 bis 18	0,3 bis 0,5	—	0,5	4 bis 5	1250	Luft	200 bis 275	Muß 13,5 bis 18 vH W haben, ohne daß Mo oder Cr zulegiert werden muß
Sonderklassen	Hochleistungs-Wolfram-Stähle	0,65 ÷ 0,8	18 bis 24	0,8 bis 2	—	0,5 bis 2	5	1275 bis 1350	Luft	575 bis 600	Als Sonderklassen gelten Stähle mit über 18 vH W; bei weniger als 18 vH W müssen Sonderlegierungszusätze entsprechend der W-Differenz an V, Mo oder Co vorhanden sein
	Hochleistungs-Wolfram-Kobalt-Stähle	0,65 ÷ 0,75	20	1,5 bis 2	2,5 bis 10	—	5	1275 bis 1325	Luft	575 bis 600	

[1]) Oertel u. Grützner: Die Schnelldrehstähle, Verlag Stahleisen, Düsseldorf 1931.

[2]) Hofmann: s. Fußnote 6, S. 483.

[3]) Rapatz, Technische Mitteilungen des Hauses der Technik, Essen, Nr 15, 1938 (Sonderdruck Nr 23/28). — Scherer u. Beutel, T. Z. für praktische Metallbearbeitung Jg. 48 (1938) Heft 11/12.

[4]) E. Houdremont u. H. Schrader: Stahl u. Eisen Bd. 57 (1937) S. 1317/1322 — Techn. Mitt. Krupp Bd. 5 (1937) S. 227/238. — R. Scherer: Stahl u. Eisen 1937 S. 1355/1359; Bd. 58 (1938) Heft 10 S. 265/276.

[5]) Drescher: Masch.-Bau Bd. 7 (1928) Heft 2 S. 49 — Werkst.-Techn. 1930 S. 222. — Hofmann: Werkzeugmasch. 1929 Heft 8 S. 177. — Pölzguter: Bericht Nr. 65 d. Schweiz. Verbandes für d. Materialienprüfung der Technik, Zürich 1932. — Becker: Hochschmelzende Hartstoffe und ihre techn. Verwendung. Verlag Chemie G. m. b. H., Berlin 1933 — Werkzeugmasch. 1933 Heft 12.

[6]) Fehse: Masch.-Bau Bd. 10 (1931) Heft 5 S. 161 — Werkzeugmasch. Bd. 35 (1931) Heft 16/18 S. 323/370. — Leder: Kruppsche Monatshefte, Bd. 12 (1931) Heft 3 S. 40. — Widia-Handbuch der Fried. Krupp AG., Essen. — AWF-Blatt 119, Beuth-Vertrieb, Berlin Ausgabe 1939.

Tafel 3. Zusammensetzung der Schnellstähle ab 1. Januar 1938 nach Leistungsgruppen.

Leistungsgruppe	W- und V-Gehalt bisher in vH		Zusammensetzung ab 1. 1. 38 in vH (Höchstgehalt)						
			Wolfram-Schnellstähle				Molybdän-Schnellstähle		
	W	V	W	Mo	V	Bemerkungen	W	Mo	V
A	etwa bis 18	bis 0,8	10	1,0	1,0	falls Mo geringer, kann W höher, aber höchstens bis 12 vH sein	—	—	—
B	etwa bis 18	bis 1,2	11	1,0	1,5		2,0 oder 3,0	8,0 oder 3,5	1,2 oder 3,0
C	etwa bis 18	bis 1,8	12	1,0	2,0	falls Mo geringer, kann W höher, aber höchstens bis 13 vH sein	—	—	—
D	etwa bis 18	über 1,8	12	1,0	2,7		6,0	4,5	2,7

Sondergruppe	W	V	Co	Mo	oder	W	V	Co	Mo
	13	1,7—5	2—5	bis 2		13	2,7—5	—	bis 2

d) Arbeitsdiamant[1]), dem Hartmetall an Härte und Dichtigkeit überlegen. Zulässige Schneidetemperatur 1600 bis 1800° C. Angewandt, wenn höchste Oberflächengüte und dauernde Einhaltung enger Toleranzen (bis 0,001 mm) erreicht werden soll (unterste v-Grenze 100 m/min, möglichst 200 bis 300 m/min). Es verhält sich: Schnellstahl zu Hartmetall zu Diamant in bezug auf Anschaffungskosten[2]) wie 1 : 5 : 150, in bezug auf zulässige Schnittgeschwindigkeit wie $\sim$ 1 : 6 : 10 (je nach Schnittbedingungen), in bezug auf zulässige Schneidentemperatur wie 1 : 1,35 : 3. Erreichte Standzeiten (Standzeit = Zeit bis zur Abstumpfung des Werkzeuges infolge Verschleiß oder Abschmelzen) bei Weißmetall 400 Stunden, bei Schreibmaschinenwalzen aus Hartgummi bis 6 Monate. Diamantverbrauch $\sim$ 5 bis 10 vH der Lohnkosten. Wegen Sprödigkeit nur bei spannungsfreier Lagerung für unterbrochene Werkstückoberflächen geeignet. Die Diamanten werden auf gußeisernen, mit Diamantstaub imprägnierten Scheiben geschliffen und in besonderen Werkzeughaltern befestigt.

e) Werkstoffe. Der zu zerspanende Werkstoff soll (bei bestimmtem Spanquerschnitt und Werkzeug) möglichst folgende Vorteile bieten:

1. Lange Lebensdauer des Werkzeuges, 2. hohe Standzeitschnittgeschwindigkeit, 3. kleine Späne, 4. gute Oberfläche (Aussehen) und Maßhaltigkeit, 5. geringen Kraftverbrauch zum Zerspanen.

Die Art des Verhaltens des Werkstoffes bei seiner spanabhebenden Bearbeitung nennt man Bearbeitbarkeit, die nach Bearbeitbarkeitskennziffern beurteilt wird. Allgemein werden als Bearbeitbarkeitskennziffern benutzt:

In erster Linie Schneidentemperaturwerte (in mV oder ° C) nach dem Grundsatz: Die Höhe der von einem Zerspanungswerkstoff unter bestimmten Bedingungen an der Werkzeugschneide vorhandenen Schnitt-Temperatur ist das Kennzeichen seiner Bearbeitbarkeit[3]). Feststellung der Schneidentemperatur durch das Zweistahlverfahren nach Gottwein und Reichel (s. Fig. 54, S. 504).

---

[1]) Dannmeyer u. Hartleb: Der Arbeitsdiamant. Hamburg: Selbstverl. v. Ernst Winter & Sohn 1928.

[2]) Fetzer: Werkzeugmasch. 1932 Heft 9 S. 159.

[3]) Reichel, Die Prüfung von Werkstoffen auf Bearbeitbarkeit. T. Z. für praktische Metallbearbeitung Jg. 48 (1938) Heft 7/10. — Blüthgen: Vergleichende Drehversuche an Chrom-Nickel- und Chrom-Molybdän-Baustählen. Stahl u. Eisen Bd. 58 (1938) Heft 24 S. 646/650.

Prüfvorgang: Von dem zu prüfenden Werkstoff wird mit Zweistahlsupport (Fig. 54) der gleiche Spanquerschnitt bei 3 bis 4 verschiedenen Schnittgeschwindigkeiten abgehoben und die entstandenen Schnitt-Temperaturen (MV-Werte) am Millivoltmeter abgelesen. Das Auftragen dieser Versuchswerte doppellogarithmisch ergibt die gesuchte Bearbeitbarkeitslinie (Fig. 11). Als Kennziffer wird aus praktischen Gründen die bei einer als zulässig erachteten Schneidentemperatur (Richt-MV-Wert) — auch ohne Standzeitversuche (s. S. 499, Fig. 43) schließlich aus der Warmhärtekurve (Fig. 61, S. 510) zu entnehmen — benutzbare Schnittgeschwindigkeit v angesehen.

Für eine Bearbeitbarkeitsprüfung wird an Werkstoffmenge nur 400 mm Drehlänge bei jedem vorhandenen Werkstückdurchmesser bis herab zu 5 mm benötigt. Die Prüfung eines Werkstoffes dauert nur einige Minuten.

Bei mehreren zu vergleichenden Werkstoffen ermöglichen die Bearbeitbarkeitslinien die Aufstellung einer Rangreihe, Fig. 11. Werkstoffe, die auf ähnlicher Legierungsbasis stehen und zu einer „Werkstoffgruppe" zusammengezogen werden können, ergeben parallele Bearbeitbarkeitslinien (z. B. die Automatenstähle, VCMo-Stähle, Stähle nach DIN 1611 und 1612 usw.).

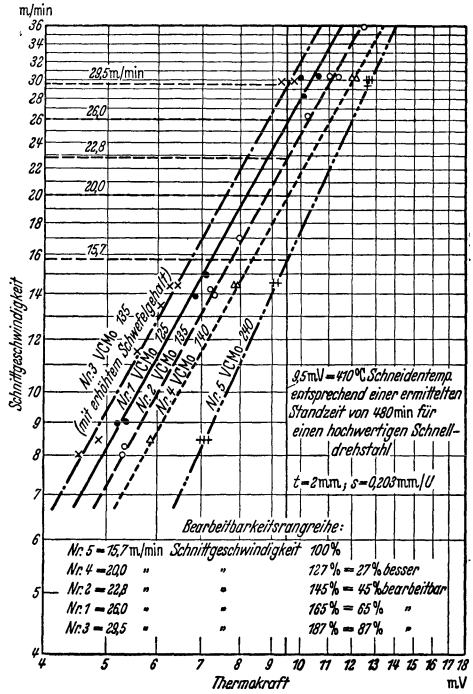


Fig. 11. Mit Zweistahlsupport durchgeführte Bearbeitbarkeitsprüfung von Cr-Mo-Baustählen (nach Blüthgen).

Hat man die Maschinenzeiten für einen Werkstoff bekannter Bearbeitbarkeit festgelegt und will wissen, welche Korrektur man in den Bearbeitungszeiten bzw. in den Vorschriften für die zulässige Schnittgeschwindigkeit bei einem neu angelieferten Werkstoff unbekannter Bearbeitbarkeit vornehmen soll, dann genügt die Aufstellung eines Bearbeitbarkeitsdiagrammes. Es verhalten sich nämlich gemäß der Refa-Formel $T = L/s \cdot n$ (s. S. 513) die Bearbeitungszeiten umgekehrt proportional den Bearbeitbarkeitskennziffern z. B.:

Aus einem Bearbeitbarkeitsdiagramm ergibt sich bei 9 mV:

für Werkstoff I ein zulässiges $v = 40$ m/min
und „ „ II „ „ $v = 20$ „ } = Bearbeitbarkeitskennziffern,

dann beträgt „ „ I die Bearbeitungszeit $T = 25$ min (bei $d = 318{,}3$ mm, $s = 0{,}1$ mm/U, $v = n$ der einfachen Rechnung wegen angenommen),

und „ „ II die Bearbeitungszeit $T = 50$ min,

d. h. die **Bearbeitbarkeit** von I/II verhält sich wie 2/1, und die **Bearbeitungszeiten** von I/II verhalten sich wie 1/2.

Die Bearbeitbarkeitsprüfung mit Zweistahl-Support ist somit auch ein wichtiges Refa-Hilfsmittel.

Insgesamt will das Zweistahlverfahren als Werkstoffprüfgerät die Auswirkung auf die Bearbeitbarkeit im voraus bestimmen, die Ergründung und Zergliederung der Ursachen bleibt den bisherigen Prüfungsmethoden (Festigkeits-, Gefügeprüfung, Analyse usw.) vorbehalten.

Bearbeitungskennziffern in zweiter Linie: Blankbremsungswerte v_{60} (S. 499), Kraftverbrauchwerte (ungenau wegen η_{Maschine}); Schnittdruck oder kW-Werte (ungenau, da der technologische Zusammenhang mit dem Werkzeug nicht berücksichtigt wird, wie Standzeit usw.).

Im besonderen für die Drehbarkeit: Schneidentemperatur $t°$ (s. oben), v_{60}-Werte bei $t = 4$ und $s = 2$ mm (S. 501), Oberflächengüte (Unebenheit in μ, S. 502), erreichte Stückzahl mit eingehaltener Passungstoleranz (besonders bei Automaten). Bei Leichtmetallen versucht

man die Verschleißmarkenbreite[1]) als Kennzeichen für die Bearbeitbarkeit heranzuziehen. Über Bearbeitbarkeit von Kunststoffen s. Osenberg[2]), von Temperguß s. Schallbroch-Wallichs[3]).

Bohrbarkeit: L_{100} S. 592 oder $v_{L\,3000}$ S. 592.

Fräsbarkeit: Standzeitwert erreicht, wenn 10 vH Mehrverbrauch an kW eingetreten ist.

Schleifbarkeit: Schleifscheibenverbrauch je Stunde oder Ausschleifzeit.

D. Schneidenform der Werkzeuge.

Schneidstahlnormen bezüglich Form und Schneidenwinkel sind für die mannigfachen Bearbeitungsarten in DIN[4]), von Refa[5]) und AWF[6]), ferner von Erzeugern und Verbrauchern auf Grund eigener Erfahrungen als Handels-[7]) bzw. Werknorm[8]) aufgestellt, und zwar hauptsächlich unter den Gesichtspunkten: kleinster Kraftverbrauch und höchstzulässige Schnittgeschwindigkeit bei vibrationsfreiem Arbeiten. Zum gegenseitigen Vergleich seien folgende Mittelwerte für Drehstahl-Schneidenwinkel angegeben:

a) Werkzeug aus Schnell- und Werkzeugstahl[9]).

Werkstoff	Weich- und Leichtmetalle	Zähe und weiche Bronzen, weichste Stahlsorten	Stahl und Stahlguß 34 bis 50 kg/mm²	Stahl und Stahlguß 50 bis 70 kg/mm², Gußeisen $H \leqq 200$ kg/mm², weiches Messing	Stahl und Stahlguß >70 kg/mm², Gußeisen $H > 200$ kg/mm², Rotguß, Messing, Bronze	Sehr harter Stahl, harter Guß, hartes Messing und Bronze
Freiwinkel α	10°	8°	8°	8°	8°	6°
Keilwinkel β	40° (abhängig von v)	55°	62°	68°	74°	84°

Über Einzelheiten zur Formgebung s. S. 489.

b) Werkzeug aus Hartmetall[10]).

Werkstoff	Stahl 45 bis 65 kg/mm²	Stahl 65 bis 145 kg/mm²	Stahlguß 50 bis 100 kg/mm²	Nichtrostende Stähle	Hartstahl 12 vH Mn	Hartguß 65 bis 90 Shore	Grauguß b. 200 Brinell	Grauguß 200 bis 400 Brinell	Silizium-Eisenguß b. 15 vH Si	Bronze, Messing u. ä.	Leichtmetalle
Freiwinkel α, $\pm 1°$	6°	5°	5°	5°	4°	4°	5°	4°	5°	6°	8°
Keilwinkel β	60 bis 65°	65 bis 74°	68 bis 78°	65 bis 74°	80 bis 84°	82 bis 86°	74 bis 80°	74 bis 80°	80 bis 88°	65 bis 75°	60 bis 55°

Zur Erleichterung des Schneidvorganges beim Schruppen wird eine positive Überhöhung (Fig. 12) von 3 bis 5°, sowie gekröpfte Meißelform empfohlen. Größe des Freiwinkels α ist abhängig von der Festigkeit des Werkstoffes, der Art des Schnittes (ob unterbrochen oder nicht),

---

[1]) Masch.-Bau Bd. 16 (1937) Heft 3/4 S. 81/86.
[2]) Osenberg: Masch.-Bau Bd. 17 (1938) Heft 5/6 S. 127/130.
[3]) TZ. Jg. 48 (1938) Heft 23/24 S. 849/850.
[4]) DIN-Taschenbuch 6, Werkzeuge (DIN 4931 bis 4943). Berlin: Beuth-Verlag.
[5]) Refa-Mappe: Spanabhebende Formung, Ergänzungsmappe. Berlin: Beuth-Verlag.
[6]) AWF-Betriebsblätter. Berlin: Beuth-Verlag.
[7]) Werkzeugkataloge der Erzeuger.
[8]) Z. B. s. Schneidstahlnorm der Fabriknorm G. m. b. H., Berlin W 9, 4. Aufl. 1930 (Über Dreh-, Hobel-, Stoß- und Formstähle).
[9]) ADB-Refa-Blätter, Gruppe XI, 13—15; DIN 801 bis 802.
[10]) Fehse: Masch.-Bau Bd. 10 (1931) Heft 5; Bd. 11 (1932) Heft 7 S. 144. — Leder: Kruppsche Mh. 1931 Heft 3 S. 39. — Hartmetallwerkzeuge, Behandlung und Verwendung. AWF-Schrift 258. 2. verb. Aufl. Berlin: Beuth-Verlag 1935. — Durchschnittswerte für Hartmetallschnittwinkel. AWF-Blatt 119. Ausgabe 1939. Berlin: Beuth-Verlag.

dem Werkstückdurchmesser und der Höheneinstellung des Werkzeuges, wobei nach Fig. 13 der Werkzeugschaft um etwa 2° mehr zurückspringend vorzuschleifen ist, um das Hartmetallplättchen schneller fertig zu schleifen. Bei Stahlguß mit Unterbrechungen oder sandiger, poröser Außenhaut ist β etwa 5° größer. Um die bei hohen Schnittgeschwindigkeiten auftretenden langen und gefährlichen Späne in kürzere Spanbrocken zu verwandeln, wird Anschliff

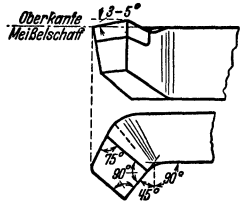


Fig. 12. Schruppstahl-Form für Hartmetall (Krupp-Essen).

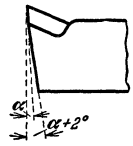


Fig. 13. Freiwinkelanschliff bei Hartmetall (Widia), Krupp-Essen.

Fig. 14. Hartmetall-Drehstahl mit Spanbrechernut (Magdeburger Werkzeugmaschinen-Fabrik).

einer Spanbrechernut nach Fig. 14 empfohlen. Beim Hobeln ist $\alpha = 4°$, $\beta = 75$ bis 80°, positive Überhöhung 12 bis 15°.

c) Werkzeug aus Diamant setzt ein Vordrehen mit Schnellstahl oder Hartmetall voraus und wird im letzten Arbeitsgang zum Hochglanzdrehen angewandt[1]). Schneide ist infolge ihrer großen Härte und Sprödigkeit in den drei Hauptebenen kräftig auszubilden[2]). Einstellen auf Werkzeugmitte; nur bei großen Außen- und Innendurchmessern Überhöhung von $^1/_{100}d$. Hierbei ist (Fig. 15 und 16):

Freiwinkel α_1 der Kante $a \cong 10°$; für Seitenstähle 3 bis 4°, damit Oberfläche besser geglättet wird.

Freiwinkel α_2 der Kante b bei hartem Werkstoff bis 5°, bei weichem 5 bis 8°.

Keilwinkel $\beta \sim 70$ bis 85° (Aluminium, Gummi), $\sim 95°$ (Messing, Eisen).

Spanwinkel $\gamma = 0°$ (Aluminium, Gummi), $= -15°$ (Messing, Eisen).

Spitzenwinkel $\varepsilon = 90$ bis 170°.

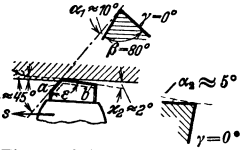


Fig. 15. Seitendiamant.

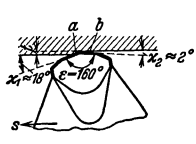


Fig. 16. Facettendiamant.
a schneidende Kante, *b* drückende Kante.

Einstellwinkel $\varkappa_1 = 30$ bis 60°, abhängig von Vorschub s, Schnittiefe t und Werkstoff. Je schärfer $\varkappa_1$ der schneidenden Kante (*a*), um so sauberer die Oberfläche, daher Seitendiamanten bevorzugt, Fig. 15, sonst Facetten, Fig. 16. Je mehr Facetten, um so größer wird ε und um so kleiner $\varkappa_1$, daher weniger gute Oberfläche. Je nach der Zähigkeit des Werkstoffes bis zu 8 Facetten.

Einstellwinkel $\varkappa_2 = 1$ bis 2°. Je kleiner $\varkappa_2$, um so mehr drückt Kante b der Fig. 15 und 16, und glättet und verdichtet die Oberfläche; $\varkappa_2$ nicht zu klein, sonst Rattermarken. Für sehr harte Werkstoffe 5°, für Bohrwerkzeuge 5 bis 8°.

Schnittiefe t und Vorschub s so gering wie möglich. Bei Metallen (q von 0,0004 bis 0,1 mm²), Gesteinen, Porzellan $t \leqq 0{,}15$ mm, $s = 0{,}02$ bis 0,1 mm/Uml.; bei Isolierstoffen t bis 1 mm zulässig.

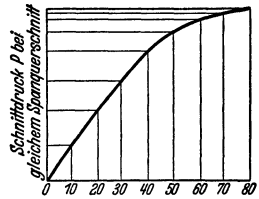


Fig. 17. Keilwinkel-Kraft-Diagramm (nach de Leeuw).

Schneidenwinkel: Spanwinkel γ bzw. Keilwinkel β bei konstantem Freiwinkel α beeinflußt Größe und Richtung des Schnittdruckes P. Je größer γ bzw. je kleiner β, um so mehr fällt P und dreht sich Resultierende R_2 (aus P und P_R, Fig. 1) nach der Bewegungsrichtung des Werkstückes (der Vertikalen) zu, s. Fig. 3. Schneidenbeanspruchung wird ungünstig. Wesentliche Kraftersparnis nach Fig. 17 erst von $\gamma = 20$ bis 30° an aufwärts, bzw. von $\beta = 50$ bis 60° an abwärts[3]). Da bei $\gamma > 30°$ im allgemeinen Winkel β zu klein wird (Bruchgefahr durch zu großes P, Fig. 18)

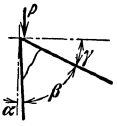


Fig. 18. Bruchgefahr bei zu großem Winkel γ.

[1]) Grodzinski: Masch.-Bau 1931 Heft 24 S. 740 — Werksleiter 1929 Heft 9 S. 235.
[2]) Meyer: Werkst.-Techn. 1932 Heft 14 — Werksleiter 1929 S. 559 — Z. VDI 1930 Heft 45 S. 1532 — Masch.-Bau 1934 Heft 3/4 S. 79.
[3]) De Leeuw: Trans. Amer. Soc. mech. Engr. Bd. 39 (1917) S. 194. — Hippler: Die wirtschaftl. Drehstahlschneide im ADB-Band III. Reindel: Spanabhebende Werkzeuge. Berlin: Springer 1925.

und Gefahr des Einhakens besteht (P_R kann = 0 werden), ist dem Größerwerden von γ eine Grenze gesetzt. Deshalb kleines γ nur bei spröderen Werkstoffen, die unmittelbar an der Schneide zerbrechen (bei sehr sprödem Werkstoff $\gamma = 0$ oder sogar negativ), größeres γ bei weicheren Werkstoffen (Fig. 19)[1]) Große β ergeben infolge des größeren Durchflußquerschnittes für abzuleitende Schneidenwärme eine längere Standzeit. Dieser Umstand ist bedeutend für die Frage, ob Spanfläche gerade, Fig. 20, oder mit Hohlkehle, Fig. 21, auszubilden ist. Für den geraden Stahl spricht Beibehaltung derselben β beim Nachschleifen, im Gegensatz zum ausgekehlten Stahl. Der ausgekehlte Stahl ist wegen des kleineren β an der Spitze mehr

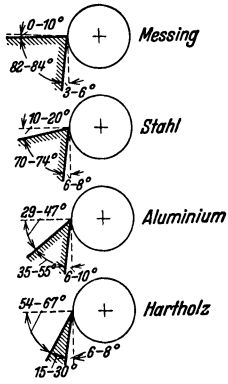


Fig. 19. Abhängigkeit des Spanwinkels vom Werkstoff (nach Oertel u. Grützner).

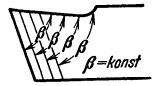


Fig. 20. Gleiche Keilwinkel am Stahl mit gerader Spanfläche.

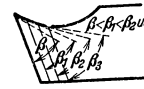


Fig. 21. Verschiedene Keilwinkel am Stahl mit Hohlkehle.

für kleinere P und leichtere Spanabnahme [(Leichtmetall-Bearbeitung[2]), Fig. 22] und wegen der weiter nach hinten zu größeren β für hohe Standzeit geeignet. Je härter der Baustoff, um so geringer die Wölbung, bei sehr hartem Werkstoff (Chromnickelstahl) verschwindet sie ganz wegen erhöhter Anforderung an Festigkeit und Wärmeabflußquerschnitt. Hohlkehle wird also mehr bei weicheren Werkstoffen angewendet, wo Gefahr des Ausreißens aus der Werkstückoberfläche besteht. Im allgemeinen soll der Hohlkehlstahl um etwa 10 bis 15 vH geringere Schnittdrücke und 10 bis 15 vH längere Standzeit ergeben als der Stahl mit gerader Brust[3]). Die Anwendung der Hohlkehle ist ein Kunstgriff wie die Stahlhöhenstellung (s. S. 493), den man nur anwenden soll, wenn die Bearbeitungsverhältnisse durch ihn günstiger als durch den Stahl mit gerader Spanfläche werden. Um Schneidkante bei Hohlkehle zu schonen, wird mitunter Anschliff einer Fase empfohlen, Fig. 9.

Infolge größerer Stauchung des Werkstoffes bei kleinerem γ nimmt Span gegenüber der eingestellten Schnitttiefe t auf Stärke t_1 zu (Fig. 3b, c). Die gestreckte Spanlocke ist immer kürzer als der Schneidenweg. Bei negativem γ tritt mehr

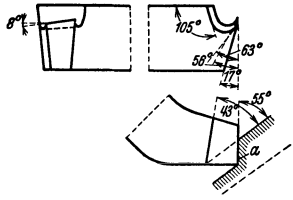


Fig. 22. Stahl mit Hohlkehle für Leichtmetallbearbeitung. v = 300 bis 800 m/min, s = 0,1 bis 1 mm/Umdr. Schmiermittel: Petroleum, Seifenwasser, Öl.

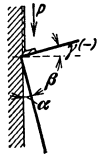


Fig. 23. Schaberwirkung bei negativem Winkel γ.

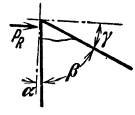


Fig. 24. Bruchgefahr bei zu kleinem Winkel α.

ein Quetschen ein (Wirkung des Schabers Fig. 23). Über den mit der Größe des Winkels γ bzw. δ als Ergänzung zu 90° im Zusammenhang stehenden

[1]) Oertel u. Grützner: Die Schnelldrehstähle, S. 129. Düsseldorf: Verl. Stahleisen 1932.
[2]) Hauszeitschrift VAW u. d. Erftwerk A.-G. für Aluminium 1930 Heft 11 S. 341.
[3]) Hofmann: Dr.-Diss. T. H. Stuttgart 1934.

Einfluß auf Spanbildung und Abscherwinkel μ s. S. 481. Der Freiwinkel α bestimmt die Länge des Weges, auf dem die Reibungsarbeit geleistet und demgemäß die Schneide erwärmt wird. Je kleiner α, um so größer P_R (Bruchgefahr durch zu großes P_R, Fig. 24); andererseits kann bei einem größeren α und einem bestimmten γ der Keilwinkel β zu klein werden. Daher α im allgemeinen nur 4 bis 8°. Über Einfluß von α auf Schnittdruck s. S. 497.

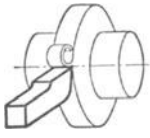


Fig. 25. Gerade Schneide parallel zur Werkstückachse.

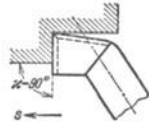


Fig. 26. Gerade Schneide senkrecht zur Werkstückachse.

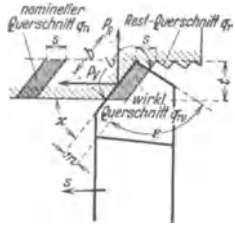


Fig. 27. Gerade Schneide schräg zur Werkstückachse.

Spanablauf und Schnittwiderstand sind nicht nur von den Schneidenwinkeln selbst, sondern auch von der Form der Schneidkante und dem Spanquerschnitt abhängig.

Gerade Schneide parallel zur Werkstückachse, Fig. 25, ergibt eine in sich zusammenlaufende Spanspirale und behindert den Spanablauf; daher nur bei Abstech- und Seitenstählen verwandt. Da für die Abstumpfung die Schnittdruckrichtung P_V und P_R am meisten ausschlaggebend, ist auch die gerade Schneide senkrecht zur Spanfläche, Fig. 26, beim Langdrehen zu verwerfen.

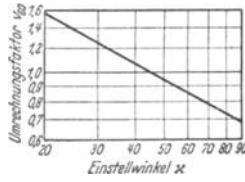


Fig. 28. Schnittgeschwindigkeits-Umrechnungsfaktoren für verschiedene Einstellwinkel $\varkappa$° bezogen auf $\varkappa$ = 45° mit 1 bei Schnelldrehstahl (nach Reichel).

Gerade Schneide schräg zur Werkstückachse um den Einstellwinkel $\varkappa$ (Fig. 27, trapezförmiger Span) hat als Vorteile:

1. Verhältnismäßig große Spanbreite b bei geringem Vorschub und verhältnismäßig kleine Spanstärke m bei großem Vorschub, da ein breiter, weniger starker Span sich leichter aufbiegt und die Wärme infolge der größeren Berührungsfläche zwischen Span und Werkzeug besser ableitet (Verlängerung der Standzeit durch größeres Verhältnis t/s s. S. 498; bei $\varkappa$ = 45° ist Wärmeableitung 1,5 mal so groß wie bei senkrechter Schneide s. Fig. 28)[1]).

2. Leichteren Spanabfluß. Nach Fig. 3c und 29a kann der Span, der infolge der Aufstauchung das Bestreben hat, breiter zu werden als an der Schnittstelle, im Gegensatz zu Fig. 29b (Reibung an der Arbeitsfläche) ungehindert abfließen; die Schneide arbeitet schwingungsfreier.

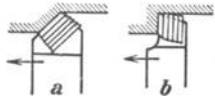


Fig. 29. Einfluß der Lage der Schneide auf den Spanabfluß. *a* freie Spanbildung, *b* beengte Spanbildung.

Größe des Einstellwinkels $\varkappa$ nicht zu klein nehmen (35 bis 45°), da P_R wächst, wenn $\varkappa$ abnimmt, s. Fig. 30[2]). Großes P_R würde lange und dünne Werkstücke in der Mitte durchbiegen und hier einen größeren Durchmesser ergeben (beim Arbeiten ohne Lünette) oder aus den Spitzen werfen. Andererseits wächst P_V mit größer werdendem $\varkappa$ und erreicht bei 90° ein Maximum. Somit schwankt das Verhältnis von P_R/P und P_V/P je nach Schneidenform. Allgemein ist: $P_R = P/3$ bis $P/6$ und $P_V = P/4$ bis $P/8$, s. hierzu Fig. 40.

[1]) Simon: Die Schneidstähle, S. 17. Berlin: Springer. — Friedrich: Masch.-Bau 1926, Sonderheft Zerspanung S. 4. — Hippler: Die wirtschaftl. Drehstahlschneide, a. a. O.

[2]) Schlesinger: Z. VDI Bd. 76 Heft 53 S. 1284.

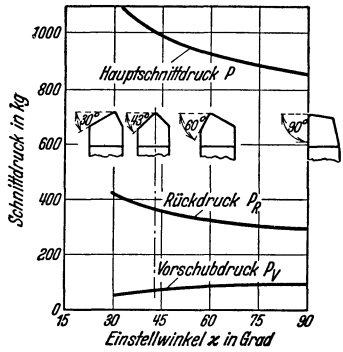


Fig. 30. Einfluß des Einstellwinkels auf die Schnittkräfte.
Bearbeiteter Werkstoff: S.M.-Stahl von 85 kg/mm² Festigkeit; Schnittgeschwindigkeit $v = 16$ m/min; Spanquerschnitt $t \cdot s = 4 \cdot 1$ mm²; Winkel am Stahl $\alpha = 5$ bis 6°, $\beta = 64$ bis 65°, $\gamma = 20°$.

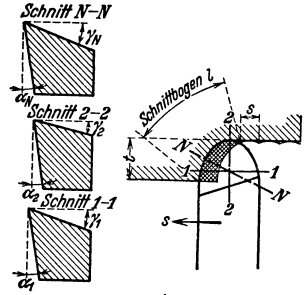


Fig. 31. Stahl mit windschiefer, gebogener Schneide.

Öfters wird auch die Bogenschneide (Fig. 31) ausgeführt (kommaartiger Span). Vor- und Nachteile zwischen gerader und gebogener Schneide:

	Vorteile	Nachteile
Gerade Schneide	Leichter Schnitt und leichte Spanlockenbildung; leichter auf Maschinen mit mechanischer Führung zu schleifen	Rauhe Arbeitsfläche, da stehengebliebener Grat, Fig. 27, verhältnismäßig groß; Spitze leicht stumpf; unruhiges Arbeiten bei schweren Schnitten, so daß Arbeitsfläche unsauber
Gebogene Schneide	Ruhigeres Arbeiten, da Spanstärke an jeder Stelle verschieden und eine Resonanz von Hauptschnittdruck- und Vorschubdruckschwingungen unterbindet; je flacher die Krümmung, um so sauberer die Flächen. Da vorderster Teil der Schneide den dünnsten Spanquerschnitt abnimmt, wird die Schneide geschont und die Abmessungen der Arbeitsfläche bleiben länger gleich. Bei Flachbogenschneide ist infolge ihres längeren Schnittbogens eine bessere Wärmeableitung und eine Erhöhung der Standzeit möglich	Schwieriger herzustellen und instand zu halten, besonders beim Schleifen. Größerer Kraftverbrauch praktisch ohne Bedeutung

Die Spanquerschnittgröße bestimmt sich bei parallel zur Arbeitsfläche liegender, gerader Schneidkante nach Fig. 25 zu:

$$q = s \cdot t = b \cdot m;$$

t = Schnittiefe, s = Vorschub,

b = Spanbreite, m = Spanstärke.

Bei schräg zur Arbeitsfläche angestellter Hauptschneide (Fig. 27) wird Spanbreite b um so stärker, Spanstärke m um so kleiner, je kleiner $\varkappa$ gewählt wird. Es ist jetzt

$$q \cong b \cdot m,$$

wobei $b = t/\sin\varkappa$, $m = s \cdot \sin\varkappa$.

Nur bei wissenschaftlichen Untersuchungen ist zu beachten, daß der Drehstahl bei größeren Vorschüben ($s > 1$) nach Fig. 27 auf der Schnittfläche ein größeres Gewinde — einen Restquerschnitt — hinterläßt, so daß nicht der errechnete „nominelle" Span-

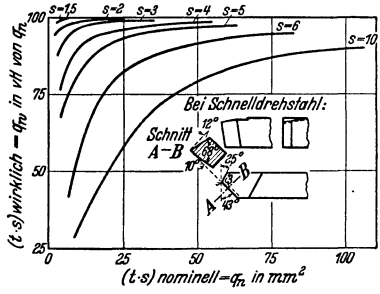


Fig. 32. Ermittlung des wirklichen Spanquerschnittes q_w.

querschnitt q_n, sondern ein kleinerer „wirklicher" Querschnitt q_w erreicht wird. Wie Fig. 32 zeigt, ist für Untersuchungen in der Praxis bei kleinerem q erst von $s > 2$ der prozentuale Unterschied zu berücksichtigen[1]).

Die Spanflächen der Werkzeuge mit gerader (Fig. 27) wie mit gebogener Schneidkante (Fig. 31) erhalten (ähnlich dem Taylor-Stahl) zweckmäßig noch eine windschiefe Lage zur Auflagefläche bzw. zur Ebene III der Fig. 1. Für die gerade Schneide gilt hierzu der Neigungswinkel λ (Fig. 2), für die Bogenschneide der Spanwinkel γ_N des größten Spanquerschnittes, der in der zugehörigen Ebene $N-N$ (senkrecht zur Tangente an die Schneide) zu messen ist (Fig. 31). Winkelbezeichnungen für die schiefe Bogenschneide sind gleich den für die schiefgestellte, gerade Schneide der Fig. 2.

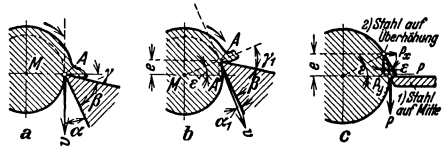


Fig. 33. Einfluß der Stahlhöhenstellung.

Die Stahlhöhenstellung[2]) zum Arbeitsstück ist im allgemeinen von größerem Einfluß als die Form der Schneide. Beim Abstechen oder tief Einstechen wird allgemein der Stahl auf Werkstück-Mitte (Achsenhöhe, Fig. 33a) gestellt. In den weitaus meisten Fällen (beim Außendrehen wie Ausbohren) stellt man den Stahl auf $^1/_{100}$ bis $^1/_{50}\,d$ über Mitte[3]) (Überhöhung e Fig. 33). Die Tangente an die Arbeitsfläche ergibt einen kleineren Freiwinkel α_1 und einen größeren Spanwinkel γ_1, so daß ein leichterer Spanabfluß bewirkt wird.

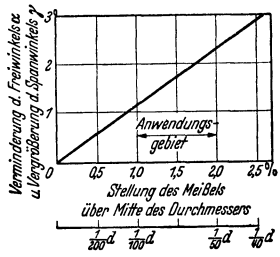


Fig. 34. Einfluß der Stahlhöhenstellung auf $\sphericalangle\,\alpha$ und γ.

Der Vorteil geringer Überhöhung oder Tieferstellung kann ebensogut durch anderes Anschleifen der Stahlwinkel bei Einstellung auf Mitte erlangt werden. Die Stahlhöhenstellung ist nur ein Kunstgriff, um die Schneidwinkel ohne Veränderung den jeweiligen Verhältnissen besser anzupassen, s. Fig. 34. Einfluß um so geringer, je größer der Einstellwinkel $\varkappa$, und $= 0$ bei Einstellwinkel $\varkappa = 90°$.

E. Schnittdruck.

Die gesamte Schnittkraft setzt sich zusammen aus der Einreißkraft in Ebene $a\,b$ der Fig. 3, den inneren Reibungskräften in Abscherebene $c\,d$ (Fig. 3), in der gegenseitiges Gleiten zwischen dem abgetrennten und dem abzutrennenden Spanelement stattfindet, und den äußeren Reibungskräften zwischen Stahlbrust und Span und zwischen Stahlrücken und Werkstück (abhängig von Werkzeugstarrheit und Winkel α, s. Fig. 24). Die hieraus resultierenden Schnittkraftkomponenten P_N (senkrecht) und P_T (tangential zur Spanfläche) werden gemäß Fig. 3 in die Komponenten P (Hauptschnittdruck) und P_R (Rückdruck) zerlegt, da diese Art der Kräftezerlegung für die Werkzeugmaschinen- und Werkzeugkonstruktion hinsichtlich deren betrieblichen Beanspruchung am zweckmäßigsten ist. (Kräfte fallen in die Bewegungsrichtungen des Werkzeuges.) Bei Vorschubbewegung ist noch die Kraft P_V zu berücksichtigen (s. Achsenkreuz der Schnittkräfte Fig. 1). Über Schnittdruckmesser s. Fußnote 4. Beim Eichen von Schnittdruckmessern ist der Angriffspunkt des Schnittdruckes (Hebelarm des Druckmittelpunktes) zu berücksichtigen[5]).

Für die Betrachtung des spezifischen Schnittdruckes wie für die Schnittleistung kommt nach Fig. 3 nur die Hauptkomponente $P = P_N \sin(\alpha + \beta)$

---

[1]) Klopstock: Berichte d. Versuchsfeldes f. Werkzeugmaschinen a. d. T. H. Berlin, Heft 8. Berlin: Springer 1926.

[2]) Fritzen: Masch.-Bau 1925 Heft 17 S. 840.

[3]) Nach ADB-Refa-Blatt I—11 der Refa-Mappe: Spanabhebende Formung. Berlin: Beuth-Verlag.

[4]) A. Wallichs u. H. Opitz: T. Z. für praktische Metallbearbeitung 1934 S. 171. — A. Wallichs u. H. Schöpke: Z. wirtsch Fertigung 1931 S. 65. — Opitz: Z. VDI Bd. 81 (1937) Heft 3 S. 57 bis 63.

[5]) B. Windmüller: Meßtechnik Jg. 7 (1931) Heft 6 S. 150.

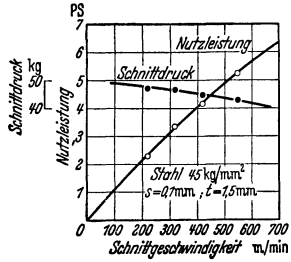


Fig. 35. Abhängigkeit des Schnittdruckes von der Schnittgeschwindigkeit (nach Reichel). Der Schnittdruck ist praktisch unabhängig von der Schnittgeschwindigkeit; die Nutzleistung steigt proportional zur Schnittgeschwindigkeit.

$+ P_T \cos(\alpha + \beta)$ in Betracht. (Über das Verhältnis von $P : P_Y : P_R$ s. S. 492 u. 497.) Zur Errechnung von Schnittdruck P ist allgemein:

$$P = q \cdot k_s \quad \text{(kg)}, \qquad (1)$$

wobei q = Spanquerschnitt (mm^2), k_s = spez. Schnittdruck je 1 mm^2 Spanquerschnitt = P/q (kg/mm^2).

Für überschlägige Leistungsermittlung (s. S. 505) kann man

$$P = (3 \text{ bis } 5)\, \sigma_B \quad \text{(kg)}$$

des zu bearbeitenden Werkstoffes setzen.

Unabhängig ist P von:

1. der Schnittgeschwindigkeit v (bei freiem Spanablauf und bis $v = \sim 100$ m/min), somit eine getrennte Behandlung von P und v möglich, s. Fig. 35.

Nur eine äußerst geringe, praktisch zu vernachlässigende Abnahme von P bei höherem v tritt nach Untersuchungen beim Drehen[1]), Fräsen[2]), Bohren[3]) und Schleifen[4]) auf.

Tafel 4. Stoffzahlen K und M (s. S. 496 und 498) für Bearbeitung mit Schnellstahl (nach Hippler).

Werkstoff	Zugfestigkeit in kg/mm²	K		M	
		weich	hart	weich	hart
Gußeisen	8 bis 10	120	200	70	35
„	10 bis 20	200	270	35	20
Stahl	33 bis 40	110 bis 180	—	110	—
„	40 bis 50	200	220	100	70
„	50 bis 60	—	240	—	50
„	60 bis 70	—	260	—	30
„	70 bis 80	—	280	—	20
„	über 80	—	300	—	15
Rotguß	20	—	120	—	200
Bronze	30	—	166	—	145
„	32	—	125	—	120
Messing	15 bis 30	100	160	200	150
Zink	12 bis 15	90	150	220	160
Aluminium	10 bis 15	70	90	280	250
Zinn	3,5	60	—	300	—

2. der Werkzeugart.

3. der Höhenstellung des Werkzeuges (Fig. 33c).

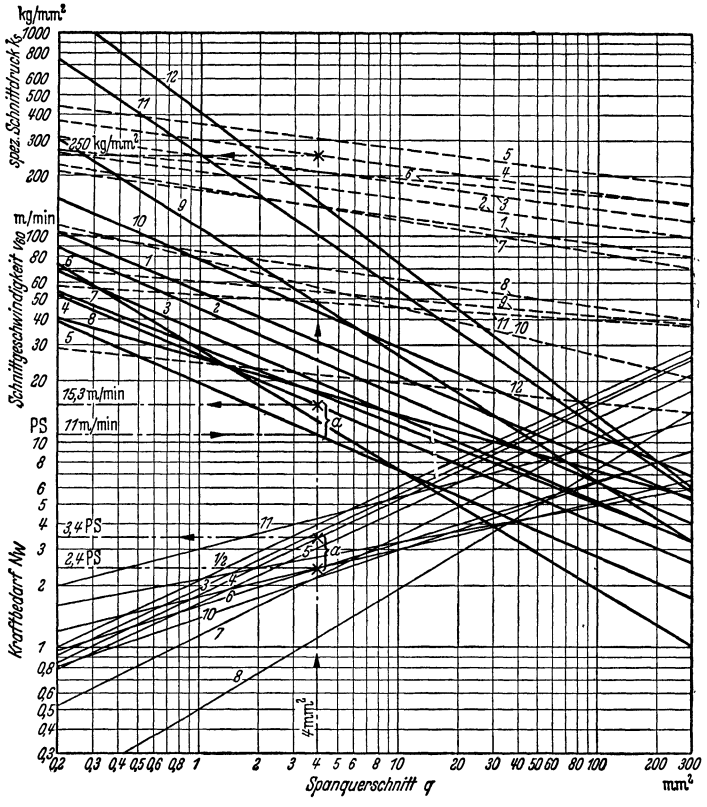
Da P tangential zum Werkstück wirkt, ist senkrechte Teilkomponente $P_y = P \cos \varepsilon$. Somit bei einer Überhöhung von $\varepsilon = 1$ vH ist $P_y = 0{,}999 \cdot P$[5]), mit $\varepsilon = 4$ vH ist $P_y = 0{,}997 \cdot P$, also zu vernachlässigen. Horizontale Komponente P_x von P geht in Schaftrichtung über.

Abhängig ist P von:

1. dem Werkstoff (Festigkeit, Legierung); 2. dem Spanquerschnitt (Größe und Form); 3. der Werkzeugschneide (Form, Neigung der Schneidkante nach Fig. 30).

---

[1]) Gottwein: Masch.-Bau 1926, Sonderheft Zerspanung, S. 26. — Reichel: Masch.-Bau Bd. 15 (1936) S. 495/499.
[2]) Beckh: Masch.-Bau 1926 Heft 11/12 S. 497/557.
[3]) Werkst.-Techn. 1927 Heft 21 S. 616.
[4]) Werkst.-Techn. 1927 Heft 20 S. 592; 1928 Heft 10 S. 293.
[5]) Werkzeugmasch. 1931 H. 16 S. 328.



Werkzeug: Schnelldrehstahl mit 16 bis 18 vH. Wolfram.

Nr.	Werkstoff	σ_B kg/mm²	γ °	α °	$\varkappa$ °	C_v [1]	ε_v [1]
1	Stahl 1 (St 34·11, 37·11, 38·13)	30 bis 40	25	8	45	55	2,44
2	„ 2 (St 42·11)	40 bis 50	25	8	45	44	2,44
3	„ 3 (St 50·11)	50 bis 60	17	8	45	35	2,44
4	„ 4 (St 60·11)	60 bis 70	17	8	45	27,7	2,44
5	„ 5 (St 70·11)	70 bis 85	7	8	45	17,8	2,44
		Brinellhärte					
6	Cr-Ni-Stahl	210 bis 220	14	8	45	28	1,77
7	Stahlguß	135 bis 150	17	8	45	28,7	2,75
8	Grauguß	140 bis 160	7	8	45	26,5	3,6
9	Messing	80 bis 120	15	10	60	112	1,62
10	Rotguß	60 bis 70	0	10	60	77	2,28
11	Aluminium, gegossen	65 bis 70	30	10	45	250	1,5
12	Elektron	50 bis 60	35	10	60	400	1,37

Fig. 36. Schnittgeschwindigkeiten v_{60}, spez. Schnittdrücke k_s und Kraftbedarf N_w beim Drehen nach AWF-Richtwerten zusammengestellt (Beispiel s. S. 505).

[1]) s. S. 498.

Der k_s Wert in Formel 1 muß diese drei abhängigen Faktoren berücksichtigen. Hippler[1]) stellt die vielfach angewendete, einfache Gleichung auf:

$$k_s = K/\sqrt[4]{q}\ (\mathrm{kg/mm^2}), \qquad (2) \qquad P = K \cdot q^{3/4}\ (\mathrm{kg}), \qquad (3)$$

K = Stoffzahl (abhängig von Festigkeit und Härte des Werkstoffes) s. Tafel 5. Über Bestimmung von K s. S. 507.

Die Hipplersche Gleichung kann, allgemein angewandt, zu größeren Fehlern führen, da die K-Werte nur für einen bestimmten Keilwinkel[2]) ($\beta = 62°$, $\gamma = 20°$) aufgestellt sind, und der Wurzelexponent stets $= 4$ gesetzt ist (also der spez. Schnittwiderstand bei sämtlichen Werkstoffen parallel verläuft entgegen den neuesten Erkenntnissen). Begründet ist das Steigen von k_s mit kleinerem q dadurch, daß bei kleinen Spänen der Werkstoff in feinere Elemente (Lamellen) gespalten wird als bei größeren Spänen, und für erstere die Kraft spezifisch größer sein muß.

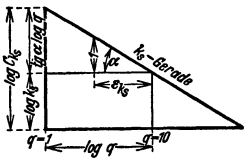


Fig. 37. Schema für die Auftragung der k_s-Werte in Fig. 36.

$$\log k_s = \log C_{k_s} - \frac{1}{\varepsilon_{k_s}} \log q\,.$$

Kronenberg[3]) hat auf Grund verschiedener Forschungsergebnisse, u. a. auch des AWF, die Gleichung aufgestellt:

$$P = C_{k_s} \cdot q^{(1-1/\varepsilon_{k_s})}\ (\mathrm{kg}), \qquad (4) \qquad k_s = C_{k_s}/\sqrt[\varepsilon_{k_s}]{q}\ (\mathrm{kg/mm^2}). \qquad (5)$$

Der Wurzelexponent ε_{k_s} gibt den Änderungsverlauf (Richtung) von k_s mit dem Spanquerschnitt an; die Werkstoffzahl C_{k_s} entspricht dem spez. Schnittdruck

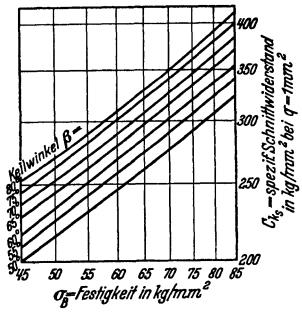


Fig. 38. Abhängigkeit des spezifischen Schnittdruckes C_{k_s} (für $q = 1$) von der Zerreißfestigkeit und dem Keilwinkel bei Stahl.

Tafel 5 (zu Fig. 38 und 39).

Spanquerschnitt mm²	$q^{(1-1/\varepsilon_{k_s})}$	
	Gußeisen	Stahl
2	1,8	1,75
3	2,6	2,4
4	3,3	3,1
5	4,0	3,6
10	7,3	6,4
15	10,4	8,8
20	13,3	11,2
25	16,2	13,3
30	18,8	15,2
40	24,5	19,3

Für andere q als 1 mm² sind die C_{k_s}-Werte der Fig. 37 bzw. Fig. 38 mit vorstehenden Tabellenwerten zu multiplizieren.

für $q = 1$ mm² (Größenordnung). Für die vom AWF[4]) herausgegebenen Richtwerte ergeben sich hiernach die in Fig. 36 eingetragenen k_s-Werte. Zur Eintragung der k_s-Geraden in ein logarithmisches Diagramm ist diese der Einfachheit halber vom Punkte $\log C_{k_s}$ für $q = 1$ unter Neigung $-(1 : \varepsilon_{k_s})$ aufzutragen (Fig. 37). k_s gilt streng genommen hier nur für die vom AWF angegebenen Schneidwinkel (s. Fig. 36). Wie jedoch aus Fig. 40 ersichtlich, ist noch die

[1]) Hippler: Die Dreherei u. ihre Werkzeuge. Springer, Berlin. S. 94.
[2]) Hippler: a. a. O. S. 177.
[3]) Kronenberg: Grundzüge der Zerspanungslehre, S. 94ff. Berlin: Springer 1927.
[4]) AWF-Blatt 100/110 u. Refa-Lehrmittel. Berlin: Beuth-Verlag.

Größe des Keilwinkels β (bzw. des Spanwinkels γ) auf den Schnittdruck von Einfluß. Daher ist für Stahl $C_{ks} = 2{,}5 + 3\sqrt{H \cdot \beta}$, (6)

H = Brinellhärte, β = Keilwinkel bei $\alpha \cong 8°$,

in obige Gleichung (4) für den absoluten Schnittdruck P einzusetzen. Um die Benutzung der Exponentialgleichung einfacher zu gestalten, sind die C_{ks}-Werte als $f(\sigma_B, \beta)$ aus Fig. 38 und 39, und die $q^{1-1/\varepsilon_{ks}}$-Werte aus der Tafel 5 zu entnehmen[1]).

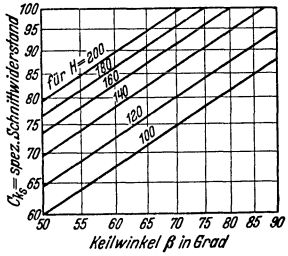


Fig. 39. Abhängigkeit des spez. Schnittdruckes C_{ks} (für $q=1$) von der Brinellhärte und dem Keilwinkel bei Gußeisen.

Beispiel: Gesucht ist P für Stahl von σ_B = 55 kg/mm² bei Keilwinkel $\beta = 65°$ und q = 10 mm². Gefunden in Fig. 38 für σ_B=55 und β=65°: C_{ks} = 263 kg. Gefunden in Tafel 5 für q = 10: Faktor = 6,4, also $P = 263 \cdot 6{,}4 = 1680$ kg. Wie aus einer Nachrechnung hervorgeht, wächst P wesentlich geringer an als q. Z. B. für q = 40 mm² ist $P = 263 \cdot 19{,}3 = 5090$ kg, also rd. dreimal so groß wie oben bei q = 10 mm², obgleich q hier viermal so groß ist wie oben.

Formel (3) stimmt mit (4) ungefähr überein, wenn die C_{ks}- bzw. die K-Werte auf denselben Keilwinkel des Werkzeuges und dieselbe Festigkeit σ_B des Werkstoffes bezogen werden[1]).

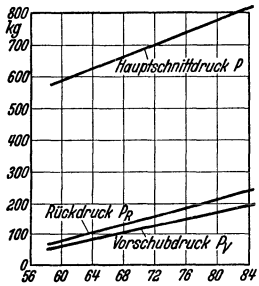


Fig. 40. Schnittdrücke P, P_V, P_R als Funktionen der Keilwinkel β bei konstantem Freiwinkel $\alpha = 6°$ (Werkstoff σ_B = 70 bis 80 kg/mm², s = 1,022 mm/Umdr., t = 4 mm, q = 4,088 mm²) (nach Gottwein u. Reichel).

Formel (6) hat den Fehler, für äußerst genaue Schnittdruckerrechnung nicht das Verhältnis $\frac{\text{Schnittiefe } t}{\text{Vorschub } s}$ (s. Fig. 41) und den Einfluß des Einstellwinkels $\varkappa$ nach Fig. 30 zu berücksichtigen. In Fig. 41 ergeben sich nach Gottwein[2]) bei q = 4 mm² und t/s von 0 bis 45 Schnittdruckschwankungen von ±14 vH, bezogen auf mittleren Schnittdruck P = 787 kg. Es ist wichtiger, t/s hinsichtlich einer längeren Standzeit (s. S. 498) als hinsichtlich des Kraftverbrauches zu berücksichtigen, zumal auch für Berechnungsunterlagen von Werkzeugmaschinenteilen nur größere Schnittdruckunterschiede in Betracht kommen.

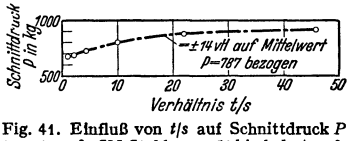


Fig. 41. Einfluß von t/s auf Schnittdruck P (q = 4 mm², SM-Stahl σ_B = 50 bis 60 kg/mm², v = 8,5 m/min).

Fig. 40 zeigt das Verhältnis von $P : P_V : P_R$ mit zunehmendem Keilwinkel β bzw. abnehmendem Spanwinkel γ bei konstantem Freiwinkel α. Änderung von α zwischen 2° bis 12° bei konstantem $\gamma = 0°$ ergibt, auf gleiche Spanquerschnitte bezogen, nur Schnittdruckunterschiede von ∾4 vH.

F. Schnittgeschwindigkeit.

Unter Schnittgeschwindigkeit v versteht man den in der Zeiteinheit am Werkzeug bei sich bewegendem Werkstück oder den am Werkstück bei sich bewegendem Werkzeug zurückgelegten Weg. Für Drehen ist nach Fig. 1:

$$v = \pi d n / 1000 \text{ (m/min)}, \quad (7)$$

d = Werkstückdurchmesser mm, n = Umdr. des Werkstückes/min, gemäß einem AWF-Vorschlag auf den ursprünglichen Werkstückdurchmesser d bezogen.

[1]) Siehe Fußnote 3, S. 496. [2]) Masch.-Bau Bd. 5 (1926) S. 505.

a) Formelmäßige Schnittgeschwindigkeitsermittlung.

Die gegenseitigen Beziehungen der Faktoren in Formel (7) werden graphisch durch das Sägediagramm dargestellt (s. S. 513).

Die bisher in Taschenbüchern in Tabellenform allgemein angegebenen Richtwerte für Schnittgeschwindigkeiten liegen so weit auseinander, daß ihre Wiedergabe den neuen Forschungsergebnissen zuwiderlaufen würde, zumal man nach Taylor 12 Variable bei der Aufstellung von Schnittgeschwindigkeiten berücksichtigen muß. Maßgebend für die Höhe der Schnittgeschwindigkeit ist heute die Standzeit der Werkzeugschneide, bzw. die zulässige Schneidentemperatur. Hierbei spielt die von der Schnittgeschwindigkeit herrührende Schneidentemperatur eine größere Rolle als die vom Schnittdruck oder Spanquerschnitt[1]).

Taylor[2]) hat die bis heute grundsätzlich zuverlässigste, jedoch nicht genügend einfache und nur für die Taylor-Schneide geltende Formel für v aufgestellt.

Hippler[3]) entwickelte aus Gleichungen von Friedrich[4]) die Beziehung:

$$v = M/\sqrt[4]{q}\ (\text{mm/sek}), \tag{8}$$

worin M = Stoffzahl, die der Schnittgeschwindigkeit für $q = 1\ \text{mm}^2$ entspricht (s. Tafel 4). Diese rechenmäßig einfachste Formel gilt nur für ähnliche Spanquerschnitte, da Verhältnis t/s nicht berücksichtigt; Werte für v daher ungenau. Über Bestimmung von M s. S. 507.

Der AWF[5]) stellte, unabhängig von Formeln, für eine Standzeit des Werkzeuges von 60 min praktisch ermittelte Schnittgeschwindigkeits-Richtwerte nach Fig. 36 auf, die den Zusammenhang zwischen q und v für die gebräuchlichsten Werkstoffe erkennen lassen. Sie gelten für Schnelldrehstähle mit 16 bis 18 vH Wolframgehalt und den in Fig. 36 angegebenen Schneidwinkeln sowie für stabile Werkstücke.

Kronenberg[6]) entwickelt, hauptsächlich aufbauend auf den AWF-Richtwerten, eine ähnliche Gleichungsform wie Hippler:

$$v = C_v/\sqrt[\varepsilon_v]{q}\ \ (\text{m/min}), \tag{9}$$

wobei C_v = Schnittgeschwindigkeit für $q = 1\ \text{mm}^3$ (= 0,45 M nach Hippler); ε_v = Richtungsgröße der Geraden im logarithmischen Schaubild $q - v$. An Stelle des konstanten Wurzelexponenten $^1/_4$ bei Hippler tritt der mit dem Werkstoff veränderliche Richtungsfaktor ε_v, der bei Stahl und Gußeisen verschieden, dagegen innerhalb der verschiedenen Festigkeiten desselben Werkstoffes gleich ist. Werte für Formel (9) werden sinngemäß wie beim Schnittdruck nach Fig. 37 aufgetragen. Werte für Formel (9), aus den v-Geraden der Fig. 36 abgeleitet, gehen aus dem Anhang zu Fig. 36 hervor. Die C_v-Werte sind für Kohlenstoffstahl $^1/_3$mal, für Hartmetall 2 bis 3mal so groß.

Da die an den Technischen Hochschulen Aachen[7]), Berlin[8]) und Breslau[9]) angestellten Versuche über die Notwendigkeit der Aufteilung des Spanquerschnittes nach t und s hinsichtlich Angabe von Standzeitschnittgeschwindigkeiten die Anschauungen von Taylor bestätigten, können die Werte der Formel (9) wie die des AWF nach Fig. 36 nur als Richtwerte dienen und bedürfen besonders bei kleinerem s (s. S. 499) einer Korrektur.

Bei größerem Verhältnis t/s entsteht nfolge der größeren Anlagefläche des Werkzeuges am Werkstück eine bessere Wärmeableitung und somit geringere Temperaturentwicklung an der Schneide, was einer Erhöhung von v, bzw. bei konstantem v einer Erhöhung der Standzeit gleichkommt. Nach Gottwein[9]) ergibt sich z. B. bei SM-Stahl (ohne Schmierung) für q und v = konst. nach Fig. 42 bei $t/s = 1{,}91$ eine Schneidentemperatur $t = 423°$ C, bei $t/s = 23$ eine Schneidentemperatur $t = 305°$ C.

---

[1]) Hippler: Wirtschaftliches Zerspanen, a. a. O. S. 11. — Reichel: Masch.-Bau 1934 Heft 5/6 S. 116.

[2]) Taylor-Wallichs: Dreharbeit und Werkzeugstähle. 3. Aufl., S. 3. Berlin: Springer 1917.

[3]) Hippler: Die Dreherei und ihre Werkzeuge, a. a. O. S. 96.

[4]) Friedrich: Masch.-Bau 1930 Heft 2 S. 48 u. 49.

[5]) Richtwerte für spanabhebende Bearbeitung, Drehen. AWF-Blätter 101/110. Berlin: Beuth-Verlag.

[6]) S. Fußnote 3, S. 496.

[7]) Stahl und Eisen als Werkstoff, Bd. 4 S. 37/39. Düsseldorf 1928 — Masch.-Bau 1927 Heft 20 S. 997.

[8]) Berichte des VFW a. d. T. H. Berlin, Heft I bis VIII.

[9]) Masch.-Bau 1926 S. 505.

Für die Aufteilung des Spanquerschnittes spricht weiter die Tatsache, daß die Standzeit mit der 5. bis 6. Potenz steigt, wenn die Schnittgeschwindigkeit C_v nur wenig geändert wird. Soll z. B. das Werkzeug 8 Stunden anstatt 1 Stunde stehen, so muß nach Kronenberg[1]) der C_v-Wert im Verhältnis der 6. Wurzel geändert werden:

$$C'_{v_{480}} = C_v \sqrt[6]{60/480} = 1/1{,}41 \cdot C_v , \qquad (10)$$

d. h. bei achtfacher Standzeit ist v nur auf den 1,4ten Teil zu verringern. Der Wert 1,41 entspricht dem Stufensprung der Norm-Drehzahlreihe (s. S. 515), d. h. die achtfache Standzeit ist durch die nächstniedrige Drehzahl zu erreichen.

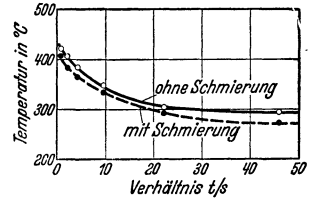


Fig. 42. Einfluß der Aufteilung des Spanquerschnittes (Verhältnis t/s) auf die Temperatur beim Drehen ohne und mit Schmierung(Rüböl). (v=8,5m/min, q = 4 mm² σ_B = 50 bis 60 kg/mm²).

b) Versuchsmäßige Schnittgeschwindigkeitsermittlung. Da kurvenmäßig zusammengestellte Standzeit-Schnittgeschwindigkeitswerte die Schwierigkeiten für die Aufstellung einer allgemein gültigen Schnittgeschwindigkeitsformel erkennen ließen, hat man in neuerer Zeit zur graphischen oder tabellarischen Aufstellung von Standzeit-Schnittgeschwindigkeiten gegriffen, die hauptsächlich durch „Blankbremsen" nach Fig. 43 ermittelt wurden. Unter Blankbremsen versteht man das Abschmelzen der Schneidkante, das sich auf dem Werkstück durch einen plötzlich auftretenden blanken Streifen, Fig. 43, wie in einem plötzlich stark ansteigenden Rückdruck P_R und Vorschubdruck P_V [Abstumpfungskriterium[2])] äußert. Hauptdruck P erfährt keine Veränderung.

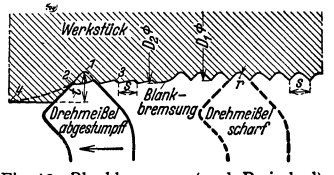


Fig. 43. Blankbremsung (nach Reichel). Im Augenblick der Blankbremsung wird Vorschubkerbe r um eine halbe Teilung s, d. h. um den Abstand der vorher scharfen Drehstahlspitze 1 und jetzt schneidenden, abgestumpften Spitze 2 verschoben. Da $D_1 = D_2$, ist Blankbremsung nicht mit Flachlehren meßbar.

Wallichs und Darbringhaus[3]) stellen auf Grund von Blankbremsungen und einem von ihnen entwickelten „Verdoppelungsgesetz", daß durch Verdopplung des Vorschubes der Abfall an Schnittgeschwindigkeit doppelt so groß wie bei Verdopplung der Spantiefe wird, v_{60}-Bestimmungstafeln für Schnellstahl nach Fig. 44 auf. Hiernach ist ferner die Zerspanbarkeit der üblichen Werkstoffe gleicher Art und Festigkeit gleich und ändert sich weder durch Vorhandensein normaler Legierungselemente noch durch Gefügeausbildung und Wärmebehandlung wesentlich[4]). Neuere Untersuchungen haben ergeben, daß obiges „Verdoppelungsgesetz" nicht immer stimmt. Gegenüber den AWF-Kurven (mit 10 kg/mm²-Abstufung) sind hier die feinstufige Unterteilung nach Festigkeit sowie die Umrechnungsfaktoren für andere Einstellwinkel (s. S. 491) hervorzuheben. Gang einer v_{60}-

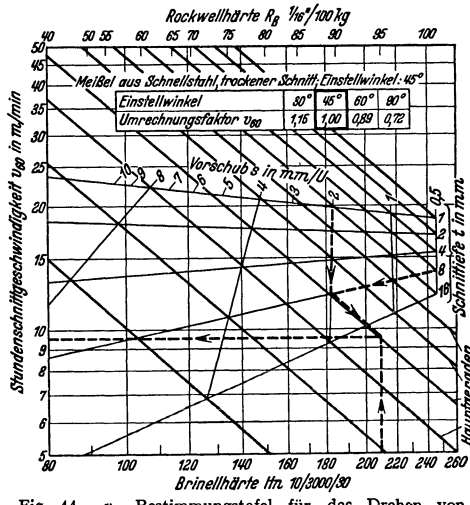
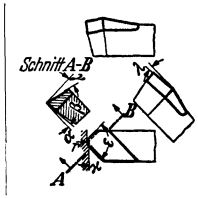


Fig. 44. v_{60}-Bestimmungstafel für das Drehen von Gußeisen (nach Wallichs u. Darbringhaus).

[1]) Z. wirtschaftl. Fertigung 1931 Heft 5 S. 61 — Masch.-Bau 1928 Heft 13 S. 628.
[2]) s. DRP. 280436.
[3]) Masch.-Bau 1930 S. 257 — Z. VDI 1930 S. 1220 — Gießerei 1930 S. 1169/1197 — Stahl u. Eisen 1928 Heft 10/11 S. 307/338.
[4]) Z. VDI Bd. 76 (1932) Heft 53 S. 1289.

Werkstoff	Werkzeug
Stahl St 70·11 Die Festigkeit des zur Aufstellung der Richtwerte benutzten Versuchswerkstoffes betrug 75 ± 3 kg/mm²	**Deutsches Hartmetall: Böhlerit E, Titanit U, Widia XX** **Freiwinkel** $\alpha = 5° \pm 1°$ **Keilwinkel** $\beta = 71°$ **Spanwinkel** $\gamma = 14° \pm 1°$ **Einstellwinkel** $\varkappa = 45°$ **Spitzenwinkel** $\varepsilon = 90$ **bis** $105°$ **Neigungswinkel** für Vorschübe unter 0,2 mm/U $\lambda = 5°$ „ „ über 0,2 mm/U $\lambda = 8°$ **Schneidenabrundung** für Vorschübe unter 0,2 mm/U $r = 1$ **mm** „ „ über 0,2 mm/U $r = 2$ **mm**



Die Benutzung der Richtwerte setzt starre Werkstücke, sorgfältig hergestellte Werkzeugschneiden, erschütterungsfreien Lauf und genügend hohe Antriebsleistung der Werkzeugmaschine voraus. Die Werte gelten ohne Kühlung bei frei ablaufendem Span für eine Standzeit des Werkzeuges (reine Schnittzeit) von etwa 4 Stunden (fette Werte) und *etwa 8 Stunden (kursive Werte)*. Die Schneidwinkel sollen möglichst eingehalten werden, geringe Änderungen beeinflussen die Standzeit nur wenig. Bei anderen Einstellwinkeln und Schneidenabrundungen können die Schnittgeschwindigkeiten für beliebige Schnitttiefen und Vorschübe aus dem nebenstehenden Schaubild zur Ermittlung der Schnittgeschwindigkeit entnommen werden. Bei tiefem Treppenschliff ist mit etwas kürzeren Standzeiten zu rechnen (s. AWF 120).

Schnittgeschwindigkeit v in m/min
Standzeit des Werkzeuges: etwa 4 Stunden (fette Werte)
etwa 8 Stunden (kursive Werte)

Abrundung der Schneidenspitze $r = 1$ mm / $r = 2$ mm

Vorschub s in mm/U ↓

Schnittiefe a in mm →

Vorschub s in mm/U	0,5	0,8	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	8,0	10,0	Antriebsleistung der Hauptarbeitsspindel in kW bei einem Wirkungsgrad $\eta = 0{,}75$
0,08	225 *195*	215 *186*	210 *182*									
0,10	210 *182*	200 *175*	197 *172*	195 *170*	193 *168*							2,5 kW
0,12	200 *175*	192 *167*	187 *163*	183 *160*	181 *158*	180 *157*						4,0
0,14	190 *165*	183 *160*	180 *157*	177 *154*	174 *152*	172 *150*	171 *149*					
0,16	185 *161*	176 *154*	173 *151*	170 *148*	168 *146*	166 *145*	165 *144*					
0,18	180 *157*	171 *149*	167 *145*	163 *142*	161 *140*	160 *139*	159 *138*					
0,20	175 *153*	166 *145*	163 *142*	160 *139*	158 *137*	156 *136*	155 *135*	154 *134*				6,3
0,22	185 *161*	170 *149*	166 *145*	162 *141*	159 *138*	156 *136*	154 *134*	153 *133*	152 *132*			
0,25	175 *153*	166 *145*	162 *141*	157 *136*	153 *132*	151 *131*	149 *130*	148 *129*	147 *128*			10,0
0,28	171 *149*	162 *141*	157 *136*	152 *132*	149 *130*	146 *127*	144 *126*	143 *125*	142 *124*			
0,32	166 *145*	157 *136*	152 *132*	147 *128*	145 *126*	143 *125*	141 *122*	139 *121*	138 *120*	136 *118*	135 *117*	16,0
0,36		152 *132*	147 *128*	143 *125*	140 *122*	138 *120*	136 *118*	134 *117*	133 *116*	132 *115*	131 *114*	
0,40		147 *128*	143 *125*	140 *122*	136 *118*	134 *117*	132 *115*	130 *113*	129 *112*	127 *111*	126 *110*	
0,45		142 *124*	138 *120*	134 *117*	131 *114*	129 *112*	127 *111*	126 *110*	125 *109*	124 *108*	123 *107*	
0,50		141 *122*	136 *118*	131 *114*	128 *112*	125 *109*	124 *108*	123 *107*	122 *106*	121 *105*	120 *104*	
0,56				127 *111*	124 *108*	123 *107*	122 *106*	120 *104*	119 *103*	117 *102*	116 *101*	25,0
0,63				124 *108*	121 *105*	119 *103*	117 *102*	116 *101*	115 *100*	114 *99*	113 *98*	
0,71				120 *104*	118 *103*	116 *101*	114 *99*	113 *98*	112 *97*	111 *97*	110 *96*	
0,80					114 *99*	112 *98*	111 *97*	110 *96*	109 *95*	108 *94*	107 *93*	
0,90					111 *97*	108 *94*	107 *93*	106 *92*	105 *91*	104 *90*	103 *89*	
1,00					108 *94*	105 *91*	104 *91*	103 *90*	102 *89*	101 *88*	100 *87*	

Die Antriebsleistungen für die kursiv gedruckten Schnittgeschwindigkeitswerte liegen 13% tiefer

Fig. 45. AWF-Schnittgeschwindigkeitsrichtwert-Tafel für Hartmetall bei Werkstoff St 70·11 (Aufgestellt vom Ausschuß für die Aufstellung von Werkstattrichtwerten beim AWF.)

Ermittlung geht aus Fig. 44 hervor. Über weitere Werkstattblätter für legierte Automobilstähle s. Fußnote 1. Über v-Richtwerte für Magnesium[2]) s. Fig. 46.

Schnittgeschwindigkeits-Richtwerte für Hartmetall werden unter Berücksichtigung der Spanaufteilung vom AWF[3]) in Tabellenform herausgegeben, wobei mit Hilfe der Schnittkennziffer (s. S. 502) die v-Werte für andere Schneidenformen umrechenbar sind (s. Fig. 45).

Im allgemeinen werden für Drehvorgänge 60 min (in Amerika 120 min), für Revolverbankarbeiten 4 Stunden und für Automatenarbeiten 8 Stunden (= 480 Arbeitsminuten) oder eine Woche (2000 Arbeitsminuten) und mehr Standzeit gefordert. Größe der gewünschten Standzeit errechnet sich aus Verhältnis $\frac{\text{Standzeit } T}{\text{Einrichtezeit } t_e}$[4]). Nach Taylor[5]) soll für Drehарbeiten $T/t_e < 35$, jedoch > 7 sein; er empfiehlt im Mittel $= 10$. Der Refa[6]) setzt $T/t_e = 15$ bis 24 bei einer Einrichtezeit $t_e = 2{,}5$ bis 4 min.

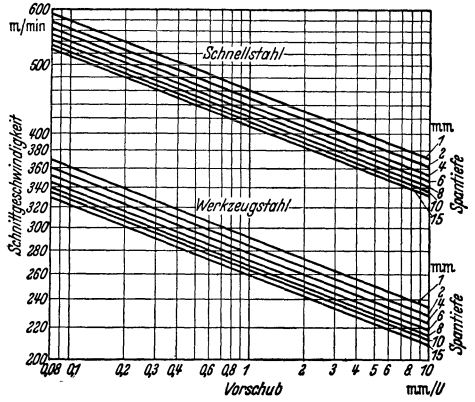


Fig. 46. Schnittgeschwindigkeiten beim Drehen von Magnesiumlegierungen für eine Standzeit von 8 Stunden.

c) Schnittgeschwindigkeitsermittlung durch Kurzprüfverfahren. Da Blankbremsung mit großen Kosten und Zeitaufwand verbunden ist und sich die v-Werte bei anderen Baustoffen, anderen Werkzeuglegierungen und anderen gewünschten Standzeitlängen und mitunter noch unter Berücksichtigung von Kühlung und Schmierung ändern, ist empfehlenswert, wenn jeder Betrieb selbst billig und schnell eigene Standzeit-Schnittgeschwindigkeitswerte bzw. Vergleichwerte ermittelt, wozu abgekürzte Standzeit-Ermittlungsverfahren (Kurzverfahren) dienen.

Nach Wallichs[7]) ist es möglich, Standzeit-Schnittgeschwindigkeiten als Funktion der Brinellhärte H_B (bei q, s und t = konst. und gleichem Werkzeug) aufzutragen, Fig. 47, so daß bei Verwendung eines neuen Werkstoffes die Entnahme von Brinellproben (Mittelwert von vorn, hinten und Mitte der Stange) sofort die Angabe der v_{60}- oder v_{480}-Werte gestattet.

Ferner benutzt Wallichs das oben bei Fig. 44 erwähnte „Verdoppelungsgesetz", um aus 2 oder 3 Standzeitgeraden die v-Werte für andere Spanquerschnitte abzuleiten. Neuere Forschungen haben gezeigt, daß diese Annahme nicht immer zutrifft. Woxen[8]) errechnet auf Grund dieser Versuchswerte v_{60} zu:

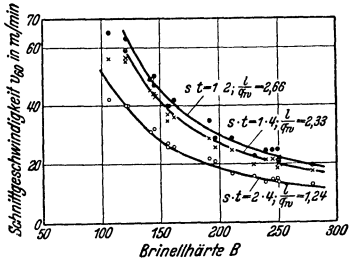


Fig. 47. Beziehung zwischen v_{60} und Brinellhärte bei drei verschiedenen Verhältnissen l/q_w für Stahl und Stahlguß (nach Wallichs).

$$v_{60} = \frac{1240}{H - 50}\left(1{,}0 + \frac{l}{q_w}\right), \qquad (11)$$

wobei: H = Brinellhärte (130 bis 280), l/q_w = „Spanäquivalent" A für Werte $A = 1$ bis 3 (Schruppschnitt), über q_w s. S. 492.

---

[1]) Masch.-Bau 1929 Heft 15 S. 501 — Automob.-techn. Z. 1930 Heft 8 S. 200.
[2]) Masch.-Bau Bd. 17 (1938) Heft 21/22 S. 561/563.
[3]) AWF-Blätter 122 bis 125 für Drehen von Stahl St. 50·11 bis 85 mit Hartmetall. Berlin: Beuth-Vertrieb G. m. b. H.
[4]) AWF-Mitteilungen 1933 Heft 4, 6, 7 — Z. VDI Bd. 78 (1934) Heft 9.
[5]) Taylor-Wallichs: a. a. O. § 304, S. 138.
[6]) Refa-Blatt VII—1, Abb. 5, Refa-Mappe, Beuth-Verlag, Berlin.
[7]) Masch.-Bau Bd. 9 (1930) Heft 8 S. 262.
[8]) Woxén: A Theory and an Equation for the life of Lathe Tools, Handlingar Nr. 119. Stockholm: Svenska Bokhandelscentralen A.-B. 1932.

Die Erkenntnis, daß bei Schlichtarbeiten nicht die Schneidenzerstörung, sondern die zulässige Schneidenabstumpfung (begrenzt durch die einzuhaltende Passungstoleranz und nicht durch die Oberflächengüte) den Standzeit-Schnittgeschwindigkeiten zugrunde zu legen ist, erfordert andere Ermittlungsarten als wie oben. Z. B. kann die bei verschiedenen Werkstoffen und Schnittgeschwindigkeiten gemessene und zulässige Unebenheit (z. B. 20 μ) zur Festsetzung der Grenzschnittgeschwindigkeiten führen[1]).

Leyensetter[2]) empfiehlt die Benutzung der Blankbremsungswerte v_{60} unter Zuhilfenahme der Schnittkennziffer $\frac{l}{q_n} = \frac{\text{Schnittbogenlänge}}{\text{nomineller Spanquerschnitt}}$ (s. Fig. 27 u. 31, ähnlich wie Woxén), welches Verhältnis die Einflüsse von Schnittform, Vorschub und Schnittiefe bezüglich Wärmeableitung am besten berücksichtigt.

Reichel[3]) führt den gesamten Einfluß auf die Standzeit-Schnittgeschwindigkeit nur auf die zulässige Schneidentemperatur zurück — unter Voraussetzung des vollkommen starren und schwingungsfreien Arbeitens der Werkzeugmaschine — und stellt hierfür folgendes Gesetz auf:

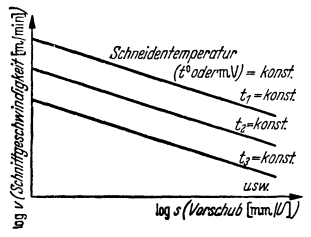


Fig. 48. Standzeit-Schnittgeschwindigkeits-Gerade, ermittelt durch Blankbremsungen (Fig. 43) oder durch Konstanthalten der Schneidentemperatur t^0 (nach Reichel). Im doppellogarithmischen System ergeben sich stets gerade Linien.

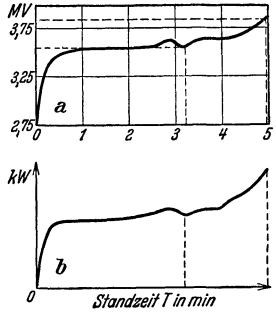


Fig. 49. Standzeit-Temperatur- (*a*) und Standzeit-*kW*- (*b*) Kurven.

Die einem Werkzeug bei verschiedenen Spanquerschnitten ($q = s \cdot t$, Fig. 27) zugeordneten Schnittgeschwindigkeiten v für gleiche Standzeit T und einen bestimmten Werkstoff erzeugen an der Werkzeugschneide stets dieselbe Temperatur (t^0 oder mV-Wert), Fig. 48.

Solche während eines Standzeitversuches von Reichel gemessene mV-Werte sind in Fig. 49a aufgetragen: Plötzliches Ansteigen der Schneidentemperatur bei In-Schnittsetzen, im Augenblick der Schneidenabschmelzung ein plötzliches Fallen bis zu einem Minimum = Augenblick der Blankbremsung (mit empfindlichem MV-Meter meßbar, praktisch jedoch für Festlegung von T zu vernachlässigen; Werkzeugspitze hat Härtegrenze für den Schnittdruck erreicht und wandert plötzlich mit der in ihr aufgespeicherten Wärmemenge ab) und schließlich ein weiteres Steigen bis zur vollkommenen Schneidenzerstörung (mehr Quetschen als Schneiden). Einen ähnlichen Verlauf zeigen parallel aufgenommene *kW*-Kurven nach Fig. 49b (rohe Kontrolle). Woxén[4]) hat ähnliche Temperaturkurven aufgenommen.

In der Tatsache, daß die Standzeit-Temperatur bei verschiedenen Werkstoffgruppen auch verschieden ist, drückt sich die bei verschiedenen Werkstoffgruppen entsprechend verschiedene Verschleißkomponente auf die Werkzeuge aus (s. S. 487). Es wird somit mit der Schneiden-Temperaturmessung die Resultierende aus der Erweichungs- und Verschleißtemperatur gemessen.

Auf Grund dieses Gesetzes und der Schneidentemperaturmessung mit Hilfe des Zweistahl-Verfahrens nach Gottwein und Reichel (Fig. 54) können in kürzester Zeit

[1]) Schimz: Das Außengewindeschneiden mit selbstöffnendem Schneidkopf. Dr.-Diss. T. H. Aachen 1930.

[2]) Leyensetter: Werkzeugmasch. Bd. 35 (1931) Heft 18/19 — Masch.-Bau 1932 Heft 11 S. 221.

[3]) Reichel: Abgekürztes Standzeitermittlungsverfahren. Masch.-Bau Bd. 11 (1932) Heft 22 S. 473 — Standzeitschnittgeschwindigkeits-Ermittlung von Werkzeugen und Bearbeitbarkeitsprüfung von Werkstoffen. Masch.-Bau/Betrieb Bd. 15 (1936) S. 187/191.

[4]) Woxén: a. a. O. s. Fußnote 8, S. 501.

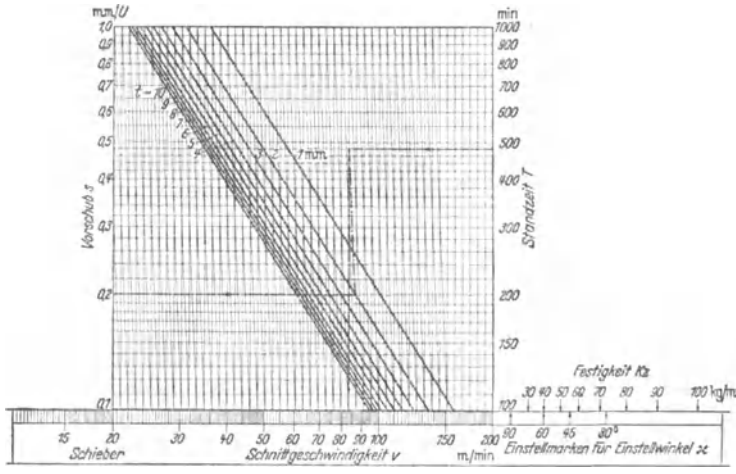


Fig. 50. Standzeit-Schnittgeschwindigkeitsdiagramm, aufgestellt mit Zweistahlverfahren.

Gültig für hochwertigen Schnelldrehstahl der Sondergruppe (s. Tafel 3, S. 486) auf unlegierte Maschinenbaustähle nach DIN 1611, 1612, 1661.

Gebrauchsanleitung (Beispiel in Klammern):

1. Stelle den Einstellwinkelpfeil (45°) unter die Festigkeit des Werkstoffes (55 kg/mm²).
2. Gehe von dem Vorschub (0,2 mm/U) nach rechts bis zur gewählten Schnittiefenlinie (2 mm) und in dem Verschneidungspunkt parallel zu den steil geneigten Hilfslinien (hoch) bis zur Verschneidung mit der gewünschten Standzeit (480 min).
3. Senkrecht zu diesem Verschneidungspunkt lese auf der unteren Skala die Schnittgeschwindigkeit ($v = 83$ m/min) ab.

und mit geringem Werkstoffaufwand Schnittgeschwindigkeitstafeln für sämtliche Standzeiten selbst aufgestellt werden, wie im Beispiel der Fig. 50 für einen hochwertigen Schnelldrehstahl und die Werkstoffgruppe nach DIN 1611 und 1612 gezeigt ist. Gleichzeitig sind auf der v-Skala Einstellpfeile angebracht, die verschiedenen Einstellwinkeln der Drehstähle entsprechen. Durch Einstellen des Einstellwinkel-Pfeils auf die betreffende Werkstoff-Festigkeit kann zu jeder Standzeit die Schnittgeschwindigkeit v abgelesen werden. Die Werkstoff-Festigkeitsskala ist ebenfalls durch Schneidentemperaturmessung bei den verschiedenen Werkstoffen gefunden worden.

Aufstellen von Diagrammen, Fig. 50, für verschiedene Werkstoffgruppen führt zu dem Satz: Alle Schnittgeschwindigkeiten, Standzeiten, Vorschübe, Schnittiefen, Werkstoff-Festigkeiten stufen sich bei einem bestimmten Werkzeug und einer Werkstoffgruppe stets logarithmisch ab. Dieses Gesetz gibt eine weitere Handhabe zur abgekürzten Ermittlung von Standzeitschnittgeschwindigkeiten.

Versuchsgang zur Aufstellung von Standzeit-Schnittgeschwindigkeitstafeln:

1. Mit dem zu untersuchenden Werkzeug werden bei einem Werkstoff 2 bis 3 Blankbremsungen bei einem bestimmten Spanquerschnitt durchgeführt und die Standzeiten T in Abhängigkeit von v nach Fig. 51 aufgetragen. Durch Extrapolation der Geraden ist zu jedem gewünschten T das v abzulesen. Da als Kennzeichen der Schneidhaltigkeit die ertragene Schnitttemperatur angesehen wird, stellt man mit Zweistahl-Support (Fig. 54) den dem Diagramm zugrunde liegenden Spanquerschnitt ein und ermittelt bei zwei gewünschten Standzeiten und zugehörigen Schnittgeschwindigkeiten die Schnittemperaturen mV_1 und mV_2. (Für verschiedene Werkzeugarten erhält man ebenso viele verschiedene Schnittemperaturen in mV oder ° C.)

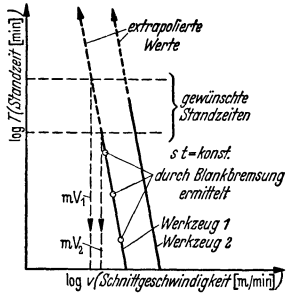


Fig. 51. Blankbremsungsdiagramm zur Ermittlung der Standzeittemperaturen bei einem Werkstoff.

2. Hierauf werden mit Zweistahl-Support verschiedene Spanquerschnitte bei demselben Werkstoff ein- und Bearbeitbarkeitslinien nach Fig. 52 (ähnlich Fig. 11 S. 487) aufgestellt. Bei den oben unter 1. ermittelten beiden mV_1- und mV_2-Werten werden die v-Werte aus dem Bearbeitbarkeitsdiagramm abgelesen und

3. in T-v-Diagramme gemäß Fig. 53 für verschiedene t und s eingetragen. Bei verschiedenen Vorschüben und einer Schnittiefe ergibt sich eine Vorschubskala, bei verschiedenen Schnittiefen und einem Vorschub eine Schnittiefenskala.

4. Die Zusammensetzung mehrerer solcher T-v-Diagramme ergibt eine Standzeit-Schnittgeschwindigkeitstafel für sämtliche Standzeiten wie in Fig. 50.

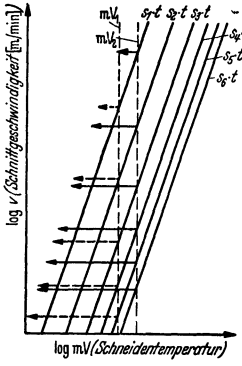


Fig. 52. Bearbeitbarkeitsdiagramm.

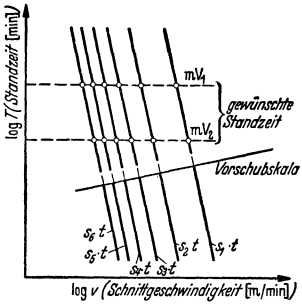


Fig. 53. T-v-Diagramm zur Ermittlung der Vorschub- und Schnittiefenskalen.

Die Schneidentemperatur wurde früher mit dem Gottweinschen Thermopaar[1]) gemessen. Jedoch der Nachteil des laufenden Eichens[1]) haben u. a. das Thermopaar vorwiegend auf das Laboratorium beschränkt. Durch das „Zweistahlverfahren" (Fig. 54) sind diese Schwierigkeiten beseitigt worden, so daß jeder Betrieb auf jeder normalen und einfachen Drehbank die

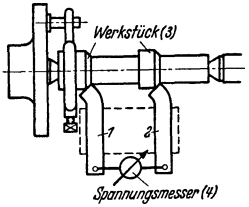


Fig. 54. Zweistahl-Support (DRP.).

Mit Hilfe zweier gegeneinander versetzter Drehmeißel von gleicher Form, aber aus verschiedenem Stoff (etwa Schnellstahl und Hartmetall), wird gleichzeitig und unter gleichen Schnittbedingungen der gleiche Spanquerschnitt abgehoben, so daß an beiden Schnittstellen Meißel - Werkstück die gleiche Wärmemenge und somit bei gleichen Wärmeableitungsverhältnissen — für die zu sorgen ist — auch die gleiche Temperatur entsteht. Werden die beiden Drehstähle über einen Spannungsmesser miteinander verbunden, so wird der Spannungsmesser während des Schnittes eine bestimmte Spannung anzeigen, die von der Temperatur der Schnittstelle abhängig ist. Es bilden also Drehmeißel *1* — Werkstück *3* — Drehmeißel *2* — Spannungsmesser *4* samt Zuleitung einen geschlossenen Stromkreis. Da die Temperatur an beiden Schnittstellen gleichgehalten werden kann, so fällt an der Anzeige des Spannungsmessers der Einfluß des Werkstückmaterials heraus, und die angezeigte Spannung ist lediglich bestimmt durch die thermoelektrischen Eigenschaften der Stoffe, aus denen die beiden Werkzeugschneiden bestehen.

Schneidentemperaturmessungen zu den auf S. 487, 503 und 509 angegebenen Zwecken durchführen kann[2]). Über die verschiedenen Anwendungsmöglichkeiten des Zweistahlverfahrens s. ferner die Arbeiten von Schallbroch und Schaumann[3]), Leyensetter[4]), Blüthgen[5]), Reichel[6]).

---

[1]) Gottwein: Masch.-Bau 1926, Sonderheft Zerspanung, S. 26/29; 1927, Heft 5 S. 221 — Masch.-Bau 1925 Heft 23 S. 1129 — Reichel: Experimentelle und rechnerische Untersuchung einer Gewindewalzmaschine. Dr.-Diss. Breslau 1930, Kap. 9.

[2]) Näheres über den Zweistahl-Support „Thermoduo", Bauart Dr. Reichel, s. den Prospekt von Hahn & Kolb, Stuttgart.

[3]) Schallbroch u. Schaumann: Kennzeichnung der Schnittleistung von Drehmeißeln durch Standzeit-Schnittemperaturkurven. Stahl u. Eisen Bd. 57 (1937) Heft 17 S. 441 — Die Schnittemperatur beim Drehvorgang und ihre Anwendung als Zerspanbarkeitskennziffer. Z. VDI Bd. 81 (1937) Heft 11 S. 325/330.

[4]) Leyensetter: Grundlagen und Prüfverfahren der Zerspanung. RKW-Veröffentlichung Nr 114, herausgegeben vom AWF-Berlin 1938 (Verlag Teubner, Berlin), S. 51/63, 105/111.

[5]) Blüthgen: Vergleichende Drehversuche an Chrom-Nickel- und Chrom-Molybdän-Baustählen. Stahl u. Eisen Bd. 58 (1938) Heft 24 S. 646/650.

[6]) Reichel: Die Prüfung von Werkstoffen auf Bearbeitbarkeit. T. Z. für praktische Metallbearbeitung Jg. 48 (1938) Heft 7/10.

G. Schnittleistung und Ausnutzung.

Leistungsbedarf N einer Werkzeugmaschine setzt sich zusammen aus Leistungsaufwand N_L für Leerlauf, Schnittleistung N_P für Hauptschnittbewegung und Vorschubleistung N_V für Vorschubbewegung. Rückdruck P_R hat keinen Weg, also auch keine Leistung, s. Fig. 1,

$$N = N_L + N_P + N_V \text{ (PS)} \tag{12}$$

N_L (PS) abhängig von Güte und Größe der Antriebelemente, Führungen, Drehzahlen (Erwärmung) und Belastung (zusätzliche Reibungsverluste, nur annähernd durch Berechnung feststellbar) der Maschine.

$$N_V = \frac{P_V \cdot v'}{60 \cdot 75 \cdot 1000} \text{ (PS)}. \tag{13}$$

Über Verhältnis $P_V : P$ s. S. 497; v' = Vorschubgeschwindigkeit (mm/min) $= n \cdot s$, wobei n = Spindeldrehzahl, s = Vorschub in mm/Umdr.

Nimmt man als ungünstigstes Beispiel an: $P_V = P$, so ist $N_V/N_P = P_V v'/P v = s n/d \pi n = 1/60\pi = 0{,}6$ vH (bei $d = 60$, $s = 1$), N_V ist also zu vernachlässigen.

Ausschlaggebend für Schnittleistung ist nur (bezüglich v_m s. u.):

$$N_P = \frac{P \cdot v_m}{60 \cdot 75} \text{ (PS)}, \tag{14}$$

oder, wenn an Stelle des Schnittdruckes P die Riemenbelastung gegeben ist:

$$N_P = p\, b\, v_r\, \eta / 75 \text{ (PS)}. \tag{15}$$

v_r = Riemengeschwindigkeit (m/sek), b = Riemenbreite (mm), p = Riemenbelastung (kg/mm), η = Wirkungsgrad des Getriebes.

Jedem Spanquerschnitt ist — wenn man die Leistung der Maschine ausnützen will — nach Formel (14) eine bestimmte Schnittgeschwindigkeit v_m zugeordnet:

$$v_m = N_P \cdot 60 \cdot 75 / P. \tag{16}$$

P nach Formel (3) oder (4) einsetzen.

Diesem v_m steht die wirtschaftlich höchst zulässige Schnittgeschwindigkeit für ein bestimmtes Werkzeug, mit v bezeichnet, gegenüber: $v = C_v / \sqrt[\varepsilon_v]{q}$ (9, S. 498). Die demselben Werkzeug und Werkstoff bei bestimmtem, abzuhebendem Spanquerschnitt zugehörige Leistung ist mit N_W bezeichnet, — im Gegensatz zu N_P (14), das nur die Leistung der Maschine, nicht aber die des Werkzeuges mit berücksichtigt. Es ist

$$N_W = \frac{P \cdot v}{60 \cdot 75} \text{ (PS)}. \tag{17}$$

Durch Einsetzen von Formel (1) (S. 494) wird $N_W = \dfrac{q \cdot k_s \cdot v}{60 \cdot 75}$ (PS), (18)
oder durch Einsetzen von Formel (5) und (9):

$$N_W = C_{N_W} \cdot \sqrt[\varepsilon_{N_W}]{q} \quad (19)^1) \qquad \text{wobei:} \quad C_{N_W} = \frac{C_v \cdot C_{k_s}}{60 \cdot 75} \text{ (PS/mm}^2\text{)},$$

$$\varepsilon_{N_W} = \frac{\varepsilon_v \cdot \varepsilon_{k_s}}{\varepsilon_v \cdot \varepsilon_{k_s} - \varepsilon_v - \varepsilon_{k_s}} \quad \text{(Bezüglich } \varepsilon_{k_s} \text{ s. Fig. 37, S. 496.)}$$

Aus Fig. 36 ist auch der für v_{60} und k_s erforderliche Kraftbedarf N_W [nach Formel (18)] zu entnehmen. Kann bei einer Maschine nicht das gewünschte v_{60} eingestellt werden, so muß die nächst niedrigere Geschwindigkeit gewählt werden.

Beispiel: Für Werkstoff SM-Stahl 60 bis 70 kg/mm² ist $q = 4$ mm² nach Linie 4 mit $v_{60} = 15{,}3$ m/min abzunehmen. Da jedoch nicht $v = 15{,}3$, sondern das nächst niedrigere $v_{60} = 11$ m/min zur Verfügung steht, so trägt man die v-Differenz a (Fig. 36) in gleicher Größe von dem zu $v_{60} = 15{,}3$ zugehörigen N_W-Punkt 3,4 PS ab und erhält den zu $v_{60} = 11$ zugehörigen Kraftbedarf $N_W = 2{,}4$ PS.

[1]) Kronenberg: a. a. O. S. 172, s. Fußnote S. 496.

Trägt man nach Fig. 55 v_m und v (oder auch N_P und N_W) logarithmisch in Abhängigkeit von q auf, so wird der Schnittpunkt beider Geraden als „charakteristischer Spanquerschnitt (q_{ch})" bezeichnet und das Diagramm selbst als „Leistungskarte".

Für eine Werkzeugmaschine mit Hauptschnittleistung $N_P = 3$ PS ergibt sich bei Bearbeitung mit Schnellstahl auf Werkstoff SM-Stahl 50 bis 60 kg ein q_{ch} zu 1,5 mm² bei A. Rechnerisch erhält man aus Formel (19):

$$q_{ch} = [N_W/C_{N_W}]^{\varepsilon_{N_W}} \text{ (mm}^2\text{)}. \tag{20}$$

Graphische Auffindung nach Fig. 55 bequemer. Es darf nur links von q_{ch} mit v gearbeitet werden, um das Werkzeug auszunutzen (nicht die Maschine, da sonst Werkzeug überlastet), rechts davon nur mit v_M, um die Maschine auszunutzen (nicht das Werkzeug, da sonst Maschine überlastet); bei q_{ch} wird beides

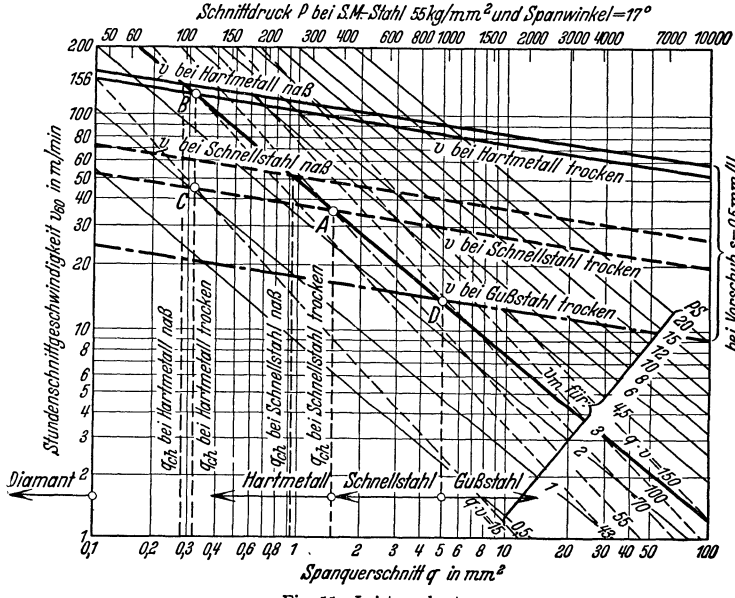


Fig. 55. Leistungskarte.

ausgenutzt. Zu jedem q_{ch} gehört ein „charakteristisches Spanvolumen" $(q \cdot v)_{ch}$ (cm³/min), da jeder Leistung einer Werkzeugmaschine ein bestimmtes minutliches Spanvolumen $q \cdot v$ bei gegebener Werkzeug- und Werkstoffart zukommt. Aus Formel (9) und (20) erhält man:

$$(q \cdot v)_{ch} = C_v [N_W/C_{N_W}]^{\varepsilon_{N_W}(1-1/\varepsilon_v)} \text{ (cm}^3\text{/min)}. \tag{21}^1)$$

Der N_W-Bedarf für ein gegebenes $q \cdot v$ und umgekehrt läßt sich aus Fig. 36 ablesen. In Fig. 55 als Beispiel eingetragene $q \cdot v$-Geraden verlaufen steiler als Leistungslinien v_M (weil in den v_M-Geraden der Abfall von k_s mit größerem q sich äußert) und haben mit den v_M- wie mit den v-Geraden nur Überschneidungspunkt q_{ch} gemeinsam. Man bleibt rechts von q_{ch}, weil die v_M-Linie hier größere $q \cdot v$-Werte schneidet und die Arbeitszeit:

$$T = l/sn, \tag{22} \qquad T = l t d\pi/qv, \tag{23}$$

worin

l = Drehlänge; $n = v/d\pi$; $s = q/t$

[1]) S. Fußnote 3 S. 496.

um so kürzer wird, je größer das der Leistung entsprechende $q \cdot v$ ist (s. Lage der $q \cdot v$-Geraden, Fig. 55). Außerdem wird rechts von q das Werkzeug geschont. Man darf nicht zu weit nach rechts gehen, da P im Verhältnis zu $q \cdot v$ mit größerem q bedeutend stärker ansteigt und größer werden kann (vgl. die obere Abszisse in Fig. 55), als aus Festigkeitsgründen für Maschine und Werkzeug wie für Stabilität des Werkstückes zulässig.

Die Eintragung der v_M- und v-Geraden wird unter Benutzung der Richtungsgrößen (ähnlich Fig. 37) erleichtert [z. B. für Gleichung (3) nach Hippler: $\lg v_M = \lg(N_e \cdot 60 \cdot 75) - \lg K - {}^3/_4 \lg q$, also Gerade unter Neigung $-(3:4)$]. Wird an Stelle Schnellstahl mit Gußstahl gearbeitet, so erkennt man nach Abb. 55, Punkt D, die Ausdehnung des wirtschaftlichen Bereiches der Maschine in das Gebiet der größeren q. Mit demselben Kraftbedarf kann man bei Gußstahl ein größeres $q \cdot v$ erzielen als bei Schnellstahl, jedoch wegen der hierbei höheren Schnittdrücke ist Arbeiten mit Gußstahl unwirtschaftlich. Die Anwendung von Hartmetall an Stelle Schnellstahl ermöglicht auch bei kleinerem q (Fig. 55, B, C) durch Erhöhung von v die Leistung der Maschine auszunutzen. Der Umstand, daß durch Verbesserung der spanlosen Formgebung die Materialzugaben für die Werkstücke kleiner werden, hat die Anwendungsmöglichkeiten von Hartmetall gefördert. Hartmetall ergibt für dieselbe mit Schnellstahl ausgenutzte Leistung ein kleineres $q \cdot v$ (bei $A = 55$ cm³/min, bei B nur 43 cm³/min), d. h. für ein bestimmtes $q \cdot v$ ist bei Hartmetall eine größere Leistung aufzubringen als bei Schnellstahl (z. B. für $q \cdot v = 55$ cm³/min bei A 3 PS, mit Hartmetall ~4 PS). An Bearbeitungszeit wird auch bei Hartmetall gegenüber Schnellstahl durch höheres v gespart, wenn bei einem bestimmten q auf die Höhe der Maschinenleistung keine Rücksicht genommen zu werden braucht (s. B im Vergleich zu C, Fig. 55).

Betriebsmäßige Bestimmung der Zahlenunterlagen zur Aufzeichnung der Leistungskarte nach Fig. 55:

1. Bestimmung der Spindelleistung N_W aus der Leistungsaufnahme des Antriebmotors.

Da Messung von N_W mittels Meßsupport oder ä. zu umständlich, wird zur Vereinfachung angenommen, daß die Übertragungsverluste vom Motor bis zur Drehbankspindel bei Vollast doppelt so groß seien als bei Leerlauf. Z. B.:

Es sei in einem bestimmten Fall bei Leerlauf der Drehbankspindel die Leistungsaufnahme des Antriebmotors:

$$N_{\mathrm{el}_{\mathrm{leer}}} = E \cdot J/0{,}736 \text{ (PS)} = 440 \text{ Volt} \cdot 0{,}67 \text{ Amp.}/0{,}736 = 0{,}4 \text{ PS}.$$

Nunmehr wird bei gleichbleibendem v der Spanquerschnitt so lange gesteigert, bis die Spindeldrehzahl um 10 vH abfällt, wodurch das Erreichen der vollen Leistungsfähigkeit der Bank gekennzeichnet sei. Dies tritt ein bei:

$$E = 442 \text{ Volt und } J = 4{,}8 \text{ Amp. Somit } N_{\mathrm{el}_{\mathrm{voll}}} = 2{,}8 \text{ PS}.$$

Nach obiger Annahme erhält man die Spindelleistung N_W, wenn von der Leistungsaufnahme des Motors bei Vollast zweimal diejenige bei Leerlauf abgezogen wird:

$$N_W = N_{\mathrm{el}_{\mathrm{voll}}} - 2 \cdot N_{\mathrm{el}_{\mathrm{voll}}} = 2{,}0 \text{ PS}.$$

2. Bestimmung von K (s. S. 496).

Man dreht z. B. ein Werkstück von 143 mm Dmr. mit $n = 40$ U/min. Um einen 10proz. Drehzahlabfall zu erhalten, muß man laut Versuch einen Spanquerschnitt $q = 2{,}8$ mm² einstellen, wobei eine Schnittgeschwindigkeit $v = 17{,}9$ m/min gemessen wird. Es ist demnach (für volle Leistungsausnutzung ist $N_W = N_M$):

$$N_W = \frac{{}^3/_4 \cdot K \cdot v}{60 \cdot 75} \text{ (s. Formel 3, S. 496)}; \quad K = \frac{N_W \cdot 60 \cdot 75}{q^{\frac{3}{4}} \cdot v} = \frac{2{,}0 \cdot 60 \cdot 75}{2{,}16 \cdot 17{,}9} = \mathbf{240}.$$

3. Bestimmung von M (s. S. 498).

Auf einer (möglichst kräftigen) Bank stellt man durch den Versuch fest, bei welchem v für ein gegebenes q (z. B. $q = 4$ mm²) das Werkzeug seine Schneidhaltigkeit (z. B. etwa 90 min) behält. Dieses v sei = 23 m/min gefunden worden, dann ist

$$v_W = 0{,}6 \cdot M/q^{\frac{1}{4}} \text{ (S. 498, Formel 8 u. 9)}, \quad M = v \cdot q^{\frac{1}{4}}/0{,}6 = 10 \cdot 23 \cdot 1{,}415/6 = \mathbf{55}.$$

Man muß bei Leistungsangaben stets unterscheiden zwischen dem minutlichen Spanvolumen $(q \cdot v)_{\mathrm{ch}}$, bezogen auf q_{ch}, das die Ausnutzung von Maschine und Werkzeug, und dem minutlichen Spanvolumen $q \cdot v$, bezogen auf $q = 1$ mm², das nur die Leistung des Werkzeuges kennzeichnet. Letzteres wird z. B. von den Werkzeugherstellern in Prospekten als Leistungsangabe für Werkzeuge benutzt (s. Fig. 56).

Für Hartmetall sprechen weiter die mit kleinerem q geringer werdenden P, somit geringe Beanspruchung der Werkstücke und Auswirkung auf leichteren Bau der Werkzeugmaschinen, und der Umstand, daß im Verhältnis zur Schnittgeschwindigkeitserhöhung von Hartmetall

gegenüber Schnellstahl eine geringere prozentuale Leistungserhöhung notwendig ist[1]). Letzteres deutet darauf hin, daß infolge der Gefügeerhaltung des Werkstoffes und der weniger starken Deformierung des Spanes ein Leistungsgewinn je Spaneinheit erzielt wird, der bei größerem q (infolge Fallen des spez. Schnittdruckes) noch weiter zunimmt (z. B. statt 200 vH Mehrverbrauch an Kraft bei $q = 3$ mm² nur 170 vH bei $q = 18$ mm²).

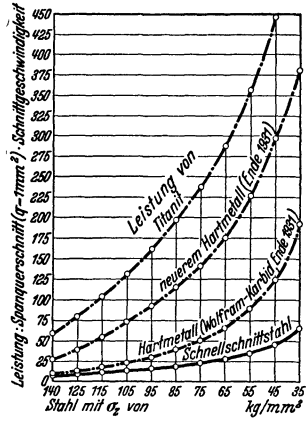


Fig. 56. Leistungssteigerung durch Verbesserung der Hartmetallwerkzeuge im Vergleich zu Schnellstahl.

In Fig. 55 sind die v_{60}-Werte in Abhängigkeit von q aufgetragen. Da Aufteilung von q nach s und t notwendig (s. S. 498), gelten in Fig. 55 die v_{60}-Linien nur für $s = 0{,}5$; je kleiner s, um so höher kann die v-Linie gelegt werden. Hierdurch wandert q_{ch} (A) mit kleinerem s bzw. größerem t/s nach kleineren q_{ch} zu, so daß mit Schnellstahl bei Ausnutzung von Maschine und Werkzeug noch solche q abgenommen werden können, die ohne q-Aufteilung bereits den Hartmetallen zugesprochen werden müßten.

Durch Eintragung von v_{60}-Linien für verschiedene Werkstoffe läßt sich der Anwendungsbereich einer solchen Leistungskarte vergrößern. Es empfiehlt sich dies nur bei Werkzeugmaschinen mit Einscheibenantrieb, also mit ungefähr gleicher Leistung N_P (nur unbedeutende Unterschiede für Drehzahlgruppen mit einer anderen Anzahl von Übersetzungselementen — Vorgelegen — durch anderes η; s. S. 539); während bei Stufenscheibenantrieb mit den verschiedenen, der Anzahl der Stufenscheiben entsprechenden verschiedenen Leistungen, s. Fig. 2 (S. 513), der Übersichtlichkeit wegen jeder Leistungskarte nur ein Werkstoff zugrunde zu legen ist. Wird das Ausbringen einer Werkzeugmaschine als Leistungsmaßstab gefordert, so wird für Schrupparbeiten das in der Stunde abgehobene Spangewicht G angegeben:

$$G = q\,v\,\gamma\;60/1000 \text{ (kg/h)}. \tag{24}$$

$q \cdot v = \text{cm}^3/\text{min}$, $\gamma =$ spez. Gewicht (g/cm³).

Hierauf läßt sich auch die Nutzleistung N_P überschlägig ermitteln zu:

$$N_P = \varepsilon G \text{ (PS)}, \tag{25}$$

wobei $\varepsilon =$ Leistungsaufwand (PS) für 1 kg/h. Nach Hartig[2]) ist ε für Gußeisen $= 0{,}069$; für weichen Stahl $= 0{,}072$; für Stahl (St 60·11) $= 0{,}104$ bei einem mittleren $q = 2{,}8$ mm². Bei höchst zulässigem N_W für die Werkzeugmaschine ergibt sich durch Einsetzen von $q \cdot v$ aus Formel (18) in Formel (24):

$$G = 60 \cdot 75 \cdot N_W \cdot 60\,\gamma/1000\,k_s \text{ (kg/h)} \tag{26}$$

und wenn unbeachtet des Werkzeuges nur die Antriebleistung N einer Werkzeugmaschine ausgenutzt werden soll:

$$G = 60 \cdot 75 \cdot N \cdot \eta \cdot 60\,\gamma/1000\,k_s \text{ (kg/h)}. \tag{27}$$

Für Schlichtarbeiten wird als Leistung die in 1 h geschlichtete Fläche (m²/h), bei Massenfertigung die Stückzahl/h angegeben.

H. Die Kühlung und Schmierung von Werkzeugen.

Hauptzweck der Anwendung von Schneidflüssigkeiten (Fig. 57) ist:

1. die Werkzeugschneide zu kühlen (Standzeit- oder Schnittgeschwindigkeitserhöhung),

2. die Spanelemente zu schmieren (Verbesserung der Oberflächengüte).

Arten der Schneidflüssigkeiten (Fig. 58). Die Naßzerspanungsversuche von Gottwein[3]), Herbert[4]), Obeltshauser[5]), Reichel[6]), Stäger[7]), Wallichs

[1]) Reichel: Z. wirtschaftl. Fertigung 1932 Heft 10/11.
[2]) Hartig: Werkstattstechnik 1907 S. 366/391.
[3]) Gottwein: Kühlen und Schmieren bei der Metallbearbeitung. Berlin: VDI-Verlag 1928.
[4]) Herbert u. Kronenberg: Masch.-Bau Bd. 6 (1927) S. 991.
[5]) Obeltshauser: Masch.-Bau Bd. 6 (1927) S. 224.
[6]) Reichel: Masch.-Bau Bd. 12 (1933) Heft 3 S. 61; Werkst.-Techn. Bd. 26 (1932) Heft 24 S. 478; Werkzeugmasch. Bd. 36 (1932) Heft 22 S. 411.
[7]) Stäger: Schweiz. Verband f. d. Materialprüfungen d. Techn., Bericht Nr. 25. Zürich 1930.

und Krekeler[1]) u. a.[2]) haben dazu beigetragen, daß die Schneidflüssigkeiten den einzelnen Zerspanungsarten besser angepaßt werden. Je nach der Art der Bearbeitung und dem zu bearbeitenden Werkstoff wird eine Schneidflüssigkeit benutzt, die entweder mehr kühlen oder mehr schmieren soll, oder es werden beide Wirkungen gleicherweise benötigt. Die größte Kühlwirkung haben natürlich aufzuweisen: Wasser, Sodawasser und die Seifenwasser (Bohrölemulsionen), weniger große Kühlwirkung die Mineralöle und kompoundierten Öle (Mischung von

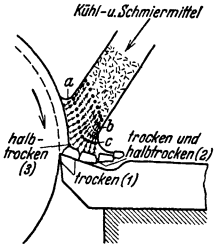


Fig. 57. Schematische Erklärung der Reibungsarten und der guten Aktivität (Ölfreundlichkeit) einer Mineralöl-Fettölmischung auf Metalle beim Zerspanen (nach Reichel). *a* Seifengruppe, wobei die freie Fettsäure des fetten Öles dem Metall zugewandt ist, z. B. Natriumseife $CH(CH_3)_7 \cdot COONa$.

Nach d. Mineralöl gerichtet ← | → Nach d. Metall gerichtet

b Seifengruppe, *c* Mineralölgruppe. *1*) Trockene Reibung, *2*) trockene und halbtrockene Reibung, *3*) halbtrockene Reibung.

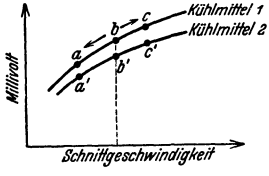


Fig. 59. Aufstellung eines Millivolt-Schnittgeschwindigkeitsdiagrammes zur Prüfung der Kühlwirkung einer Schneidflüssigkeit.

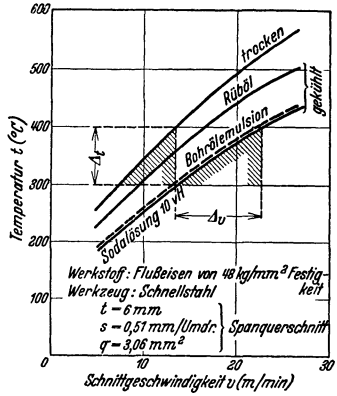


Fig. 58. Kühlwirkung verschiedener Schneidflüssigkeiten. (Nach Gottwein.)

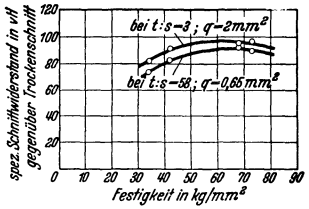


Fig. 60. Schmiertest einer Schneidflüssigkeit, ausgedrückt durch den durchschnittlichen spez. Schnittwiderstand bei Naßschnitt in vH gegenüber Trockenschnitt (hier zugleich bei verschiedenen Werkstoffen und unter Berücksichtigung des Verhältnisses *t*/*s*).

Mineralölen mit fetten Ölen); bei den weiter in der Praxis verwendeten tierischen und pflanzlichen fetten Ölen (Rüböl, Rizinusöl, Lardöl, Knochenöl u. ä.) ist die Kühlwirkung weiter verringert. In derselben Reihenfolge, wie diese abnimmt, Fig. 58, nimmt die Schmierwirkung zu[3]). Der Kühleffekt wird mittels des Thermopaares (s. S. 504) oder besser mittels Zweistahlsupport (S. 504) bestimmt, indem man die mV-Ausschläge zur Bewertung für die zu vergleichenden Schneidflüssigkeiten benutzt[3]) (Fig. 59). Der Schmiertest wird durch die Größe des spezifischen Schnittwiderstandes in vH gegenüber dem Trockenschnitt gekennzeichnet[4]) (Fig. 60) oder durch den mV-Unterschied beim Gewindeschneiden mittels Zweistahlsupport (S. 504)

[1]) Wallichs u. Krekeler: Z. VDI 1929 Heft 19.

[2]) Ausführliche Literaturangaben auch über ausländ. Arbeiten s. Fifth Report of A. S. M. E., Special Research Committee on Lubrication PME—53—4; Lubrication Research Activities, New York, May-August 1931.

[3]) Reichel: Aufgearbeitetes Altöl als Kühl- und Schmiermittel bei der Metallbearbeitung. AWF-Mitteilungen 1935 Heft 9.

[4]) Gottwein: Berichte über betriebswissenschaftl. Arbeiten Bd. 3. Berlin: VDI-Verlag 1930.

naß gegenüber trocken. Die Zusammensetzung der Schneidflüssigkeiten soll derart sein, daß diese beim Auftreffen auf das Metall sofort eine bestimmte Orientierung nach Fig. 57 eingehen. Die Ölmoleküle mit schwachem magnetischen Feld (gesättigte Öle) haften schlecht am Metall im Gegensatz zu den mit starkem Feld (ungesättigte Öle). Aus Fig. 57 geht die Orientierung einer Bohrölemulsion (Aufquellung einer Seife in Mineralöl durch Wasserzusatz) hervor. CH_3-Rest der Seife nach dem Mineralöl zu gerichtet. Die weiter vom Metall entfernten Emulsionsmoleküle sind weniger gerichtet und bilden die übliche Emulsion. Über die weiteren Anforderungen bezüglich Zusammensetzung, Rostschutz, physiologische Wirkung u. a. s. Gottwein[1]).

Wirkungsweise zu 1. Die durch Zerreißung des molekularen Zusammenhanges im Werkstoff, durch Reibung des Spanes an den Werkzeugflächen und durch Aneinanderreiben der Spanelemente bedingte Schneidentemperatur darf im Interesse der Einhaltung einer bestimmten Standzeit (s. S. 502) nicht größer werden, als die Werkzeugschneide verträgt [bei Werkzeugstahl 250 bis 300°, bei Schnellstahl ungefähr 600°, bei Hartmetall über 800°, Fig. 61 [2])]. Die beim Abdrehen von verschiedenen Werkstoffen mit Schnellstahl[3]) gemessene Schneidentemperaturen lassen das Erreichen derart gefährlicher Erweichungstemperaturen mit größerem v erkennen, Fig. 62. Auch bei Hartmetall Widia[4]) wurde auf Werkstoff

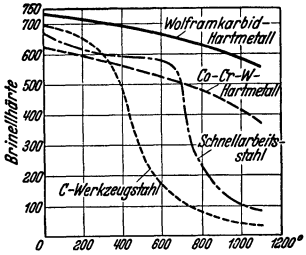


Fig. 61. Warmhärte von Schneidwerkzeugen.

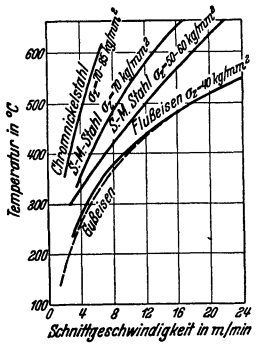


Fig. 62. Bei verschiedenen Werkstoffen auftretende Schneidtemperaturen für $t = 6$ mm, $s = 1$ mm/Umdr., bearbeitet mit Schnellstahl (18 vH Wolfram, $\alpha = 8°$, $\gamma = 16°$, $\varkappa = 40°$) (nach Gottwein).

St 60·11 mit $v = 95$ m/min ($s = 0{,}225$ mm/U, $t = 1$ mm) eine Schneidentemperatur von 630° C gemessen. Durch Kühlflüssigkeiten wird, wie Fig. 58 zeigt, die Schneidentemperatur t um Δt herabgesetzt, v jedoch in einem viel größeren Verhältnis (Δv) wieder heraufgesetzt, um auf das gleiche t zu kommen. Je größer q, um so größer die Möglichkeit der v-Steigerung: um 14 vH z. B. nach Fig. 63 bei $q = 0{,}5$ und um 48 vH bei $q = 4$. Bei Unterteilung von q ist es mit größerem t/s möglich (wegen der größeren Anlagefläche der Werkzeugschneide am Werkstück wie auch wegen des größeren Verhältnisses der wärmeabgebenden Fläche zum Spanquerschnitt), die Kühlwirkung noch zu verstärken, Fig. 42. Im Durchschnitt gestattet die Kühlung bei Schnellstahl eine Erhöhung von v um ~40 vH, bei Hartmetall um ~10 vH[5]). Dieser geringere v-Gewinn deutet darauf hin, daß die heutigen Bohrölemulsionen bei Hartmetallbearbeitung mit erhöhter Geschwindigkeit sich auf dem ablaufenden Span nicht schnell genug orientieren (s. oben) können, also zu geringe Kapillar- und Adhäsionskräfte aufweisen. Berücksichtigt man den Kühlungseinfluß in der Leistungskarte, Fig. 55, durch Heraufsetzen der $v_{\text{Schnellstahl-Linie}}$ auf $v_{\text{naß}}$, so ergibt sich: Durch Kühlung (v-Gewinn) wird der Ausnutzungsbereich[6]) der Bank auf kleinere q_{ch} vergrößert, d. h. man kann mit Schnellstahl noch q_{ch} abnehmen, die ohne Kühlung dem Hartmetall zugesprochen werden müßten, an Zeit wird jedoch nicht gespart ($q \cdot v$ wird kleiner). Will man den v-Gewinn durch Kühlung für jedes q rechts von q_{ch} in Anspruch nehmen, so wird $q \cdot v$ größer, mithin an Zeit gespart, dafür aber auch die Leistung größer. Letzteres daher nur anzuwenden, wo eine Überlastung der Bank im Verhältnis zur v-Steigerung statthaft ist. Unter Beibehaltung desselben v bei Kühlung wie bei Trockenschnitt wird die Standzeit[7]) nach Formel 10 (S. 499) in dem Maße verlängert, in dem für die

[1]) S. Fußnote 3, S. 496.
[2]) Pölzguter: Bericht Nr. 65 d. Schweiz. Verbandes f. Materialprüfung d. Technik. Zürich 1932.
[3]) Gottwein: Masch.-Bau, Sonderheft Zerspanung, April 1926.
[4]) Reichel: Werkzeugmasch. 1932 Heft 22 S. 412.
[5]) Reichel: Anz. Berg-, Hütten- u. Masch.-Wes. 53. Jg. Messeheft, 1932 S. 15.
[6]) Hippler: Wirtschaftl. Zerspanen, ADB-Bd. III, a. a. O. S. 52. — Lewin: Masch.-Bau 1926 Sonderheft Zerspanung, S. 21.
[7]) Reichel: Masch.-Bau Bd. 11 (1932) Heft 22 S. 476.

Kühlschnittgeschwindigkeit die der Temperaturerniedrigung durch Kühlung gleichzusetzende Trockenschnittgeschwindigkeit eingesetzt werden kann.

Wirkungsweise zu 2: Das günstige Auswirken einer mehr schmierfähigen Schneidflüssigkeit auf die Werkstückoberfläche ist in dem Schmieren der einzelnen Spanelemente bzw. in dem hierdurch eintretenden Übergang von Scher- zum Fließspan begründet. Die hierdurch bedingte leichtere Spanabnahme wird sich nach Fig. 64 u. 65 in einem ruhigen Arbeiten des Werkzeuges und in einer von Rattererscheinungen freien Werkstückoberfläche äußern. Ein weiterer Vorteil der Schmierwirkung ist der geringere spezifische Schnittwiderstand gegenüber Trokkenschnitt (geringerer Kraftverbrauch) mit abnehmender Festigkeit des Werkstoffes und zunehmendem t/s (Fig. 60)[1]).

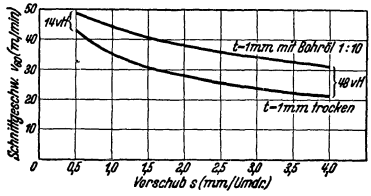


Fig. 63. Einfluß der Kühlung auf die Erhöhung der Standzeit-Schnittgeschwindigkeit (v_{60}) bei Werkstoff St 60 • 11 und Bohrölemulsion 1 : 10. Werkzeug: Schnellstahl. (Nach Reichel.)

Wirkungsweise zu 2 und 3: Die Kühl- und Schmierwirkung einer Schneidflüssigkeit ist praktisch nicht so scharf wie bei 1 und 2 zu trennen, da bei der Schmierwirkung Komponenten der Kühlung und umgekehrt hineinspielen und die Vorteile von 1 und 2 wohl immer zugleich verlangt werden. Versuche von Gottwein[2]) haben ergeben, daß bei Verwendung einer mit Wasser vermischten Hilfsflüssigkeit (Emulsion) das Werkzeug auskolkt und die Seitenfläche eine stark ausgeprägte Fasenbildung aufweist, Fig. 7, S. 483, während bei der Verwendung eines Schneidöles eine Auskolkung nicht auftritt, sondern sich eine Aufbauschneide bildet, Fig. 6, S. 483. Während im ersten Falle die entstehende Fase die Oberfläche des Werkstückes unmittelbar nachschneidet, eine gute Oberfläche und das gewünschte Maß also mit großer

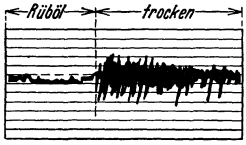


Fig. 64. Schwingungen eines Drehstahles bei Trockenbearbeitung gegenüber Schmierung mit Rüböl.

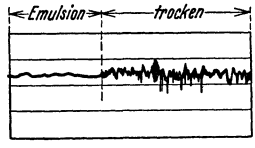


Fig. 65. Schwingungen eines Hobelstahles bei Trockenbearbeitung gegenüber Schmierung mit Bohrölemulsion.

Sicherheit erreicht werden, verursacht die Verwendung von Ölen eine rauhere Werkstückoberfläche, wobei durch die Aufbauschneide die Standzeit des Werkzeuges wesentlich verlängert wird (wichtig bei Automatenarbeiten). Je nach Vorwiegen der Kühl- oder Schmierwirkung wird die eine oder andere Erscheinung vorherrschen. Aus obigem ist auch erklärlich, warum beim Ausreiben von Bohrungen in Eisen- und Kupferlegierungen[3]) die Durchmesser bei Verwendung einer Emulsion kleiner ausfallen als bei Verwendung des Schneidöles. Man wird demnach bei einer neuen Reibahle eine Emulsion und nach einiger Abnutzung derselben ein Schneidöl benutzen. Bei Leichtmetallegierungen hat sich der umgekehrte Weg zur Einhaltung desselben Bohrmaßes als notwendig erwiesen, vorausgesetzt, daß die Güte der Oberfläche bei Verwendung einer Bohrölemulsion für ausreichend befunden wird.

II. Gemeinschaftliche Anforderungen an Werkzeugmaschinen.

Bezüglich Arbeitsbewegungen unterscheidet man: 1. Haupt- oder Schnittbewegung (kreisend oder gerade), die die Zerspanung bezweckt. 2. Schalt- oder Vorschubbewegung, die Werkzeug oder Werkstück senkrecht zum Schnitt vorschiebt. 3. Einstellbewegung, die das Werkzeug gegenüber Werkstück oder umgekehrt auf Spantiefe einstellt.

A. Drehzahlstufung.

Die Verwendung gestufter Drehzahlreihen ist nach der Gleichung: $n = v \cdot 1000/d \cdot \pi$ (s. S. 497) bedingt durch:

[1]) Reichel: Werkzeugmasch. 1932 Heft 22 S. 412.
[2]) Gottwein: Berichte über betriebswissenschaftl. Arbeiten a. a. O.
[3]) Schallbroch: Werkzeugmasch. Bd. 5 (1931) Heft 9 S. 189; Z. wissenschaftl. Fertigung 1932 Heft 8 S. 11. — Hoffmeister: Masch.-Bau Bd. 25 (1926) S. 836.

1. möglichst genaue Einstellung der für Werkstoff und Werkzeug wirtschaftlichsten Schnittgeschwindigkeit (s. S. 499 bis 503); gültig für alle spanabhebenden Maschinen;

2. Durchmesser von Werkstück (bei Drehbank) oder Werkzeug (Fräsmaschine, Schleif- oder Bohrmaschine); nur gültig für Maschinen mit kreisender Hauptbewegung.

Bei Hobel- oder Stoßmaschinen mit Schrauben-, Schnecken- oder Zahnstangenantrieb sind Abmessungen von Werkzeug oder Werkstück ohne Einfluß auf v. Bei Antrieb mit Kurbelschleife ist v bei gegebener Länge l der Kurbelschwinge abhängig vom Hub h und den Doppelhüben n/min: $v_{max} = \frac{l \cdot h}{l + h/2} \cdot \frac{\pi \cdot n}{1000}$. An Stelle von d ist in obige Gleichung $d' = \frac{l \cdot h}{l + h/2}$ gesetzt.

Die Festlegung eines bestimmten v_{max}, v_{min}, d_{max} und d_{min} ergibt den Drehzahlbereich der Maschine:

$$n_{min} = v_{min} \cdot 1000/\pi\, d_{max}, \qquad (1) \qquad n_{max} = v_{max} \cdot 1000/\pi\, d_{min}. \qquad (2)$$

Stufenlose Drehzahlregelung s. S. 517. Für Drehzahlstufung kommen zwei Reihen in Betracht: die arithmetische und die geometrische Reihe.

Bezeichnung der Reihe	$n_1 = n_{min}$	n_2	n_3	n_4	$n_z = n_{max}$
arithmetisch	n_1	$n_1 + \delta$	$n_1 + 2\delta$	$n_1 + 3\delta$	$n_1 + (z-1) \cdot \delta$
geometrisch	n_1	$n_1 \cdot \varphi$	$n_1 \cdot \varphi^2$	$n_1 \cdot \varphi^3$	$n_1 \cdot \varphi^{z-1}$

Aus $n_z = n_1 + (z-1) \cdot \delta$ folgt: $\delta = \frac{n_z - n_1}{z-1}$ und $z = \frac{n_z - n_1}{\delta} + 1.$ (3)

Aus $n_z = n_1 \cdot \varphi^{z-1}$ folgt: $\varphi = \sqrt[z-1]{\frac{n_z}{n_1}}$ und $z = \frac{\log n_z/n_1}{\log \varphi} + 1.$ (4)

In Gleichung (4) ist $z = \infty$, wenn $\varphi = 1$ (Stufenlose Drehzahlreihe).

$$\text{Regelbereich } R_{Ma} = n_{max}/n_{min} = \varphi^{z-1}. \qquad (5)$$

Vergleich beider Reihen: Wird z. B. ein geforderter Drehzahlbereich von $n_{min} = 8$ Uml./min bis $n_{max} = 256$ Uml./min geometrisch wie arithmetisch in 6 Drehzahlen aufgeteilt, so ergeben sich:

1. geometrisch mit $\varphi = 2$: 8, 16, 32, 64, 128, 256 (untere / obere) } Reihe

2. arithmetisch mit $\delta = 49{,}6$: 8, 57,6, 107,2, 156,8, 206,4, 256 (untere / obere) } Reihe.

Im Falle 1 kann man obere Reihe aus der unteren erhalten, da Verhältnis von unterer zu oberer Reihe = konstant = 1 : 8. Praktisch erreicht man dies z. B. mit einfachem Vorgelege (Vervielfachungsgetriebe, s. S. 527). Im Falle 2 ist dies nicht möglich, da Verhältnis beider Reihen verschieden ist = 1/19,6; 1/3,58; 1/2,38.

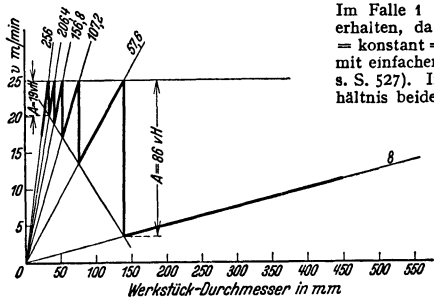


Fig. 1. Sägediagramm für arithmetische Stufung.

Die Drehzahlstufung nach der geometrischen Reihe wird daher für den Hauptantrieb ausschließlich angewandt.

Weiterer Vorteil der geometrischen Reihe: Um eine Übersicht über die bei einer gewählten Stufung begangenen Abweichungen von dem Idealfalle einer stufenlosen Reihe zu erhalten, setzt man in Formel $v = d \cdot \pi \cdot n/1000$ für ein bestimmtes n den Ausdruck $\pi \cdot n/1000 = C$ ein und erhält: $v = d \cdot C$ (6)

d. h. die Gleichung einer Geraden durch den Koordinatenanfangspunkt für $v = f(d)$ bei n = konst. Mehrere Gerade (n) ergeben das Sägediagramm, Fig. 1 und 2, so genannt, weil durch Einzeichnung einer wirtschaftlichen

Schnittgeschwindigkeitslinie die Abweichungen von ihr beim Übergang von einer Stufe auf die andere eine sägenförmige Linie ergeben.

Für obige sechs Drehzahlen der arithmetischen und geometrischen Reihe ergeben sich nach Formel (6) die in Fig. 1 und 2 eingezeichneten n-Geraden und Schnittgeschwindigkeitsabfälle A

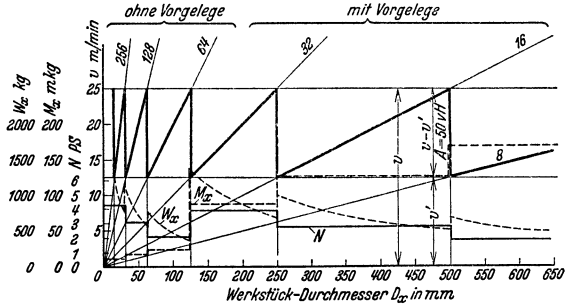


Fig. 2. Sägediagramm für Stufenscheibenbank mit geometrischer Stufung.

in vH. Bei der arithmetischen Stufung stehen für die kleinen Durchmesser die Drehzahlen unnötig dicht, für die großen Durchmesser sind zu wenig Drehzahlen verfügbar. Geschwindigkeitsabfall A wächst mit größer werdendem Durchmesser.

Bei geometrischer Stufung bleibt Geschwindigkeitsabfall A = konst.:

$$A = \frac{v - v'}{v} = \frac{25 - 12{,}5}{25} = 50 \text{ vH (meistens} < 36 \text{ vH, bei } \varphi = 1{,}58, \text{ Tafel 1 (S. 515)}$$

$$= \frac{\varphi - 1}{\varphi}, \quad \text{da} \quad \frac{v}{v'} = \varphi. \tag{7}$$

Aus dem Sägediagramm ist sofort zu erkennen, mit welcher Drehzahl bei gegebenem Durchmesser des Werkstückes (Drehbank) oder Werkzeug (Fräs-, Bohrmaschine) die größte Annäherung an die wirtschaftlichste Schnittgeschwindigkeit erreicht wird. Nachteil des Sägediagrammes nach Fig. 2 ist ungenaue Ablesung bei kleinen Durchmessern wegen der ziemlich steil verlaufenden n-Geraden.

Vorteilhafter wird das logarithmische Sägediagramm nach Fig. 3 verwendet mit:

$\log v = \log d + \text{konst.}$ (für n = konst.) (8)

Drehzahllinien verlaufen unter 45° als parallele Gerade (von gleichem Abstand bei rein geometrischer Stufung). Diagramm der Fig. 3 ist zugleich erweitert zur Maschinenkarte nach Fig. 4, welche die direkte Ablesung der Laufzeit T (min) bei gegebener Drehzahl n (Uml./min), Vorschub s (mm/U) und Drehlänge L (mm) gestattet. Die Beziehung zwischen diesen drei Faktoren bei i = Anzahl der Schnitte ist:

$$T = L \cdot i / n s. \tag{9}$$

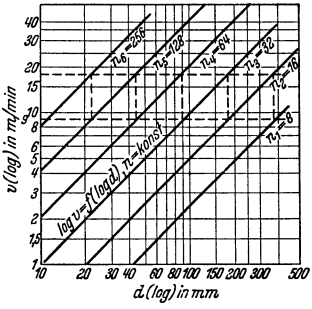


Fig. 3. Logarithmisches Sägediagramm.

Für i = 1 und L = 100 mm wird: $T = 100/ns$ (s. auch Formel 23, S. 506). Durch Logarithmieren (aus demselben Grunde wie oben) wird:

$$\log T = 2 - \log n - \log s \quad \text{oder:} \quad \log s = -\log T + 2 - \log n.$$

Da hiernach die Drehzahllinien unter −45° verlaufen würden, wird die log s-Ordinate umgekehrt: $-\log s = -\log T + 2 - \log n$

oder: $$\log s = \log T - 2 + \log n. \tag{10}$$

Drehzahllinien der Gleichungen (8) und (10) können somit, wie in Fig. 4, zur Deckung gebracht werden.

Aufzeichnen der Maschinenkarte[1]). Skalen für d und v im notwendigen Bereich abtragen. Einzeichnen der n-Linien unter der Vereinfachung, daß $v = n$ bei 318,3 mm ist. Skala für T so wählen, daß ein Wert von d = einem Vielfachen von T ist (in Fig. 4 ist $d = 20\,T$). Lage der s-Skala ergibt sich dann zwangläufig. Beachten, daß alle vier Skalen den gleichen Maßstab haben und Zeit T nur für eine angenommene Länge gilt.

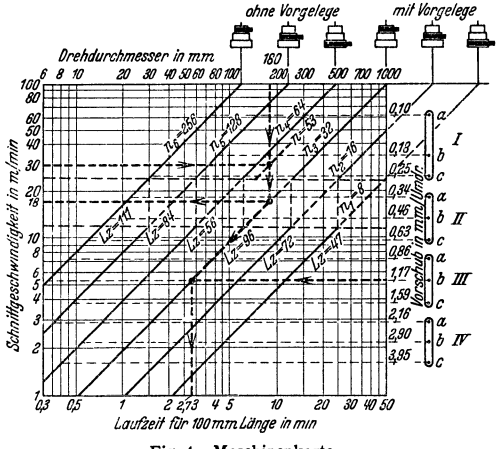


Fig. 4. Maschinenkarte.

Wie in Fig. 4 können noch schematisch die Schaltungen der Maschine für n und s eingezeichnet werden. Über Wahl von v s. S. 498. Maschinenkarte nach Fig. 4 gilt für Maschinen mit drehender Bewegung, für Maschinen mit hin- und hergehender Bewegung ist sinngemäß einzusetzen für die Laufzeit T (min) bei 10 mm Werkstückbreite:

$$T = \frac{10}{z \cdot s'} = \frac{2 \cdot 10 \cdot h}{s' \cdot v_m \cdot 1000}, \qquad (11)$$

wobei h = Hublänge (mm), s' = Vorschub/Doppelhub (mm), v_m = mittlere Tischgeschwindigkeit (m/min), z = Anzahl der Doppelhübe/min.

Für eine bestimmte Werkstoff- und Werkzeugart sind an den Drehzahllinien noch Leistungszahlen $L_z = q \cdot v_{ch}$ eingetragen, die sich aus Formel (18 oder 21), S. 505/506 ergeben, so daß man bei gewähltem Vorschub noch die Schnittiefe errechnen kann.

Vorschubantriebe werden oft arithmetisch gestuft, weil hier Durchmesser von Werkzeug und Werkstück ohne Einfluß ist. Bei unterbrochenen Schaltantrieben durch Sperrklinke, Ratsche usw. (besonders bei Plandrehbänken, Hobel- und Stoßmaschinen) ist arithmetische Stufung vorherrschend. Aber auch hier dringt geometrische Stufung ein wegen leichter Vervielfachungsmöglichkeit. Beim Gewindeschneiden richtet sich Stufung nach Art und Größe der zu schneidenden Gewindesteigungen, so daß diese weder arithmetisch noch geometrisch ist.

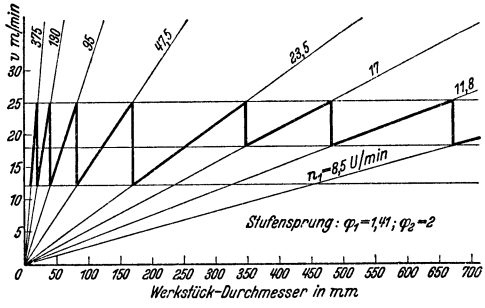


Fig. 5. Sägediagramm für geometrische Auswahlstufung.

Will man in einem Sägediagramm mit geometrischer Stufung für die kleineren Durchmesser eine etwas weniger dichte Reihe anwenden, so kann man bei den hohen Drehzahlen z. B. jede zweite auslassen, was zur geometrischen Auswahlstufung nach Fig. 5 führt. Nachteilig ist der verwickelte Aufbau solcher Vervielfachungsgetriebe; außerdem gehen die Vorteile für die Vorkalkulation, die in der Anwendung einer stetigen Reihe der Normdrehzahlen liegen, verloren.

Drehzahlnormung[2]). Die Normdrehzahlen des Vereins Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken (VDW) nach Tafel 1 sind aus den dezimal geometrischen Reihen nach DIN 323 hervorgegangen und zu Auswahlreihen zusammengefaßt.

Da Normen für den höchst zulässigen Drehzahlabfall eines Antriebmotors bei Belastung nicht bestehen und solche wegen der wechselnden Abhängigkeit

[1]) AWF-Schrift 300, Maschinenkarten. 4. Aufl. Berlin: Beuth-Verlag. Daselbst Vordrucke für sämtliche Werkzeugmaschinenarten erhältlich.

[2]) AWF-Schrift 239: Schlesinger: Wesen und Auswirkung der Drehzahlnormung. Berlin: Beuth-Verlag 1931.

Tafel 1. VDW-Richtwerte für Leerlaufdrehzahlen bei Werkzeugmaschinen und Getrieben.

Reihe 1,06	Reihe 1,12	Reihe 1,26	Reihe 1,58	Reihe 1,41	Reihe 2,0	Reihe 1,06	Lastdrehzahlen v. Transmissionen	Reihe 1,12	Reihe 1,26	Reihe 1,58	Reihe 1,41	Reihe 2,0	Reihe 1,06	Lastdrehzahlen v. Transmissionen	Reihe 1,12	Reihe 1,26	Reihe 1,58	Reihe 1,41	Reihe 2,0	Reihe 1,06	Lastdrehzahlen v. Transmissionen	Reihe 1,12	Reihe 1,26	Reihe 1,58	Reihe 1,41	Reihe 2,0
1,18	1,18	1,18	1,18			11,8		11,8	11,8	11,8	11,8	11,8	118		118	118	118			**1180**		1180	1180	1180		
1,25						12,5							125	125						1250	1250					
1,32	1,32					13,2		13,2					132		132			132		1320		1320				
1,40						14,0							140	140						1400	1400					
1,50	1,5	1,5		1,5	1,5	15,0		15	15				150		150	150				**1500**		1500	1500		1500	1500
1,60						16,0							160	160						1600	1600					
1,70	1,7					17,0		17			17		170		170					1700		1700				
1,80						18,0							180	180						1800						
1,90	1,9	1,9	1,9			19,0		19	19	19			190		190	190	190	190	190	1900		1900	1900	1900		
2,00						20,0							200	200						**2000**						
2,10	2,1			2,1		21,0		21					210		210					2100		2100			2100	
2,25						22,5							225	225						2250						
2,35	2,35	2,35				23,5		23,5	23,5		23,5	23,5	235		235	235				2350		2350	2350			
2,50						25,0	25						**250**	250						2500						
2,65	2,65					26,5		26,5					265		265			265		2650		2650				
2,80						28,0	28						280	280						2800						
3,00	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0	30,0		30	30	30			**300**		300	300	300			**3000**		3000	3000	3000	3000	3000
3,15						31,5	32 (31,5)						315	320 (315)						3150						
3,35	3,25					33,5		33,5			33,5		335		335					3350		3350				
3,55						35,5	36 (35,5)						355	360 (355)						3550						
3,75	3,75	3,75				37,5		37,5	37,5				**375**		375	375		375	375	3750		3750	3750			
4,00						40,0	40						400	400						4000						
4,20	4,2			4,2		42,0		42					420		420					4200		4200			4200	
4,50						45,0	45						450	450						4500						
4,75	4,75	4,75	4,75			47,5		47,5	47,5	47,5	47,5	47,5	475		475	475	475			4750		4750	4750	4750		
5,00						50,0	50						**500**	500						5000						
5,30	5,3					53,0		53					530		530			530		5300		5300				
5,60						56,0	56						560	560						5600						
6,00	6,0	6,0		6,0	6,0	60,0		60	60				**600**		600	600				6000		6000	6000		6000	6000
6,30						63,0	63						630	630						6300						
6,70	6,7					67,0		67			67		670		670					6700		6700				
7,10						71,0	71						710	710						7100						
7,50	7,5	7,5	7,5			75,0		75	75	75			**750**		750	750	750	750	750	7500		7500	7500	7500		
8,00						80,0	80						800	800						8000						
8,50	8,5			8,5		85,0		85					850		850					8500		8500			8500	
9,00						90,0	90						900	900						9000						
9,50	9,5	9,5				95,0		95	95		95	95	950		950	950				9500		9500	9500			
10,00						100,0	100						**1000**	1000						10000						
10,50	10,5					105,0		105					1050		1050			1050		10500		10500				
11,20						112,0	112						1120	1120						11200						

von Belastung, Größe und Typ des Motors nicht bisher festgelegt werden konnten, gelten die Normdrehzahlen als Leerlaufdrehzahlen.

Nur die genormten Drehzahlen für Transmissionen, die ebenfalls aus den Normungszahlen gebildet wurden und daher mit den Leerlaufdrehzahlen der Reihe 1,06 übereinstimmen (s. Tafel 1), gelten als Lastdrehzahlen nach DIN 112[1]) (mit normalem Riemenscheibendurchmesser nach DIN 111). Der Drehzahlabfall wird bei der Vorkalkulation durch einen Zuschlag zu den Drehzeiten berücksichtigt. Wird ein Drehzahlabfall von meistens 6 vH angenommen (man rechnet im Durchschnitt mit 3 bis 7 vH bei Motoren und 0,2 bis 1,5 vH für jeden Riemen), so kann man für die Lastdrehzahl einfach mit der vorhergehenden Zahl der Reihe 1,06 nach Tafel 1 rechnen, da Zahlen dieser Reihe ebenfalls um 6 vH voneinander abweichen. Ein glücklicher Zufall ist es, daß die synchronen Drehzahlen der Drehstrommotoren[2]) in den Normungszahlen enthalten sind. Die normalen Elektromotoren-Leerlaufdrehzahlen sind in Reihe 1,06 der Tafel 1 fett gedruckt. $n = 2000$ und 1180 gilt nur für Gleichstrom[3]). Da in jeder Reihe, mit Ausnahme der Reihe $\varphi = 1{,}58$, zweifach höhere Drehzahlwerte von vorhergehenden vorkommen, kann zur Vervielfachung jeder Reihe im Verhältnis 2 : 1 ein einfacher polumschaltbarer Drehstrommotor verwendet werden.

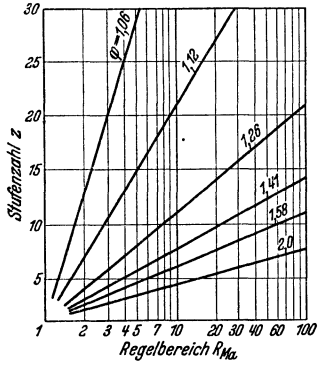


Fig. 6. Zusammenhang zwischen Regelbereich und Stufenzahl bei den Normsprüngen (nach AWF Nr. 239).

Rechnungsgang. Sollen z. B. für eine Fräspindel mit gegebenen Fräserdurchmessern, Grenzschnittgeschwindigkeiten und Stufenzahl z die Drehzahlen n berechnet werden, so ist zu der errechneten, kleinsten und größten Lastdrehzahl für die Leerlaufdrehzahlen 6 vH (nächsthöhere Zahl der Reihe $\varphi = 1{,}06$) hinzuzurechnen. Aus den Enddrehzahlen ergibt sich Regelbereich R_{Ma} [Formel (5), S. 512] und aus dem halblogarithmischem R_{Ma}-z-Diagramm der Fig. 6, in der die genormten Stufensprünge φ als gerade Linien erscheinen, läßt sich φ ablesen. Auf Grund des ermittelten φ werden die Normdrehzahlen aus Tafel 1 abgelesen und nachträglich der endgültige Regelbereich R_{Ma} festgestellt. Von den theoretischen Drehzahlen ergeben sich meistens mit Rücksicht auf Zähnezahlen und Achsenabstände geringe Abweichungen bei den wirklichen Drehzahlen.

B. Antriebarten.

1. Einzelantrieb[3]). Für jede Maschine ein Motor. Direkter oder indirekter Einzelantrieb nach Fig. 7. Zur Verwendung gelangen Gleichstrommotoren, s. S. 522, und Drehstrommotoren, s. S. 518 und 522, je nach geforderter Regulierfähigkeit und Drehzahlhöhe.

Vorteile des Einzelantriebes gegenüber Gruppenantrieb: Gute Anpassungsmöglichkeit des Antriebes an Maschine hinsichtlich Leistung, Drehzahlen, Steuer- und Reguliermöglichkeit. Hohe Durchzugkraft (Wegfall von Riemenzwischengliedern usw.). Kein Leerlauf des Motors (da sofort stillsetzbar). Durch Druckknopfschaltung von verschiedenen Arbeitsstellen aus bequeme Steuerbarkeit der Maschine (Zeitersparnis). Störung im Motor behindert nur betreffende Maschine. Freizügigkeit beim Aufstellen der Maschinen. Übersichtlichkeit in Werkstatt und keine Staubentwicklung wegen Fehlen von Transmissionsriemen. Nachteile: Höhere Anschaffungskosten, geringerer Wirkungsgrad der kleineren Motoren bzw. geringerer Leistungsfaktor bei Drehstrom. Bei Großwerkzeugmaschinen Antrieb der einzelnen kraftverbrauchenden Organe (Arbeits- und Transportspindeln, Schmier- und Kühlwasserpumpen) durch besondere Motoren; mitunter mit gegenseitiger Verblockung, so daß z. B. bei Fräsmaschinen Vorschubbewegung bei stillstehendem Hauptantrieb unmöglich ist. Einscheibendurchmesser und -drehzahl (rd. 300 bis 700 Uml./min) möglichst hoch, damit Riemenbreite bei gegebener Leistung kleiner ausfallen kann. Bei Drehstrommotor mit normal rd. 1500 Uml./min ist vorgebautes Getriebe zur Drehzahlminderung notwendig. Gleichstromregelmotor, in der mittleren Drehzahl ähnlich, verlangt Zwischenreduziergetriebe, erspart jedoch infolge feinstufiger Regelbarkeit Stufen im Hauptgetriebe.

2. Gruppenantrieb. Motor treibt über Transmission eine Gruppe von gleichartigen Maschinen an. Für allgemeine Betriebe am vorteilhaftesten.

---

[1]) Siehe Bd. I, Abschnitt Wellen und Achsen.

[2]) Die synchrone Drehzahl n bei Leerlauf ist $f \cdot 60/p$ Uml./min; f = Frequenz des Drehstromes (in Deutschland 50 Hertz oder $50 \cdot 60 = 3000$ Perioden); p = Polpaarzahl, festgelegt in den „Reg. f. El. Masch." (REM) 1923, § 10. Drehzahl bei Gleichstrom zwar beliebig, jedoch den Drehstromdrehzahlen angepaßt mit Einfügung der Werte 2000 und 1200 (≙ 1180) Uml./min.

[3]) Meller: Einzelantrieb von Werkzeugmaschinen. Leipzig: S. Hirzel 1927. — Jacobi: Schaltungen für Werkzeugmaschinenantriebe. Leipzig: Hachmeister & Thal 1924.

Geschwindigkeitsunterteilung ist nur durch Stufenscheiben bzw. durch teuere und größere Räderkästen zu erreichen. Ausnutzung der Antriebmotoren wirtschaftlicher, da meistens bis zur Vollast belastet. Motorleistung kann meistens gleich halber Summe der Leistungen von den am Gruppenstrang hängenden Maschinen angenommen werden. Direkten und indirekten Gruppenantrieb zeigt Fig. 7. Im ersteren Falle besserer Wirkungsgrad. Einscheibenmaschinen halten im Gegensatz zu Stufenscheibenmaschinen Leistung konstant, sind jedoch teurer als letztere. Beim Gruppenantrieb sind Ausbesserungen mit weniger Störung des Gesamtbetriebes und wegen kürzerer Wellen leichter als beim Gesamtantrieb, s. 3.).

3. Gesamtantrieb (Transmissionsantrieb) nach Fig. 7. Durch einen Motor werden über eine Transmission sämtliche Maschinen angetrieben.

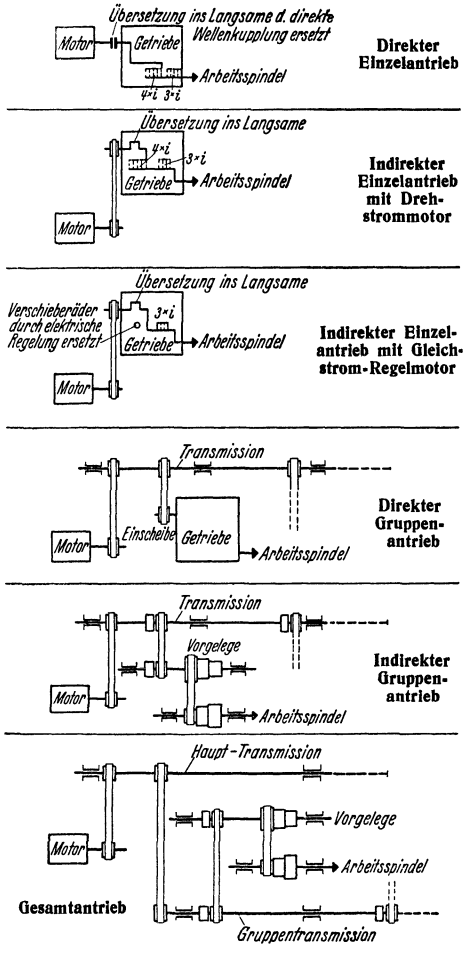


Fig. 7. Antriebarten von Werkzeugmaschinen.

Transmissionsantrieb dort vorsehen, wo beim Entwurf der Werkstätten die Verteilung der Maschinen feststeht, wo Umstellungen weniger vorkommen bzw. Erweiterungen im gleichen Sinne wie bei Erstanlage zu erwarten sind. Im letzteren Falle stärkere Bemessung der Transmission, Motor möglichst in Mitte derselben. Motordrehzahl $\simeq$ 750 bis 1500 Uml./min, Drehzahl für Gleitlager: alte Lager = 180 Uml./min, neue = 250 bis 400 Uml./min; für Kugellager 300 bis 800 Uml./min (die hohen Werte bei vollkommenem Einbau und guter Wartung). Drehzahl durch Vorgelege und Durchmesser der Stufenscheiben beschränkt. Maschinenvorgelege mit Kugellager selten. Bei der hohen Drehzahl von Kugellagertransmissionen werden die Scheiben auf Transmission leicht zu klein, Durchzugkraft der Vorgelegeriemen wird ungünstig.

C. Antrieborgane.

1. Stufenlose Getriebe.

Stufenlose Drehzahlregelung ist erwünscht wegen: 1. Gütesteigerung (Oberflächengüte); 2. Einhaltung bestimmter Standzeiten (Schnittgeschwindigkeiten), s. S. 499; 3. gleich großer Spanleistung in der Zeiteinheit bei allen Durchmessern (konstantes $q \cdot v$, s. Fig. 4, S. 514, Fig. 55, S. 506). Bei 1. und 2. wird Leistungsverbrauch (PS) nicht berücksichtigt, wohl dagegen bei 3. Ideale Forderung

an stufenlose Drehzahlregler ist, maximale Antriebleistung (s. S. 522 und 534) bei allen Drehzahlen (wie beim Einscheibenantrieb) wieder abzugeben; die elektrischen und Flüssigkeits-Getriebe entsprechen dieser Forderung.

a) Elektrische Getriebe. Die Erreichung vollkommen stufenloser Drehzahlreihen ist nur durch Regelung von Gleichstrommotoren möglich, wird jedoch aus praktischen Gründen (Nebenschlußregler bei zu vielen Kontakten zu teuer, zu große Abmessungen u. a.) auf genügend fein unterteilte beschränkt, s. S. 522. Über Leonardschaltung siehe S. 411. Drehstrommotoren mit Kurzschlußanker lassen sich durch Frequenzänderung des Speisestromes mittels Frequenz-Umformer nach Fig. 8 stufenlos regeln.

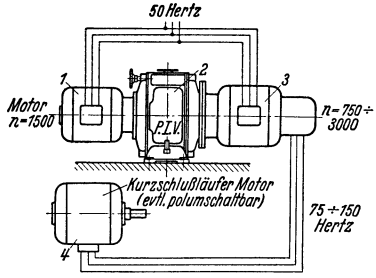


Fig. 8. Stufenlos regelbares Frequenzumformer-Aggregat (PIV G. m. b. H., Homburg v. d. H.).

Drehstrommotor *1* treibt mit konstanter Drehzahl (z. B. $n = 1500$ Uml./min) über ein im Verhältnis 1 : 4 stufenlos regelbares Getriebe *2* (z. B. P.I.V.-Getriebe oder hydraulisches Getriebe) einen Frequenzumformer 3, dessen Drehzahl somit im Verhältnis 1 : 4 ($n = 750$ bis 3000 Uml./min) und dessen erzeugte Drehstromfrequenz zwischen 75 und 150 Hertz beliebig geändert werden kann. Ein von *3* gespeister Arbeitsmotor *4* kann dann stufenlos im Verhältnis 1 : 2 geregelt werden. Ist Motor *4* noch polumschaltbar zwischen acht-, vier-, zweipoliger Anordnung, so können seine im Verhältnis 1 : 2 stufenlos regelbaren Drehzahlen noch im Verhältnis 1 : 2 : 4 erweitert werden, so daß ein Gesamtregelverhältnis von 1 : 8 erreicht wird. Angewandt z. B. zum Werkzeugantrieb von Hochleistungsbohrmaschinen, Schleifmaschinen.

Stufenlose Regulierung von Drehstrom-Nebenschluß-Kommutatormotoren mit Regelbereich 1 : 4 (AEG-Berlin) durch Bürstenverschiebung und gleichzeitige Betätigung des in den Motor eingebauten Potentialreglers werden wegen Anforderungen an Wartung, großen Abmessungen, Preis u. a. selten angewandt.

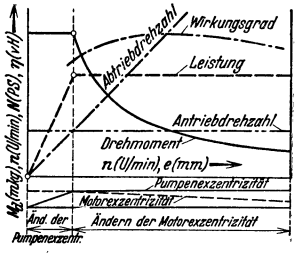


Fig. 8a. Charakteristik von Flüssigkeitsgetrieben.

b) Flüssigkeitsgetriebe. Sie gestatten stufenlose Regelung in sehr weiten Grenzen (theoretisch bis zum Wert 0 herab und bis zum Wert ∞ hinauf, praktisch begrenzt durch Absinken des Wirkungsgrades). Zu übertragende Leistung kann beliebig hoch sein.

α) Arbeitsverhältnisse[1]). Da auch kleine Bewegungen mit Sicherheit beherrscht werden, sind die Getriebe für Beistelleinrichtungen geeignet[2]). Größe der übertragbaren Leistung steigt mit Antriebdrehzahl[3]), die in der Mitte zwischen kleinster und größter Abtriebdrehzahl liegen muß (s. Fig. 8a). Schnittgeschwindigkeit kann während des Betriebes verändert werden. Regelbereich bei Regelung von Pumpe und Motor höchstens 1 : 28[3]). Regelung der Pumpe ist mit Absinken der Leistung verbunden, was unerwünscht, da bei den meisten Werkzeugmaschinen auch bei kleinsten Drehzahlen konstante Leistung gefordert wird. Je niedriger der zugelassene Wirkungsgrad, desto größer der Regelbereich. Durch Rädervorgelege kann Regelbereich erhöht werden.

---

[1]) Preger: Flüssigkeitsgetriebe an spangebenden Werkzeugmaschinen. Berlin: VDI-Verlag 1932. — Ritter: Masch.-Bau Bd. 6 (1927) Heft 22 S. 1099ff. — Preger u. Hänecke: Masch.-Bau Bd. 9 (1930) Heft 10 S. 325ff. — Schmidt: Werkzeugmasch. Bd. 31. (1927) Heft 4 S. 61ff. — Kronenberg: Masch.-Bau Bd. 11 (1932) Heft 20 S. 425ff.

[2]) Heymann: Werkst.-Techn. Bd. 22 (1928) Heft 10 S. 308. — Weil: Werkzeugmasch. Bd. 33 (1929) Heft 22 S. 461ff.

[3]) Hebenstreit: Betriebsverhältnisse und Wirkungsgrade von Kolbenflüssigkeitsgetrieben an Hand praktischer Untersuchungen. Dr.-Diss. T. H. Dresden. Berlin: Springer 1927.

Berechnung[1]: Pumpenleistung $N_P = Q \cdot n \cdot p \cdot 10/60 \cdot 75 \cdot 1000$ in PS,

wobei: Q die zu fördernde Ölmenge/Trommelumdrehung in cm³, n = Trommeldrehzahl (Uml./min), p = Druck des Öles (atü), ($p \cdot 10$ = Druck in m W.-S.).

Pumpe mit wirklicher Fördermenge Q ist für höheren, durch Liefergrad λ bedingten Q_{th}-Wert zu entwerfen. $\lambda = Q/Q_{th}$ abhängig von Abdichtung zwischen Kolben und Gehäuse, fällt mit steigender Öltemperatur und -druck und bei höheren Drehzahlen (über 1200 Uml./min Füllungsverluste)[2]). Größe des Schlupfes $S = Q_{th} - Q$ und damit des λ ist durch Versuche zu ermitteln und beträgt etwa 93 bis 97 vH[3]). Antriebmotorleistung: $N_A = N_P/\eta$, wobei $\eta = \eta_{mech} \cdot \lambda$ = Gesamtwirkungsgrad der Pumpe. Mech. Wirkungsgrad abhängig von Drehzahl, Exzenterstellung und Güte der Ausführung. Reibungsverluste bei allen Arbeitsdrücken annähernd gleich, η_{mech} sinkt jedoch, da bei abnehmendem Druck Leistung geringer wird. η_{mech} = 80 bis 95 vH[4]). Gesamtwirkungsgrad ändert sich mit Öltemperatur wenig (größerer Schlupf wird durch geringere hydraulische Reibungsarbeit ausgeglichen).

Leistung des Getriebemotors für gegebene Pumpenleistung N_P ist: $N_M = N_P \cdot \eta$. Für aus N_M ermittelte Ölmenge $Q_{M\,th}$ ist Motor zu entwerfen. Da bei kleiner Exzentrizität η absinkt, wird für Motor oft ein größeres Modell als für Pumpe benutzt. Gesamtwirkungsgrad von Pumpe und Motor übersteigt normal 80 bis 82 vH nicht, ändert sich bei Antriebdrehzahlen von 100 bis 1200 Uml./min wenig und ist am günstigsten bei Verhältnis von Antrieb- zur Abtriebdrehzahl 1 : 1, möglichst große Exzentrizität in Pumpe und Motor vorausgesetzt[3]).

β) Bauarten.

1. Pumpen (Generatoren).

Pumpen mit unveränderlicher Fördermenge[4]) sind fast durchweg Zahnradpumpen (s. diesen Band, S. 193).

Größere Zähnezahl und Schrägverzahnung erhöht Gleichförmigkeit des Ölstromes. Guter Wirkungsgrad nur bei Vollast. Wegen ihrer Einfachheit viel verbreitet.

Pumpen mit veränderlicher Fördermenge[4]) sind Kapselwerke oder Kolbenpumpen mit größerer Zylinderzahl (s. Fig. 9).

Stufenloses Verändern der Fördermenge durch Exzentrizitätsänderung (Verschieben des Gehäuses relativ zur ortfesten Welle) von einem Höchstwert über Null auf einen negativen Höchstwert (Umkehr der Förderrichtung).

Kolbenpumpen mit größerer Zylinderzahl haben radial (außen oder innen beaufschlagt) oder axial (axial beaufschlagt, Fig. 9) um die Antriebwelle angeordnete Zylinder.

Kolbenpumpen sind: Lauf-Thoma-Pumpe, Tangentialkolbenpumpe Bauart Sturm, Oil-Gear-Pumpe (innen beaufschl.), Stoz-Getriebe-Pumpe (außen beaufschl.), Pilot-Pumpe (axial beaufschl.).

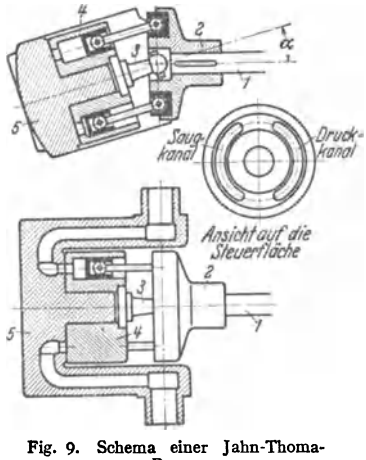


Fig. 9. Schema einer Jahn-Thoma-Pumpe.

Wirkungsweise einer Jahn-Thoma-Pumpe nach Fig. 9: Infolge Neigung der Antriebwelle *1* mit aufgekeiltem Triebflansch *2* zur mittels Kardanwelle *3* mitgenommenen Zylindertrommel *4* macht jeder Kolben bei jeder Umdrehung einen Doppelhub. Steuerkörper *5*, als Schwenkrahmen ausgebildet, trägt Druck- und Saugraum und dient der Ölzu- und -abfuhr. Ändern der Fördermenge durch Verstellen des Schwenkrahmens. Dichtungselemente nicht erforderlich. Scharfer Richtungswechsel im Flüssigkeitsstrom nicht immer zu vermeiden. Lauf-Thoma-Getriebe s. S. 194.

---

[1]) Vorwerck: Berechnung von Getrieben. Berlin: Krayn 1930.
[2]) Hebenstreit: a. a. O. — Pauer: Z. VDI Bd. 71 (1927) Heft 26 S. 919ff.
[3]) Nach Versuchen der Fortuna-Werke, Stuttgart-Cannstatt (Enor-Trieb).
[4]) S. a. AWF-Getriebeblätter 616/618 und 619/621. Berlin: Beuth-Verlag 1929.

2. Motoren für geradlinige Bewegung[1]) bestehen meist aus Zylinder und Kolben; für kreisende Bewegung können außer Zahnrad- und Pilot-Pumpe alle obengenannten Pumpen verwandt werden. Pumpe und Motor unterscheiden sich in Bauart und oft auch in Größe nicht.

3. Regelorgane verändern Förder- oder Schluckmenge. Feinfühlige Einstellung meist von Hand.

4. Sicherheitsorgane. Überlaufventile (einstellbar für Arbeiten mit veränderlichen Höchstdrücken) verhindern Überschreiten des für Maschine oder Werkzeug zulässigen Höchstdruckes (eingebaute Manometer).

γ) Ausgeführte Konstruktionen.

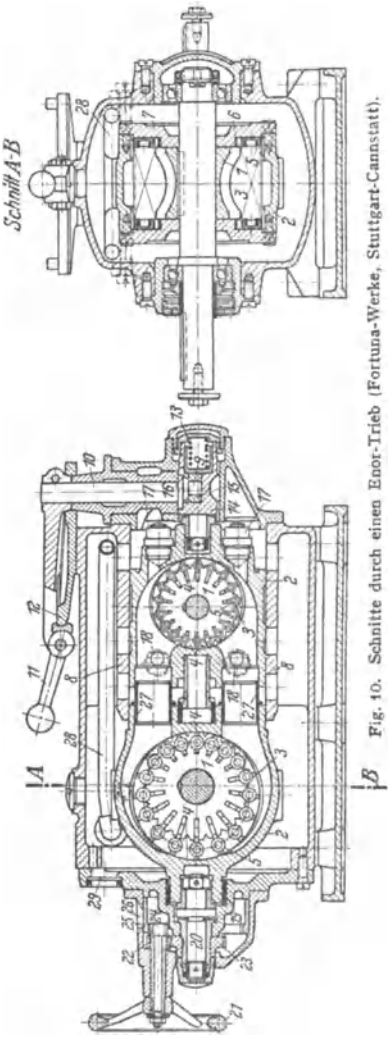


Fig. 10. Schnitte durch einen Enor-Trieb (Fortuna-Werke, Stuttgart-Cannstatt).

1. Enor-Trieb[2]) (außen beaufschlagtes Kapselwerk) nach Fig. 10. Pumpe und Motor sind Drehkolbenmaschinen mit reinen Kreisbewegungen und veränderlichem Arbeitsraum. Kolbentrommel *1* ist exzentrisch zu Zylinder *2* mit kreisförmigem Querschnitt angeordnet und trägt Flügelkolben *3*, von denen mindestens zwei die Dichtungsflächen *4* am Zylinder *2* berühren müssen. Flügelkolben *3* werden mittels Rollen *5* in zum Zylinder *2* konzentrischen Führungsbahnen der Laufringe *6* geführt, wodurch sie in Schlitzen der Kolbentrommel *1* hin und her gleiten und die nötigen Arbeitsflächen ergeben. Umlaufende Laufringe *6* sind auf Ansätzen der Deckel *7* gelagert. Innenkranz der Laufringe *6* trägt Bohrungen, durch die Schlitze in Kolbentrommel *1* mit Saug- oder Druckraum in Verbindung stehen. Ringe *6* dichten nur an den Arbeitsflächen gegen Deckel *7* ab. An anderen Stellen ist Deckel *7* ausgespart. Aufgaben der Laufringe: 1. Auffangen der Fliehkräfte der Kolbenflügel; 2. zwangläufige Führung der Kolbenflügel *3* in Kreisbahn, so daß Berührung mit Zylinderwand auf Arbeitsflächen beschränkt; 3. zwangläufige Steuerung der Schlitze in Kolbentrommel, die durch Bohrungen in Laufringen *6* mit den Arbeitsräumen in Verbindung stehen, so daß Öl zirkulieren kann; 4. Teilung der seitlichen Anlaufflächen der Kolbentrommel an Deckeln *7* in zwei Zonen und Verhinderung zu hoher Gleitgeschwindigkeiten infolge kleinerer Relativgeschwindigkeiten zwischen Laufringen und Schaufeln. Pumpe und Motor gemeinsam in geschlossenem Gehäuse, das als Ölbehälter dient. Mindestens Pumpe muß unter Ölspiegel liegen. Druckölleitung als geschlossene Rohrleitung, Saugleitung mit unter Ölspiegel liegender Öffnung ausgebildet. Da Getriebe nach Fig. 10 mit beiden Bewegungsrichtungen arbeitet, haben beide Pumpenseiten Sicherheitsventile *17* und Schlabberventile *18*, die auf Saugseite Öl nachsaugen und sich schließen, wenn Druck auftritt. Pumpe wird durch Gleitbahnen *8* des Gehäuses getragen. Verschieben des Zylinders *2* zwecks Änderung der Fördermenge oder der Drehrichtung mittels Exzenter *9*, das über Welle *10* durch Hebel *11* gedreht wird. Einstellung nach Skalascheibe *12*. Feder *13* bringt mit Zylinder *2* in Verbindung stehenden Stempel *14*

[1]) Preger: Z. VDI Bd. 75 (1931) Heft 10 S. 277. — Kessner: Ebenda Bd. 74 (1930) Heft 11 S. 345. — Krug: Ebenda Bd. 73 (1929) Heft 10 S. 346. — Krug: Werkst.-Techn. Bd. 22 (1928) Heft 10 S. 299ff. — S. a. unter D im Abschn. VIII.

[2]) Kühn: Masch.-Bau Bd. 6 (1927) Heft 22 u. 24, S. 1107 u. 1193.

immer zum Anliegen an Stein *15* des Exzenterzapfens *9*. Buchse *16* gestattet Verschieben des Zylinders *2* nach links, ohne auf *12* eingestellten Wert zu ändern. Motor wird durch Gleitbahnen *8* und *19* getragen. Änderung seiner Exzentrizität mittels Gewindespindel *20* vom Handrad *21* aus über Zahnräder *22/23*. Ritzel *24* dreht hierbei Skalaring *25* an einer Marke am Schauloch *26* vorbei. Buchsen *27* bilden teleskopartige Verbindung zwischen Pumpe und Motor. Rohrleitung *28* dient der u. U. erforderlichen Ölkühlung. Ölstand durch Schauglas *29* kontrollierbar. Aus Gehäuse heraustretende Wellen sind öldicht gelagert.

2. Stoz-Getriebe-Pumpe (außen beaufschlagte Kolbenpumpe) nach Fig. 11 hat nur drei sich bewegende Teile, wenig Dichtungsflächen und hält auch bei höheren Arbeitsdrücken Schlupfverluste und Ölerwärmung in niedrigen Grenzen. Bauart ist sehr gedrängt. Wirkungsweise: Bei Drehung der zweimal quergeschlitzten Trommel *1* in Pfeilrichtung wachsen infolge exzentrischer Lage des Führungszapfens *2*, der Kolben *3* und *4* führt, bei der ersten halben Umdrehung Räume *5* und *6* nacheinander an, saugen durch Saugstutzen *7* das vom Motor abgegebene Öl an, nehmen es auf Druckseite des Gehäuses *8* mit, verkleinern sich während der zweiten halben Trommelumdrehung und drücken Öl durch Druckstutzen *9* in Motor. Ebenso arbeiten, um eine halbe Trommelumdrehung versetzt, Räume *10* und *11*. Durch in Stutzen *12* und *13* eingebaute Schnüffelventile wird das als Leckö1 aus dem Kreislauf entschwundene Öl nachgesaugt. Rohr *14* führt Leckö1 dem Ölbehälter wieder zu. Förderrichtung durch Lage des Zapfens *2* (ob über oder unter der Trommelmitte) bestimmt. Regelung der Fördermenge durch Ändern der Zapfenexzentrizität. Verlegen der Zapfenexzentrizität vom Plus- auf Minuswert leicht bei jedem Hub, weshalb — wenn Getriebe für hin- und hergehende Bewegung dient — Umsteuerhebel am besten auf das herausragende Ende des Zapfens *2* aufgesetzt wird. Größe der Exzentrizität läßt sich dann durch an beliebigen Stellen festklemmbare Anschläge begrenzen (verschiedene Geschwindigkeiten für Arbeitshub und Rücklauf leicht einstellbar). Pumpe kann mit einer zweiten Pumpe gleicher Bauart, die als Motor läuft, zusammenarbeiten. Pumpe möglichst vollkommen im Öl, damit Luft nicht angesaugt wird. Treibmittel ist reines Glyzerinöl.

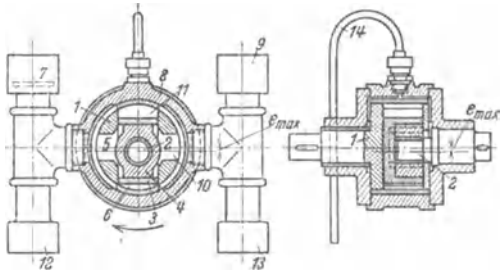


Fig. 11. Schnitte durch eine Stoz-Getriebe-Pumpe (Hugo Stoz, Weingarten).

c) Reibradgetriebe[1]**);** s. Bd. I.

d) Zugorgangetriebe[2]**).** Der Umlaufregler mittels Keilgurt (System Reeves) ist wegen größeren Regelbereiches bei kleineren Abmessungen in verschiedenen Ausführungen anzutreffen.

Das PIV-Ketten-Regelgetriebe beruht auf demselben Grundsatz wie das Reeves-Getriebe, nur ist Reibungsschluß des Riemens durch Formschluß einer Kette ersetzt.

2. Stufige Getriebe.

Auch hier wird konstante, maximale Leistung (PS) bei allen Drehzahlen gefordert:

1. um guten Wirkungsgrad von Antriebmotor und Maschine zu erzielen;
2. da Drehvorgang eine konstante Antriebleistung (mit veränderlichem Drehmoment) voraussetzt (s. w. u.);
3. im Interesse einfacher Vorkalkulation, Arbeitsverteilung u. ä.;
4. um in der Zeiteinheit bei allen Drehzahlen gleich hohes Spanvolumen $q \cdot v$ zu erhalten, s. S. 508.

a) Elektrische Getriebe. Elektromotoren allein können als stufige Getriebe dienen, wenn Gesamtregelbereich der Maschine nicht größer zu sein braucht als der des Motors (z. B. bei Radsatzdrehbänken), andernfalls sind mechanische Zwischenglieder anzuwenden.

[1]) AWF-Getriebeblätter 615/16 und 626 B/T.
[2]) AWF-Getriebeblätter 622 B/T.

α) Gleichstrommotor. Beim normalen Gleichstrom-Nebenschlußmotor ist durch Feldschwächung mit Hilfe eines Nebenschluß-Regulierwiderstandes eine der Zahl der Reglerstellungen (üblich 10 bis 30) entsprechende Drehzahlverstellung bis 1 : 3,7 (weiter unwirtschaftlich) möglich. Durch Vereinigung von Feldregelung und Polumschaltung können Regelbereiche bis 1 : 9, mitunter bis 1 : 16 erreicht werden. Handelt es sich um feinstufige Regelung größerer Motoren innerhalb weiter Grenzen (bis 1 : 10), wird Leonardschaltung, s. S. 411, angewandt (hohe Anlagekosten). Drehrichtungsumkehr der Arbeitsspindel bei Gleichstrom an Stelle der sonst nötigen Wendegetriebe durch Umkehr des Erregerstromes.

Jede Werkzeugmaschine hat ein maximales Drehmoment zu überwinden, das aus dem zu bearbeitenden härtesten Werkstoff, dem größten vorkommenden Spanquerschnitt und Durchmesser zu errechnen ist. Das vom Motor zu leistende Drehmoment ist das Produkt aus Feldstärke, Größe des Ankerstromes und einer Konstanten, die durch Abmessungen und Wicklung des Motors festgelegt ist. Bei Feldschwächung zum Zwecke der Erhöhung der Umlaufzahl sinkt das Drehmoment

$$M = N/n \cdot 71620 \text{ cmkg} = J_a \cdot H \cdot C^{1}) \text{ cmkg},$$

wenn nicht Schwächung der Feldstärke H durch erhebliche Erhöhung der Stromstärke J_a wieder aufgehoben wird. Bei Werkzeugmaschinen ist Erhöhung der Stromstärke, d. h. des Drehmomentes, nicht nötig, da größtes Drehmoment $M_{max} = \frac{P_{max} \cdot d_{max}}{2}$ (wobei $P = k_s \cdot s \cdot t$, s. S. 494) nur zusammen mit kleinster Drehzahl n_1 auftritt. Motorleistung $N = Mn/71620$ (PS) bleibt also annähernd konstant; Regelung des Motors entspricht in dieser Beziehung dem mechanischen Geschwindigkeitswechsel.

Da Regelbereiche bei Werkzeugmaschinen meistens größer (bis 1 : 40 und mehr), sind Rädervorgelege, s. S. 527, notwendig.

Ist: n_1 = niedrigste Drehzahl von Motor und Getriebe, R_{Mo} = Regelbereich des Motors, so daß $n_2 = n_1 \cdot R_{Mo}$ und Maschinenregelbereich $R_{Ma} = n_z/n_1$, so ergibt sich die Anzahl z der mechanischen Stufen zu:

$$z = \lg (n_z/n_1)/\lg R_{Mo} . \tag{1}$$

Bei Anwendung genormter φ für Maschine und Motor ergibt sich stets eine ganze Zahl für z, andernfalls z als ganzzahlig anzunehmen und R_{Mo} auszurechnen ist:

$$R_{Mo} = \sqrt[z]{n_z/n_1} . \tag{2}$$

Um die in Formel (1) auftretenden Überschneidungen von bei höchster Motordrehzahl eingestellter Drehzahl der niedrigsten mechanischen Stufe mit bei niedrigster Motordrehzahl eingestellter Drehzahl der nächst höheren mechanischen Stufe zu vermeiden, werden mit n_1 als Drehzahl bei niedrigster Motordrehzahl die Drehzahlen n_2, n_3 usw. der nächsten mechanischen Stufen:

$$n_2 = n_1 R_{Mo} \cdot \varphi;\ n_3 = n_1 (R_{Mo} \cdot \varphi)^2;\ n_{max} = n_1 \cdot (R_{Mo} \cdot \varphi)^{z-1} \cdot R_{Mo} = n_1 \cdot R_{Mo}^z \cdot \varphi^{z-1} \tag{3}$$

und

$$R_{Mo} = \sqrt[z]{n_{max}/n_1 \varphi^{z-1}}, \text{ (wobei } \varphi = \text{Regulierspung).} \tag{4}$$

Aus Sägediagramm Fig. 12 geht Art der elektrischen Regelung mit:

$$R_{Mo} = \sqrt[6]{\frac{508{,}8}{10 \cdot 1{,}26^{6-1}}} = 1{,}59$$

hervor[2]).

β) Drehstrommotor. Entweder Asynchronmotoren mit Schleifringanker (selten) oder Kurzschlußanker (wirtschaftlich, da auch bei Belastungen von 0,2 bis 0,5 Vollast hoher Wirkungsgrad und Leistungsfaktor[3]), am häufigsten

[1]) C enthält die Konstanten des Motors.

[2]) Vgl. Meller: Einzelantrieb von Werkzeugmaschinen, S. 40/41. Leipzig: S. Hirzel 1927 getrieben wie beim Gleichstrommotor.

[3]) Rosenberg: Elektrotechn. Z. Bd. 48 (1927) S. 645.

mit Sterndreieckschaltung zur Vermeidung hohen Anlaufstromes) mit konstanter Drehzahl oder als polumschaltbare Drehstrommotoren mit durch Polpaarzahl des Stators und Netzfrequenz beschränkten Drehzahlen (z. B. bei Netzfrequenz von 50 H/sek bei zweipoliger Statorschaltung $n = 3000$ Uml./min).

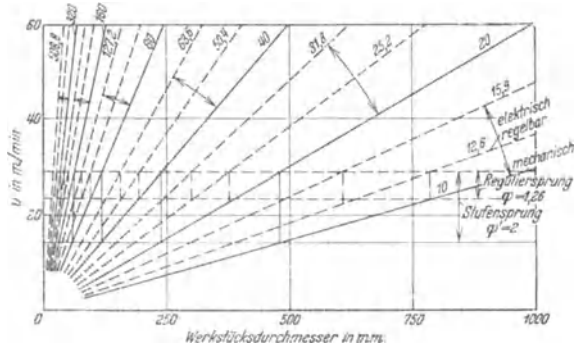


Fig. 12. Sägediagramm für 6 mechanisch und 12 elektrisch einstellbare Stufen (nach Meller).

Drehrichtungsumkehr wird durch Vertauschen der Anschlüsse zweier beliebiger von den drei Anschlußleitungen (Phasen) des Motors erreicht. Umschalten auf höhere Drehzahl in umgekehrter Drehrichtung ermöglicht z. B. schnelles Abbremsen und Rücklauf mit doppelter Geschwindigkeit (Revolverbänke). Wo besonders gleichbleibendes Drehmoment verlangt wird, z. B. bei Radsatzdrehbänken mit gleichbleibendem Drehdurchmesser im Gegensatz zur allgemeinen Drehbank mit geforderter konstanter Leistung, ist der Drehstrom-Nebenschluß-Kollektormotor seiner Natur nach am geeignetsten. Berechnung von Stufengetrieben wie beim Gleichstrommotor.

Werden höhere Drehzahlen als 3000 Uml./min bei $f = 50$ und $p = 1$ benötigt (besonders bei Holzbearbeitungsmaschinen), so läßt sich dies durch Erhöhung der Frequenz mittels Frequenzwandler (umständlich, teuer), einfacher durch Ineinanderschachtelung zweier Kurzschlußläufer — Doppelläufermotor nach Fig. 13 — erreichen.

I a und *b* bilden den Außenmotor, *II a* und *b* den Innenmotor. In feststehendem Gehäuse *d* mit Außenmotor *I a* ist auf sich drehender Motorwelle mit Innenläufer *II b* ein Zwischengehäuse *c* mit Außenläufer *I b* und Innenstator *II a* drehbar gelagert. Innenstator *II a* wird über Schleifring *S* Strom zugeführt. Drehzahl der Welle ergibt sich als Drehzahlsumme beider Motoren zu: $n = 60 \cdot f\,(1/p_1 + 1/p_2)$. Bei $f = 50$ werden erreicht: 6000 (*I a* zweipolig, *II a* zweipolig), 4500 (*I a* vierpolig, *II a* zweipolig), 3000, 1500 Uml./min.

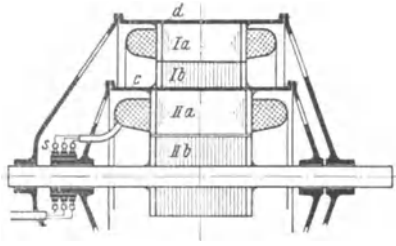


Fig. 13. Doppelläufermotor (Bauart Siemens-Schuckert).

γ) Einbaumotor für Gleich- und Drehstrom gestattet organischen Zusammenbau mit Werkzeugmaschine. Wesentliches Merkmal ist die hohle Motorwelle, so daß Motor direkt auf Arbeitsspindel aufgesteckt wird (Spindelstockmotor). Weitere Vorteile: Geschlossene Einheit von elektrischem und mechanischem Teil, daher unabhängig vom Aufstellungsort. Gedrängteste Bauart. Geringster Platzbedarf. Besserer Wirkungsgrad[1]) durch Fortfall von Riemenzwischenglieder. Schwingungsübertragung von frei schwingenden Flanschmotoren vermieden.

[1]) Siehe Meller: Einzelantrieb von Werkzeugmaschinen, S. 149ff. Leipzig: Hirzel 1927.

Als Einbaumotor für besondere Zwecke dient der Außenläufermotor. Anker erhält Ständerwicklung und steht still, äußeres Gehäuse mit Läuferkurzschlußwicklung läuft um. Geeignet hierfür sind nur Drehstrom-Kurzschlußläufer.

δ) Motorstufengetriebe sind elektrische Getriebe in erweitertem Sinne und dienen zur Umstellung einer Werkzeugmaschine von Stufenscheiben- auf Einscheiben-(Einzel-)Antrieb. Auf die Hauptspindel tritt an Stelle der Stufenscheiben eine Einscheibe, die von einem an die Werkzeugmaschine angebauten Getriebe mit Flanschmotor oder auch neben die Maschine gesondert aufgestellten Getriebe (um Schwingungsübertragung zu vermeiden) angetrieben wird. Hierdurch werden die Vorteile des kurzen Kraftflusses einer Maschine mit Einscheibenantrieb gewonnen.

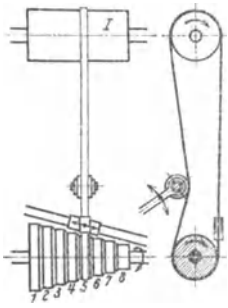


Fig. 14. Norton-Stufenscheibe.

b) Stufenscheibentriebe. Über Riemen s. Bd. I. Übersetzungsverhältnisse i werden nach einer geometrischen Reihe abgestuft.

α) Norton-Stufenscheibe mit Trommelvorgelege nach Fig. 14. Nur für kleine Sprünge φ brauchbar, da lediglich durch Abänderung der Durchmesser der getriebenen Scheibe eine Änderung von i erzielt wird. Übersetzungsberechnung wie beim Nortongetriebe S. 528.

Beispiel: $i_s = 3 \cdot i_1$; $i_1 = 2/3$; $d_I = 200$ mm angenommen.
$i_s = 3 \cdot i_1 = i_1 \cdot \varphi^7$; $\varphi = \sqrt[7]{3} = 1{,}17$.

d_I/d_1	d_I/d_2	d_I/d_3	d_I/d_4	d_I/d_5	d_I/d_6	d_I/d_7	d_I/d_8
$\frac{2}{3}$	$\frac{2}{3}\varphi$	$\frac{2}{3}\varphi^2$	$\frac{2}{3}\varphi^3$	$\frac{2}{3}\varphi^4$	$\frac{2}{3}\varphi^5$	$\frac{2}{3}\varphi^6$	$\frac{2}{3}\varphi^7$
200/300	200/256	200/219	200/187	200/160	200/137	200/117	200/100

β) Stufenscheibentrieb ohne Wechsel am Decken-Vorgelege nach Fig. 15 (Heidenreich & Harbeck, Hamburg).

Der offene (Vorlauf) und gekreuzte Riemen (Rücklauf), deren Riemengabeln an gemeinsamer Schiene befestigt sind, müssen um e seitwärts bewegt und die

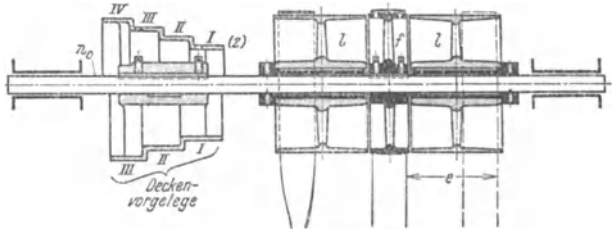


Fig. 15. Stufenscheibentrieb ohne Wechsel am Deckenvorgelege.

Leerlaufscheibe doppelt so breit ausgeführt werden, damit der eine Riemen erst völlig von der Festscheibe herunter ist, bevor der andere auf sie aufläuft. Da durch die breiten Leerlaufscheiben das Vorgelege sehr lang wird, werden häufig auf Welle lose laufende Riemenscheiben durch eine Reibkupplung u. ä. mit dieser verbunden.

Allgemeine Bedingungen: 1. Spindelstock und Deckenvorgelege haben gleich große Stufenscheiben.

2. Summe gegenüberliegender Durchmesser = konstant, damit Riemenlänge = konstant. Letzteres ist bei gekreuztem (wenig angewandten) Riemen stets, bei offenem Riemen nur dann der Fall, wenn Achsenabstand $A \geqq 10\ (d_{max} - d_{min})$.

Somit ergeben sich die Umläufe n_0 des Deckenvorgeleges:

$$n_0 d_{1(IV)} = n_z \cdot d_z$$

$$n_0 d_z = n_1 \cdot d_1$$

$$n_0^2 = n_1 \cdot n_z, \quad (1) \quad \text{oder:} \quad n_0 = \sqrt{n_1 \cdot n_1 \varphi^{z-1}} = n_1 \sqrt{\varphi^{z-1}}. \quad (2)$$

Stufenscheibendurchmesser aus:

$$i_1 = d_z/d_1 \quad \text{und} \quad i_z = i_1 \cdot \varphi^{z-1} = d_1/d_z,$$

folglich:

$$d_1^2/d_z^2 = \varphi^{z-1}; \quad d_1/d_z = \sqrt{\varphi^{z-1}}; \quad (3) \qquad d_z/d_1 = 1/\sqrt{\varphi^{z-1}}. \quad (4)$$

Auf ähnliche Weise ergeben sich die in Tafel *a* der Fig. 16 angegebenen Durchmesserverhältnisse. Bei 3, 5, 7 usw. Stufen sind die mittleren Durchmesser gleich, bei 4, 6, 8 usw. Stufen ist das Verhältnis für die beiden mittleren Durchmesserpaare $1/\sqrt{\varphi}$ und $\sqrt{\varphi}/1$. Die Durchmesserunterschiede werden nach Annahme

Deckenvorgelege, treibend / Spindelstock, getrieben	II I / 2 1	III II I / 3 2 1	IV III II I / 4 3 2 1	V IV III II I / 5 4 3 2 1
i_x	i_2 i_1	i_3 i_2 i_1	i_4 i_3 i_2 i_1	i_5 i_4 i_3 i_2 i_1
a) ohne Wechsel im Deckenvorgelege $d_{min} = d_z$;	$\frac{d_{II}}{d_2}$ $\frac{d_I}{d_1}$	$\frac{d_{III}}{d_3}$ $\frac{d_{II}}{d_2}$ $\frac{d_I}{d_1}$	$\frac{d_{IV}}{d_4}$ $\frac{d_{III}}{d_3}$ $\frac{d_{II}}{d_2}$ $\frac{d_I}{d_1}$	$\frac{d_V}{d_5}$ $\frac{d_{IV}}{d_4}$ $\frac{d_{III}}{d_3}$ $\frac{d_{II}}{d_2}$ $\frac{d_I}{d_1}$
b) mit zweifachem Wechsel im Deckenvorgelege nach Aufteilung 1, $d_{min} = d_{z/2}$	$\frac{\sqrt{\varphi}}{1}$ $\frac{1}{\sqrt{\varphi}}$	$\frac{\varphi}{1}$ $\frac{1}{1}$ $\frac{1}{\varphi}$	$\frac{\sqrt{\varphi^3}}{1}$ $\frac{\sqrt{\varphi}}{1}$ $\frac{1}{\sqrt{\varphi}}$ $\frac{1}{\sqrt{\varphi^3}}$	$\frac{\varphi^3}{1}$ $\frac{\varphi}{1}$ $\frac{1}{1}$ $\frac{1}{\varphi}$ $\frac{1}{\varphi^2}$
c) mit zweifachem Wechsel im Deckenvorgelege nach Aufteilung 2, $d_{min} = d_{z/2}$	$\frac{\varphi}{1}$ $\frac{1}{\varphi}$	$\frac{\varphi^2}{1}$ $\frac{1}{1}$ $\frac{1}{\varphi^2}$	$\frac{\varphi^3}{1}$ $\frac{\varphi}{1}$ $\frac{1}{\varphi}$ $\frac{1}{\varphi^3}$	$\frac{\varphi^4}{1}$ $\frac{\varphi^2}{1}$ $\frac{1}{1}$ $\frac{1}{\varphi^2}$ $\frac{1}{\varphi^4}$

Fig. 16. Durchmesserverhältnisse von Stufenscheibentrieben.

von d_z und Errechnung von d_1 nach obiger Formel (3) arithmetisch gestuft, d. h. $d_1 - d_2 = d_2 - d_3 = d_3 - d_4$ usw. mit $\delta = \frac{d_1 - d_z}{z - 1}$. Dies ergibt nur annähernd geometrische Reihen der Übersetzungsverhältnisse; Abweichung größer als 2 vH nicht zulässig. Damit Riemen genügend durchzieht, ist zu vermeiden, die Durchmesser zweier miteinander arbeitenden Stufen um mehr als den Durchmesser der kleineren verschieden zu wählen. Verhältnis $d_1/d_z \leqq 2$, damit Unterschied der Riemenleistung in den äußeren Lagen nicht zu groß. d_z meistens mit Rücksicht auf Spindeldurchmesser gegeben.

Ist $d_1/d_z = 2/1$, so ergeben sich die Werte φ zu:

$\varphi = 4$	für die	zweistufige	Riemenscheibe	
$\varphi = 2$	„	„ dreistufige	„	
$\varphi = 1{,}59$	„	„ vierstufige	„	
$\varphi = 1{,}414$	„	„ fünfstufige	„	usw.

Ist Achsenabstand $A \leqq 10\,(d_1 - d_z)$ bei $d_1 + d_z = d_2 + d_{z-1}$ usw., so ist Riemenlänge nachzurechnen[1]), s. Bd. I, bzw. sind die Durchmesser nachzuprüfen unter Beibehaltung der Übersetzungen i. Zu den auf S. 534 erwähnten Mängeln des Stufenscheibentriebes kommt hinzu, daß bei größter Belastung

[1]) Toussaint: Bestimmung der Stufenscheibendurchmesser an Stufenscheiben bei kurzem Achsenabstand ($A < 10\,(d_1 - d_z)$). Veröff. d. Fritz Werner A.-G., Berlin-Marienfelde, 1920, Heft 4. Selbstverlag der Firma.

der Maschine der Riemen im Deckenvorgelege auf der kleinsten Scheibe liegt — kleine Auflage bei kleinster Geschwindigkeit — und Gefahr des Riemenschlupfes besteht.

Rechnungsbeispiel. Gegeben: (aus geforderten v_{max} bei d_{min} und umgekehrt s. oben) $n_1 = 118$, $n_4 = 475$, $R_{Ma} = 475/118 = 4{,}02$, Stufensprung $\varphi = 1{,}58$ (s. Fig. 6), somit $n_1 = 118$, $n_2 = 190$, $n_3 = 300$, $n_4 = 475$.

Ang.: $d_z = d_{min} = 160$ mm.

Deckenvorgelegedrehzahl: $n_0 = \sqrt{118 \cdot 475} = 237$.

Scheibendurchmesser:

$$d_z/d_1 = \sqrt{1/\varphi^3}; \qquad d_1 = d_z\sqrt{\varphi^3} = 160\sqrt{1{,}58^3} = 317 \text{ mm},$$

$$d_2 + d_3 = d_z + d_1 = 160 + 317 = 477 \text{ mm},$$

$$d_2 = d_2\sqrt{\varphi}; \qquad d_3 + d_3\sqrt{\varphi} = 477 \text{ mm}; \qquad d_3 = \frac{477}{1+\sqrt{\varphi}} = 212 \text{ mm}, \qquad d_2 = 268 \text{ mm}.$$

Bei arithmetischer Stufung ergibt sich: Stufensprung $\delta = \frac{317-160}{3} = 52{,}3$, somit:

$$d_1 = 317, \quad d_2 = 265, \quad d_3 = 212, \quad d_z = 160.$$

Drehzahlkontrolle:

$$n_1 = n_0 \cdot d_z/d_1 = 119 \text{ usw.}, \quad n_2 = 189, \quad n_3 = 298, \quad n_z = 470.$$

Diese Abweichung von geometrischer Stufung ist zulässig.

Ungleiche Stufenscheiben werden verwendet:

1. für Übersetzungen ins Langsame, wenn größere Drehmomente benötigt werden. $d_z/d_1 \leqq 1/1$. Über Durchmesserverhältnisse s. folgendes Beispiel:

$$d_4 = d_{IV} = 150 \text{ mm, d. h. } i_4 = \frac{1}{1}; \quad \varphi = 1{,}25; \quad d_{III} = \frac{d_4 + d_{IV}}{1+\varphi} = \frac{300}{2{,}25} = 133 \text{ mm usw.}$$

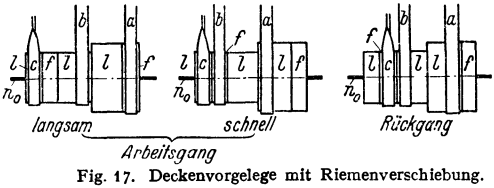


Fig. 17. Deckenvorgelege mit Riemenverschiebung.

d_I/d_1	d_{II}/d_2	d_{III}/d_3	d_{IV}/d_4
$1/\varphi^3$	$1/\varphi^2$	$1/\varphi$	1/1
102/198	117/183	133/167	150/150

2. für Übersetzungen ins Schnelle bei hohen Spindelgeschwindigkeiten mit kleinem Drehmoment (z. B. bei Kleinbohrmaschinen). $d_z/d_1 \geqq 1/1$. Durchmesserverhältnisse umgekehrt wie oben bei 1.

γ) Stufenscheibentrieb mit zweifachem Wechsel am Deckenvorgelege vergrößern bei gleichem Regelbereich die Stufenzahl oder erweitern den Regelbereich selbst. Sie werden meist von mehr als sechs Drehzahlen an verwendet, da sonst Stufenkonus zu lang werden würde. Bei Ausführung nach Fig. 17 werden Riemen *a* und *b* gleichzeitig, Riemen *c* für sich allein verschoben. Nachteil dieser Bauart wie bei Fig. 15. Daher häufigere Ausführung nach Fig. 18 mit Reibkupplung *K*. Aufteilung der Drehzahlen auf zwei verschiedene Arten möglich:

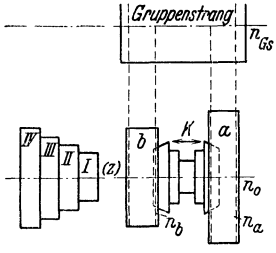


Fig. 18. Deckenvorgelege mit Reibkupplung.

Erste Aufteilung. n_1 bis $n_{z/2}$ werden durch Verschieben des Stufenkonusriemens von d_1 bis $d_{z/2}$ erhalten, wobei Riemen *a* im Vorgelege eingerückt ist; $n_{\frac{z}{2}+1}$ bis n_z desgleichen, jedoch mit eingerücktem Riemen *b*.

$$n_a = \sqrt{n_1 \cdot n_{z/2}}; \qquad n_b = \sqrt{n_{z/2+1} \cdot n_z}; \qquad \frac{n_a}{n_b} = \frac{d_b}{d_a} = \frac{1}{\varphi^{z/2}};$$

$\varphi^{z/2}$ Gruppensprung.

Die Durchmesserverhältnisse sind gleich der einfachen Drehzahlreihe ohne Vorgelegewechsel, Fig. 16b, nur daß an Stelle *z* die Zahl $\frac{z}{2}$ tritt. Ist $d_{z/2} = d_{min}$, so ist $\frac{d_{z/2}}{d_1} = \sqrt{\frac{1}{\varphi^{z/2}-1}}$.

Zweite Aufteilung. Die nächstfolgende Drehzahl n_2, n_4, n_6 ... usw. wird nicht erreicht durch Verschieben des Stufenkonusriemens auf die nächstfolgende Stufe, sondern derselbe bleibt liegen, Vorgelegeriemen a wird aus- und eingerückt.

$$n_x = \sqrt{n_1 \cdot n_{z-1}} = n_{z/2}; \qquad n_b = \sqrt{n_2 \; n_z} = n_{z/2+1}; \qquad \frac{n_a}{n_b} = \frac{d_b}{d_a} = \frac{1}{\varphi};$$

φ = Gruppensprung, φ^2 = Stufensprung.

Die Durchmesserverhältnisse ergeben sich aus Tafel c der Fig. 16 z. B.

$$\frac{d_{z/2}}{d_1} = \frac{n_1}{n_a} = \frac{n_2}{n_b} = \frac{n_1}{n_{z/2}} = \frac{n_2}{n_{z/2+1}} = \frac{1}{\varphi^{z/2-1}}.$$

Erste Aufteilung weniger günstig, da Durchmesserunterschiede von d_a zu d_b zu groß und Bedienung durch acht Riemen- und zwei Kupplungswechsel umständlicher als bei 2) mit nur vier Riemen- und acht Kupplungswechseln.

Ein dreifacher Wechsel am Deckenvorgelege wird weniger angewandt, da die dritte Scheibe c, Fig. 17, meist für Rücklauf dient und durch eine vierte Scheibe das Vorgelege zu lang werden würde.

δ) Stufenscheibentrieb mit Rädervorgelege, s. Fig. 19 bis 21.

Von einem mit Stufenscheibenkonus fest verbundenen Rade z_1 aus wird über eine oder mehrere Vorlegewellen ein mit Drehachse fest verbundenes Bodenrad z_B angetrieben, während Stufenscheiben lose auf Drehachse laufen. Durch Ausschwenken oder Verschieben der Vorlegewellen oder durch Verbinden beider Bewegungen lassen sich die verschiedensten Kombinationen herstellen. Ist z' = Anzahl der Stufenscheiben, z'' = Anzahl der Vorgelege, so ist Anzahl der Drehzahlen $z = z' \cdot z''$.

Vorteil durch Rädervorgelege: 1. Vergrößerung des Regelbereiches bei gleichbleibender Länge des Stufenscheibenkonus oder Erhöhung der Stufenzahl bei gleichem Regelbereich. Rädervorgelege ist ein Vervielfachungsgetriebe, s. S. 512. Vergrößerung des Drehmomentes an der Hauptspindel um die Übersetzung des Vorgeleges, s. Fig. 2 (Sägediagramm, S. 513); z. B. bei $i = 1:8$ steigt das Drehmoment um das Achtfache, während die Drehzahl auf $^1/_8$ fällt.

Die Durchmesserverhältnisse der Stufenscheiben sind gleich der einfachen Drehzahlreihe unter b) β (s. S. 525), nur daß bei einem Vorgelege $z/2$, bei zwei Vorgelegen $z/3$, bei drei Vorgelegen (vier Drehzahlgruppen) $z/4$ an Stelle von z zu setzen ist.

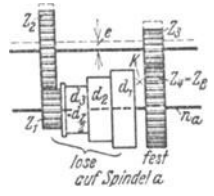


Fig. 19. Einfaches Rädervorgelege.

1. Einfaches Rädervorgelege nach Fig. 19:

I. Drehzahl-Gruppe n_1 bis n_3 mit Vorgelege $z_1/z_2 \cdot z_3/z_4$, das mit Stufenscheibenkonus gekuppelt ist.

II. Drehzahl-Gruppe n_4 bis n_6 ohne Vorgelege (ausgeschwenkt um e und entkuppelt bei K). Übersetzung der Rädervorgelege $i = z_1/z_2 \cdot z_3/z_4 = n_1/n_4 = n_2/n_5 \cdots = 1/\varphi^3$; allgemein $i = 1/\varphi^{z/2}$; $\varphi^{z/2}$ = Gruppensprung.

Man nimmt das kleinere Übersetzungsverhältnis für z_3/z_4, weil z_1 wegen der Drehspindel in seiner Größe beschränkt ist. z_1 möglichst nicht weniger als 20 (auf keinen Fall weniger als 12) wegen genügender Eingriffdauer. Ferner ist bei Berechnung der Einzelübersetzungen zu beachten, daß die Achsenentfernungen A der Räderpaare gleichen Wert haben.

$$A = m/2 \cdot (z_1 + z_2) = m'/2 \cdot (z_3 + z_4). \quad \text{(S. Bd. I.)}$$

Meist wird das Bodenrad Z_B im Außendurchmesser gleich der sich anschließenden größten Stufe gemacht, so daß die Gleichung

$$m'(z_4 + 2) = d_1 \quad \text{(Fig. 19)}$$

eine weitere Gleichung liefert, in der noch die Teilung $t = m \cdot \pi$ aus dem größten Schnittdruck: $P_u = c \cdot b \cdot t$ (s. Bd. I, Zahnräder) ermittelt werden kann.

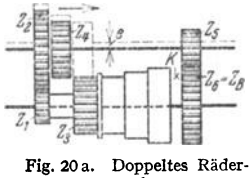


Fig. 20a. Doppeltes Rädervorgelege.

2. Doppeltes Rädervorgelege nach Fig. 20a stellt drei Drehzahlgruppen her:

I. Gruppe n_1 bis n_2 mit Vorgelege $z_1/z_2 \cdot z_5/z_6$. II. Gruppe n_4 bis n_6 mit Vorgelege $z_3 z_4 \cdot z_5/z_6$.
III. Gruppe n_7 bis n_9 ohne Vorgelege und geschlossener Kupplung K.

Übelstand dieser Anordnung ist die große Baulänge, die in Fig. 20b (Pittler, Leipzig) durch eine zweite Vorgelegewelle vermieden ist. Die drei Drehzahlgruppen kommen in Fig. 20b folgendermaßen zustande:

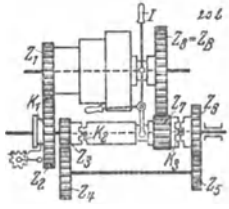


Fig. 20b. Doppeltes Rädervorgelege (kürzere Bauart).

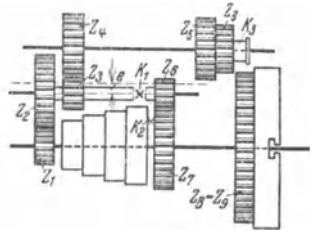


Fig. 21. Dreifaches Rädervorgelege.

I. Gruppe n_1 bis n_3 mit Vorgelege $\frac{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5 \cdot z_7}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_6 \cdot z_8}$, Kupplungen K_1 und K_2 eingerückt, Hebel I nach rechts.
II. Gruppe n_4 bis n_6 bei eingerückten Kupplungen K_1 und K_2, Hebel I nach rechts.
III. Gruppe n_7 bis n_9 ohne Vorgelege bei ausgerückten Kupplungen K_1, K_2, K_3, Hebel I nach links,

$$A_1 = m/2 \cdot (z_1 + z_2) = m''/2 \cdot (z_7 + z_8); \qquad A_2 = m/2 \cdot (z_3 + z_4) = m''/2 \cdot (z_5 + z_6).$$

3. Dreifaches Rädervorgelege nach Fig. 21[1]) stellt vier Drehzahlgruppen her:

I. Gruppe n_1 bis n_4 mit Vorgelege $\frac{z_1 \cdot z_3 \cdot z_8}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_9}$, K_1 und K_2 ausgerückt, K_3 nach rechts.
II. Gruppe n_5 bis n_8 mit Vorgelege $\frac{z_1 \cdot z_3 \cdot z_5}{z_2 \cdot z_4 \cdot z_7}$, K_1 und K_2 ausgerückt, K_3 nach links.
III. Gruppe n_9 bis n_{12} mit Vorgelege $\frac{z_1 \cdot z_6}{z_4 \cdot z_7}$, K_1 eingerückt, K_2 und K_3 ausgerückt.
IV. Gruppe n_{13} bis n_{16} ohne Vorgelege (um e ausgeschwenkt), K_2 eingerückt.
Nachteilig ist hier das Zurücktreiben ins Schnelle bei z_7 auf z_6 (Gruppe I).

c) Einscheibentriebe (Rädergetriebe). Für Leistungen von mehr als 5 bis 6 PS ab werden an Stelle der Stufenscheibentriebe Rädergetriebe verwendet, sowohl zur Herstellung von Grundreihen wie von Gruppensprüngen. Man kann ihnen zur Unterteilung Vorgelege wie in Fig. 19 bis 21 vor- oder nachschalten, sie untereinander oder auch mit Räderkästen anderer Art beliebig zusammenstellen.

Vorteile gegenüber Stufenscheibentrieben: 1. Übertragungsfähigkeit ist nicht so scharf begrenzt. 2. Leistung bleibt bei allen Drehzahlen konstant, s. S. 534. 3. Zeitraubendes Riemenumlegen wird vermieden. 4. Verwendung des elektrischen Einzelantriebes. 5. Regelbereich und Stufenzahl können vergrößert werden. 6. Hauptspindel ist vom Riemenzug entlastet, wodurch ruhigeres Arbeiten. 7. Getriebe öldicht gekapselt, höherer Gesamtwirkungsgrad.

α) Nortongetriebe nach Fig. 22 ist Schwenk- oder Stufenradgetriebe. Antriebrad I ist auf Welle A in Längsrichtung verschiebbar und überträgt die Drehung auf die Räder *1* bis *10* des Nortonkegels mittels eines in einer Schwinge gelagerten Zwischenrades I'. Über Anwendung der Schwinge s. S. 553. Ist z = Anzahl der Drehzahlen bzw. der Räder des Nortonkegels und n = Drehzahl des Antriebrades, so ergeben sich nach Fig. 22 bei geometrischer Abstufung die Übersetzungen:

$$i_1 = n_1/n = r/r_z, \quad i_2 = n_2/n = r/r_{z-1}, \quad i_z = n_z/n = r/r_1; \quad n_1 = n \cdot r/r_z,$$
$$n_2 = n \cdot r/r_{z-1}, \quad n_z = n \cdot r/r_1 = n_1 \varphi^{z-1}; \quad \varphi = \sqrt[z-1]{n_z/n_1}; \quad r_z = r_1 \cdot \varphi^{z-1}.$$

[1]) Coenen: Elemente des Werkzeugmaschinenbaues, S. 34. Berlin: Springer 1927.

Damit Unterschied zwischen größtem und kleinstem Rad nicht zu groß wird, ist zu wählen: $r_1/r_z \leqq 1/3$. Wegen Abrundung auf ganze Zähnezahlen ist rein geometrische Stufung nicht leicht durchzuführen. Da außerdem die Schwinge für größere Räder zu unhandlich, die Verriegelung schwierig durchzuführen ist und Schwingungen veranlassen kann, wird Nortongetriebe kaum für Hauptantriebe, sondern mehr für Gewindeschneiden und Vorschubgetriebe verwendet (siehe Fig. 16, S. 553).

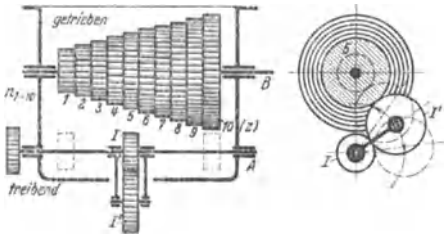


Fig. 22. Nortongetriebe.

Beispiel: Mit Drehbank-Vorschubgetriebe nach Fig. 22 sollen 8 bis 24 Gänge auf 1″ engl. geschnitten werden. Hierbei kommt es natürlich nur auf das richtige Verhältnis der Übersetzungen, nicht auf die Drehzahlen der getriebenen Welle selbst an, denn diese können

Räder	*I*/1	*I*/2	*I*/3	*I*/4	*I*/5	*I*/6	*I*/7	*I*/8	*I*/9	*I*/10
Übers.-Verh. . .	a	$a\frac{8}{9}$	$a\frac{8}{10}$	$a\frac{8}{11}$	$a\frac{8}{12}$	$a\frac{8}{14}$	$a\frac{8}{16}$	$a\frac{8}{18}$	$a\frac{8}{20}$	$a\frac{8}{24}$
Zähnezahlen . .	24/24	24/27	24/30	24/33	24/36	24/42	24/48	24/54	24/60	24/72
Sprung φ =	1,12	1,11	1,10	1,09	1,17	1,14	1,12	1,11	1,20	

jederzeit durch vor das Antriebrad geschaltete Räder, entsprechend der Steigung der Leitspindel, erhalten werden. Das erste Übersetzungsverhältnis z_1/z_1 sei $a = I/1$ und auf die treibende Welle komme ein Rad mit 24 Zähnen. Dann ergibt sich vorstehendes Schema.

Weder Sprung φ noch Stufendifferenz δ sind konstant, somit Reihe weder geometrisch noch arithmetisch. Bemerkenswert ist die Kleinheit der Sprünge φ, die auch kaum größer werden dürfen, da schon jetzt Rad *10* dreimal so groß wie Rad *1*, weil im vorliegenden Falle — wie bei der Norton-Stufenscheibe in Fig. 14 — die ganze Übersetzungsänderung durch die eine Gruppe der Stufenräder hervorgebracht wird.

β) Mäandergetriebe nach Fig. 23 ist ein Halbiergetriebe. Rad r_1 sitzt fest auf Antriebwelle A, während von den übrigen Rädern r_2 bis r_7 je zwei miteinander verbunden sind und lose auf Welle A bzw. B laufen. Abgenommen werden die Drehzahlen durch in schwenk- und verschiebbarer Schwinge S sitzende Räder r_8 und r_0 wie beim Nortongetriebe.

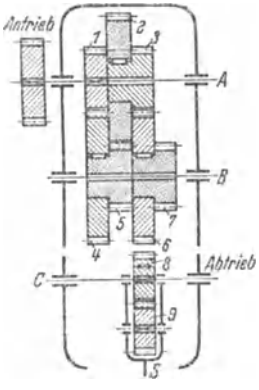


Fig. 23. Mäandergetriebe.

Für Übersetzung ins Langsame ist häufigste Ausführung der Räder:

$$r_1 = r_3 = r_5 = r_7\,; \quad r_2 = r_4 = r_6 = r_8\,; \quad \text{wobei: } \frac{r_1}{r_2} = \frac{1}{2}\,.$$

Somit die Übersetzungen:

$$i_1 = \frac{r_1}{r_4}\cdot\frac{r_4}{r_8} = \frac{r_1}{r_8} = \frac{1}{2}\,; \qquad i_2 = \frac{r_1}{r_4}\cdot\frac{r_5}{r_8} = \frac{1}{2^2} = \frac{1}{4}\,;$$

$$i_3 = \frac{r_1}{r_4}\cdot\frac{r_5}{r_2}\cdot\frac{r_3}{r_8} = \frac{1}{2^3} = \frac{1}{8}\,; \quad i_4 = \frac{r_1}{r_4}\cdot\frac{r_5}{r_2}\cdot\frac{r_3}{r_6}\cdot\frac{r_7}{r_8} = \frac{1}{2^4} = \frac{1}{16}\,.$$

Für Übersetzung ins Rasche muß gewählt werden: $r_1/r_2 = 2/1$.

Getriebe sind meist so ausgebildet, daß teils ins Rasche, teils ins Langsame getrieben wird. Da Mäandergetriebe zur Übertragung größerer Drehmomente nicht geeignet, werden sie hauptsächlich für Vorschubantriebe als Vervielfälti-

gungsgetriebe für eine z. B. von einem Nortongetriebe erzeugte Grundreihe verwendet.

γ) Ziehkeilgetriebe nach Fig. 24 sind in der Bedienung sehr einfach, beanspruchter Raum ist gering. Auf treibender Welle A sitzen fest Stufenräder I bis V, während auf getriebener Welle B Räder *1* bis *5* lose und einzeln frei drehbar sind und mit ihr durch einen Ziehkeil einzeln gekuppelt werden können. Berechnung wie bei den doppelten Stufenscheiben ohne Wechsel im Deckenvorgelege, s. S. 525, d. h. an Stelle der Scheibendurchmesser treten die Zähnezahlen. Summe der Zähnezahlen — bei gleicher Zahnteilung für die einzelnen Räderpaare — muß konstant sein.

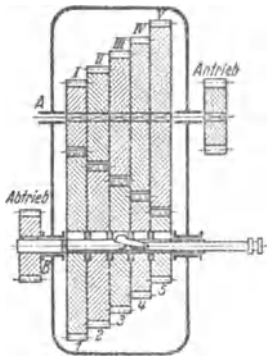


Fig. 24. Ziehkeilgetriebe.

Beispiel: Die Rädersysteme sollen gleich sein, d. h.

$Z_I = Z_5$, $Z_{II} = Z_4$, $Z_{III} = Z_3$, $Z_{IV} = Z_2$, $Z_V = Z_1$;

Z_I/Z_1	Z_{II}/Z_2	Z_{III}/Z_3	Z_{IV}/Z_4	Z_V/Z_5
$1/\varphi^2$	$1/\varphi$	1/1	$\varphi/1$	$\varphi^2/1$
20/42	25/37	31/31	37/25	42/20

ferner: $\varphi = 1{,}45$, also $\varphi^2 = 2{,}1$; $z_3 = 31$.

Es ist, weil ein Übersetzungsverhältnis 1 : 1 vorkommt, darauf zu achten, daß Summe $Z_I + Z_1 = Z_V + Z_5$ durch 2 teilbar ist. $Z_2 = Z_{II} \cdot \varphi$, d. h. $Z_{II} + Z_2 = Z_{II}(1 + \varphi) = Z_I + Z_1$ und

$$Z_{II} = \frac{62}{1+\varphi} = \frac{62}{2{,}45} = 25{,}3;$$

mithin wird $Z_{II} = Z_4 = 25$, $Z_2 = Z_{IV} = 62 - 25 = 37$ gewählt.

Bei Ziehkeilgetrieben soll die getriebene Welle den Ziehkeil erhalten. Andernfalls die Räder auf der getriebenen Welle befestigt sein müßten und es nachteilige Rücktriebe ins Schnelle gäbe; z. B. wäre dann nach Fig. 24 die Teilkreisgeschwindigkeit von Rad *1*, das mit *2* bis *5* auf einer Welle fest säße, φ^2mal so groß wie die von Rad *5*. Nachteil des Ziehkeilgetriebes: die zur Aufnahme des Keiles ziemlich tief genutete und dadurch geschwächte Welle. Daher nicht die Getriebe bei laufender Maschine einrücken. Sie sind für Hauptantriebe wegen der hier auftretenden großen Umfangskräfte ungeeignet und auf Vorschubantriebe, wie z. B. bei Bohrmaschinen, beschränkt.

δ) Allgemeiner Räderkasten. Während obige Getriebe α) bis γ) sich nur zur Übertragung kleinerer Leistungen eignen, muß der allgemeine Räderkasten, der in der Hauptsache die Geschwindigkeitsstufung für den Hauptantrieb hergeben soll, auch höhere Leistungen übertragen. Er ist deshalb meist mit Schieberädern (Fig. 25) oder mit Kupplungsrädern (Fig. 26) ausgerüstet. Reine Kupplungs- und reine Schieberäderkästen selten, meist Kombinationen von beiden.

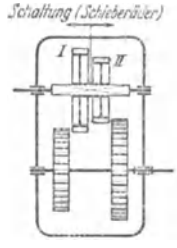


Fig. 25. Schieberäder (nach AWF-Getriebeblätter 624/25).

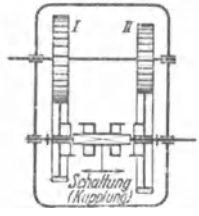


Fig. 26. Kupplungsräder (nach AWF-Getriebeblätter 624/25).

Vorteil der Kupplungsräder: Kurzer Schaltweg und geringe Länge des Getriebes; Nachteil: Schwierigkeit einer einwandfreien Schmierung der Räderbuchsen sowie der Umstand, daß sie dauernd im Eingriff sind und ein Treiben ins Schnelle vermieden werden muß. Schieberäder haben den Vorteil, nicht dauernd im Eingriff und fest mit der Welle verbunden zu sein, ergeben dagegen eine größere Baulänge des Räderkastens.

Entwurf des zweckmäßigsten Getriebeplanes (geringste Anzahl von Rädern, Wellen, Kupplungen, Laufbüchsen usw.). Grundlegend hierfür sind die Arbeiten von Germar[1]), die im folgenden benutzt wurden. Während bei

[1]) Germar: Die Getriebe der Normdrehzahlen. Berlin: Springer 1932 — S. auch: Irtenkauf: Werkst.-Techn. Bd. 25 (1931) Heft 7 S. 177. — Germar: Ebenda Bd. 25 (1931) Heft 3/4 S. 57/95. Hier sind die Fig. 27 bis 32 entnommen. — Bennedik: Z. VDI Bd. 74 (1930) Heft 30 S. 1057.

kleinen Getrieben (mit vier oder sechs Drehzahlen) eine Übersicht ohne mechanische Hilfsmittel möglich ist, verliert bei größeren Getrieben (von achtzehn und mehr Drehzahlen) auch der geübte Konstrukteur den Überblick über die Möglichkeit der Verteilung der Drehzahlen auf die Grund- und Vervielfältigungsgetriebe, sowie über die Verteilung und Größe der Zwischenübersetzungen. Hierfür bieten Aufbaunetz und Drehzahlbild eine Erleichterung.

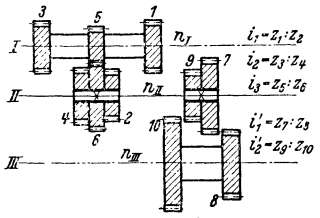


Fig. 27. Dreiwellengetriebe für 6 Enddrehzahlen (nach Germar).

Aufbaunetz. Seine Aufstellung sei an einem Beispiel eines Dreiwellengetriebes (für sechs Enddrehzahlen) nach Fig 27 erklärt. Die drei Wellen dieses Getriebes sind im Aufbaunetz der Fig. 28a durch drei senkrechte Linien von beliebig gleichem Abstand dargestellt. Hierzu werden als Waagerechte soviel parallele Linien in gleichem Abstand gezogen, als Enddrehzahlen (im Beispiel = 6) vorhanden sind. Jeder Punkt auf der Senkrechten bedeutet eine Drehzahl der zugehörigen Welle und der Abstand zweier waagerechten Linien den Stufensprung φ. Die lineare Teilung der Drehzahlen erklärt sich dadurch, daß der geometrische Stufensprung φ logarithmisch aufgetragen ist. Punkt n_I der ersten Welle wird beliebig angenommen und symmetrisch hierzu das Aufbaunetz entwickelt. Jedes Übersetzungsverhältnis i wird durch eine Verbindungslinie zweier zusammengehöriger Drehzahlpunkte dargestellt, wobei zwei parallellaufende Verbindungslinien ein gleich großes Übersetzungsverhältnis bedeuten.

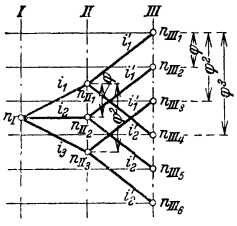


Fig. 28a. Aufbaunetz für das Dreiwellengetriebe nach Fig. 27.

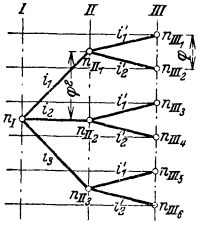
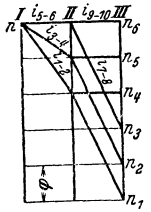


Fig. 28b. Zweite Aufbaumöglichkeit des Dreiwellengetriebes nach Fig. 27.

In Fig. 28b ist die gleiche Aufgabe auf andere Weise gelöst. Aus beiden Aufbaunetzen geht hervor, daß eine Getriebeanordnung nach Fig. 27 nur diese beiden Aufbaumöglichkeiten gestattet, da nur sie parallele Übersetzungslinien für i_1' wie für i_2' ergeben. Nach Fig. 28a liegt der größere Sprung mit φ^3 zwischen den Übersetzungen des zweiten Teilgetriebes (Wellen *II, III*), nach Fig. 28b dagegen mit φ^3 zwischen den Übersetzungen des ersten Teilgetriebes (Wellen *I, II*).

Anordnung:
3×2 Drehzahlen.
Übersetzungen *I/II*:
$i_{1-2} = \varphi^3$, $i_{3-4} = \varphi$,
$i_{5-6} = 1$;
Übersetzungen *II/III*:
$i_{7-8} = \varphi^3$, $i_{9-10} = 1$.
Übersetzungen in zulässigen Grenzen und einigermaßen gleichmäßig verteilt.



Anordnung:
2×3 Drehzahlen.
Übersetzungen *I/II*:
$i_{1-2} = \varphi^{2\,1/2}$, $i_{3-4} = \varphi^{-1/2}$; Übersetzungen *II/III*: $i_{5-6} = \varphi^3$, $i_{7-8} = \varphi$, $i_{9-10} = 1$.
Übersetzungen in zulässigen Grenzen und besonders gleichmäßig.

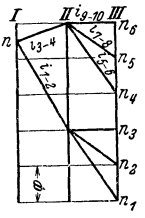


Fig. 29a u. b. Aufbau eines Dreiwellengetriebes mit Hilfe des Drehzahlbildes. (Nach Preger.)

Drehzahlbild (Fig. 29a, b). Während dem Aufbaunetz keine zahlenmäßigen Übersetzungsverhältnisse zugrunde liegen, können aus dem Drehzahlbild — einem Aufbaunetz von unsymmetrischer Form — sämtliche Übersetzungsverhältnisse, die der Teilgetriebe wie die der Endübersetzungen, in wahrer Größe abgelesen werden. Zum Unterschied vom Aufbaunetz wird Stufensprung φ im

logarithmischen Maßstabe aufgetragen und an die waagerechten Linien die Drehzahlwerte geschrieben. Eine vollkommen waagerechte Verbindungslinie zweier Wellen bedeutet $i = 1/1$, eine nach unten geneigte eine Übersetzung ins Langsame ($i = \varphi^x$), eine nach oben geneigte eine Übersetzung ins Schnelle ($i = \varphi^{-x}$). Größe von i ergibt sich aus Anzahl der überbrückten Strecken von φ. Entsprechen die Übersetzungen der Teilgetriebe den normalen Sprüngen φ oder Potenzen hiervon, so liegen bei sämtlichen Wellen die Punkte auf den Drehzahllinien, andernfalls dazwischen. Drehzahlbild gilt nicht für allgemeinen Getriebeaufbau, sondern nur für ein bestimmtes Getriebe mit festliegenden Übersetzungen und enthält folgende Angaben:

1. Form des inneren Aufbaues;
2. Größe sämtlicher Übersetzungsverhältnisse, auch der Endübersetzungen;
3. absoluten Wert der Drehzahlen für jede Welle des Getriebes.

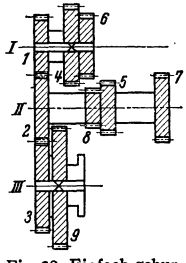


Fig. 30. Einfach gebundenes Getriebe (nach Germar).

Fig. 29a u. b zeigen Drehzahlbilder für ein Getriebe nach Art der Fig. 27, das nach $3 \cdot 2$ bzw. $2 \cdot 3$ Drehzahlen aufgeteilt ist. Über weitere Kombinationen s. Preger[1]).

Gebundene und gekoppelte Getriebe. Neben dieser zeichnerischen Bestimmung des Getriebeaufbaues hat eine Überlegung nebenher zu gehen, ob die als zweckmäßig erkannte Aufteilung sich auch unter Vermeidung von allzu vielen Kupplungen, Laufbüchsen usw. konstruktiv verwirklichen läßt[2]). Die Forderung nach Verringerung der Anzahl der Räder schuf das gebundene Getriebe (nach Kryspin-Exner). Während bei den bisher erwähnten Getrieben jede Übersetzung durch eine Gruppe von Rädern (mindestens zwei) erhalten wird, gehören bei dem gebundenen Getriebe einzelne Räder gleichzeitig verschiedenen Gruppen an.

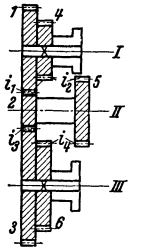


Fig. 31. Doppelt gebundenes Getriebe (nach Germar).

So kann im einfach gebundenen Getriebe nach Fig. 30 Rad *2* sowohl mit Rad *1* im ersten Teilgetriebe als auch mit Rad *3* im zweiten Teilgetriebe in Eingriff gebracht werden. Fig. 31 zeigt ein doppelt gebundenes Getriebe (für vier Stufen), bei denen Rad *2* (zwischen *1* und *3*) und Rad *5* (zwischen *4* und *6*) je zwei verschiedenen Gruppen angehören. Durchrechnung der doppelt gebundenen Getriebe ist sehr schwierig, wenn alle Übersetzungsverhältnisse berücksichtigt werden sollen[3]). Unter Zugrundelegung genormter Drehzahlen sind nur sehr wenig doppelt gebundene Getriebe praktisch verwendbar. Während bei doppelter Bindung eine geometrische Stufung möglich ist, ist bei dreifacher Bindung eine solche nicht mehr zu erreichen.

Da bei größeren Stufensprüngen mitunter die Räder auf Welle *III*, Fig. 31, für den Einbau zu groß ausfallen, wird häufig ein gekoppeltes Getriebe verwendet, das mit gleicher Anzahl Räder wie das doppelt gebundene Getriebe auskommt. Fig. 32 zeigt seine einfachste Form, ein vierstufiges Getriebe mit „Windungsstufe" (so genannt wegen des ∞-förmigen Schaltweges bei i_4). Vier Übersetzungen:

$$i_1 = r_1/r_2\,; \quad i_2 = r_3/r_4\,; \quad i_3 = r_5/r_6\,;$$

$$i_4 = \frac{r_1}{r_2} \cdot \frac{r_4}{r_3} \cdot \frac{r_5}{r_6} = \frac{i_1 \cdot i_3}{i_2}\,.$$

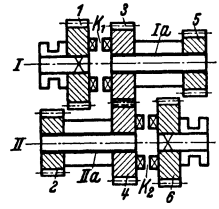


Fig. 32. Gekoppeltes Getriebe (nach Germar).

Nach Fig. 32 sind nur 2 Wellen, dagegen 2 Laufbüchsen und 2 Kupplungen erforderlich. Dieses Zweiwellengetriebe

[1]) Preger: Getriebe der Werkzeugmaschinen S. 50/51. Leipzig: Verlag Jänecke 1932.
[2]) Siehe Irtenkauf: Werkst.-Techn. 1931 S. 177 ff.
[3]) Kryspin-Exner: Werkst.-Techn. 1925 S. 762.

läßt sich durch Anordnung weiterer Räder sinngemäß erweitern zu Getrieben mit mehr Stufen, wie z. B. das Ruppert-Getriebe[1]).

Berechnung eines Getriebes. Grundlagen hierzu die gleichen wie bei Stufenscheiben-Rädervorgelegen. Sind durch Betriebsanforderungen (aus kleinster und größter Schnittgeschwindigkeit, größtem und kleinstem Werkstückdurchmesser) Regelbereich und Stufensprung festgelegt und Einscheibendrehzahl bekannt, müssen folgende Gleichungen von den errechneten Zahnrädern erfüllt sein, wenn m, m' = Modul und z_x, z_y, $z_{x'}$, $z_{y'}$ usw. Zähnezahlen der Räder:

1. $z_x/z_y = i$, d. h. das geforderte Übersetzungsverhältnis.

2. $m/2 \cdot (z_x + z_y) = m'/2 \cdot (z_{x'} + z_{y'}) = A$, d. h. der einzuhaltende Achsenabstand. Der Modul wird bestimmt durch die Festigkeitsrechnung der Zahnräder (s. Bd. I) unter Zugrundelegung des max. Drehmomentes (s. S. 537).

Weitere Unterlagen für Berechnung liefern konstruktive Anforderungen, wie kleinste Zähnezahl eines Rades, oder kleinster Durchmesser, wenn Rad z. B. auf einer Laufbüchse laufen soll. In vielen Fällen, wo die Beanspruchung ungefähr die gleiche oder wie bei Vorschubgetrieben überhaupt zu vernachlässigen ist, wird für alle Räderpaare eines Teilgetriebes derselbe Modul verwandt, so daß sich für alle Räderpaare die gleiche Gesamtzähnezahl ergibt, die nur noch im Verhältnis der Übersetzungen aufzuteilen ist. Bei verschiedenem Modul auf derselben Welle ist man zur Festlegung des kleinsten Achsabstandes mehr oder weniger auf Probieren angewiesen. Abkürzend hierfür ist das Berechnungsverfahren von Steinitz[2]).

d) Drehmoment-, Leistungs- und Schnittdruckberechnung für Stufenscheiben- und Einscheibenbank.

Es bezeichnet:

M_e = in Stufen- oder Einscheibe eingeleitetes Moment (mkg);
$M_x = M_e \cdot \eta$ = nutzbares Moment am Spindelkopf (mkg);
P = Riemenzug (kg);
d_e = Stufenscheiben- oder Einscheibendurchmesser (m);
n_e = Drehzahl der Stufen- oder Einscheibe (Uml/min);
v_R = Riemengeschwindigkeit $= \pi \cdot d_e \cdot n_e/60$ (m/sek);
D_x = Werkstückdurchmesser (m);
n_x = Werkstückdrehzahl (Uml/min);
v = Schnittgeschwindigkeit $= \pi \cdot D_x \cdot n_x$ (m/min);
N_e = Eingeführte Leistung (PS); $N_x = N_e \cdot \eta$ = Nutzleistung (PS);
W_x = Schnittdruck (kg);
η = Wirkungsgrad: η_1 = 0,98 für Riemenschlupf; η_2 = 0,97 für Spindellagerung; η_3 = 0,96 für ein Zahnräderpaar;
$i = n_x/n_e$ = Übersetzung der Rädervorgelege bei Stufenscheibenbank oder Zahnradübersetzung im Räderkasten zwischen Einscheibe und Spindel, z. B. 1/3 u. ä.

Drehmoment M_x für Stufenscheiben ohne Vorgelege:

$$M_x = M_e \cdot \eta = P \cdot d_e \cdot \eta/2 . \tag{1}$$

Für Stufenscheiben mit Vorgelege oder für Einscheibe:

$$M_x = M_e \cdot \eta/i = P \cdot d_e \cdot \eta/2i . \tag{2}$$

Leistung N_x:
$$N_e = \frac{P \cdot v_R}{75} = \frac{P \cdot \pi \cdot d_e \cdot n_e}{60 \cdot 75}, \tag{3}$$

somit
$$N_x = N_e \cdot \eta = \frac{W_x \cdot v}{60 \cdot 75} = \frac{W_x \cdot \pi \cdot D_x \cdot n_x}{60 \cdot 75}, \tag{4}$$

und hieraus $M_x = W_x \cdot D_x/2 = 60 \cdot 75 \cdot N_x/2\pi n_x = 716 N_x/n_x$. (5)

Schnittdruck W_x: Setzt man: $W_x \cdot D_x \cdot n_x = P \cdot d_e \cdot n_e \cdot \eta$
und
$$n_x = i \cdot n_e ,$$

so ist $W_x = P \cdot d_e \cdot \eta/i D_x$ (6) Gleichung einer gleichseitigen Hyperbel oder gemäß Leistungsgleichung (4): $= N_x \cdot 60 \cdot 75/v = 2 M_x/D_x$. (7)

[1]) Z. Werkzeugmasch. u. Werkzeuge 1908 S. 193. — Bennedik: Z. VDI 1930 Heft 30 S. 1059.
[2]) Steinitz: Werkst.-Techn. 1928 Heft 21 S. 604.

Trägt man für jede Drehzahl die Schnittdrücke W_x in Abhängigkeit vom Werkstückdurchmesser D_x auf, so entstehen gleichseitige Hyperbeln. Ihren Verlauf für eine Stufenscheiben- und Einscheibenbank zeigen die Sägediagramme der Fig. 2, S. 513 und 33. Da dem Schnittdruck in der zulässigen Zahnräder-, Spindel-, Lager- und Riemenbelastung u. ä. eine Grenze gesetzt ist und derselbe bei gegebener und nicht zu überschreitender Maschinenleistung mit kleinerer Schnittgeschwindigkeit anwächst, wird im Sägediagramm gemäß dem am häufigsten zu bearbeitenden Werkstoff eine unterste Schnittgeschwindigkeit v_{min} angenommen und hierfür die W_x nach Gleichung (4) berechnet. In Fig. 2 und 33 sind zugleich die Drehmomente M_x und Leistungen N_x in Abhängigkeit von D_x eingetragen, stets unter der Bedingung der Ausnützung des maximalen Riemenzuges P. Die Werte von W_x, M_x und N_x sind untenstehendem Berechnungsbeispiel entnommen.

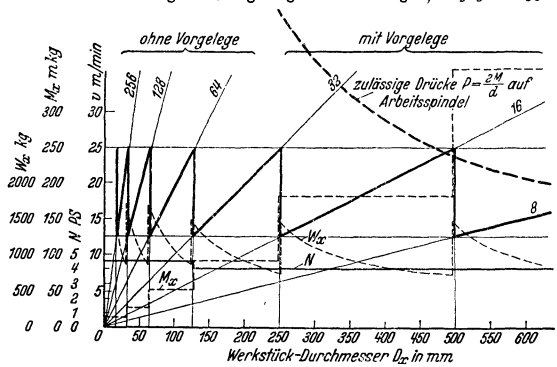


Fig. 33. Sägediagramm für Einscheibenbank mit geometrischer Stufung.

Aus den Fig. 2 und 33 wie aus Gleichung (2), (4) und (6), geht folgender Unterschied zwischen Stufenscheiben- und Einscheibenbank hervor:

1. Bei Stufenscheibenbänken nehmen mit kleinerer Drehzahl die Drehmomente zu und die Leistung mit kleinerem v_R ab, während bei Einscheibenbänken sich nur die Drehmomente entsprechend ändern und die Leistungen (da v_R = konstant und die Veränderlichkeit von η zu vernachlässigen ist) konstant bleiben, was bei Werkzeugmaschinen erwünscht ist [Gleichung (2) und (4)].

2. Bei Einscheibenbänken ist der max. Schnittdruck $W_{x_{max}}$ für ein bestimmtes v_{min} konstant (P, d_e, i, D_x = const; η ändert sich wenig) [Gleichung (6)].

3. Bei Stufenscheibenbänken ist der max. Schnittdruck $W_{x_{max}}$ für ein bestimmtes v_{min} nicht konstant und wächst mit kleinerer Stufe d_e [Gleichung (6)].

4. Bei Einscheiben- und Stufenscheibenbänken wächst für ein bestimmtes v der Schnittdruck W_x mit abnehmendem Werkstückdurchmesser, bzw. nimmt bei gleichem Werkstückdurchmesser mit größerem v ab [Gleichung (6)].

Berechnungsbeispiel α) für Stufenscheibenbank nach Fig. 19.

Gegeben: Drei Stufen mit 180, 270 und 360 mm Dmr. und ein Vorgelege mit $i = 1/8$. Drehzahlsprung $\varphi = 2$. Sechs Drehzahlen: 8, 16, 32, 64, 128, 256 Uml/min. Riemenbreite = 100 mm, Riemenbelastung $p = 13$ kg/cm. Riemenschlupf vernachlässigt. η von Vorgelege = 0,9. Sägediagramm Fig. 2.

Somit: Riemenzug: $P = 10 \cdot 13 = 130$ kg. Riemengeschwindigkeit v_R:

$v_1 = 0{,}18 \cdot \pi \cdot 256/60 = 2{,}4$ m/sek, $\quad v_2 = 0{,}27 \cdot \pi \cdot 128/60 = 1{,}81$ m/sek,

$v_3 = 0{,}36 \cdot \pi \cdot 64/60 = 1{,}2$ m/sek.

Leistung N_x nach Gleichung (3):

$N_1 = 130 \cdot 2{,}4/75 = 4{,}15$ PS, $\quad N_2 = 130 \cdot 1{,}81/75 = 3{,}14$ PS, $\quad N_3 = 130 \cdot 1{,}2/75 = 2{,}1$ PS, } ohne Vorgelege

$N_4 = 4{,}15 \cdot 0{,}9 = 3{,}75$ PS, $\quad N_5 = 3{,}14 \cdot 0{,}9 = 2{,}83$ PS, $\quad N_6 = 2{,}1 \cdot 0{,}9 = 1{,}89$ PS, } mit Vorgelege

Drehmoment M_x nach Gleichung (5):

$M_1 = 716 \cdot 4{,}15/256 = 11{,}6$ mkg, $\quad M_2 = 716 \cdot 3{,}14/128 = 17{,}6$ mkg, $\quad M_3 = 716 \cdot 2{,}1/64 = 23{,}4$ mkg, } ohne Vorgelege

$M_4 = 716 \cdot 3{,}75/32 = 85$ mkg, $\quad M_5 = 716 \cdot 2{,}83/16 = 126$ mkg, $\quad M_6 = 716 \cdot 1{,}89/8 = 170$ mkg, } mit Vorgelege

Schnittdruck W_x nach Gleichung (7): Als niedrigster Wert v wurde 25 m/min angenommen. Dies ergibt im Sägediagramm der Fig. 33, S. 534 die wirtschaftlichen Werkstückdurchmesser D_x. Diese Werte D_x in Gleichung (7) jeweilig eingesetzt, ergibt:

Für $D_1 = 0{,}015$ wird $W_1 = 2 \cdot 11{,}7/0{,}015 = 1490$ kg,
$D_2 = 0{,}031$ $W_2 = 2 \cdot 11{,}7/0{,}031 = 750$,,
$W_{2'} = 2 \cdot 17{,}6/0{,}031 = 1125$,,
$D_3 = 0{,}062$ $W_3 = 2 \cdot 17{,}6/0{,}062 = 563$,,
$W_{3'} = 2 \cdot 23{,}4/0{,}062 = 750$,,
$D_4 = 0{,}125$ $W_4 = 2 \cdot 23{,}4/0{,}125 = 375$,,
$D_5 = 0{,}25$ $W_5 = 2 \cdot 87/0{,}25 = 685$,,
$D_6 = 0{,}5$ $W_6 = 2 \cdot 126/0{,}5 = 505$,,

(Schnittdruck steigt plötzlich beim Arbeiten mit nächst niedrigerer Drehzahl an.)

$W_{4'} = 2 \cdot 87/0{,}125 = 1390$ kg,
$W_{5'} = 2 \cdot 126/0{,}25 = 1010$,,
$W_{6'} = 2 \cdot 170/0{,}5 = 680$,,

In Fig. 2 sind obige N_x, M_x, W_x eingetragen. Für Auftragung der W_x-Hyperbeln sind außer obigen D_1 bis D_6 noch einige Zwischen-Werkstückdurchmesser D_x im Sägediagramm zu benutzen.

β) Für eine Einscheibenbank nach Fig. 27.

Gegeben: Leistung der Einscheibe 4,5 PS. Sechs Drehzahlen: 8, 16, 32, 64, 128, 256 Uml/min mit $\varphi = 2$. Sägediagramm in Fig. 33.

Somit Leistung N_x: N_1 bis $N_3 = 4{,}5$ PS ohne Vorgelege,
N_4 ,, $N_6 = 4{,}05$,, mit Vorgelege.

Drehmoment M_x: $M_1 = 716 \cdot 4{,}5/256 = 12{,}6$ mkg, $M_4 = 716 \cdot 4{,}05/32 = 90{,}5$ mkg,
$M_2 = 716 \cdot 4{,}5/128 = 25{,}2$,, $M_5 = 716 \cdot 4{,}05/16 = 181$,,
$M_3 = 716 \cdot 4{,}5/64 = 50{,}4$,, $M_6 = 716 \cdot 4{,}05/8 = 362$,,

Schnittdruck W_x: Als niedrigste Geschwindigkeit v wurde 25 m/min angenommen.

Für $D_1 = 0{,}015$ wird $W_1 = 2 \cdot 12{,}6/0{,}015 = 1680$ kg, $D_4 = 0{,}125$ $d_4 = 2 \cdot 50{,}4/0{,}125 = 840$ kg,
$D_2 = 0{,}031$ $W_2 = 2 \cdot 12{,}6/0{,}031 = 840$,, $d_{4'} = 2 \cdot 90{,}5/0{,}125 = 1450$,,
$W_{2'} = 2 \cdot 25{,}2/0{,}031 = 1680$,, $D_5 = 0{,}250$ $d_5 = 2 \cdot 90{,}5/0{,}25 = 725$,,
$D_3 = 0{,}062$ $W_3 = 2 \cdot 25{,}2/0{,}062 = 840$,, $d_{5'} = 2 \cdot 181/0{,}25 = 1450$,,
$W_{3'} = 2 \cdot 50{,}4/0{,}062 = 1680$,, $D_6 = 0{,}5$ $d_6 = 2 \cdot 181/0{,}5 = 725$,,
$d_{6'} = 2 \cdot 362/0{,}5 = 1450$,,

γ) Für das Hauptgetriebe der Einheitsdrehbank E_4 nach Fig. 33a, S. 536, und Fig. 30, S. 561.

Arbeitsbereich:

Größter Werkstückdurchmesser über der Kröpfung . . . $d_{max} = 0{,}71$ m
Kleinster Werkstückdurchmesser . . . . . $d_{min} = 0{,}015$ m
Kleinste Schnittgeschwindigkeit . . . . . $v_{min} = \sim 20$ m/min
Größte Schnittgeschwindigkeit . . . . . $v_{max} = \sim 22{,}5$ m/min

Grenzdrehzahlen:

$$n_{max} = \frac{v_{max}}{d_{min} \cdot \pi} = 475 \text{ U/min}; \qquad n_{min} = \frac{v_{min}}{d_{max} \cdot \pi} = 9 \text{ U/min}.$$

Regelbereich $R_{M_a} = 475/9$.

Der geringe Drehzahlabfall bei Last soll hier unberücksichtigt bleiben.

Gefordert sind 18 Spindeldrehzahlen. Der Stufensprung ergibt sich aus dem Diagramm: Regelbereich-Stufenzahl der Fig. 6, S. 516, angenähert zu 1,26. Die entsprechenden Drehzahlen dieser Reihe sind:

$n_1 = 9{,}5$	$n_7 = 37{,}5$	$n_{13} = 150$
$n_2 = 11{,}8$	$n_8 = 47{,}5$	$n_{14} = 190$
$n_3 = 15$	$n_9 = 60$	$n_{15} = 235$
$n_4 = 19$	$n_{10} = 75$	$n_{16} = 300$
$n_5 = 23{,}5$	$n_{11} = 95$	$n_{17} = 375$
$n_6 = 30$	$n_{12} = 118$	$n_{18} = 475$

und der endgültige Regelbereich: $R_{M_a} = 475/9{,}5 = 50$.

Es soll ein Getriebeschema nach Fig. 33a verwendet werden. Das als zweckmäßig erkannte Aufbaunetz und Drehzahlbild ist in Fig. 33b und 33c dargestellt. Die Drehzahl der Einscheibe wird durch zwei Verschiebeblöcke mit 2 und 3 Rädern in 6 Drehzahlen der Welle D verwandelt, die wiederum durch ein doppeltes Vorgelege mit je zwei Schieberädern vervierfacht werden. Das Vervielfachungsprodukt ist: $2 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 2 = 24$. Da, wie aus dem Drehzahlbild ersichtlich, von diesen 24 Drehzahlen die 6 Drehzahlen n_7 bis n_{12} auf zwei verschiedenen Wegen erreicht werden, ergeben sich nur 18 verschiedene Enddrehzahlen.

Die Übersetzungsverhältnisse des Vervielfältigungsgetriebes, also der Vorgelegeräder r_{12} bis r_{20}, liegen nach dem Drehzahlbild fest zu: $i_{15/16}$ und $i_{19/20} = 1 : 1$ (direkte Kupplung), $i_{13/14}$ und $i_{17/18} = 1 : \varphi^6 \cong 1 : 4$. Somit können die Zähnezahlen der Räder 13 bis 20 festgelegt werden. Auf den Modul braucht keine Rücksicht genommen werden, da er auf den zusammenarbeitenden Wellen nicht gewechselt wird. Es ist nur darauf zu achten, daß die Summe der Zähnezahlen der Räder zweier Wellen gleich ist.

Z_{13} erhalte als kleinste Zähnezahl 19 Zähne, $Z_{14} = Z_{13} \cdot 4 = 76$ Zähne. Für Z_{15} und Z_{16} stehen somit die beiden Gleichungen zur Verfügung:

(1) $Z_{15} : Z_{16} = 1/1$; (2) $Z_{15} + Z_{16} = 95$.

Gewählt: $Z_{15} = Z_{16} = 47$ Zähne. (Die geringe Differenz der Achsabstände von 1 Zahn hat keinen praktischen Einfluß auf die Eingriffverhältnisse.) Der Verschiebeblock auf Welle $C-D$ muß die drei Übersetzungen erhalten: $i_{11/12} = 1:1$, $i_{7/8} = 1:\varphi^4 = 1:2{,}6$; $i_{9/10} = 1:\varphi^3 = 1:1{,}58$. Die Übersetzung $i_{7/8}$ muß als größte in die Mitte des Verschiebeblocks gelegt werden, da sonst ein Verschieben des Blockes nicht möglich wäre.

z_7/z_8 gewählt $= 20/52 = 1/2{,}6$.

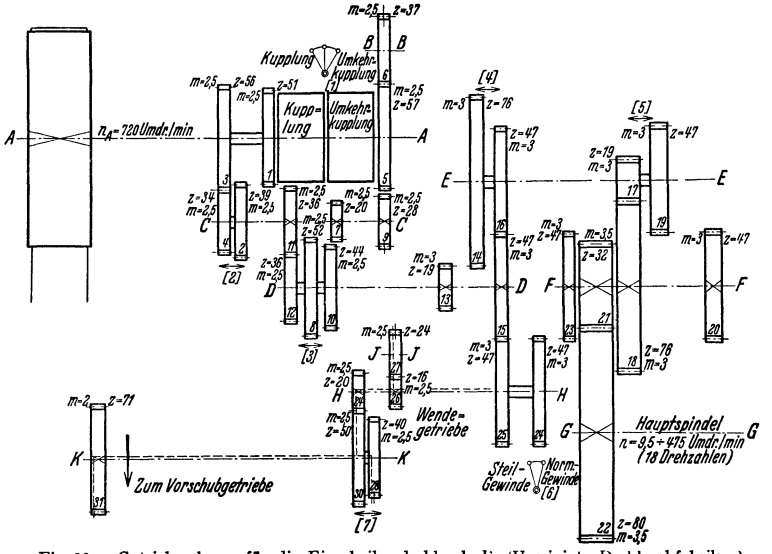


Fig. 33a. Getriebeschema für die Einscheibendrehbank E_4 (Vereinigte Drehbankfabriken).

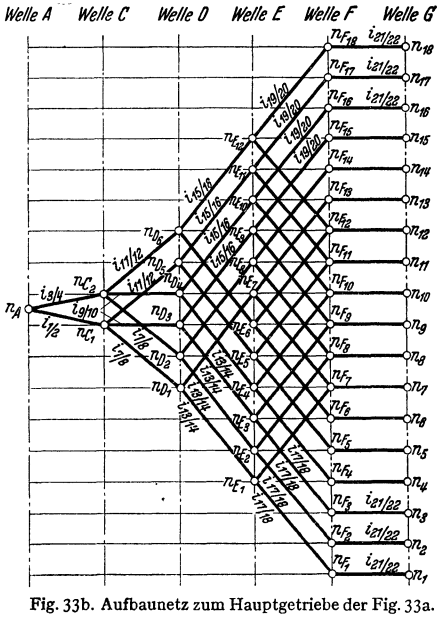


Fig. 33b. Aufbaunetz zum Hauptgetriebe der Fig. 33a.

Für z_9 und z_{10} gelten die Gleichungen:

$z_9/z_{10} = 1/1{,}58$ und $z_9 + z_{10} = 72$,

somit:

$z_9 = 28$; $z_{10} = 44$; $z_9/z_{10} = 1{,}57$.

Für z_{11} und z_{12}:

$z_{11}/z_{12} = 1:1$ und $z_{11} + z_{12} = 72$,

somit: $z_{11} = z_{12} = 36$.

$i_{21/22}$ kann beliebig gewählt werden, da Übersetzungen $i_{1/2}$ und $i_{3/4}$ noch nicht bestimmt. Maßgebend hierfür sind Festigkeit (z_{21} hat das größte Drehmoment zu übertragen) und der zulässige Achsabstand. Gewählt

$$\frac{z_{21}}{z_{22}} = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{1}{2{,}51} = \frac{32}{80}.$$

Ist die Drehzahl der Einscheibe oder allgemein der Welle A gegeben zu $n_0 = 720$, dann sind jetzt die Übersetzungen $i_{1/2}$, $i_{3/4}$ eindeutig festgelegt. Gemäß dem Drehzahlbild hat Welle C zwei Drehzahlen:

$n_{18} \cdot \varphi^4 = 1190$, somit:

$i_{1/2} = 948/720 = 1{,}32$;

gewählt $z_1/z_2 = 51/39 = 1{,}31$,

$n_{18} \cdot \varphi^3 = 948$, somit:

$i_{3/4} = 1190/720 = 1{,}655$;

gewählt $z_3/z_4 = 56/34 = 1{,}65$.

Kontrolle: $z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = 90$.

Wahl eines anderen Antriebes. Soll an Stelle der Einscheibe mit $n_0 = 720$ ein Flanschmotor treten, so käme z. B. für Drehstromantrieb die Drehzahl $n_0 = 1500$ in Frage. Um dieselbe Drehzahlreihe wie oben zu erhalten, brauchen nur die Übersetzungen der Räder 1 bis 4 geändert werden:

$$i_{1/2} = 948/1500 = 1/1{,}58;$$

gewählt $z_1/z_2 = 40/50$,

$$i_{3/4} = 1190/1500 = 1/1{,}25;$$

gewählt $z_3/z_4 = 35/55$.

Kontrolle: $z_1 + z_2 = z_3 + z_4 = 90$.

Der Rücklauf soll über die als Lamellenkupplung ausgebildete Umkehrkupplung und das Zwischenrad z_6 erfolgen und im Verhältnis $1 : 1{,}26 = 1 : \varphi$ beschleunigt werden. Da Welle C jetzt nur eine Drehzahl hat, sind nur 9 Rücklaufgeschwindigkeiten möglich. Die Übersetzungsverhältnisse sind so zu wählen, daß n_{max} der Welle $C = 1190 \cdot 1{,}26 = 1500$ wird.

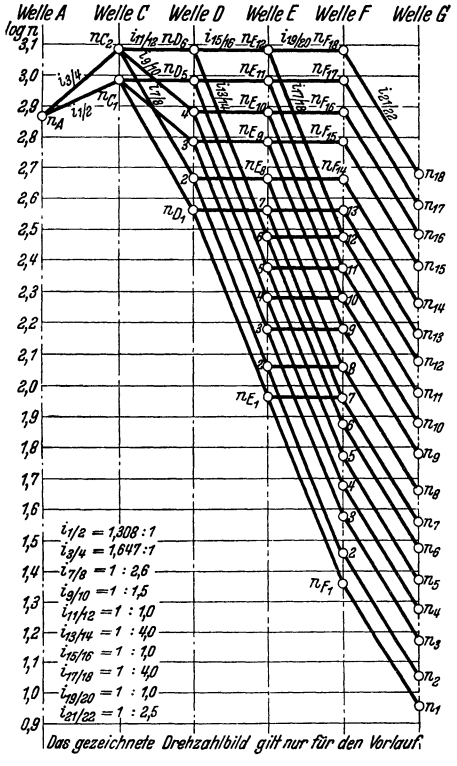


Fig. 33c. Drehzahlbild zum Hauptgetriebe der Fig. 33a.

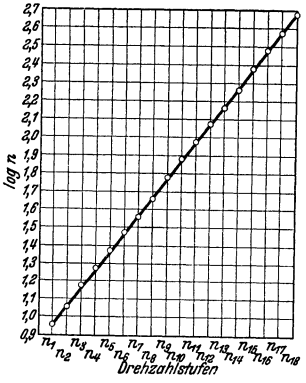


Fig. 33d. Kontrolle der Hauptgetriebedrehzahlen für Fig. 33a.

$$i_{5/9} = \frac{1500}{720} = 2{,}08; \quad \text{gewählt} \quad \frac{z_5}{z_9} = \frac{57}{28} = 2{,}04.$$

Drehzahlkontrolle (nur für Vorlauf): Unter Berücksichtigung der Zähnezahlen ergeben sich nach Fig. 33a folgende wirkliche Drehzahlen:

$$n_1 = n_0 \cdot \frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} \cdot \frac{z_{17}}{z_{13}} \cdot \frac{z_{21}}{z_{22}} = 720 \frac{51}{39} \cdot \frac{20}{52} \cdot \frac{19}{76} \cdot \frac{19}{76} \cdot \frac{32}{80} = 9{,}05.$$

$$n_2 = n_0 \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{z_7}{z_8} \cdot \frac{z_{13}}{z_{14}} \cdot \frac{z_{17}}{z_{18}} \cdot \frac{z_{21}}{z_{22}} = 720 \cdot \frac{56}{34} \cdot \frac{20}{52} \cdot \frac{19}{76} \cdot \frac{19}{76} \cdot \frac{32}{80} = 11{,}4 \quad \text{usw.}$$

$n_3 = 14{,}98$; $n_4 = 18{,}89$; $n_5 = 23{,}52$; $n_6 = 29{,}62$; $n_7 = 36{,}2$;

$n_8 = 45{,}6$; $n_9 = 59{,}9$; $n_{10} = 75{,}5$; $n_{11} = 94{,}1$; $n_{12} = 118{,}5$;

$n_{13} = 144{,}8$; $n_{14} = 182{,}2$; $n_{15} = 239{,}8$; $n_{16} = 302{,}0$; $n_{17} = 376{,}2$.

$$n_{18} = 720 \cdot \frac{56}{34} \cdot \frac{36}{36} \cdot \frac{47}{47} \cdot \frac{47}{47} \cdot \frac{32}{80} = 474{,}0.$$

Trägt man $\log n = f(n)$ in einem Diagramm nach Fig. 33d auf, dann erhält man bei reiner geometrischer Stufung eine gerade Linie. Die Abweichung hiervon ist ein Maß dafür, mit welchem Genauigkeitsgrad die geometrische Stufung eingehalten ist.

Berechnung des Moduls der Zahnräder. Hierzu ist die Berechnung der Drehzahlen und Drehmomente (s. S. 533) der einzelnen Wellen notwendig. Die Leistung ergibt sich aus größtem abzudrehenden Spanquerschnitt q bei dem am häufigsten abzunehmenden Werkstoff (s. Leistungskarte S. 506) und sei hier zu $N = 8$ PS angenommen.

Welle A: $n_{min} = 720$, $Md_{max} = \frac{716 \cdot N}{n} = \frac{71620 \cdot 8}{720} = 800$ cmkg

Welle B: $n_{min} = 1109$, $Md_{max} = \frac{71620 \cdot 8 \cdot 0{,}9}{1109} = 470$ „

Welle C: $n_{min} = 942$, $Md_{max} = \frac{71620 \cdot 8 \cdot 0{,}9}{942} = 550$ „

Welle D: $n_{min} = 362$, $Md_{max} = \frac{71620 \cdot 8 \cdot 0{,}9^2}{362} = 1300$ „

Welle E: $n_{min} = 90{,}5$, $Md_{max} = \frac{71620 \cdot 8 \cdot 0{,}9^3}{90{,}5} = 4630$ „

Welle F: $n_{min} = 22{,}6$, $Md_{max} = \frac{71620 \cdot 8 \cdot 0{,}9^4}{22{,}6} = 16900$ „

Welle G: $n_{min} = 9{,}05$, $Md_{max} = \frac{71620 \cdot 8 \cdot 0{,}9^5}{9{,}05} = 37500$ „

Die Räder werden zu einzelnen Gruppen mit dem gleichen Modul zusammengefaßt.

Anmerkung. Im Werkzeugmaschinenbau werden die Zahnräder vielfach nach der folgenden Zahlentafel berechnet.

Nach Bd. I, S. 577, ist $P_u = c \cdot b \cdot t$.

Für bearbeitete Zähne: $b \sim 3{,}5$ t oder $b \sim 10\,m$. (m = Modul.)

Aus der Gleichung für m, Bd. I, S. 579, folgt:

$$t^3 = \frac{2 \cdot M_d \cdot \pi}{c \cdot z \cdot b/t} \quad \text{und} \quad \frac{b}{t} = \frac{2 \cdot M_d \cdot \pi}{c \cdot t^3 \cdot z}.$$

Wahl von c. Dalchau hat aus einer Reihe bewährter Ausführungen mittlere c-Werte berechnet, die abgerundet nachstehende Zahlentafel wiedergibt:

Werkstoff der Zähne	v = Teilkreisgeschwindigkeit in m/sek										
	0,25	0,5	1	2	3	5	7	9	11	13	15
Chromnickelstahl (in Öl gehärt.)	242	233	220	202	188	165	147	132	118	105	94
Nickelstahl (in Öl gehärtet) . .	171	165	156	143	133	117	104	93	83	74	66
SM-Stahl (geschmiedet)	85	82	77	71	66	58	52	46	41	37	33
Stahlbronze	70	68	64	59	55	48	43	38	34	30	27
Stahlguß	57	55	52	47	44	39	35	31	28	25	22
Phosphorbronze	48	46	43	40	37	32	29	26	23	21	18
Gußeisen	28	27	26	24	22	19	17	15	14	12	11
Rohhaut	25	24	23	21	20	17	15	14	12	11	10

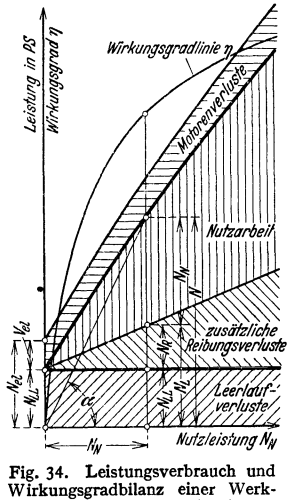


Fig. 34. Leistungsverbrauch und Wirkungsgradbilanz einer Werkzeugmaschine für eine bestimmte Drehzahl der Arbeitsspindel.

Beim Nachrechnen ausgeführter Getriebe findet man oft hohe c-Werte. Hierzu sei bemerkt, daß manche Getriebe von Universalmaschinen nur gelegentlich ihre Höchstbeanspruchung erfahren, also selten bei niedrigstem n das volle N des Motors übertragen. In solchen Fällen sind dann hohe Werte für c zulässig, gegenüber verhältnismäßig niedrigen c-Werten bei dauernder Durchschnittsbelastung. Schruppdrehbänke dagegen werden häufig bei niedriger Drehzahl die volle Motorleistung ausnützen, so daß dort c übliche Werte nicht überschreiten sollte.

D. Wirkungsgrad.

In die Maschine einzuführende Gesamtleistung N — also bei Stufenscheibenmaschinen einschl. des Leistungsbedarfes des Vorgeleges, bei Einzelmotorenantrieb ausschl. der Motorverluste V_{el} — besteht nach Fig. 34 [1]) aus: Leerlaufleistung N_L und Schnittleistung (Nutzleistung am Werkzeug) N_N:

hierbei ist: $$N = N_L + N_N, \tag{1}$$

$N_L = N_{LL}$ (reine Leerlaufverluste) $+ N_R$ (zusätzliche Reibungsverluste bei Belastung) (2)

und $N_N = N_P$ (Hauptschnittleistung) $+ N_V$ (Vorschubleistung). (3)

[1]) Siehe Schumacher: Masch.-Bau 1931 H. 12/13 S. 418/449.

Der mechanische Wirkungsgrad η ergibt sich nach Fig. 34 somit zu

$$\eta = \frac{\text{Nutzleistung}}{\text{Gesamtantriebleistung}} = \frac{N_N}{N} = \operatorname{ctg}\alpha. \qquad (4)$$

Da η mit Erhöhung der Belastung der Maschine (jedoch nicht Überlastung) steigt, wird η allgemein auf höchst zulässige Belastung N_{max} (Fig. 37) bezogen.

Nach Untersuchungen an Maschinen mittlerer Größe [Drehbänken, Bohrmaschinen, Fräsmaschinen, Schleifmaschinen[1])] macht Bruttoleistungsbedarf der Vorschubbewegung rd. 5 vH, bei ganz kleinen Maschinen höchstens 10 vH des Gesamtleistungsbedarfes aus. Am günstigsten ist η bei Maschinen mit ununterbrochener, drehender Schnittbewegung (Drehbank, Bohrmaschine), weniger günstig bei drehender Arbeitsbewegung mit unterbrochenem Schnitt (Fräsmaschine, Schleifmaschine, Automat), am ungünstigsten bei hin und her gehender Arbeitsbewegung (Hobel-, Stoßmaschine).

Beispiel für η: Drehbank mit Stufenscheibe: bis 93 vH für Hauptbewegung allein, 70 bis 85 vH für gesamte Maschine mit Einscheibe[2]). Senkrechtbohrmaschine mit Stufenscheibe: 45 bis 80 vH bei Vollast. Fräsmaschine mit Stufenscheibe: für mittlere Belastung und gesamte Maschine 53 bis 60 vH; für größte Belastung bis 80 vH. Waagerechtstoßmaschine, gesamt: 9 bis 20 vH (für mittlere und volle Belastung); nur auf Schnittperiode bezogen: rd. 35 bis 60 vH (für mittlere und volle Belastung). Tischhobelmaschine mit Riemen: bei mittlerem Hub mit $q = 1$ bis 4 mm³ rd. 20 bis 35 vH; bei größter Hublänge bis 34 vH; mit elektrischer Umsteuerung: wie vorher, bei größter Hublänge bis 40 vH.

Für Verteilung der auszuführenden Arbeiten auf die einzelnen Maschinen entscheidet nicht der Wirkungsgrad, sondern die wirtschaftliche Zerspanungsleistung (nach S. 563, Fig. 33).

Bestimmung des Wirkungsgrades.

1. Mittels Watt- und Schnittdruckmesser als η_{Sch}. Die vom Antriebmotor aus dem Netz aufgenommene elektrische Leistung N_{el} wird mittels registrierendem Wattmeter[3]) (bzw. Volt- und Amperemeter, für trägheitslosere Messung mittels Funkwattmeter[4]) gemessen zu:

$$N_{el} = E \cdot J/736 \qquad \text{bei Gleichstrom,} \qquad (1)$$

$$= E \cdot J/736 \cos\varphi \qquad \text{bei Wechselstrom,} \qquad (2)$$

$$= 1{,}73\, E \cdot J/736 \cos\varphi \qquad \text{bei Drehstrom.} \qquad (3)$$

Hieraus ergibt sich bei einem Motorwirkungsgrad η_{mot} die in die Maschine eingeführte Leistung:

$$N = N_{el} \cdot \eta_{mot}; \qquad (4)$$

η_{mot} bei Gleichstrom = 0,75 bis 0,81 bei $^1/_4$ bis $^4/_4$ Belastungen,
„ Wechselstrom = 0,8 „ 0,85 „ „ „
„ Drehstrom = 0,8 „ 0,85 „ „ „

Genaue Werte für jeden Belastungsfall geben die η_{Motor}-Kurven

Motorverluste: $V_{el} = N_{el} - N$, (9) $\qquad V_{el} = N_{el}(1 - \eta_{mot})$,

können auch durch zwischen Motor und Maschine eingeschaltetes Dynamometer[5]) gemessen werden.

Zur η-Bestimmung ist die Maschine genügend lange einlaufen zu lassen, da während des Leerlaufes die gesamte Antriebleistung sich in den bewegten Teilen in Wärme umsetzt und die Ölfilme sich hierbei nicht nur in hydrostatischen und hydrodynamischen Eigenschaften, sondern auch in der Schichtenstärke ändern, die durch die verschiedenen Wärmedehnungen von Wellen und Lagergehäuse bedingt ist[6]). Bei genügendem Wärmeausgleich und Lagerschmierung ist

---

[1]) Vgl. Berichte des V. f. W., Heft 1, 5, 8. — Rambuschek: Werkst.-Techn. 1926 S. 33.
[2]) Klopstock: Berichte des V. f. W., T. H. Berlin, Heft 8 S. 31.
[3]) Gramberg: Techn. Messungen bei Maschinenuntersuchungen und zur Betriebskontrolle. Berlin: Springer 1923.
[4]) Schlesinger: Berichte d. V. f. W., Heft 5. — Kienzle: Werkst.-Techn. 1913 S. 686. — Klopstock: Berichte d. V. f. W., Heft 8. — Keinath: Helios 1930 Heft 26/27, 28/30. — Reichel: Dr.-Diss. T. H. Breslau 1930.
[5]) Herttrich u. Krabbe: Masch.-Bau 1923 Heft 27 S. 1028. — Patkay: Werkzeugmasch. 1927 S. 461.
[6]) Schumacher: Masch.-Bau 1931, Heft 12 S. 418.

nach einer bestimmten Zeit T (Fig. 35) ein konstanter Wattverbrauch erreicht. Je kürzer die Einlaufzeit T und je niedriger N_{LL}, um so besser die Maschinenkonstruktion. Je höher die Spindeldrehzahl (Fig. 35), um so größer die Wärmeentwicklung und somit der Wattverbrauch.

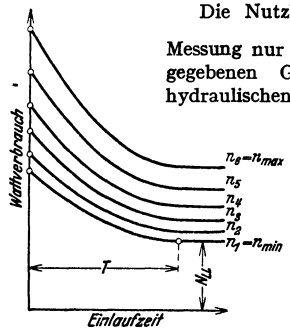


Fig. 35. Einlauf- und Leerlauflinien einer Werkzeugmaschine mit 6 Drehzahlen.

Die Nutzleistung $N_{Sch} = \frac{P \cdot v}{60 \cdot 75}$ wird durch unmittelbare Messung nur der Hauptkomponente P (aus den auf S. 505 angegebenen Gründen) während des Schnittes mittels einer hydraulischen[1]) oder elektrischen[2]) Meßvorrichtung bestimmt, z. B. für die Drehbank mittels Meßdose[3]). Die so ermittelten Werte $\eta_{Sch} = N_{Sch}/N$ sind nach Fig. 36 am genauesten.

2. Mittels Wattmeter und Schnittdruckerrechnung als η_{er}. Bestimmung der Antriebleistung N wie unter 1, der Schnittleistung N_{er} durch Einsetzen errechneter Schnittdrücke als Annäherung nach Fig. 36, S. 495 oder Formel (4), S. 496: $\eta_{er} = N_{er}/N$.

3. Mittels Wattmeter und Bremszaun als η_{Br}. Bestimmung der Antriebleistung N wie unter 1, der Schnittleistung N_{Br} durch Abbremsen der Arbeitsspindel mittels Bremszaum[4]).

Bei Hebelarm 716,2 mm ist $N_{Br} = P \cdot n/1000$ (PS). Statt Dezimalwaage ist wegen der ununterbrochenen Belastungsangabe eine Federwaage vorteilhafter.

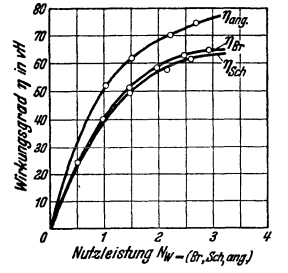


Fig. 36. Unterschied zwischen: η_{ang}, η_{Br} und η_{Sch}.

$\eta_{Br} = N_{Br}/N$ ist etwas größer als η_{Sch} (Fig. 36), da der dem gleichen Moment entsprechende Schnittdruck am kleinen Werkstückdurchmesser größer ist als die Belastung am längeren Bremsbalken, und im letzteren Falle die Reibungsverluste in den Hauptspindellagern kleiner ausfallen[5]). Gegenüber den wirklichen Verhältnissen beim Drehen sind weiterhin die Spitzenreibung an der Reitstockspitze, die Vorschubleistung, der Axialschub in den Hauptspindellagern und der P_R-Druck vernachlässigt.

4. Nur mittels Wattmeter als η_{ang}. Bestimmung der Antriebleistung N wie unter 1, der Schnittleistung N_{ang} aus Differenz von Antriebleistung N beim Schnitt und im Leerlauf N_{LL} als grobe Annäherung zu: $N_{ang} = N - N_{LL}$; $\eta_{ang} = N_{ang}/N$ fällt am größten aus (Fig. 36), da Reibungsverluste bei Leerlauf der Maschine gleich den bei Belastung gesetzt werden.

Bei Transmissionsantrieb werden die Reibungsverluste in der Transmission im Verhältnis der Nennleistungen der einzelnen Maschinen anteilig auf sie verteilt: N_{ant}. Die Verluste bei Leerlauf und Belastung werden hierbei gleich gesetzt: $\eta = \frac{N_N}{N_N + N_{ant}}$. Bei Werkzeugmaschinen mit unterbrochenen Arbeits-

[1]) Reichel: Meßtechnik 1931 Heft 9 S. 231. — Kurrein: Werkst.-Techn. 1919 S. 195. — Schlesinger: Werkst.-Techn. 1929 Heft 13 S. 387; Berichte d. V. f. W., Bln., Heft 1, 5 u. 7. — Martens: Forschungsarbeiten Heft 38, 49. — Rode: Dr.-Diss. T. H. Aachen 1915. — Wazau: Dr.-Diss. T. H. Braunschweig 1920. — Szibnik: Dr.-Diss. T. H. Berlin 1922. — Fraenkel: Dr.-Diss. T. H. Aachen 1925. — Schöpke: Dr.-Diss. T. H. Aachen 1930. — Eisele: Masch.-Bau 1931 Heft 2 S. 37 (Kritik der Schnittdruckmeßvorrichtung an Fräsmaschinen).

[2]) Salomon: Loewe-Notizen 1929, S. 117 (elektr. Torsionsdynamometer f. Fräsmaschinen). — Gardien: Wiss. Veröff. Siemens-Konz. 1929 S. 126/30 (elektr. Meßdose). — Sachsenberg: Z. VDI 1929 Heft 14 S. 469 (elektr. Tors.-Dynamom. f. Bohrmaschinen). — Wallichs u. Opitz: Schieß-Defries-Nachr. 1932 Heft 2 S. 35/42; Werkst.-Techn. 1932 S. 174.

[3]) Hülle: Die Grundzüge der Werkzeugmaschinen. S. 259. Berlin: Springer 1931.

[4]) Gramberg: a. a. O. [5]) Theimer: Masch.-Bau Bd. 4 (1925) Heft 23 S. 1119.

vorgängen, wie z. B. bei Automaten, ist für N_N und N die mittlere, planimetrische Leistung N_{Nm} und N_m einzusetzen, da die mit Wattmeter aufgenommenen Arbeitsflächen durch Schaltzeiten (Leerläufe) getrennt sind und niemals so völlige Rechtecke wie in Fig. 37a bilden; $\eta = N_{Nm}/N_m \leqq 1$. Dieser Wert η ist nach Fig. 37b nur angenähert richtig, da mittlere Leerlauflinie N_{Lm} ohne und mit Belastung gleich gesetzt. η genau feststellbar[1]) durch Abbremsung der Maschine; Aufstellung eines Diagrammes nach Fig. 34 für Dauerbelastungen und Ermittlung der zu planimetrisch gefundenem N_m gehörigen, wahren mittleren Leerlauflinie N_{Lm} mit Hilfe der Fig. 37.

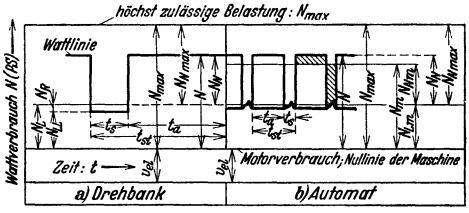


Fig. 37. Faktoren zur Wirkungsgradbestimmung bei stetigem Arbeitsvorgang (Drehbank) und unterbrochenem Arbeitsvorgang (Automat).

Für die Wirtschaftlichkeitsbewertung im Betrieb werden noch Wirkungsgrade nach anderen Gesichtspunkten wie bei η_{mech} benötigt; besonders bei Werkzeugmaschinen mit unterbrochenen und sich ständig wiederholenden Arbeitsgängen (z. B. Automaten Fig. 37b[1]), Hobelmaschinen, Schleifmaschinen u. ä.), bei denen die zeitliche Ausnutzung eine größere Rolle als die mechanische spielt.

Belastungsgrad η_{Bel}: Nicht jede Werkzeugmaschine wird im Betriebe bei allen vorkommenden Arbeitsstücken bis zur Höchstlast ausgenützt werden können. Ihr mechanischer Wirkungsgrad ergibt sich dann aus der erreichten Belastung gegenüber der zulässigen Höchstlast zu: $\eta_{Bel} = N/N_{max} \leqq 1$.

Zeitlicher Wirkungsgrad η_c: Je völliger die Arbeitsflächen der Fig. 37, um so kleiner ist die Schaltzeit t_s an der Maschine sowie die Stückzeit t_{st} (= Arbeitszeit t_a + Schaltzeit t_s), was in dem zeitlichen Wirkungsgrad $\eta_c = N_m/N \leqq 1$ zum Ausdruck kommt. Im selben Sinne ist auch η_c für eine an einer Transmission hängende Werkzeugmaschine zu ermitteln, wobei η_c mit Erhöhung der Belastung N_N während der Maschinenlaufzeit t wie mit größerem, zeitlichen Ausnutzungsfaktor $c = \frac{t}{T} = \frac{\text{Laufzeit der Maschine}}{\text{Laufzeit der Transmission}}$ wächst:

$$\eta_c = \frac{N_N \cdot t}{N_N \cdot t + N_{ant} \cdot T} \quad \text{und mit} \quad \frac{t}{T} = c$$

$$= \frac{1}{1 + \frac{N_{ant}}{N_N} \cdot \frac{1}{c}} \quad (N_{ant} = \text{anteiliger Transmissionsverlust s. unter } \eta_{ang}).$$

Zeitlicher Wirkungsgrad $\eta_{c'}$ wird im Gegensatz zu η_c unabhängig von der Lage der Leerlauflinie einer Maschine ermittelt zu: $\eta_{c'} = N_{Nm}/N_N \leqq 1$ (Fig. 37b), um zu erkennen, wieweit der Zerspanungsvorgang an einem Werkstück auf bestimmter Maschine sich dem idealen Ausnutzungsgrad ohne jegliche Schaltzeiten ($\eta_{c'} = 1$) nähert[1]), und auf welcher von zu vergleichenden Maschinen derselben Bauart und Größe sich $\eta_{c'}$ am günstigsten verhält.

E. Genauigkeit.

Zu unterscheiden ist die Genauigkeit der Maschine im stillstehenden, unbelasteten Zustand — Herstellungsgenauigkeit — und im bewegten, arbeitenden Zustand — Arbeitsgenauigkeit. Für die Abnahme von hoch-

[1]) Schumacher: Masch.-Bau 1931 Heft 13 S. 449.

wertigen Werkzeugmaschinen (Klassemaschinen), die den Anforderungen an Werkstücke mit Fein- oder Edelpassung genügen, hat Schlesinger[1]) allgemein gültige Richtlinien und Toleranzen aufgestellt. Für Maschinen, die Werkstücke mit Schlicht- oder Grobpassung herstellen, sind diese Abnahmetoleranzen mit einem zwischen Hersteller und Kunden zu vereinbarenden Vergröberungsfaktor (etwa 50 bis 150 vH gröber) zu multiplizieren (Einfluß auf Preis der Maschine).

Für die Durchführung der Genauigkeitsprüfung sind Prüfkarten[1]) aufgestellt, die von den Herstellern entweder direkt übernommen werden oder als Richtwerte dienen. Die Toleranzen in den Prüfkarten werden auf drei verschiedene Arten angegeben:

1. Als ± Toleranzen (z. B. ± 0,03 auf 1000 mm). Hierbei darf der Fehler nach der einen oder entgegengesetzten Seite auftreten. Gesamter Fehlerbereich = dem Doppelten der angegebenen Toleranz.

2. Als Toleranzen ohne Vorzeichen (z. B. 0,03 auf 1000 mm). Hierbei ist gleichgültig, nach welcher Seite der Fehler auftritt. Gesamter Fehlerbereich = angegebener Toleranz, stets vom Ausgangspunkt der Meßstrecke ab gerechnet.

3. Als einseitige Toleranzen (z. B. 0 bis 0,03 auf 1000 mm). Hierbei ist in Prüfkarte jeweilig angegeben, nach welcher Seite der Fehler auftreten darf. Gesamter Fehlerbereich = angegebener Toleranz.

Für die Arbeitsgenauigkeit soll nach dem „Prüfbuch"[1]) wegen der vielen außerhalb der Maschinenkonstruktion liegenden Beeinflussungen nur eine bedingte, rechtlich nicht bindende „Zusicherung" gegeben werden, daß „die Maschine bei richtiger Aufstellung und ihrer Konstruktion entsprechender Verwendung mit einwandfreien Werkzeugen die angegebenen Werkstückgenauigkeiten einhalten wird". Die für Arbeitsgenauigkeit aufgestellten Angaben gelten nur für Feinschlichten.

Beispiele: 1. Drehbank (gegebenenfalls vor Fertigstellung der Maschine zu prüfen) dreht: rund 0,01 mm, zylindrisch (zwischen Spitzen) 0,02 auf 300 mm, plan (nur hohl) +0, −0,02 auf 300 mm Durchmesser.

2. Rundschleifmaschine (gegebenenfalls vor Fertigstellung der Maschine zu prüfen) schleift: rund 0,005 mm, zylindrisch ohne Setzstöcke (nur ballig) bei Welle 1000 (500) mm lang und 80 (50) mm Durchmesser 0 bis 0,02 (0 bis 0,01) mm.

3. Langhobelmaschine (Prüfung mittels planparallelen Lineals, um Fehler, herrührend von Gußspannungen im Werkstück und Spannungen beim Aufspannen, auszuschalten) hobelt beim Schlichten Arbeitsstück planparallel: bis 2 m Hobellänge 0,02 auf 1000 mm, über 2 m 0,01 auf 1000 mm.

F. Starrheit.

Für die Güte einer Werkzeugmaschine im voll belasteten Zustand ist der Starrheitsgrad[2]) maßgebend, der so groß sein muß, daß:

1. Durchbiegungen f — durch Werkstück- und Schnittdrucklast[3]) — der die Herstellungsgenauigkeit eines Werkstückes ausschlaggebend beeinflussenden Maschinenteile mindestens innerhalb der verlangten Arbeitsgenauigkeit liegen.

2. Schwingungen, die durch Antrieb oder Schnittdruck erzeugt werden, sich nicht nachteilig auf das Werkstück (Oberflächengüte) äußern können.

Als Starrheitsgrad[2]) gilt:

P/f = Anzahl der kg einer Kraft P, die an einem Körper eine Durchbiegung f von 1 mm hervorruft.

Da nicht immer nur die Durchbiegung, sondern mitunter die Schiefstellung eines Maschinenteils für die Arbeitsgenauigkeit maßgebend ist, so gilt: P/α = Anzahl der kg einer Kraft P, die an einem Körper eine Winkeländerung α von $^1/_{1000}$ Bogenmaß hervorruft.

[1]) Prüfbuch für Werkzeugmaschinen. 2. Aufl. Berlin: Springer 1931.

[2]) Krug: Masch.-Bau 1927 Heft 4 S. 169. — Stahl u. Eisen Bd. 58 (1938) Heft 2 S. 34/36 — Werkzeugmasch. 1938 Heft 5 S. 99. — Reichel: Masch.-Bau 1931 Heft 8 S. 265.

[3]) Lich: Werkzeugmasch. 1930 Heft 23 S. 502.

Tritt ein Moment M an Stelle P auf (z. B. bei Bohrmaschinenspindeln), so ist zu setzen: M/α = Anzahl der cmkg eines Momentes M, das einen Körper um $^1/_{1000}$ Bogenmaß verdreht.

Starrheitsbegriff ist also der jeweiligen Beanspruchungsart anzupassen. Nach Krug[1]) treten im Werkzeugmaschinenbau hauptsächlich die Lagerungsarten 1, 2, 4 und 5, Bd. I, S. 380, auf. Je größer Gedrungenheitsgrad $n = \frac{\text{Biegungshöhe } h}{\text{Freilänge } l}$ eines Körpers, um so größer Starrheitsgrad P/f.

Die Betrachtung des Starrheitsgrades führt zum Begriff „Leichtbau", der eine „sinnvolle Werkstoffverteilung und beste Ausnutzung des Werkstoffes ohne Verminderung der Sicherheit, Festigkeit und der Widerstandsfähigkeit gegen Formänderung und Verschleiß"[1]) sowie der Schwingungsfestigkeit anstrebt. Ausführliches über Konstruktionsgrundlagen und Anwendungsbeispiele aus dem Werkzeugmaschinenbau s. Fußnote 1).

III. Führungen.

Zu unterscheiden sind: Gleitführungen oder Gleitbahnen und Richtführungen, die veränderliche Stellungen von Werkzeugmaschinenteilen genauest zueinander festlegen. Führungen müssen beim Aufeinandergleiten satt aneinanderliegen, was nach der Vorbearbeitung noch eine Feinbearbeitung durch Schaben oder Schleifen erfordert.

Schleifen, heute in steigendem Maße angewendet, ist billiger als Schaben, auch für harte Führungsflächen geeignet, und die Genauigkeit geschliffener Flächen liegt nach Messungen von Schönherr[2]) über derjenigen geschabter. Letztere werden um so genauer, je kleiner die Flächen sind. (Dem Schaben liegt die Annahme zugrunde, daß die neben den inselförmigen Tragstellen liegenden Vertiefungen Ölkammern bilden, die die Schmierung der Bahnen erleichtern.)

1. Gestaltung und Eigenschaften gerader Führungen. Die Zahl der tragenden Flächen einer Führung soll möglichst klein sein, mit Rücksicht auf einfache Herstellung, Nacharbeit und Nachstellung bei eingetretenem Verschleiß. In Fig. 1 nimmt feste Führung A den beweglichen Schlitten B nur in einer tragenden Fläche auf; Kraft P wirkt normal dazu. Führung ist mangelhaft, da das mit Abnützung eintretende Spiel s dem Schlitten B eine gewisse Querbeweglichkeit gibt, wodurch die Bahn nicht genau gerade bleibt. Fig. 2 zeigt Dach- oder Schrägprismenführung. Bei dieser verursacht eintretender Verschleiß kein Spiel, da Führung sich selbst nachstellt. Sie ist als gut zu bezeichnen, trotzdem Kraft P die Gleitflächen unter einem Winkel schneidet und somit eintretender Verschleiß größere Tiefersenkung von B hervorruft als bei Fig. 1.

Prismenführung nach Fig. 2 kommt z. B. bei Drehbänken vor, s. S. 578. Wird nun der Schlitten vorwiegend nahe der Planscheibe benutzt, so erleidet das Bett hier den größten Verschleiß (Führung wird ungenau), wenn das Bett nicht etwas härter als der Schlitten ist. Ist dies aber der Fall, so nützt der verhältnismäßig kurze Schlitten (aus weniger hartem Werkstoff) ziemlich gleichmäßig ab und stellt sich selbsttätig nach.

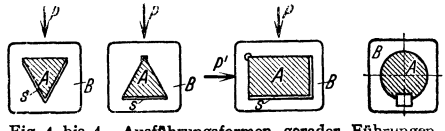


Fig. 1 bis 4. Ausführungsformen gerader Führungen. (A feste Führung. B beweglicher Schlitten, s Spiel.)

Bei Rechteck- oder Flachführung, Fig. 3, wirke außer senkrechter Kraft P noch eine waagerechte P'. Bei Wirkung von P' an einer Prismenführung, Fig. 2, wäre der Schlitten u. U. hochgestiegen. Bei Rechteckführung wird dies vermieden, dagegen muß hier das Spiel rechts von A (durch Nachstelleiste) beseitigt werden.

Die zylindrische Führung, Fig. 4, ist ohne besondere Schwierigkeit sehr genau herstellbar und wird gewöhnlich als Richtführung verwendet.

[1]) Bobek, Metzger u. Schmidt: Stahlleichtbau von Maschinen. Berlin: Springer 1939.
[2]) Werkzeugmasch. 1931 S. 128.

Verhältnismäßig geringe spezifische Querkräfte treten auf bei der Vorschubhulse von Senkrechtbohrmaschinen, die in ihrem Lager durch Ritzel und Zahnstange axial verschoben wird; vgl. z. B. Fig. 11, S. 596. Hier ist auch zylindrische Gleitführung (Gleitbahn) ohne Nachteil möglich. Das gleiche gilt von den Spindeln der Waagerechtbohrmaschinen (vgl. z. B. Fig. 16, S. 598), die außer ihrem Umlauf noch eine Axialverschiebung in den Antriebshülsen ausführen.

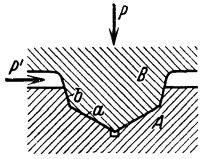


Fig. 5. Ausführung nicht zu empfehlen.

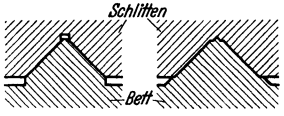


Fig. 6 u. 7. Richtige und unrichtige Ausführung einer Dachführung.

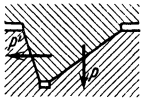


Fig. 8. Führung mit Flach- und Steilschräge.

Zylindrische Richtführung zeigt z. B. die Außensäule der Radialbohrmaschine Fig. 7, S. 594 (an der der Ausleger senkrecht verstellt wird); ferner der Gegenhalter bei Waagerechtfräsmaschinen, soweit er mit Rundquerschnitt ausgeführt wird.

Fig. 5 zeigt eine Prismenführung, deren Flächen *a* hauptsächlich die senkrechten, *b* die waagerechten Kräfte (P, P') aufnehmen sollen. Ausführung ist nicht zu empfehlen, da gleichzeitiges Tragen aller Flächen schwer erreichbar. Ferner wird Abnützung in *a* und *b* verschieden sein, also Nachstellung nicht völlig selbsttätig (Nacharbeit schwierig). Fig. 6 zeigt richtige Ausführung eines Prismenquerschnittes, bei dem sich oberer Schlittenteil ungehindert selbsttätig nachstellt. Bei Führung Fig. 7 können jedoch Ansätze bzw. neue Tragflächen entstehen, die Ungenauigkeit verursachen. Fig. 8 stellt das Schrägprisma einer Hobelmaschinenbahn dar, bei der die Flachschräge vorwiegend die Kräfte P = Tischgewicht + Werkstückgewicht + Senkrechtschnittdruck, die Steilschräge vorwiegend P' = waagerechten Schnittdruck aufnehmen soll.

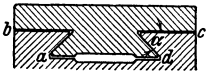


Fig. 9. Schwalbenschwanzführung.

Fig. 10. Anheben des Schlittens nach Abnutzung.

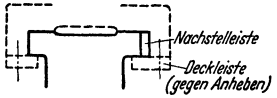


Fig. 11. Rechteckige Prismenführung.

Schwalbenschwanzführung, Fig. 9, verhindert wohl vollständiges Abheben des Schlittens, nicht aber Anheben nach eingetretener Abnützung; vgl. Fig. 10. Schräge α etwa 55° gegen Waagerechte. Nimmt man außer dem Passen der Schrägflächen noch Waagerechtfläche *bc* als tragend an, so kann sich Schlitten in der Mitte durchbiegen. Dies ist aber belanglos, wenn Abstand der Schrägflächen voneinander nicht groß ist. Trägt dagegen Fläche *ad*, so hängt Schlitten oben seitlich frei und kann seine Form ändern; in den Zwischenräumen bei *b* und *c* sammelt sich Schmutz an.

Vorteil: Die Führung baut infolge der Schrägstellung der Flächen weniger hoch. Die Abnützung muß jedoch (durch Leiste, s. Fig. 20) sorgfältig unschädlich gemacht werden, weil sich sonst bei auftretendem Eckmoment (s. Fig. 12) die Kantenpressung infolge des Schrägprismas besonders ungünstig auswirkt. Die rechteckige Prismenführung, Fig. 11, ist in dieser Hinsicht vorteilhafter, das Anheben des Schlittens wird durch die Deckleisten verhindert.

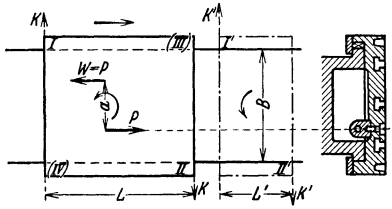


Fig. 12. „Ecken" der Führungen.

In Fig. 12 ist B = Breite der Führung, L bzw. L' = Länge zweier Schlitten. Ist P die verschiebende Kraft (Transportschraube, Zahnstange), $W (= P)$ der in annähernd gleicher Waagerechtebene angenommene Gesamtwiderstand (Führungsreibung, Vorschub- oder Schnittwiderstand), so sucht Kräftepaar $P \cdot a$ den Schlitten auf seiner Führung zu verdrehen, wodurch in den Punkten I und II bzw. I' und II' die Anpressung K bzw. K', also ein „Ecken", durch Moment $K \cdot L = K' \cdot L' = P \cdot a$ entsteht. Bei Umkehr der Verschieberichtung kommen Kanten III, IV des Schlittens zur Anlage (sog. „Kanten"). Je größer nun L, bei einer bestimmten geführten Breite B, desto kleiner ist K und die zugehörige Reibung $\mu \cdot K$; desto kleiner ist ferner Kantenabnutzung und die durch

bestimmtes Spiel zwischen den gleitenden Teilen mögliche Schiefstellung des Schlittens. Je kleiner also a, und je kleiner der Wert B/L, desto geringer eckende Wirkung.

Soll a klein gehalten werden, so muß die Wirkungslinie der auf die gleitenden Teile durch Transportschraube oder durch Zahnstange ausgeübten Verschiebekraft möglichst nahe an der des resultierenden Widerstandes liegen.

Bei dem Verhältnis B/L bedeutet B nur den Anteil der Auflagebreite, der tatsächlich die Geradführung übernimmt. Kann B verhältnismäßig klein gehalten werden — Schmalführung —, so wird ihre Herstellung mit feineren Toleranzen oder gegebenenfalls mit geringerem Spiel erleichtert.

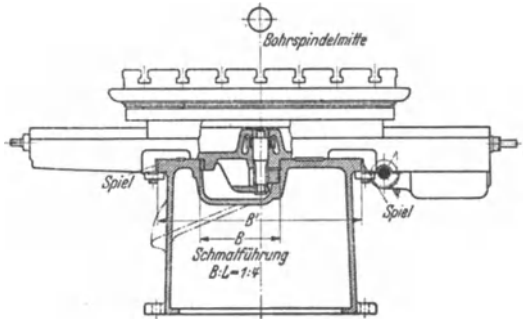


Fig. 13. Schmalführung bei Waagerechtbohr- und Fräswerk der Fa. K. Wetzel, Gera.

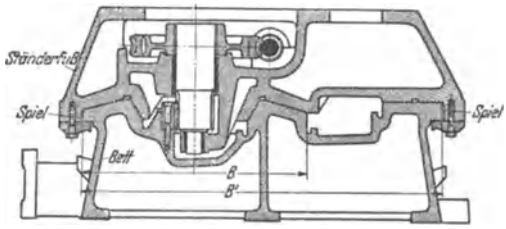


Fig. 14. Schmalführung bei Waagerechtbohr- und Fräswerk der Fa. Collet & Engelhard.

Im nachstehenden seien einige Beispiele für Schmalführungen angeführt, wobei B = Führungsbreite, B' = Auflagebreite bedeutet: Fig. 13 zeigt die Schmalführung des Schlittens eines Waagerechtbohrwerks von $B/L = 1/4$. Antriebkraft zur Schlittenverschiebung (Ritzel und Zahnstange) greift annähernd in Mitte zwischen den waagerechten Auflageflächen an und wird daher nahe der Wirkungslinie des resultierenden Reibungswiderstandes liegen. Bei Ausführung Fig. 14 wird die Schmalführung des Ständerfußes eines Waagerechtbohr- und Fräswerks durch zwei Dachprismen gebildet (Waagerechtfläche rechts dient nur zur größeren Auflage), zwischen denen sich

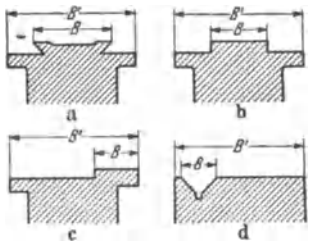


Fig. 15a bis d. Verschiedene Schmalführungen.

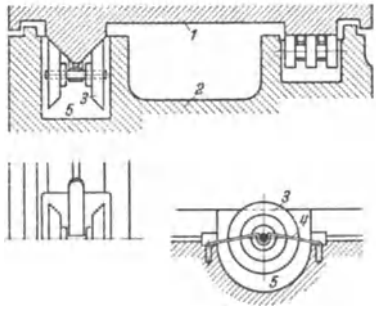


Fig. 16. Ölzuführungsrollen (aus Fritz Werner, Werksnormen).

der Zahnstangenantrieb befindet. Vorteile: Führung stellt sich selbsttätig nach, Ecken und damit Kantenpressung wird vermieden, ebenso „Kanten" bei Bewegungsumkehr.

Die Führungen Fig. 15a bis c werden z. B. für das Konsol (Winkeltisch) bzw. den Querschieber von Waagerecht- oder Senkrechtfräsmaschinen angewendet, die Führung nach Fig. 15d z. B. für den Schleifbock einer Rundschleifmaschine. (Über weitere Formen von Führungen vgl. unter Drehbänke, Hobel- und Schleifmaschinen.) Fig. 16 zeigt die Schmierung einer Gleit-

bahn nach Art Fig. 15d (links V-Führung, rechts Flachauflage): In Taschen *5* des Bettes *2* befindet sich Öl, das durch Rollen *3* von unten her zum Schlitten *1* befördert wird. Federn *4* drücken dabei die Rollen nach oben, die sich am bewegten Schlitten abwälzen.

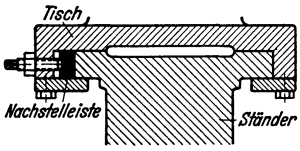


Fig. 17. Rechteckführung mit Nachstelleiste.

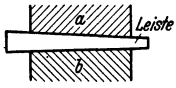


Fig. 18. Keilleiste.

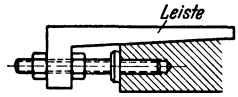


Fig. 19. Ungünstige Nachstellung bei Keilleiste.

2. Abnützung und ihre Nachstellung. Rechteck- oder Flachführung, Fig. 17, wird vorwiegend für größere Ausführungen verwendet, wo Aufsteigen des Schlittens unter Schnittdruck weniger zu befürchten. Da sie das Spiel nicht

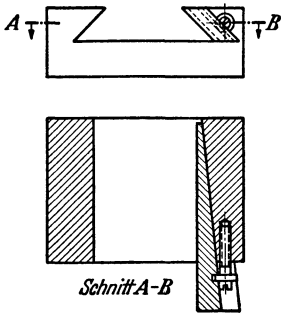


Fig. 20. Einfache Keilleiste mit Bundschraube.

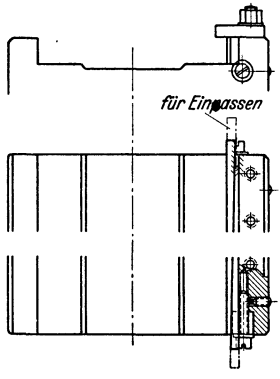


Fig. 21. Keilleisten (aus Fritz Werner, Werksnormen).

selbsttätig beseitigt, sind Nachstelleisten anzuwenden, die, wenn sie prismatisch sind, mit Schrauben gegen die Führung angestellt werden. Nachteil: Die zwischen den Schrauben liegenden Stellen der Leisten federn zurück und nützen weniger ab. Daher besser Keilleisten, Fig. 18, die auf ganzer Länge anliegen. Werden sie am kürzeren Führungsteil (Schlitten) befestigt und ist ihr Werkstoff etwas weniger hart als der des Bettes, so nützen sie sich annähernd gleichmäßig ab und werden durch Längsverschiebung nachgestellt (bzw. nachgearbeitet). Leiste aus gehärtetem Stahl wäre hier verfehlt, da sich dann die Bettbahn ungleichmäßig abnützen würde.

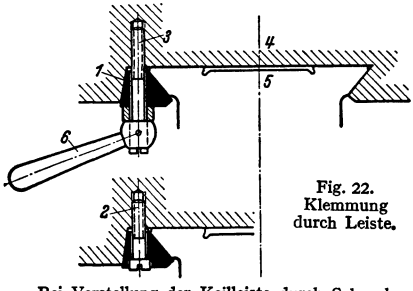


Fig. 22. Klemmung durch Leiste.

Bei Verstellung der Keilleiste durch Schraube, wie in Fig. 19, tritt zur Druckkraft noch ein Moment hinzu, das die Leiste ungleichmäßig anpreßt. Dies wird vermieden durch Ausführung nach Fig. 20 und 21, wo beim Anziehen der Schlitzschrauben deren in die Leiste eingreifender Bund die Nachstellung der Leisten bewirkt.

3. Feststellvorrichtungen. Diese sollen Schlitten, Tische, Ausleger usw. auf ihrer Führungsbahn an bestimmter Stelle gegenüber dem Arbeitsdruck sicher festklemmen. Fig. 22 zeigt z. B. Klemmung des Unterschlittens *4* einer Waagerecht-Fräsmaschine auf Winkeltisch *5*. Prismatische Leiste *1* ist durch Schrauben *2* derart angestellt, daß Verschiebung von *4* auf *5* mit erforderlicher Genauigkeit erfolgt. Ist benötigte Stellung des Unterschlittens erreicht, so werden

Schrauben *3* mittels Knebel *6* angezogen und dadurch Leiste *1* fest gegen Führungsbahn gepreßt. In gleicher Weise wird Winkeltisch der Fräsmaschine am Senkrechtständer festgeklemmt.

Vgl. ferner z. B. Säulen- und Auslegerklemmung bei Radialbohrmaschinen, Fig. 7, S. 594, Mantel- und Kurbelklemmung der Reitstockspindeln von Drehbänken, ferner des Gegenhalters von Fräsmaschinen, Fig. 23c, S. 608.

4. Schutz der Führungen gegen Späne[1]) und Kühlflüssigkeit, gegen Beschädigungen durch Werkstücke, Schraubenschlüssel u. dgl. ist nötig, um die Genauigkeit der Bahnen, von der die Bearbeitungsgenauigkeit abhängt, dauernd aufrechtzuerhalten. Dazu kann man die Führungsteile der Schlitten möglichst lang machen oder sie durch Schuhe verlängern, die bei jeder Schlittenstellung einen größeren Teil der Bettbahn überdecken. Diese Ausführung ist aber erschwert, wenn sich — wie bei Revolverdrehbänken — sowohl der Revolver- als auch der Querschlitten unabhängig voneinander auf der gleichen Bettbahn bewegen. Fig. 23a bis c zeigen für diesen Fall eine Lösung von Gebr. Heinemann A.-G., St. Georgen (DRP.): Die Dachführung des Bettes weist je eine Flach- und eine Steilschräge auf. Die Gleitflächen des Querschlittens *1* — vgl. Fig. 23b und c — nehmen die äußeren Hälften der Bettführungs-Schrägflächen ein; sie sind in lange Führungsansätze oder Schuhe des Querschlittens eingearbeitet, die die Bettführungen in ihrer ganzen Breite überdecken. Durch die Aussparung an diesen Schuhen bewegen sich die langen Schutzbleche *5* (winkelförmiger Querschnitt) hindurch, die am Revolverschlitten *2* befestigt sind.

Die Gleitflächen des letzteren, s. Fig. 23a, nehmen die inneren Hälften der Bettführungs-Schrägflächen ein. Revolverschlitten *2* überdeckt die Bettführungsbahnen ebenfalls über ihre ganze Breite. Neben den Gleitflächen des Revolverschlittens sind Aussparungen eingearbeitet, durch die sich die langen Schutzbleche *4* am Querschlitten *1* hindurchbewegen.

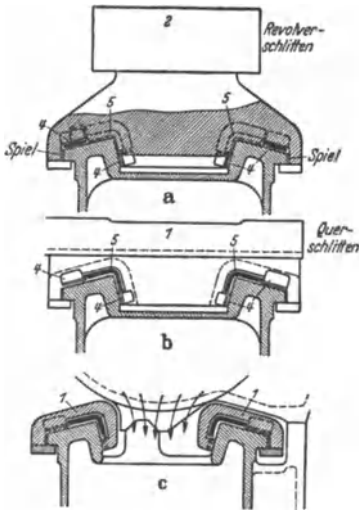


Fig. 23a bis c. Führungsschutz bei Revolverbank. (Gebr. Heinemann A.G., St. Georgen.)

IV. Drehbänke.

A. Drehwerkzeuge.

Die Form der Werkzeuge richtet sich nach Art der Spanabtrennung und Lage der Bearbeitungsflächen. Grundformen nach DIN 768, Fig. 1 bis 6. Die Bezeichnungen ergeben sich dadurch, daß man den Schneidenkopf des Stahles waagerecht mit der Schneide nach oben auf sich zugewandt hält. Vorteil des zurückgekröpften Stahles

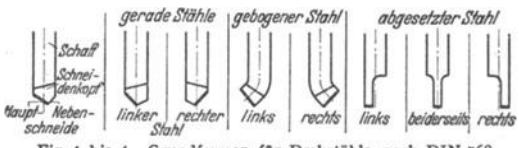


Fig. 1 bis 4. Grundformen für Drehstähle nach DIN 768.

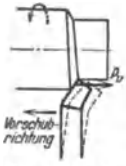


Fig. 5. Zurückgekröpfter Stahl.

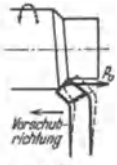


Fig. 6. Vorgekröpfter Stahl.

liegt in seinem Wegfedern von der Spanschnittfläche des Werkstückes unter Vorschubdruck P_v, Fig. 5, während der vorgekröpfte Stahl bei nicht genügender Starrheit in das Werkstück einhakt[2]), Fig. 6. Über Ausbildung der Schneidenform s. S. 488. Über verschiedene Werkzeugformen s. DIN 4931 bis 4943.

Über Stahleinspannung s. S. 557.

[1]) Irtenkauf u. Schumacher: WT. 1940, H. 12.
[2]) Simon: Die Schneidstähle. Berlin: Springer 1919.

B. Spitzendrehbänke (Leit- und Zugspindelbänke).

Die Aufbauelemente einer einfachen Leit- und Zugspindeldrehbank zeigen Fig. 7 und 8.

Auf der linken Seite vom Bett (wegen handgerechter Bedienung des Werkstücks) sitzt Spindelstock *I* (bei kleinen Bänken an Bett angegossen, bei größeren mit Bett verschraubt). Abstützung des Werkstückes auf der rechten Seite übernimmt Reitstock, dessen Reitnagelpinole mit Körnerspitze durch Spindel mit Handrad oder Drehgriff in Zentrierbohrung des Werkstücks eingeführt wird. Zur groben Einstellung ist er in Längsrichtung auf einer

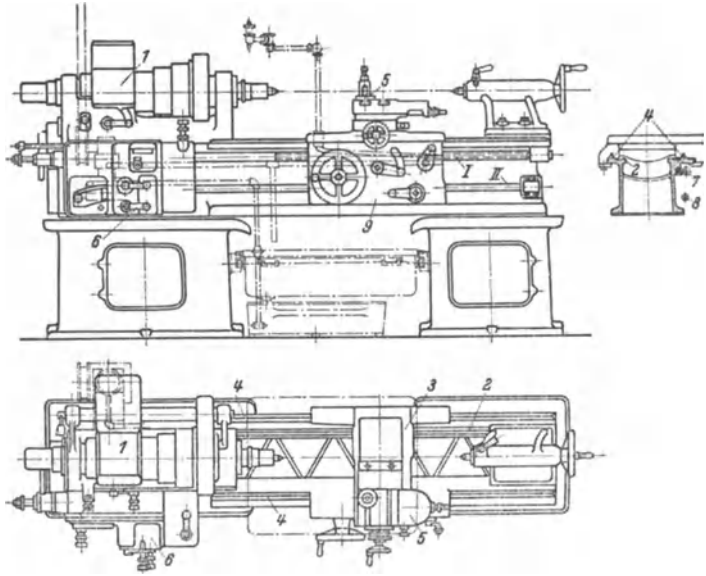


Fig. 7. Einfache Leit- und Zugspindeldrehbank mit Stufenscheibenantrieb.

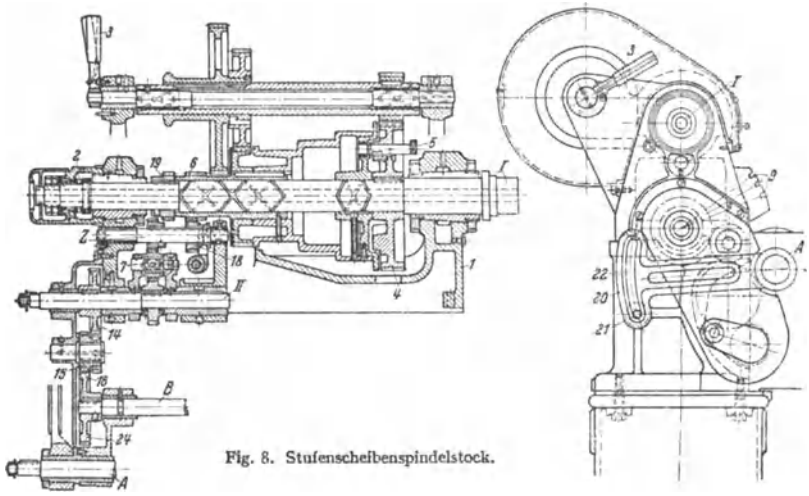


Fig. 8. Stufenscheibenspindelstock.

(prismatischen) Führungsleiste *2* verschiebbar, die ein genaues Fluchten mit Gegenspitze des Spindelstockes ermöglicht. Bett meist kastenförmig, gegen Verdrehung gut verrippt. Zickzack-(Peters-)Verrippung und mit zwei (bei größeren Bänken mit drei) Füßen erzitterungsfrei mit dem Fundament verbunden. Größere Führungen *4* tragen den Werkzeugträger, Support *3*, der als Kreuzschlitten ausgebildet, das Werkstück in Längsrichtung und senkrecht dazu zu bearbeiten gestattet. Ist Obersupport *5* drehbar angeordnet, so können außerdem kegelige Flächen bearbeitet werden. Vorschub des Werkzeugs wird (ausgenommen kleine Optiker- und Mechanikerbänke) von Vorschubgetriebe *6* mittels Leitspindel *I* oder Zugspindel *II* und Rädergetriebe im vorderen Teil des Supports, der Schloßplatte *9*, mechanisch bewirkt.

Nach Art des Hauptantriebes unterscheidet man:

1. Stufenscheiben-Drehbänke.

Großdrehbänke von 500 mm Spitzenhöhe an werden ausschließlich mit Räderkästen ausgerüstet. Betätigung der Einstellbewegungen, Schnellverstellung usw. durch Hilfsmotore mittels elektrischer Druckknopfsteuerung.

a) Spindelstock (Hauptantrieb), vgl. auch Fig. 8. Anforderungen:

1. Sichere Lagerung der Spindel in Längsrichtung durch ein besonderes Drucklager, in Querrichtung durch genau nachstellbare Lagerung.

2. Schwingungsfreie Lagerung bis zur jeweilig höchsten Drehzahl; erreicht durch kräftige und starre Konstruktion des Spindelstocks und der Spindel, genaue Verzahnung des Bodenrades wie aller Räder im Spindelstock, möglichste Entlastung der Spindel vom Riemenzug oder zusätzlichen Zahndrücken (durch günstige Lage von Antriebritzel zu Bodenrad).

Hauptspindel-Lagerung. Allgemein für niedrigere Drehzahlen und große Kräfte Gleitlager (Lagerlänge = 1,5- bis 2mal Zapfendurchmesser), für hohe Drehzahlen und kleinere Kräfte Wälzlager, wobei jedoch auch für letzteren Fall (besonders bei Diamant-Feindrehbänken) das Gleitlager bei zweckmäßiger Ausbildung vorteilhaft zur Anwendung gelangt. Aufnahme von Drücken in Richtung der Achse und senkrecht zu ihr nach Möglichkeit nicht gleichzeitig in demselben Lager, sondern Verteilung auf beide Lager, wenn nicht besondere Rücksichten zu einer Abweichung von dieser Regel zwingen. Lagerschalen aus Weißmetall bei niedrigerer, aus Phosphorbronze bei höherer Beanspruchung. Lager müssen nachstellbar sein: 1. um gewünschtes Lagerspiel stets beizubehalten (feinfühlige Nachstellung); 2. um bei Abnützung der Lagerschalen die Spindelachse wieder mit Reitstockachse zum Fluchten zu bringen (zentrische Nachstellung).

Bei Zapfengeschwindigkeit $> 1{,}5$ m/sek wird an Stelle der Fettpolster- und Tropfschmierung die Ringschmierung angeordnet, wobei seitlich austretendes Öl durch Spitzring abgeschleudert und in einen Filterbehälter zurückgefördert wird. Für schwere Drehbänke ist Hauptlager mit Kegelschlitzbüchse nicht angebracht, da beim Nachziehen die runde Form der Büchse verlorengeht und diese nur noch in Flächenstreifen anliegt (Lager brummt). Geeigneter sind zylindrische Lager mit geteilter Büchse und Nachstellung durch Anziehen der Deckelschrauben (nach Herausnehmen von Blechbeilagen). Lager sehr schwerer Drehbänke werden mit vierteiligen, seitlich nachstellbaren Lagerschalen versehen wie bei Hauptlagern von Kraftmaschinen (Bd. I, Lager) üblich.

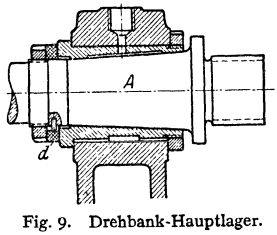


Fig. 9. Drehbank-Hauptlager.

Zentrisches Nachstellen wird bei Hauptlagern auch ermöglicht durch Gleitlager mit kegeligem Zapfen *A* nach Fig. 9[1]). Vorteile gegenüber zylindrischen Zapfen: Gutes Einpassen und Einlaufen, kräftiger Spindelkopf. Ausführung seltener bei Drehbänken (häufiger bei Fräsmaschinen wegen des hier größeren Werkzeugkegels), da bei den kleinen Kegelwinkeln sehr vorsichtig nachgestellt werden muß, um Heißlaufen zu vermeiden, und da außerdem Kegelzapfen keine

[1]) Hülle: Die Werkzeugmaschinen. 4. Aufl., S. 92. Berlin: Springer 1922.

Ausdehnung der Spindel des genauen Arbeitens wegen zuläßt. Der Spindelzug nach rechts wird durch Druckring *d*, ein Teil dieses Druckes gegen *F* durch Reitstock aufgenommen.

Fig. 10 zeigt eine Ausführung für Großdrehbänke als doppelreihiges Pendelkugellager; Hauptlager *A* braucht nicht nachgestellt zu werden. Axialdruckaufnahme nach beiden Richtungen im Endlager *B* durch Wechsellager. Schmierung durch Fett; Büchse *a* soll den übermäßig großen Fettraum verkleinern.

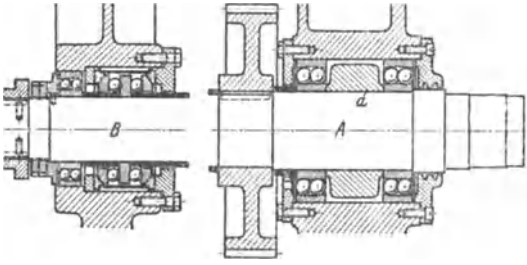


Fig. 10. Nach Schiess, Düsseldorf.

Eine nachstellbare, Zylinderrollenlagerung gibt Fig. 11 wieder (Vereinigte Kugellagerfabriken AG. Schweinfurt). Radialdruck wird im Zylinderrollenlager aufgenommen, dessen Innenring kegelig gebohrt ist. Das Lagerspiel wird durch Aufdornen des Innenringes *1* mittels Andrückmutter *2* verkleinert bzw. durch Abdrückmutter *3* vergrößert. Axialdruck wird im vorderen Lager *A* durch Längskugellager aufgenommen. Bei nichtmetallischem Käfig lassen sich höchste Drehzahlen erreichen.

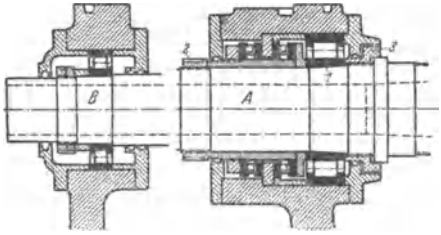


Fig. 11. Nach Vereinigte Kugellagerfabriken A.G. Schweinfurt.
Laufbahn des Innenringes wird auf Hauptwelle montiert überschliffen, wodurch praktisch vollkommener Rundlauf erzielt wird, während sich bisher Fehler von Spindel und Lager addierten (Reichel: Mabau 1934, S. 122).

Einen ausgeführten Spindelstock zeigt Fig. 8. Im mit Bett verschraubten Lagerkörper *1* ist Hauptspindel *1* in Gleitlagern gelagert. Druckkugellager *2* zur Aufnahme des Axialdruckes. Eine dreistufige Riemenscheibe mit doppeltem Vorgelege ergibt neun Drehzahlen. Vorgelegewelle ist infolge ihrer exzentrischen Lagerung durch Hebel *3* ausschwenkbar. Stufenscheibe und Antriebräder für Vorgelege laufen auf einer Laufbuchse, Bodenrad *4* ist auf Hauptspindel aufgekeilt und kann durch Schnappstift *5* für direkten Antrieb mit Stufenscheibe gekuppelt werden (Vorgelegewelle ausgeschwenkt). Vorteile der vollständig gekapselten Bauart wie beim Räderkasten-Spindelstock bezüglich Schmierung und Wartung gegenüber der hier offenen Bauart lassen sich nicht ausnützen, wenn auch bei neuesten Konstruktionen bis auf offen liegende Stufenscheibe geschlossene Bauart angestrebt wird.

Durch geeignete Konstruktion ist es möglich, die Hauptspindel wenigstens vom Riemenzug zu entlasten.

b) Vorschubantrieb einschl. Gewindeherstellung. Zweck:

1. Vorschieben des Werkzeuges, um diesem neuen Werkstoff zur Zerspanung zuzuführen;

2. Schneiden von Gewinden.

Bei der einfachen Drehbank erfolgt Vorschubantrieb von Hauptspindel oder einer anderen Welle des Spindelstockes auf Leit- oder Zugspindel:

1. direkt über Wechselräder;

2. über einen Vorschubräderkasten 6, Fig. 7, bestehend meistens aus einem Norton-, Mäander- oder Ziehkeilgetriebe oder einer Vereinigung derselben.

Die mit Gewinde versehene Leitspindel *1* (nach DIN 113. Metr. Leitspindel) in Fig. 7 dient ausschließlich zum Gewindeschneiden und bewegt Werkzeugschlitten mit Hilfe einer in ihm angebrachten Mutter vorwärts. Die

genutete Zugspindel *II* dagegen betätigt das in Schloßplatte *9* befindliche Rädergetriebe und dadurch den Längszug (normalen Längsvorschub) des Schlittens, indem sich ein Zahnrad auf einer am Bett befestigten Zahnstange abrollt, oder den Planzug (Planvorschub), indem sie die Planspindel dreht, an der sich Planschlitten als Mutter entlang schraubt. Der Abtrieb der Vorschubbewegung mittels Stufenkegel und Riemen auf das Vorschubgetriebe gestattet infolge des Riemenschlupfes nicht das Schneiden genauer Gewinde. Öfters sind an Vorderseite des Bettes weitere Spindeln (Schaltwellen) angebracht, die zur Schaltung des Hauptgetriebes, Fig. 31, S. 561, oder zum Anlassen und Drehzahlregelung des Hauptantriebmotors oder Flüssigkeitsgetriebes vom Support aus dienen.

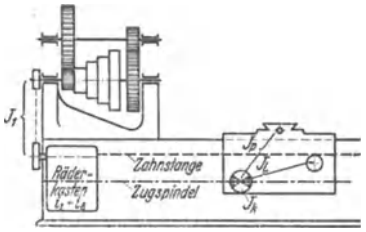


Fig. 12. Schema einer Zugspindeldrehbank.

Rechnerische Grundlagen für den Vorschubantrieb.

1. Mittels Zugspindel nach Fig. 12.

Für Längszug s_L (mm/Uml der Hauptspindel): Angenommen z. B. Modul m und Zähnezahl z des Zahnstangenritzels, kleinster Vorschub $s_{L\,min}$ (mm/Uml), größter Vorschub $s_{L\,max}$ somit: $s_{L\,min} = J_1 \cdot i_1 \cdot J_K \cdot J_L \cdot m \cdot \pi \cdot z$. Werden $J_K (\infty 1/4)$, $J_L (\infty 1/12{,}5)$, $J_1 (\infty 1/3)$ gewählt, so lassen sich i_1 bis i_8 errechnen (geometrisch oder arithmetisch gestuft).

Für Planzug s_P (mm/Uml): Angenommen Steigung der Planspindel s' (da auf ihr meist Teilscheibe sitzt, die Verstellungen des Schlittens um 0,1 mm anzeigt, empfiehlt sich $s' = 5$ oder 10 mm). Übersetzungen J_1, i_1 bis i_8, J_K dieselben wie bei Längszug, somit J_P errechenbar. $s_{P\,min} = J_1 \cdot i_1 \cdot J_K \cdot J_P \cdot s'$; Verhältnis s_L/s_P im allgemeinen $= \infty 2/1$.

2. Mittels Leitspindel nach Fig. 13.

Ist: s = Gewindesteigung des Werkstücks, S = Steigung der Leitspindel, n_L = Drehzahl der Leitspindel, $n = 1$ = Drehzahl der Drehspindel, so wird: $s = S \cdot n_L$, indem Leitspindel *I* bei einer Umdrehung der Drehspindel *II* n_L-Umdrehungen macht. n_L bestimmt sich bei Ableitung von der Drehspindel durch Wechselräder Z_1 bis Z_L zu: $n_L = \frac{s}{S} = 1 \cdot \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_L}$ (da n der Drehspindel $= 1$). In Formel s/S heben sich Bezeichnungen der Längeneinheiten auf, wenn Steigungen in gleichem Maß gemessen. Beim Schneiden von metrischem Gewinde mit Zollspindel und umgekehrt ist s/S mit Hilfe der Reduktionszahl 25,4 oder dem Bruch 127/5 gleichnamig zu machen und dies in Rechnung zu setzen:

Für metrisches Gewinde auf Zollspindel: $n_L = \frac{s}{S} \cdot \frac{5}{127}$.

Für Zollgewinde auf metrischer Spindel: $n_L = \frac{s}{S} \cdot \frac{127}{5}$.

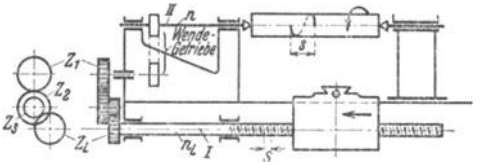


Fig. 13. Schema einer Leitspindeldrehbank.

Übersetzungsverhältnisse werden erreicht durch verschiedene auf Wechselradschere nach Fig. 14 und 15 aufgesteckte Wechselräder nach DIN 781, die je nach Bedarf zu Sätzen zusammengestellt werden. Außerdem setzen obige Formeln ein Rad von 127 Zähnen voraus.

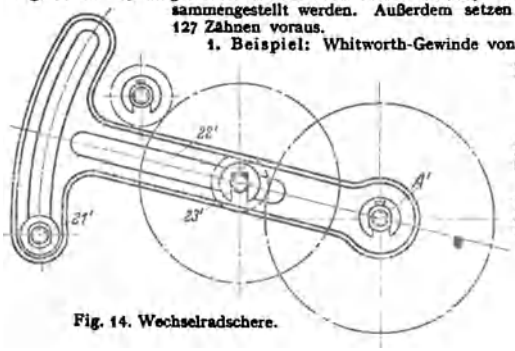


Fig. 14. Wechselradschere.

1. Beispiel: Whitworth-Gewinde von $^1/_{10}$" Steigung auf Leitspindel $S = {}^1/_4$". Wechselradschere mit vier Wechselrädern:

$$\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{s}{S} = \frac{4}{10} = \frac{24 \cdot 48}{36 \cdot 80}$$

je nach den vorhandenen Wechselrädern.

2. Beispiel: Metrisches Gewinde von $s = 1{,}25$ mm auf Leitspindel $S = {}^1/_4$"; vier Wechselräder:

$$\frac{Z_1}{Z_2} \cdot \frac{Z_3}{Z_4} = 1{,}25 \cdot 4 \cdot \frac{5}{127} = \frac{20 \cdot 50}{40 \cdot 127}.$$

3. Beispiel: Läßt sich ermittelter Bruch nicht genau durch vier Zahlen ausdrücken, so sind gegebenenfalls sechs Wechselräder mit entsprechend ausgebildeter Schere zu benutzen.

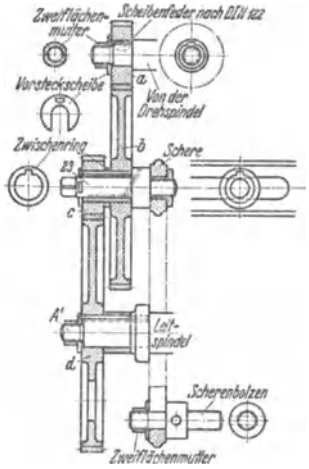


Fig. 15. Schnitt durch Wechselradschere der Fig. 14.

Beispiel: Whitworth-Gewinde $s = 1/20''$ auf metrischer Leitspindel $S = 6$ mm:

$$\frac{s}{S} = \frac{127}{20 \cdot 6 \cdot 5} = \frac{1}{5} \cdot \frac{127}{120} = \frac{20 \cdot 30 \cdot 127}{40 \cdot 75 \cdot 120}.$$

Da beim Schneiden von Zoll auf metrischer Leitspindel ins Schnelle getrieben werden muß, dies jedoch unbeliebt ist, wird Einfluß des 127er Rades durch ein etwa gleich großes Rad aufgehoben. Das ergibt außer vielen auch noch sehr große Räder, für die selten Platz ist. Daraus erklärt sich der Vorzug für Leitspindel mit Zollgewinde, falls nicht ausschließlich metrische Gewinde zu schneiden sind.

Zur möglichst angenäherten Darstellung eines bestimmten Bruches durch die Zähnezahlen der vorhandenen Räder dienen Verfahren und Hilfstafeln, die zur angenähertsten Lösung führen[1]).

Schneiden von Gewinden mit hoher Steigung. Sind die Steigungen der zu schneidenden Gewinde sehr hoch, vielleicht gleich dem Vielfachen eines Zolles, so wird Bruch s/S unecht und $Z_1/Z_2 \cdot Z_3/Z_L$ ergäbe eine Übersetzung ins Schnelle. In diesem Falle leitet man den Antrieb der Leitspindel von einem Rade ab, das z. B. wie in Fig. 8 an Stufenscheibe festsitzt, sich also $1/J$ mal so schnell dreht wie die Drehspindel (wobei J der Räderübersetzung zwischen Stufenscheiben- und Spindeldrehungen entspricht). Praktisch ist dann die Steigung der Leitspindel gleich $\frac{S}{J}$ einzusetzen und: $\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_L} = \frac{s \cdot J \cdot 5}{S \cdot 127}$, wenn Steigung der Schraube in Millimetern, die der Leitspindel in Zoll gegeben ist.

Schneiden von Modulschnecken. Ihre Steigung beträgt ein Vielfaches von π mm; sie arbeiten mit Schneckenrädern, die Modulverzahnung haben, d. h. deren Zahnteilung ein Vielfaches von π ist. Die Schneckensteigung ist

$$s = g \cdot m \cdot \pi = g \cdot m \cdot 3{,}14\,159\,265 \text{ mm},$$

worin g die Gangzahl der Schnecke angibt, d. h. ob sie eingängig, zweigängig usw. ist. m ist der Modul, der angibt, wie oft die Zahl π in der Zahnteilung enthalten ist.

Die zu wählenden Räder müssen der Bedingung genügen:

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_L} = \frac{g \cdot m \cdot 3{,}14\,159\,265}{S}.$$

Von den vielen Möglichkeiten der Lösung seien hier nur zwei[2]) angeführt. Wenn die Leitspindel metrische Steigung S hat:

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_L} = \frac{g \cdot m \cdot 5 \cdot 71}{S \cdot 113} \quad \text{oder} \quad = \frac{g \cdot m \cdot 8 \cdot 97}{S \cdot 13 \cdot 19},$$

und wenn die Leitspindel Zollsteigung S hat:

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_L} = \frac{g \cdot m \cdot 25 \cdot 71}{S \cdot 127 \cdot 113} \quad \text{oder} \quad = \frac{g \cdot m \cdot 40 \cdot 97}{S \cdot 127 \cdot 13 \cdot 19}.$$

Erstere Formel sehr genau, jedoch zwei abnorme Räder 71, 113; letztere ungenauer, dafür nur ein abnormes Rad 97.

Vorschubräderkasten mit Zug- und Leitspindel für Zoll-, Metrisch- und Modulgewinde.

Übertragung der Drehbewegung auf Zug- und Leitspindel durch aufsteckbare Wechselräder ist für einfache Drehbänke der häufigere und konstruktiv billigere Weg.

Vorteile: 1. Zwangläufige Übertragung mit wenig Rädern, also genaue Arbeit. 2. Große Auswahl von Vorschüben. 3. Billige Herstellung.

Nachteile: 1. Auswechseln der Vorschübe bedingt Zeitverlust. 2. Besondere Aufbewahrung der vielen Wechselräder. 3. Irrtümer leicht möglich infolge umständlicher Berechnungen oder Zahlentafeln.

[1]) Schmude: Wechselräderberechnung mit Hilfe des Kettenbruches. Masch.-Bau Bd. 11 (1932) Heft 9 S. 184. — Brandenberger: Wechselräderberechnung. Masch.-Bau 1932 Heft 19 S. 409. — Knappe: Wechselräderberechnung für Drehbänke. Werkstattbücher, Heft 4. Berlin 1927. — Hilfstafel zur Berechnung von Räderübersetzung. Berlin: Akad. Verein Hütte 1922.

[2]) Knappe: a. a. O.

Ein leicht einstellbares **Vorschubgetriebe** vermeidet diese Nachteile. Ungenauigkeiten durch Teilungsfehler in Zahnrädern oder durch Verdrehung der Getriebewellen sind so gering, daß Genauigkeit der hergestellten Gewinde innerhalb der DIN-Toleranzen liegt. Für höchste Feinarbeit ist Möglichkeit gegeben, mit Wechselrädern direkt die Leitspindel anzutreiben.

Fig. 16 zeigt schematisch ein solches **Vorschubgetriebe** für 24 Längsvorschübe von 0,109 bis 1,558 mm/Uml, 24 Planvorschübe von 0,039 bis 0,549 mm/Uml, sowie für zu schneidende Zoll-, Metrisch- und Modulgewinde gebräuchlichster Steigung mit folgendem Rechnungsgang: Die Länge des engl. Zolls bei 20° C Bezugstemperatur beträgt 25,40097366 mm, welcher Wert sich durch den Bruch $\frac{9 \cdot 10 \cdot 13 \cdot 49}{7 \cdot 61} = 25{,}40097474$ mm mit großer Genauigkeit ausdrücken läßt (Abweichung: 0,000042552 mm auf 1 m oder 1 mm auf 23506,5 m). Es müssen also im Räderkasten Räder von 49, 37, 61 Zähnen vorhanden sein. Andere Zahlen sind, da sie zu kleine Räder ergeben würden, durch ein Vielfaches ausgedrückt (z. B. 13 durch 52).

Schneiden von Zollgewinden. Antrieb nach der —·—·—-Linie der Fig. 16, wobei Rad *24a* mit *D* gekuppelt und mit Zwischenrad *24* auf *B* in Eingriff gebracht wird. Da Übersetzung von Hauptspindel bis Norton-Getriebe 1 : 1 (Festlegung der Zähnezahlen wegen der Achsenabstände erst nach Berechnung der Übersetzungen für das Schneiden von Millimetergewinden), und Antrieb der Leitspindel ebenfalls durch ein Getriebe 1 : 1 erfolgt, sind nur die Übersetzungen des Norton- und Mäandergetriebes, sowie die Steigung der Leitspindel (gewählt 4 Gang pro 1″) maßgebend.

Ist $1 : n$ = Übersetzung im Nortongetriebe, $1 : m'$ = Übersetzung im Mäandergetriebe, g = Zahl der Gänge auf 1″ des zu schneidenden Gewindes, $^1/_4$″ = Steigung der Leitspindel, so ergibt sich:

$$\frac{1}{1} \cdot \frac{1}{1} \cdot \frac{64}{40} \cdot \frac{30}{52} \cdot \frac{52}{36} \cdot \frac{1}{n} \cdot \frac{1}{m'} \cdot \frac{1}{1} \cdot \frac{1}{4} = \frac{1}{g}$$

oder allgemein:

$$\frac{4}{3} \cdot \frac{1}{n} \cdot \frac{1}{m'} \cdot \frac{1}{4} = \frac{1}{g} \quad \text{(Grundgleichung).}$$

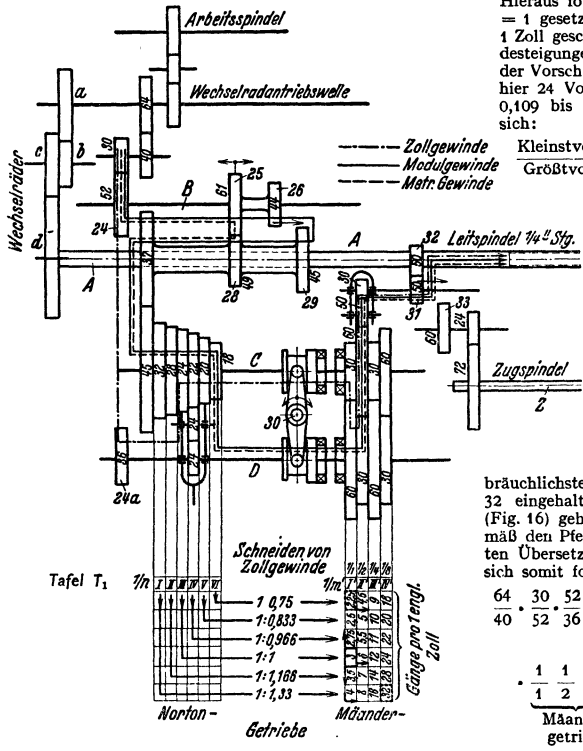


Fig. 16. Schema d. Vorschubgetriebes für einfache Leit- und Zugspindeldrehbank nach Fig. 7.

Hieraus folgt: Wird $1 : n$ und $1 : m' = 1$ gesetzt, so werden 3 Gänge auf 1 Zoll geschnitten. Anzahl der Gewindesteigungen richtet sich nach Anzahl der Vorschübe (bzw. umgekehrt). Sind hier 24 Vorschübe gegeben, von $s = 0{,}109$ bis 1,558 mm/Uml, so verhält sich:

$$\frac{\text{Kleinstvorschub}}{\text{Größtvorschub}} = \frac{\text{Kleinststeigung}}{\text{Größtsteigung}} = \frac{0{,}109}{1{,}558} = \frac{1}{14{,}2},$$

d. h. die Übersetzungsverhältnisse des Vorschubkastens mit $1 : n$ und $1 : m'$ sind so auszubilden, daß 1.) bei $1 : n$ und $1 : m' = 1$ drei Gänge auf 1″ geschnitten werden, und 2.) von dieser Übersetzung aus das Norton- und Mäandergetriebe so unterteilt wird, daß bei 24 verschiedenen Gewindesteigungen die Grenzwerte (entnommen den gebräuchlichsten Gewindetafeln) 2,25 und 32 eingehalten werden. In Tafel T_1 (Fig. 16) geht man zu diesem Zweck gemäß den Pfeilen von der stark umrandeten Übersetzung 1 : 1 aus. Es ergeben sich somit folgende Übersetzungen:

$$\frac{64}{40} \cdot \frac{30}{52} \cdot \frac{52}{36} \cdot \underbrace{\frac{24}{18 \cdot 20 \cdot 22 \cdot 24 \cdot 28 \cdot 32}}_{\text{Nortongetriebe}} \cdot \underbrace{\frac{1}{1} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{8}}_{\substack{\text{Mäander-}\\\text{getriebe}}} \cdot \underbrace{\frac{1}{4}}_{\substack{\text{Steigung d.}\\\text{Leitspindel}}} = \frac{1}{g}$$

und die in Tafel T_1 (Fig. 16) eingetragenen Zollsteigungen.

Schneiden von Millimetergewinde. Antrieb nach der — — —-Linie der Fig. 16 über Welle B, wobei das auf D sitzende Rad *24a* entkuppelt ist. Hierbei ändert sich das Übersetzungsverhältnis des Mäandergetriebes in $1 : m''$, das des Nortongetriebes erhält den reziproken Wert n: 1 (Grund derselbe wie oben beim Schneiden von metrischem Gewinde auf Zollspindel). Durch Erweiterung und Umkehrung des für 25,4009474 eingesetzten Bruches $\frac{9 \cdot 10 \cdot 13 \cdot 49}{37 \cdot 61}$, indem bei Übersetzung $n/1 = 1$ und $1/m'' = 1$ eine Millimetersteigung = 6 mm (entsprechend 6 Gänge pro 1″ bei gleicher Hebelstellung) geschnitten werden soll, ergeben sich folgende günstigste Zähnezahlen:

$$\frac{64}{40} \cdot \frac{30}{52} \cdot \frac{61}{49} \cdot \frac{37}{45} \cdot \underbrace{\frac{1}{4}}_{\text{Leitspindelsteigung}} \cdot \underbrace{\frac{1}{6}}_{\text{Millimetersteigung}} = \frac{1}{25{,}401}$$

oder allgemein:

$$6 \cdot \frac{n}{1} \cdot \frac{1}{m''} = s \text{ (mm)} \quad \text{(Grundgleichung).}$$

Somit erhält man die in Tafel 2 eingetragenen Millimetersteigungen.

Schneiden von Modulgewinde. Antrieb nach der ——————-Linie. An Stelle des Räderpaares 61/49 (für metrisches Gewinde) tritt 44/45, das sich aus folgendem ergibt:

In derselben Hebelstellung *IV* und *II′* ($n/1$ und $1/m'' = 1/1$) wie für metrisches Gewinde von 6 mm soll eine Steigung von $1{,}5 \cdot \pi$ [mm] erzeugt werden. Es verhält sich also:

$$\frac{61/49}{6} = \frac{u/v}{1{,}5 \cdot \pi} \quad \text{und} \quad \frac{u}{v} = \frac{61 \cdot 1{,}5 \cdot \pi}{49 \cdot 6} = 0{,}98 = \frac{44}{45}$$ (unter Berücksichtigung des Achsenabstandes $A - B$).

Somit:

$$\frac{64}{40} \cdot \frac{30}{52} \cdot \frac{44}{45} \cdot \frac{37}{45} \cdot \frac{n}{1} \cdot \frac{1}{m''} \cdot \frac{1}{1} \cdot \frac{25{,}401}{4} = x \cdot \pi \text{ (mm)}$$

oder allgemein:

$$1{,}5 \cdot \pi \cdot \frac{n}{1} \cdot \frac{1}{m''} = x \cdot \pi \quad \text{(Grundgleichung).}$$

Hierdurch erhält man die in Tafel 3 eingetragenen Modulsteigungen

Tafel 2.

Nortongetriebe		Mäandergetriebe			
Stufenkegel		2/1	1/1	1/2	1/4
(I)	18	9	4,5	2,25	
(II)	20	10	5	2,5	1,25
(III)	22	11	5,5	2,75	
(IV)	24	12	6	3	1,5
(V)	28	14	7	3,5	1,75
(VI)	32	16	8	4	2
		Millimeter			

Tafel 3.

Nortongetriebe		Mäandergetriebe			
Stufenkegel		2/1	1/1	1/2	1/4
(I)	18	2,25			
(II)	20	2,5	1,25		
(III)	22	2,75			
(IV)	24	3	1,5	0,75	
(V)	28	3,5	1,75		
(VI)	32	4	2	1	0,5
		Modul			

Konstruktive Durchbildung des Vorschubräderkastens. Ableitung des Vorschubantriebes nach Fig. 8 von Rad *19* (auf Hauptspindel *I*) über Herzhebelbolzen 7 (mit 29er Rad) des Wendeherzes (s. Fig. 17), das Vor- und Rückwärtsgang der Leit- und Zugspindel schaltet und um Welle *II* (bzw. *II′*) drehbar gelagert ist. Je nach Stellung des Hebels *8′* in Rasten *9* (*9′*) wird *10′* von *11′* (auf *I*) direkt über *12′* oder über Zwischenrad *13′* angetrieben. Vom 29er Rad des Wendeherzes Antrieb des Wechselräderkastens über *14*, *15*, *16*, *17* auf Antriebwelle *B*. Je nachdem *18* (auf Zwischenwelle *Z*) mit *6* oder mit *19* gekuppelt wird, kann Normal- oder Steilgewinde geschnitten werden. Zum direkten Antrieb der Leitspindel über Wechselräder dient Wechselradschere *20* (Fig. 14, 15 und 8), die wegen verschiedener Größe der Wechselräder um Leitspindel *A* (*A′*) schwenkt und mit Klemmschraube *21* (*21′*) festklemmbar ist. In Schlitz *22* (*22′*) gleitet feststellbarer Zapfen *23′*, auf den Wechselräder *b* und *c* aufgesteckt werden. Wird Wechselradschere nicht benutzt, so erfolgt Vorschub über auf Welle *B* sitzende 52er Rad *24*, das entweder nur als Zwischenrad zu *24a* dient (beim Schneiden von Zollgewinde), Fig. 16, oder Welle *B* mit *25* und *26* antreibt, die durch eine Schaltstange mit *28* für Millimetergewinde und *29* für Modulgewinde gekuppelt werden. Doppelhebel *30* dient zur wechselseitigen Ein- und Ausschaltung des Halbiergetriebes. Leitspindel muß beim direkten Antrieb durch Wechselradschere durch Verschieben von *31* vom Räderkasten abgeschaltet werden, während sie

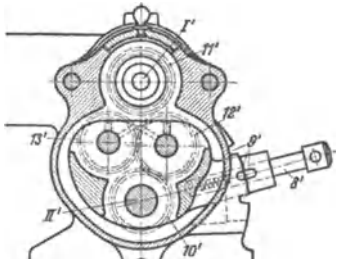


Fig. 17. Wendeherz.

sonst ihren Antrieb vom Räderkasten über *32* erhält. Durch Kupplung von *31* mit *33* Antrieb der Zugspindel *Z* durch Räderkasten. Lagerung der Getriebewellen größtenteils in Kugellagern. (Welle *C* bis 700 Uml/min, größte Zahngeschwindigkeit = 4,85 m/sek.)

Weiterleitung der Vorschubbewegung in Schloßplatte nach Fig. 18. Zur Fortbewegung des Supportschlittens in Längsrichtung greift Leitspindel *A*

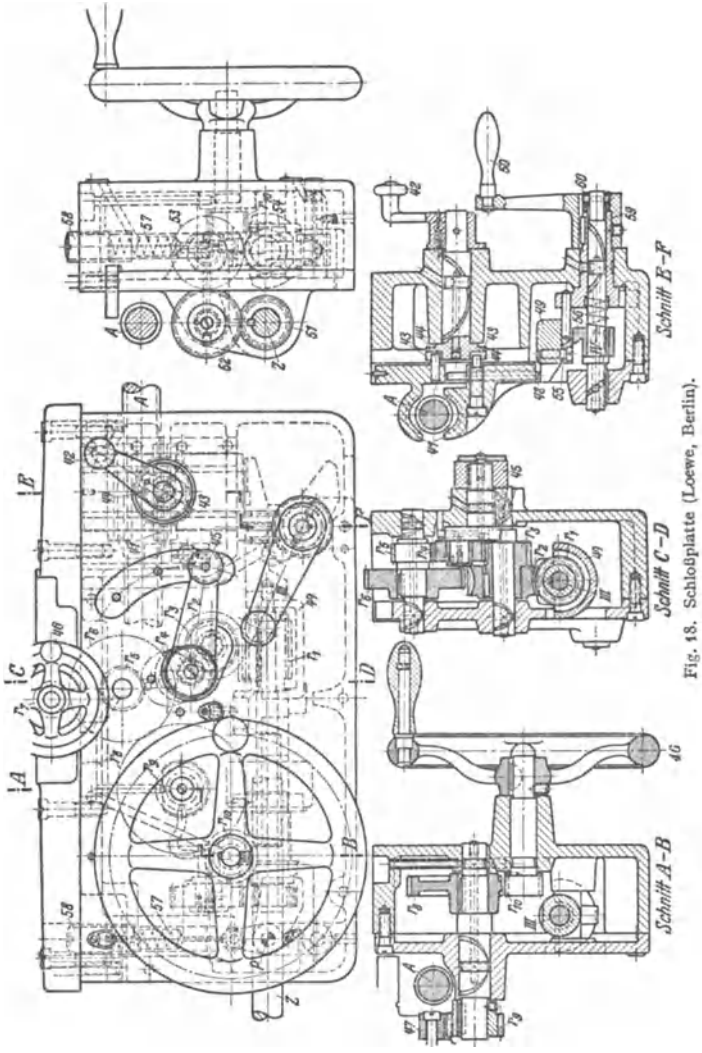


Fig. 18. Schloßplatte (Loewe, Berlin).

von $^1/_4$″ Steigung in Mutterschloß *41* ein, das geteilt ausgeführt ist und beim Öffnen den Werkzeugschlitten sofort stillsetzt. Öffnen der Mutterschloßbacken durch Drehen des Hebels *42* von Hand mit Hilfe der in Kurvenschlitzen *43* gleitenden Stifte *44*.

Bei älteren nur mit Leitspindel ausgestatteten Bänken ist diese genutet und treibt entweder direkt über Mutterschloß den Längszug oder über ein Kegelrad oder eine Schnecke und Rädergetriebe der Schloßplatte den Längs- oder Planzug an. Nachteil: durch dauernde Beanspruchung der Leitspindel sowie durch das Einfräsen der Nut läßt anfängliche Genauigkeit bald nach.

Längs- und Planzug für gewöhnliche Dreharbeiten ausschließlich durch Zugspindel. Schaltung für Planzug: $J_P = r_1/r_2 \cdot r_3/r_4 \cdot r_4/r_5 \cdot r_6/r_7$. Durch Hebel ***45*** wird r_4 ausgeschwenkt, entweder mit r_5 für Plan- oder mit r_8 für Längszug in Eingriff gebracht oder ganz ausgeschaltet (beim Gewindeschneiden mit Leitspindel). Bewegung des Planschlittens von Hand durch ***46***. Schaltung für Längszug: $J_L = r_1/r_2 \cdot r_3/r_4 \cdot r_4/r_8$. Auf Welle von r_8 sitzt Zahnstangenritzel r_9, das in Bettzahnstange ***47*** eingreift. Bewegung des Längsschlittens von Hand über r_{10} bis r_8. Um zu verhindern, daß bei geschlossenem Mutterschloß Längs- oder Planzug eingerückt wird, müssen Hebel ***42*** und ***45*** gegen-

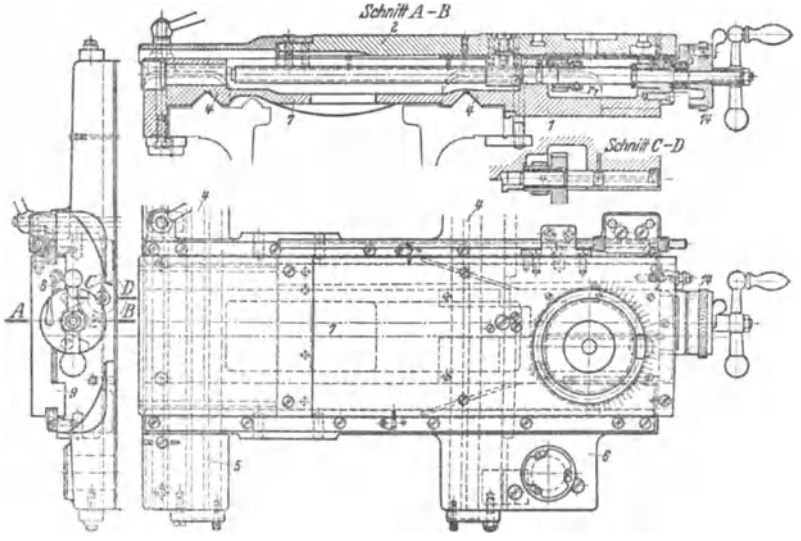


Fig. 19. Bett- und Planschlitten (Supportschlitten), (Loewe, Berlin).

einander verriegelt sein, indem bei Schließen des Mutterschlosses Druckstange ***48*** heruntergedrückt wird, auf Fallschneckenrahmen ***49*** lastet und Anheben desselben durch Handgriff ***50*** verhindert.

Selbstausrückung des Vorschubes (Anschlagdrehen). Nach einer bestimmten Drehlänge wird durch Entkuppeln von Zugspindel und Rädern der Schloßplatte der Supportschlitten selbsttätig stillgesetzt. Bekannteste Vorrichtung hierzu ist die Fallschnecke, Fig. 18.

Wirkungsweise: Schnecke r_1 sitzt nicht direkt auf Zugspindel *Z*, sondern auf Welle *III*, die in einem um *P* pendelnden Rahmen *49* gelagert und von *Z* über Räder *51*, *52*, *53*, *54* angetrieben wird. In Betriebsstellung liegt Rahmen *49* mit einer Nase *55* auf Klinke *56* auf. Durch Druck der Feder *57* wird *49* mit Schnecke r_1 gegen Schneckenrad r_2 gepreßt. Sobald Support gegen einen Anschlag fährt, bleibt r_2 stehen und wirkt gleichsam als Mutter, gegen die sich Schnecke herausschraubt. Durch seitliche Bewegung der Schnecke — je nach Arbeitsrichtung nach links oder rechts — gleitet *55* von *56* herab, *49* mit Schnecke fällt herunter und gibt r_2 frei Federspannung für Aufhängung des Rahmens ist durch Schraube *58* so fein regelbar, daß Schnecke schon bei wenig vergrößertem Vorschubdruck (z. B. durch Abstumpfen der Schneide) auslöst oder auch nur hin und her pendelt, ohne ganz auszulösen, z. B. bei harten Stellen im Werkstoff (Schonung der Werkzeuge). Durch Hebel *50* kann Schnecke nach erfolgter Auslösung wieder in Eingriff gebracht werden. Auslösung von Hand ebenfalls durch Hebel *50*, und zwar wird durch dessen Drehung mit Hilfe zweier Kupplungshälften *59* und *60*, mit schrägen Zähnen, letztere und mit ihr die Welle *IV* und Klinke *56* nach rechts in Pfeilrichtung gezogen, so daß Nase 55 mit 49 nach unten fällt.

c) Support. Supportschlitten nach Fig. 19 und 20 muß, um Vorschübe in verschiedenen Richtungen zu erzeugen, Verschiebemöglichkeiten in der Längs- und Planrichtung sowie in beliebigem Winkel dazu aufweisen. Er ist zu diesem

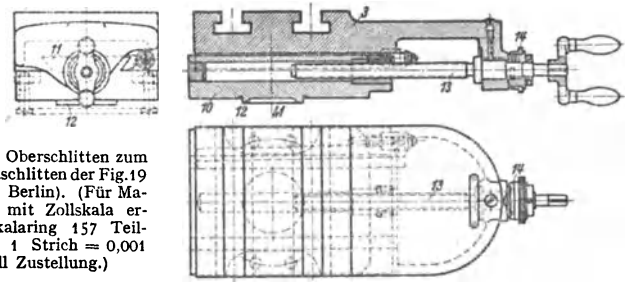


Fig. 20. Oberschlitten zum Supportschlitten der Fig. 19 (Loewe, Berlin). (Für Maschinen mit Zollskala erhält Skalaring 157 Teilstriche; 1 Strich = 0,001 Zoll Zustellung.)

Zwecke als Kreuzschlitten ausgebildet und besteht aus Bettschlitten *1*, Planschlitten *2* und Aufspannschlitten *3* (Oberschlitten). Bettschlitten mit I-Form gleitet mit langen Führungen *4* der Seitenteile *5* und *6* auf Prismen des Bettes. Seitenteile sind durch Steg *7* verbunden, der durch Leisten *8* nachstellbare Flachführungen *9* für Planschlitten *2* trägt. Auf *2* sitzt vorn Aufspannschlitten *3*, dessen Unterteil *10* mit Führungen *11* um *M* drehbar ist und durch Zapfen *12*

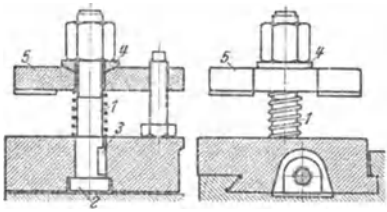


Fig. 21. Einfacher Stahlhalter (Reinecker, Chemnitz).

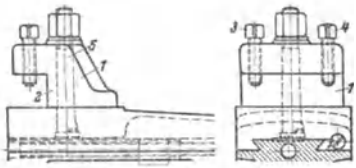


Fig. 22. Spannklaue (Braun, Zerbst).

zentriert wird. Aufspannschlitten (mittels Gewindespindel *13* mit Rechtstrapezgewinde 16×4) sowie Planschlitten (mittels Planspindel mit Linkstrapezgewinde 18×4) durch Handkurbeln verstellbar. Mechanische Bewegung der Planspindel durch Rad r_7 von Zugspindel aus. Skalaringe *14*, mit $^1/_{100}$ mm Einteilung, ermöglichen genaue Zustellung des Plan- und Aufspannschlittens.

Aufspannung des Stahles auf dem Aufspannschlitten mittels Spannklauen oder Stahlhaltern (Stichelhäuser). Stahlhalter für leichtere Bänke zeigt Fig. 21. Spannschraube *1* wird durch T-förmigen Ansatz in T-Nut *2* gehalten und durch Keil *3* gegen Verdrehen gesichert. Kugelige Unterlegscheiben *4* ermöglichen der Spannplatte *5*, sich dem Stahl anzupassen. Die Spannklaue nach Fig. 22 dient für mittlere und schwere Schnitte. Klaue *1* wird entsprechend dem Einstellwinkel festgezogen, der Drehstahl an Fläche *2* angelegt und mittels Schrauben *3* und *4* angezogen. Genaues Passen von Bolzen *5* in Klaue *1* ist für gute Aufnahme des Vorschubdruckes notwendig. Beim Stichelhaus nach Fig. 23 ist der als Stahlauflage dienende Unterteil *1* treppenförmig ausgebildet und ermöglicht mit Hilfe eines unterlegbaren Keils *2* geringe Höhenunterschiede beim Einspannen des Stahles, der durch Druckschraube *3* festgezogen wird, einzustellen.

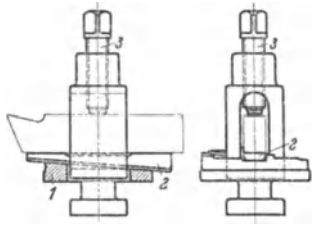


Fig. 23. Stahlhalter mit Höheneinstellung (Loewe, Berlin).

d) Reitstock dient zur Abstützung langer Werkstücke, die die für Futterarbeiten notwendige Stabilität nicht aufweisen und hat eine tote Körnerspitze (nach DIN 806 oder 807) im Gegensatz zur mitlaufenden des Spindelstockes.

Beide Körnerspitzen müssen in vertikaler wie in horizontaler Richtung fluchten, weshalb Reitstock- und Spindelstockauflage gemeinsam bearbeitet bzw. Spindelstock mit Hilfe des Reitstockes ausgebohrt wird. Um nutzbare Drehlänge nicht zu beeinträchtigen, muß Reitstock so schmal gehalten werden, daß Führungsteile des Supports beiderseits an ihm vorbeigleiten können. Man unterscheidet:

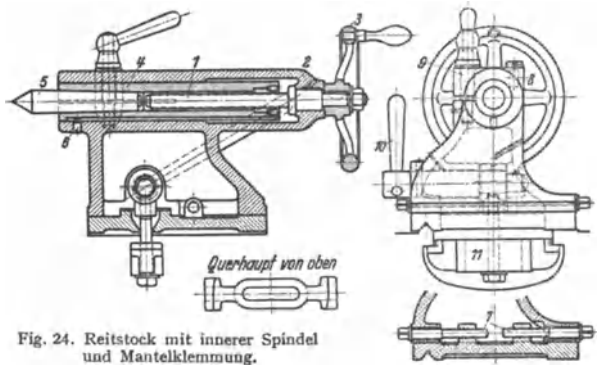


Fig. 24. Reitstock mit innerer Spindel und Mantelklemmung.

1. Reitstock mit innerer Spindel, Fig. 24, für leichtere und mittlere Maschinen.

Gewindespindel *1* ist fest in Mantel *2*, durch Handrad *3* drehbar, gelagert, Patrone *4* mit Reitnagel *5* schraubt sich als Mutter an Spindel *1* entlang. Schraube *6* sichert Patrone *4* gegen Drehung. Vorteil gegenüber der äußeren Spindel nach Fig. 25 ist ihre geschützte Lage. Seitliche Verstellung ist mittels Gewindespindeln *7* möglich, wobei eine Spindel vorher gelöst wird. Festklemmen der Pinole durch Zusammendrücken des geschlitzten Mantels *8* mittels Schraubenbolzen *9* (Mantelklemmung), Festklemmen auf dem Bett durch Handkurbel *10* mittels Exzenter und an Handkurbel hängendem Querhaupt *11* (Kurbelklemmung).

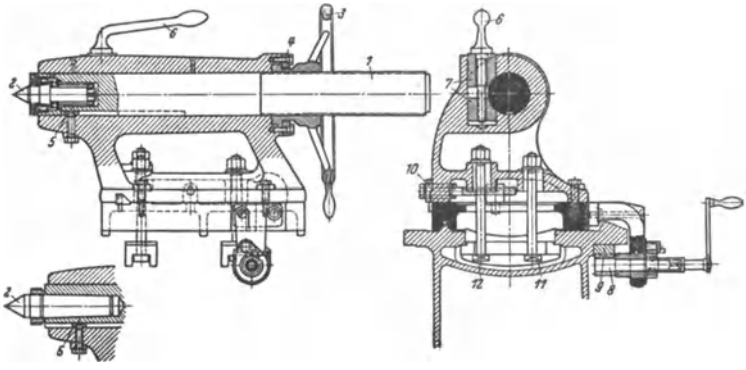


Fig. 25. Reitstock mit äußerer Spindel (Wohlenberg, Hannover).

2. Reitstock mit äußerer Spindel, hauptsächlich für schwere Maschinen, Fig. 25.

Die mit Gewinde versehene Pinole (Patrone) *1* mit Reitnagel *2* wird durch Handrad *3*, das als Mutter ausgebildet ist, verschoben. Geteilter Ring *4* verhindert axiales Ausweichen des Handrades. Federkeil *5* sichert Reitnagel gegen Drehung. Pinole wird durch Knebel *6* mit Backen *7* festgeklemmt, um ruhiges Arbeiten zu ermöglichen und Federkeil *5* zu entlasten. Vorteil der Backenklemmung ist gleichmäßiges Fassen der Pinole, wodurch diese stets genau in Spitzenrichtung gehalten und nicht, wie bei schlecht schließender Mantelklemmung, seitlich

verdrückt werden kann. Reitstöcke für sehr große Maschinen werden häufig mit einem Handkurbelritzel *8* ausgestattet, das in eine am Bett angebrachte Zahnstange *9* zum Zwecke der Verschiebung eingreift. Spindel *10* ermöglicht seitliche Verschiebung in geringen Grenzen (auch für Drehen schlanker Kegel). Reitstockfestklemmung durch Schrauben *11* und *12* (Schraubenklemmung). (Feste Körnerspitze wird hierbei für normale Drehzahlen, mitlaufende Körnerspitze für besonders schnellaufende Maschinen eingebaut.)

Mitlaufende Reitstockspitzen. Da feststehende Spitzen bei höheren Drehzahlen und nicht sachgemäßer Schmierung trotz Anbringung von Schmiervorrichtungen zu fressen beginnen, werden mitlaufende Reitstockspitzen angewandt, für kleinere Drehbänke als in Pinole einsetzbare, für große als in das Reitstockgehäuse fest eingebaute. Bei Höchstdrehzahl (Bearbeitung mit Diamant) hat sich sogar ein mechanischer Antrieb der Reitstockspitze durch besonderen Motor oder durch Kupplung mit der Hauptspindel mit gleicher oder niedrigerer Umlaufzahl als die der Drehspindel als notwendig erwiesen. Folgen schlecht konstruierter Spitzen sind: Rattermarken beim Schlichten, schnelles Stumpfwerden des Stahles, Ungenauigkeit beim Anstellen schwerer Schnitte u. a., so daß sich folgende wichtigste Anforderungen ergeben: Gleichbleibende Stabilität bei Radial- und Axialbelastung, gute und einfache Nachstellbarkeit zur Aufhebung des toten Ganges und der Spurtoleranz bei Erhaltung des konzentrischen Laufes, Ausbau und Auswechselung ohne Hammerschlag. Entlastung des Radiallagers von Eckmomenten und Radiallasten, kurze Baulänge bei möglichst großem Spitzenvorhang gegenüber Verschlußdeckel, um mit Seitenstahl die Werkstückstirnfläche bearbeiten zu können, Staubabdichtung und geeignete Schmierung.

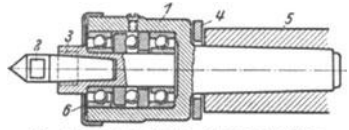


Fig. 26. Mitlaufende Reitstockspitze. (Prozesky, Hamburg.)

Fig. 26 zeigt eine mitlaufende Reitstockspitze. Die Kugellager mit Festsitz im Gehäuse *1* werden durch leichtes Einführen in das auf 60° erwärmte Gehäuse

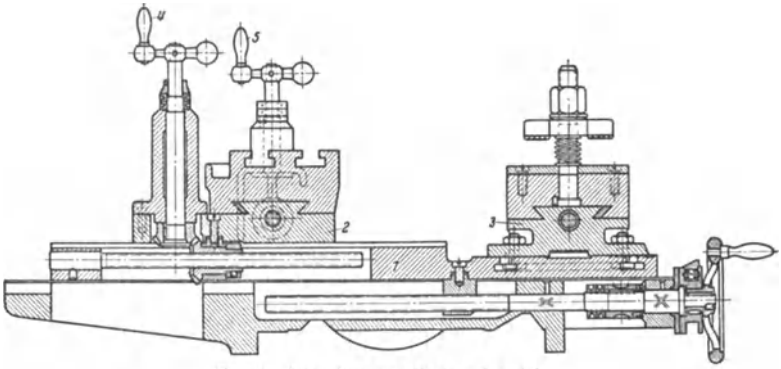


Fig. 27. Doppelsupport (Wotan, Leipzig).

eingebaut. Durch Anordnung der Schlüsselflächen *2* und *3* kann die Körnerspitze ohne Hammerschlag ausgewechselt werden; mittels der Gabel *4* kann die gesamte Spitze aus Pinole *5* herausgezogen werden. Lederkappe *6* dichtet ab.

Doppelsupporte. Um mit mehreren Stählen zugleich auf einer einfachen Drehbank arbeiten zu können, werden auf dem Unterschlitten *1* zwei Obersupporte *2* und *3* angeordnet, von denen der hintere als Kreuzsupport ausgebildet ist, s. Fig. 27. Mit Hilfe dieses Doppelsupportes ist es möglich, gleichzeitig zu schruppen und zu schlichten; Einspannung des hinteren Stahles geschieht

umgekehrt, d. h. mit der Schneide nach unten. Zur bequemen Einstellung des Hinterschlittens sind die Handkurbeln *4* und *5* senkrecht angeordnet. Ihre Drehbewegung wird auf die Schlittenspindel durch Kegelräder übertragen.

Lünetten (Setzstock). Lange Werkstücke, deren Verhältnis: Länge zu Durchmesser ungefähr 12 : 1 und die daher nicht mehr stabil sind, müssen durch besondere Setzstöcke abgestützt werden. Beim festen Setzstock nach Fig. 28 können Backen *1* auf die verschiedenen Werkstückdurchmesser eingestellt und durch Knebelgriffe *2* festgestellt werden. Zum leichteren Herausnehmen des Werkstücks ist Oberteil *3* aufklappbar. Mitgehende Setzstöcke werden auf dem Support befestigt und sind meist nach der Arbeitsseite hin offen.

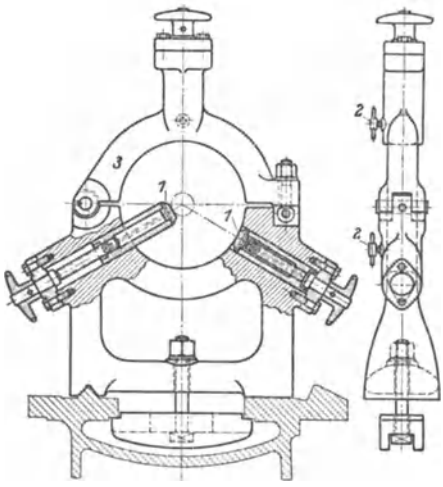


Fig. 28. Fester Setzstock. (Wohlenberg, Hannover.)

2. Räderkastendrehbänke.

Über Vorteile gegenüber der Stufenscheibenbank s. S. 528. Die einzelnen Drehzahlen werden erreicht durch: 1. Schwenkräder S. 528, 2. Kuppelräder S. 530, 3. Schieberäder S. 530, 4. Aufsteckräder. Zu 1.: Schwenkräder erfordern infolge ihrer unstabilen Lagerung besondere Durchbildung in bezug auf starre, vibrationsfreie Konstruktion. Sie werden daher nur noch in wenigen Fällen für den Hauptantrieb von Drehbänken benützt, meistens nur für kleinere Leistungen, wie für Vorschubantriebe. Zu 2.: Verwendet werden Klauen- oder Ziehkeilkupplungen als kettenschlüssige, oder Lamellen-, Konus- oder Spreizringkupplungen als kraftschlüssige Kupplungen. Da der Ziehkeil zur Übertragung größerer Leistungen nicht geeignet ist, wird er nur für Vorschubantriebe verwendet. Konus- und Lamellenkupplungen haben den Vorteil, daß sie während des Laufens der Maschine geschaltet werden können. Nachteile der Kupplungsräderkästen bestehen darin, daß mehr Räder mitlaufen als beim Schieberäderkasten und Wirkungsgrad dementsprechend niedriger liegt. Zu 3.: Im Drehbankbau ist der Schieberäderspindelstock, wenigstens in Deutschland, am meisten eingeführt. Er baut zwar im allgemeinen länger als der Kupplungsräderkasten, jedoch kann dies durch Verwendung hochwertiger Zahnradwerkstoffe ausgeglichen werden. Schieberäder dürfen nur bei Stillstand oder im langsamen Auslauf geschaltet werden. Der neuzeitliche Spindelkasten verbindet deshalb die Räderverschiebung mit vorheriger Bremsung und Entkupplung vom Antrieb. Zu 4.: Aufsteckräder meist angewandt bei Mehrzweckmaschinen, sowie Vielstahlbänke nach Fig. 45, und Automaten, Fig. 52/53. Vorteile der Aufsteckräder auch in der Wechselradschere nach Fig. 14 und 15 beim Vorschubantrieb ausgenutzt.

Ausgeführte Konstruktionen.

Spindelstock der Einheitsdrehbank der Vereinigten Drehbankfabriken (Boehringer, Göppingen; Braun, Zerbst; Heidenreich & Harbeck, Hamburg; Wohlenberg, Hannover) nach Fig. 29 und 30. Gesamtansicht der Bank s. Fig. 31. Antriebart (leicht auswechselbar) entweder durch Einscheibe (720 Uml./min), Drehstrom- oder Gleichstromflanschmotor mit einer Drehzahl

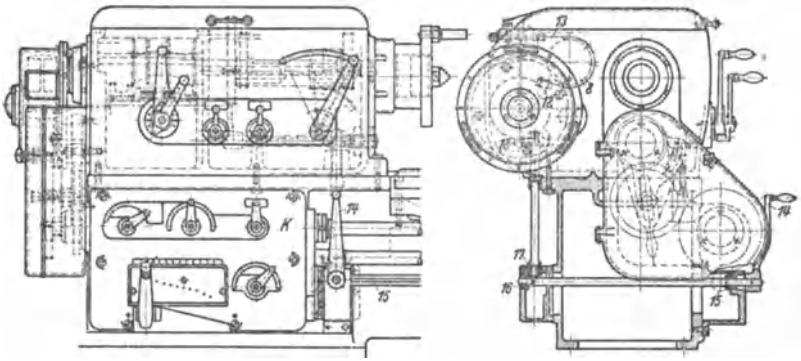
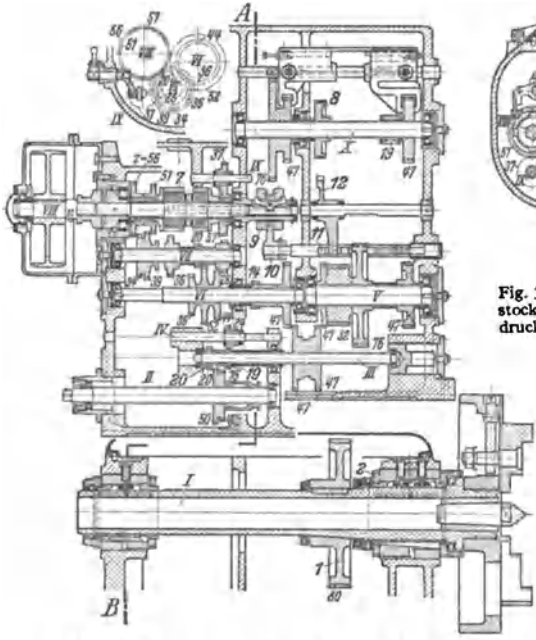


Fig. 29. Spindelstock der Einheitsdrehbank (Vereinigte Drehbankfabriken).



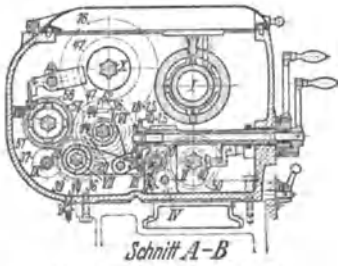


Fig. 30. Schnitt durch den Spindelstock der Fig. 29. (Die kursiv gedruckten Zahlen bedeuten die Zähnezahlen.)

(950 oder 1450 Uml./min), polumschaltbaren Drehstromflanschmotor für zwei Drehzahlen (720/1440 Uml./min) oder Gleichstromflanschmotor mit regelbarer Drehzahl. Antriebleistungen können in gewissen Grenzen ohne Schaden verändert werden. Schieberäder aus Chromnickelstahl laufen auf sechsfachen Keilwellen, Zähne sind abgerundet. Sämtliche Getriebewellen sind in Rollen- oder Kugellagern gelagert, wodurch Gesamtwirkungsgrad verbessert wird. Hauptspindel *I* trägt nur Bodenrad *1*, wodurch zusätzliche Beanspruchungen vermieden. Durch den großen Durch-

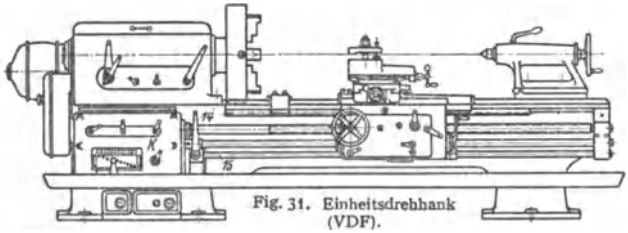


Fig. 31. Einheitsdrehbank (VDF).

Tafel 4 (nach VDF, Einheitsdrehbank).

Drehdurchmesser über Bett . . . . . mm	410	440	500	580	660	780	880	980
Spindeldurchmesser im vorderen Lager . . . . mm	90	100	115	130	145	155	155	180
Umdrehungen in der Minute	12—600	9,6—480	*9,6—480*	9,6—480	7,5—380	7,5—380	7,5—380	2,4—120
	Antrieb durch Einscheibe von der Transmission aus oder vom Deckenvorgelege mit einer Geschwindigkeit oder durch Normalmotor (18 Geschwindigkeiten)							
Durchmesser und Breite der Antriebscheibe am Spindelstock ($n = 720$) . . . . . mm	260×60	300×70	300×80	310×90	325×100	400×110	400×110	500×120
Vorschübe . . . . . Anzahl	24	24	24	24	24	24	24	12
Längsvorschübe bei einer Umdrehung . . . mm	0,12—1,7	0,12—1,7	0,15—2,15	0,15—2,15	0,19—2,7	0,19—2,7	0,19—2,7	0,19—2,4
Planvorschübe „ „ „ . . . „	0,04—0,56	0,04—0,56	0,05—0,71	0,05—0,71	0,06—0,9	0,06—0,9	0,06—0,9	0,09—1,2
Kraftbedarf . . . . . etwa PS	3—5	4,5—6	6—8	8—10	12—15	15—18	15—18	18—20

messer des Bodenrades sind Lagerdrücke niedrig. Lagerung der Hauptspindel entweder in Gleitlagern, Fig. 30, in Kegelrollenlagern oder in zusammengesetzten Kugel-Schrägrollenlagern (Fischer, Schweinfurt), Fig. 32. Das Gleitlager ist mit konischer Buchse ausgeführt, die durch Mutter *2* nachstellbar ist. Zwei besondere Axialkugellager nehmen den Vorschubdruck auf. Hinteres Lager ähnlich ausgebildet, jedoch ohne Axiallager. In Fig. 32 nimmt den Längsdruck Axiallager *3*, den Querdruck Kegelrollenlager *4* auf. Hinteres Wellenende läuft in Zylinderrollenlager *5*, das sich in Längsrichtung zwanglos verschieben kann. Büchse *6* gestattet spielfreies Einstellen schon vor Einsetzen der Spindel. Laufgenauigkeit $\pm 0{,}004$ mm auf 300 mm Drehlänge.

Fig. 32. Hauptspindellagerung des Spindelstockes Fig. 30 (VDF).

Links- und Rechtslauf der Hauptspindel durch Lamellenkupplung *7*, die in Verbindung mit einer mechanischen Bandbremse *8* (Fig. 29) stoßfreies Schalten auch der übrigen Drehzahlen bewirken soll. Steuerung von Bremse *8* gleichzeitig mit *7* über Verschiebemuffe *9* und verschiebbare Welle *10*, auf der Kurvenstück *11* sitzt, das Doppelhebel *12* mit befestigtem Bremsband *13* (Fig 29) bewegt. Einrücken des Rechts- und Linkslaufes außer vom Hebel *14* am Spindelstock auch vom Support (Arbeiterstand) aus, indem von hier aus Schaltbewegung über Schaltwelle *15*, Kegelräder *16* und *17* und Verschiebezahnstange *18* auf Verschiebemuffe *9* geleitet wird. Antrieb der Vorschubbewegung durch Rad *19* oder *20*, je nachdem Links- oder Rechtsgewinde. Die Umschaltung auf Normal- oder Steilgewinde geschieht durch Verschiebung des Doppelrades *47*, und zwar nach rechts für Normalgewinde und nach links für Steilgewinde. Durch Aufstecken von Wechselrädern auf Welle *11* kann Leitspindel direkt angetrieben werden. Spindelstock ist ein vollkommen geschlossenes Gehäuse mit hochliegender Trennungslinie, so daß Lager ungeteilt ausgeführt sind. Durch geschlossene Bauart erübrigt sich eine Ölpumpe, da Räder im Ölbad laufen. Über Drehzahlbereich, Vorschubgröße, Kraftbedarf u. a. s. Tafel 4. Für die verschiedenen Größen von Einheitsdrehbänken wird nachstehendes Zerspanungsdiagramm (Fig. 33) angegeben. Zulässiger Spanquerschnitt und erreichbares Spangewicht pro Stunde fußen auf praktisch erprobten Werken.

Eine bemerkenswerte Ausführung eines Wohlenberg-Spindelstockes, der im Programm der VDF als W-Spindelstock gebaut wird, zeigt Fig. 34 [1]):

Hauptantrieb: Durch die Räderübersetzungen des Vorschaltgetriebes auf den Wellen *I*, *II*, *III* und *IV* werden der Welle *IV* 12 Drehzahlen erteilt, die einmal durch die Riemenscheibe (Schlichtreihe zwischen $n = 60$ bis 750) und das andere Mal durch Stirnräder auf Welle *V* (Schruppreihe zwischen $n = 9{,}5$ bis 118) auf die Spindel *VI* übertragen werden können.

[1]) DRP. 634747.

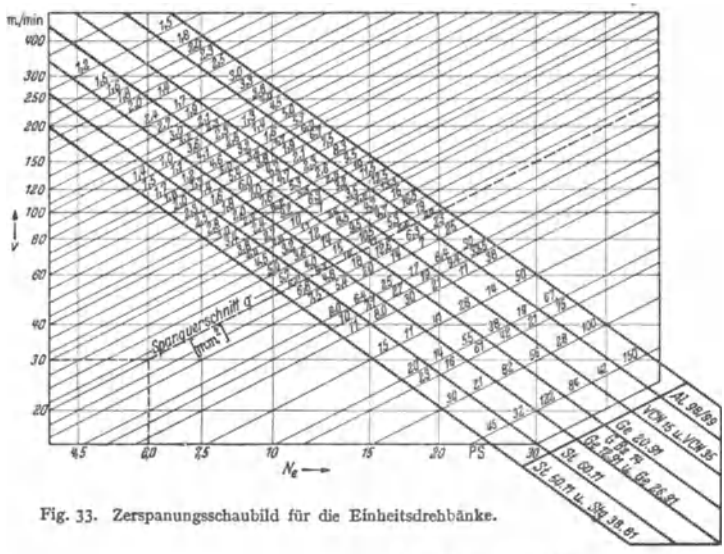


Fig. 33. Zerspanungsschaubild für die Einheitsdrehbänke.

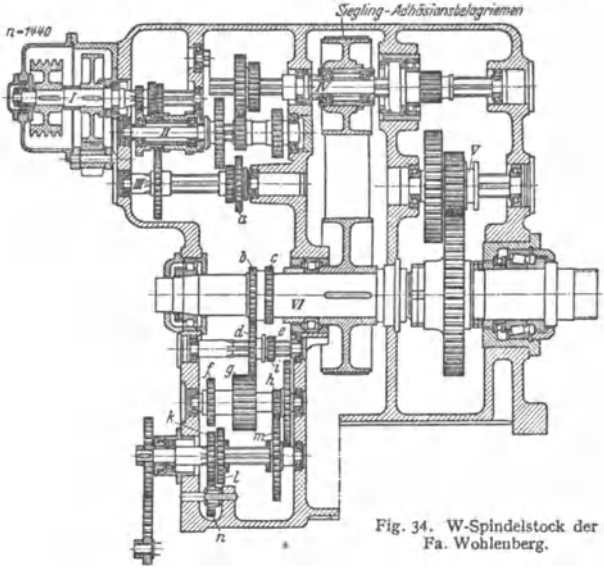


Fig. 34. W-Spindelstock der Fa. Wohlenberg.

Die durch den Riemen übertragenen Drehzahlen der Schlichtreihe liegen also etwa 6mal so hoch wie die durch Räder übertragenen; dies entspricht dem Unterschied in der Schnittgeschwindigkeit beim Drehen mit Hartmetall- bzw. Schnellstahlmeißel. Dadurch sind also ein Räderkastenantrieb (Stufenräderantrieb) und ein Stufenscheibenantrieb gleichzeitig in einem Spindelstock vereinigt. Der reine Stufenräderantrieb überträgt bei allen 12 Drehzahlen — Schruppreihe — die volle Leistung des Antriebsmotors auf die Spindel. Diese Drehzahlreihe liegt in dem Geschwindigkeitsbereich, in dem starke Späne mit Schnellstahlmeißel abgehoben werden.

Wird dagegen der Stufenscheibenantrieb — Schlichtreihe — eingeschaltet, so ist die durch die Riemenscheiben übertragene Leistung abhängig von der Drehzahl der Welle *IV*. Die Spindel wird hierbei unter Ausschaltung von Zahnrädern durch Riemen weich und elastisch angetrieben. Die Schlichtreihe eignet sich daher besonders zum Schlichten und Feindrehen mit hohen Schnittgeschwindigkeiten und feinen Vorschüben, also bei Verwendung von Hartmetall- und Diamantwerkzeugen.

Für den Antrieb der Riemenscheiben hat sich der Siegling-Adhäsionsbelag-Riemen als besonders geeignet erwiesen[1]).

Vorschubantrieb: Beim Schneiden normaler Gewinde kämmt Zahnrad *b* über *d* mit Zahnrad *g*. Beim Schneiden steiler Gewinde kämmt *a* über *d* mit *g*. Beim Schneiden von Rechtsgewinden kämmt *g* mit *l* und beim Schneiden von Linksgewinden *f* über *n* mit *k*. Durch den Räderblock *k*, *l* wird also die Umsteuerung des Schlittens bewirkt, gleichgültig, ob mit der Leitspindel oder mit der Zugspindel gearbeitet wird.

3. Stufenlos regelbare Drehbänke.

a) Mit Flüssigkeitsgetriebe. Dieselben werden organisch in Spindelstock eingebaut; deshalb am äußeren Aufbau keine Änderung gegenüber der Räderkastendrehbank. Antrieb durch Einscheibe oder Flanschmotor.

b) Mit mechanischem Getriebe. Diese Getriebe werden auch als Anbaugetriebe für Stufenscheibenbänke verwendet, wodurch ältere Bänke unter geringen Kosten den Anforderungen an möglichst feine Drehzahlstufung angepaßt werden. Wirkungsweise s. S. 521.

4. Großdrehbänke.

Heute ausschließlich als Räderkastenbänke mit Einzelantrieb ausgeführt, da Leistungen bis 150 PS in einer Einheit gefordert werden.

Infolge der großen auftretenden Kräfte sind besondere Sicherungsmaßnahmen notwendig. Alle Antriebe sind durch Überlastungskupplungen neben den üblichen elektrischen Sicherungsmaßnahmen gesichert. Besonderheit der Großdrehbänke ist die bis ins kleinste gehende Ausstattung mit elektrischen Einzelantrieben und Druckknopfsteuerungen. Sie werden mit Sondereinrichtungen versehen, um auch andere Arbeiten an dem einmal aufgespannten Werkstück vornehmen zu können (z. B.: Fräseinrichtung zum Nutenfräsen, Schleif- und Bohrvorrichtungen und Einrichtungen zum Kurbelzapfendrehen), wodurch sie den Charakter einer Universalmaschine erhalten.

5. Hartmetall- und Diamantbänke.

Die Möglichkeit, mit Hartmetall und Diamant ohne Schleifen und Polieren Werkstücke von höchster Maßhaltigkeit und Oberflächengüte zu erzeugen, ließ infolge der hierzu notwendigen hohen Schnittgeschwindigkeiten[2]) als neuen Typus der Drehbank die Hartmetall- und Diamantbänke entstehen. Erstere mehr für Stahl und Gußeisen, letztere mehr für Nichteisen- und Leichtmetalle. Besondere Anforderungen[3]): Starre, erzitterungsfreie Konstruktion aller Teile. Dynamisches Auswuchten[4]) aller umlaufenden Teile von mehr als 300 Uml/min. Geeignete Aufnahme der Schnittdrücke. Unter Umständen Herstellung von Spindelstock und Bett aus einem Stück. Bett für leichtes Abführen der Spanmengen mit Durchfallöffnungen versehen. Zitterfreie Lagerung der Hauptspindel und Verwendung von hochwertigen Gleitlagern mit Kühlschmierung. Vermeiden jeglicher Zahnräder im Spindelstock. Energiefluß: Motor-Räderkasten-Riemen-Hauptspindel anstatt Motor-(Riemen)-Räderkasten-Hauptspindel. Für Riemenantrieb infolge hoher Riemengeschwindigkeiten nur endlos gewebte Spezialriemen (Keilriemen, Seidenbandriemen, gelochte Lederriemen) verwendbar. Entlastung der Hauptspindel vom Riemenzug unter Anwendung getrennter Lagerung der Antriebscheibe oder Unterteilung der Hauptspindel in eigentliche Arbeits- und

[1]) Näheres vgl. VDF-Hausmitteilungen 1938 Heft 3.
[2]) Reichel: Z. wirtschaftl. Fertigung 1932 Heft 10/11.
[3]) Reichel: Masch.-Bau Bd. 13 (1934) Heft 5/6 S. 115; Heft 7/8 S. 201; Heft 11/12 S. 317.
[4]) Reichel: Masch.-Bau Bd. 10 (1931) Heft 18 S. 593.

in Antriebspindel mit dazwischenliegender elastischer Kupplung. Elastische Kupplungen (Lamellenkupplungen) und Bremsen für Hauptspindel sind möglichst von einem einzigen Hebel zu bedienen. Vorschubantrieb möglichst stufenlos (hydraulisch) regulierbar. Da Gewinde bei so hohen Schnittgeschwindigkeiten nicht geschnitten werden kann, kann Vorschubantrieb einfach durchgebildet werden. Reitstockspitzen sind als mitlaufende oder gesondert

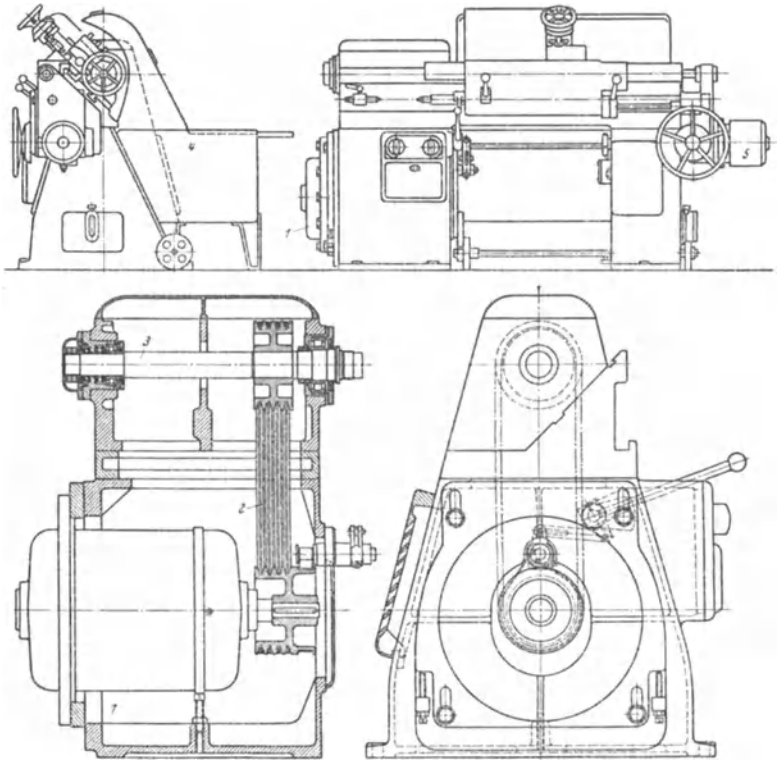


Fig. 35 u. 36. Fließspandrehbank der Magdeburger Werkzeugmaschinenfabrik.

angetriebene (mit voller oder halber Drehzahl der Arbeitsspindel) auszubilden. Stahleinspannung wie bei Schnellstahlmeißel. Im Interesse der Spänebeseitigung und Gefahrlosigkeit wird Schneide oft nach unten gekehrt (umgekehrte Schnittrichtung), Fig. 37. Bei Diamant ist auf möglichst spannungsfreies Einspannen zu achten.

Fig. 35 bis 37 zeigen die Fließspandrehbank der Magdeburger Werkzeugmaschinenfabrik. Hauptantrieb, s. Fig. 35 u. 36, geschieht durch Motor *1*, der im Maschinenfuß angeflanscht ist, um Übertragung von Schwingungen zu vermeiden. Motor ist dreifach polumschaltbar, wodurch Drehzahlregelung der durch Keilriemen *2* angetriebenen Drehspindel *3* erfolgt. Diese läuft in ausgesuchten Rollenlagern (Pat. Vereinigte Kugellagerfabriken), wobei der Innenring des vorderen Lagers auf kegeligem Zapfen der Spindel sitzt und dadurch stets spielfrei eingestellt werden kann. Axialdruck nach beiden Seiten wird durch Kugellager aufgenommen. Drehzahlen 750 bis 3000 U/min; günstigste Werkstück-Dmr. liegen bei Stahl zwischen 20 und 60 mm. Um die mit hoher Geschwindigkeit ablaufenden Späne unmittelbar abzuführen (s. Spänekarren *4*), wurde die übliche Spindeldrehrichtung umgekehrt und dadurch der Spanabfluß abwärts gerichtet (Schneide nach unten gekehrt, vgl. Fig. 37). Das Bett ist dementsprechend dreieckig ausgebildet, s. Fig. 35 u. 36. Reitstock hat wegen der hohen Drehzahlen mitlaufende Spitze.

Vorschub wird ölhydraulisch durch Thoma-Pumpe stufenlos eingestellt, die durch Motor *5* angetrieben wird. Die Ölmenge und damit die Vorschubgeschwindigkeit kann dabei im Bereich 1 : 40 verändert werden. (Wirtschaftlicher Vorschub wird gefunden, wenn man bei gewählter Schnittgeschwindigkeit und bestimmter Spantiefe den Vorschub während des Drehens langsam steigert. Sobald die Späne kühler werden, ist derjenige Vorschub gefunden, der die längste Standzeit der Schneide, das sauberste Drehbild und den geringsten Stromverbrauch bezogen auf die Spanmenge je Zeiteinheit ergibt.)

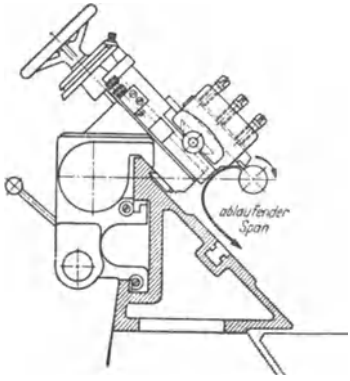


Fig. 37. Supportanordnung und Spanablauf der Fließspanbank nach Fig. 35.

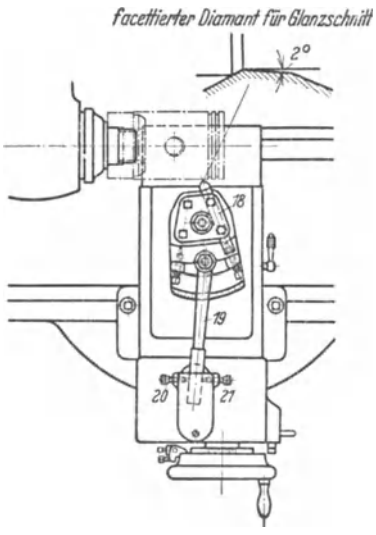


Fig. 38. Werkzeughalter mit Feineinstellung (G. Boley, Eßlingen).

Zum Hochglanzdrehen mit facettiert geschliffenem Diamanten wird Einstellvorrichtung nach Fig. 38 benutzt. Die notwendige feine Korrektur des Facettenwinkels ist hierbei durch den am Werkzeughalter *18* in beliebiger Lage festklemmbaren Arm *19* und der beiden Stellschrauben *20* und *21* leicht zu erreichen. Facettenwinkel beträgt etwa 2° (s. Fig. 15 und 16, S. 489).

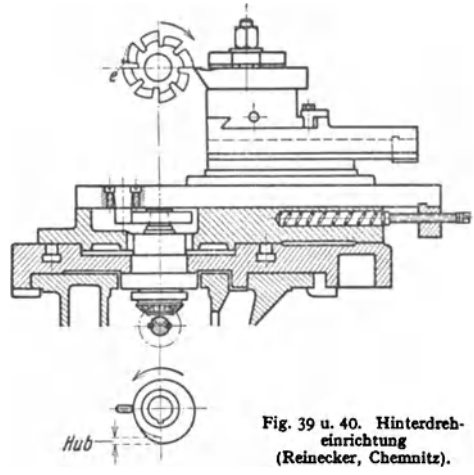


Fig. 39 u. 40. Hinterdreheinrichtung (Reinecker, Chemnitz).

Hinterdrehen. Damit Formfräser beim Nachschleifen die ursprüngliche Zahnform beibehalten, werden sie nach Fig. 39 und 40 auf Hinterdrehbänken hinterdreht. Der Formstahl dringt, während der Zahn sich an ihm vorbeidreht, um einen Betrag *e* in den Fräser ein, um hierauf sofort zurückzuspringen. Bei Hinterdreheinrichtung nach Fig. 39 und 40 wird dies erreicht durch eine Hubscheibe, die den Support um Hub *e* vor- und zurückschiebt. Außer durch Hubscheibe kann Hinterdrehbewegung erreicht werden: durch Nutenrollen mit Gleitstein oder in einfachster Weise durch zwei Kupplungshälften mit spitzen Zähnen, von denen die eine durch ihre Drehung die andere vorschiebt und in die Zahn-

lücke (unter Federdruck) plötzlich zurückspringen läßt. Durch die zentral angeordnete Hubscheibe in Fig. 40 läßt sich rechtes und linkes Hinterdrehen sowie Hinterdrehen in axialer Richtung durchführen. Infolge der ruckweisen Beanspruchung müssen Hinterdrehbänke starr gebaut sein.

Gewindeuhr. Um beim Gewindeschneiden nach beendetem Schnitt den Gewindestahl wieder in die Anfangsstellung zurückzubewegen, wird entweder Linksgang eingeschaltet oder Support von Hand nach Öffnung der Schloßmutter zurückgekurbelt. Im ersten Falle entsteht Zeitverlust trotz beschleunigtem Rücklauf. Im zweiten Falle ist Zeitpunkt für das Wiederschließen der Schloßmutter nicht ersichtlich, das nur dann geschehen darf, wenn das Werkzeug wieder in einem Gewindegang steht. Diese Supportstellung kann durch Kreidemarkierung an Leit- und Hauptspindel oder durch die Gewindeuhr nach Fig. 41 gefunden werden.

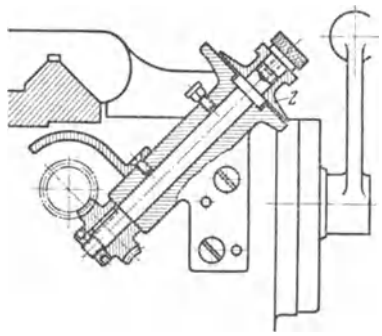


Fig. 41. Gewindeuhr (Kärger, Berlin).

Schneckenrad, das in Leitspindel eingreift, treibt auf sich drehendes Zifferblatt *Z* (bei geöffneter Schloßmutter) mit am Bettschlitten befestigter Markierung. Schließt man die Schloßmutter, so bleibt Zifferblatt in der Stellung stehen, in der Schloßmutter eingerückt wurde, da jetzt Schneckenrad durch Fortbewegung des Supports als Mutter wirkt. Zum Nachschneiden eines Gewindes kurbelt man Support so weit zurück, bis (je nach Gangzahl/Zoll) Zifferblatt auf einem Teilstrich steht oder jeweils eine halbe oder eine viertel Umdrehung gemacht hat. Beim Schneiden von Millimetergewinde auf Zollspindel und umgekehrt ist eine Übersetzung einzubauen.

C. Plandrehbänke (Kopfdrehbänke).

Sie dienen zur Bearbeitung großer Planflächen nach Fig. 42 und Stirnflächen besonders an kurzen Werkstücken, die einer Abstützung durch Reitstock nicht bedürfen. Gebaut meist von 1000 mm Spitzenhöhe an bis zu den größten Ausführungen, da erst von gewisser Größe an ihre Vorteile gegenüber der gewöhnlichen Drehbank zur Geltung kommen. Diese sind: Leichte Zugänglichkeit und Bedienung, bedeutend geringerer Baustoffaufwand bei gleichem Drehdurchmesser. Letzteres ist bedingt vor allem durch Fehlen eines eigentlichen Bettes, da Maschine nach Fig. 43 nur aus Spindelstock *1* (früher Stufenscheibenantrieb, jetzt fast ausschließlich Einscheibenantrieb mit Räderkasten) sowie einem Supportständer *2* besteht, auf dessen Führung *3* Supportschlitten *4* gleitet. Supportständer *2* ist durch T-Schrauben auf Grundplatte *5* befestigt und beliebig längs oder quer zur Planscheibe verstellbar. Weitere Supporte, wie auch ein Reitstock, können zwecks universeller Verwendbarkeit der Maschine aufgestellt werden. Schwierigkeiten beim Bau von Plandrehbänken bestehen in der Lagerung der schweren Planscheibe. Fast ausschließlich werden Gleitlager verwendet. Bei Bänken für sehr große Werkstücke befindet sich vor Planscheibe eine Grube (Fig. 43), so daß kein Zusammenhang zwischen Spindelstock und Support besteht. Infolgedessen Betätigung des Vorschubes nicht in üblicher Weise durch Zugspindel. Abtrieb der Vorschubbewegung (wie bei Shapingmaschinen) durch eine Hubscheibe *6* mit verstellbarem Hebelarm, von der die Bewegung über ein Gestänge oder einen Kettenzug (Faulenzerantrieb) auf eine Ratsche oder Sperrklinke übertragen wird. Veränderung der Vorschubgröße durch Verstellen des

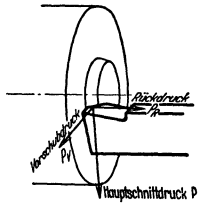


Fig. 42. Plandrehen.

Radius der Hubscheibe oder des Hebelarmes der Sperrklinke. Zur Vermeidung der unbequemen Anbringung von Kettenzügen u. ä. an der Werkstattdecke wird unter Flur eine Welle *7* (Fig. 43) entlang geführt, auf die Hubbewegung durch Stange *8* übertragen wird, und von der sie entweder durch Stange oder Kette an beliebiger Stelle (je nach Supportstellung) abgenommen und auf verstellbare Sperrklinke *9* übertragen werden kann. Da Vorschub bei Klinkenschaltung nicht kontinuierlich, besteht Drehoberfläche aus schraubenförmigen Riefen und Einstechriefen in abwechselnder Folge.

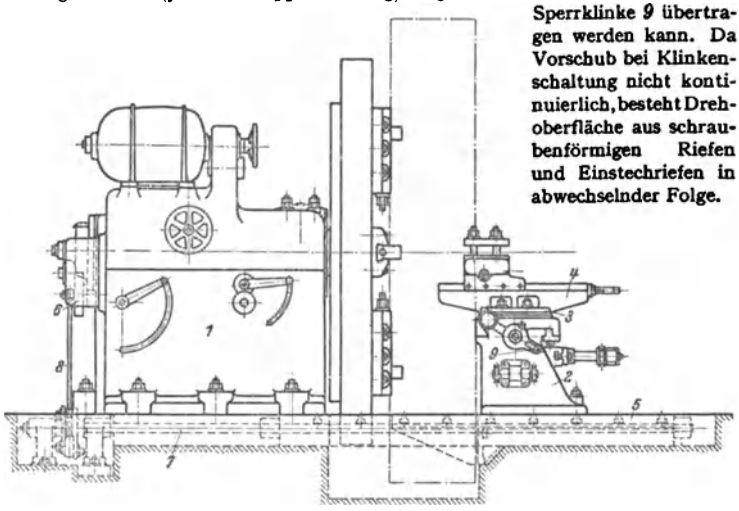


Fig. 43. Plandrehbank (Schieß, Düsseldorf).

D. Karusselldrehbänke (senkrechte Dreh- und Bohrwerke).

Sie dienen, wie die Plandrehbänke, zur Bearbeitung kurzer Werkstücke, die einer Abstützung durch Reitstock wegen ihrer geringen Länge nicht bedürfen, und haben ihre Bezeichnung „Karusselldrehbank" nach der liegenden Planscheibe. Diese läuft auf einer prismenförmigen Ringbahn sowie mit ihrer senkrechten Welle in einem Hals- und Spurlager und wird über ein in den Fuß der Maschine eingebautes Getriebe durch ein Ritzel angetrieben, das in ihre Innen- oder Außenverzahnung eingreift.

Bei dem Zweiständerdrehwerk sind die Ständer *1* und *2* (Fig. 44) seitlich der Planscheibe *3* angeordnet, wobei Planscheibe mit $^1/_3$ ihres Durchmessers zwischen sie hineinragt. Supporte *4* und *5* sind auf Querbalken *6* in horizontaler Richtung geführt.

Die Gleichartigkeit der auf Kopfdrehbank und Karusselldrehwerk auszuführenden Arbeiten läßt es oft zweifelhaft erscheinen, welche Maschine für die Ausführung einer bestimmten Arbeit wirtschaftlicher ist. Vorteile der Karusselldrehbank gegenüber Plandrehbänken ergeben sich aus folgenden Nachteilen der Plandrehbank:

1. Schwieriges und zeitraubendes Aufspannen schwerer und sperriger Werkstücke. Herunterdrücken der Aufspannungszeiten (Nebenzeiten) beim Karusselldrehwerk durch geeignete Hebe- und Spannvorrichtungen, sowie durch Wegfall der Zeit für das Auswuchten ungleich geformter Körper.

2. Geringere Arbeitsgenauigkeit. Überhang der schweren Planscheibe mit Werkstück biegt die Spindel durch. Beim Karusselldrehwerk dagegen bewirkt breite Planscheibenauflage und ihre Führung durch Halslager eine günstige Druckverteilung auch bei schwersten Schnitten und somit erzitterungsfreies Arbeiten, sowie hohe Genauigkeit.

3. Ruckweise Vorschubschaltung ist für Spanmenge und Regelung der Vorschubgröße ungünstig.

4. Zeitraubenderes Anstellen der Supporte als bei der Karusselldrehbank, bei der Supportbewegungen durch Eilgang und elektrische Hilfsmotore die Leerlaufzeiten herabdrücken. Da große Schlichtvorschübe, sowie das Einstellen

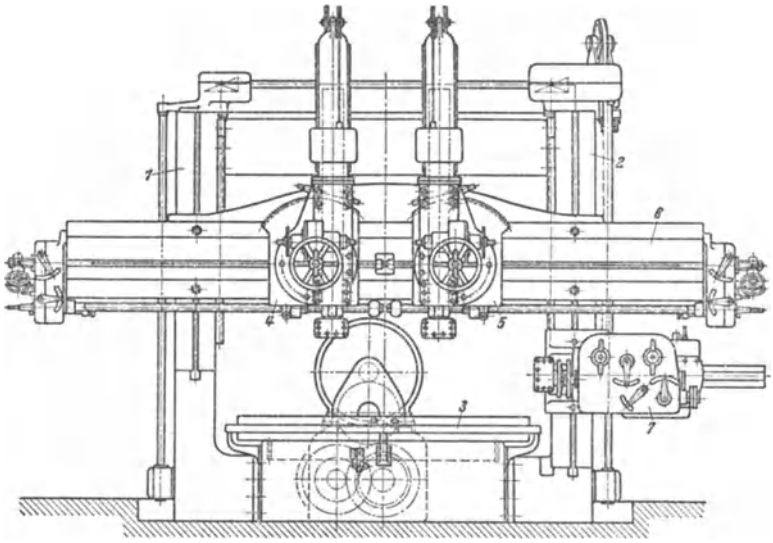


Fig. 44. Zweiständer-Karusselldrehbank (Schieß, Düsseldorf).

verschiedener Vorschubgeschwindigkeiten nicht möglich, entstehen beim Zusammenarbeiten mehrerer Supporte zeitliche Unterschiede in der Arbeitszeit der einzelnen Stähle.

Obwohl obige Nachteile mehr für Anwendung der Karusselldrehbänke sprechen, haben auch die Plandrehbänke gewisse Vorteile:

1. Niedrigerer Anschaffungspreis bei gleichem Nutzdurchmesser.

2. Geringer Kraftbedarf bei Leerlauf, beim Arbeiten an kleinem Durchmesser, sowie beim Anlassen.

3. Größere Unabhängigkeit von einem bestimmten Drehdurchmesser, da Planscheibengrube beliebig vertieft werden kann.

4. Besserer Späneabfall.

5. Zugänglichkeit zum Werkstück, z. B. zum Messen an einer Nabenbohrung, ist mitunter besser.

E. Vielstahldrehbänke.

Die Reihen- und Mengenfertigung fordert eine weitere Verringerung der reinen Bearbeitungszeiten (Hauptzeiten). Nachdem durch Revolverbank und Automat die Griffzeiten (Nebenzeiten) infolge einmaliger Einrichtung und Einspannung der Stähle bereits auf ein Minimum heruntergedrückt sind, kann dies nur durch gleichzeitiges Arbeiten an verschiedenen Stellen des Werkstückes mit mehreren Stählen (Erhöhung der Spanmenge/Stunde) erreicht werden. Ideale Vielstahlbank-Arbeiten sind demnach lange, mehrfach abgesetzte Werkstücke.

Die eigentliche Vielstahlbank hat sich aus der einfachen Drehbank entwickelt. Das Arbeiten zwischen Spitzen ist beibehalten. Dadurch weist übriger Aufbau

große Ähnlichkeit mit gewöhnlicher Spitzendrehbank auf. Oft ist nur der eine vorhandene Support mit größerer Aufspannfläche ausgebildet, auf die mehrere Werkzeuge in besonderen Haltern aufgespannt werden. Weitere Entwicklungsstufe stellt Vielstahldrehbank von Heidenreich & Harbeck, Hamburg, dar, die mehrere Supporte nur auf Vorderseite der Bank hat, so daß Längs- und Plandrehen nur nacheinander erfolgen kann.

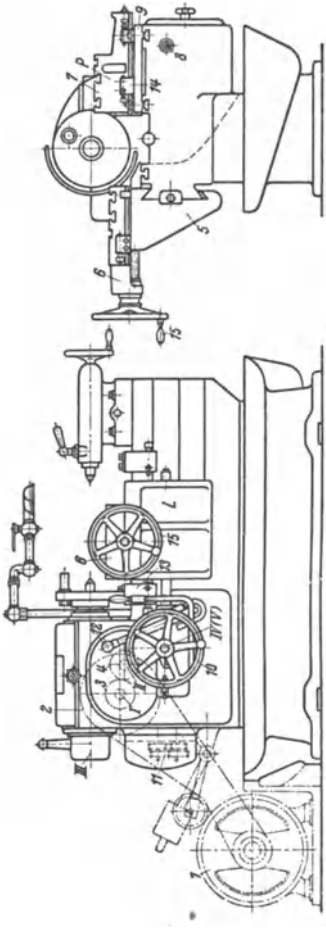


Fig. 45. Vielstahldrehbank (Loewe, Berlin).

Auf Vielstahlbank nach Fig. 45 sind die Supporte zu beiden Seiten des Werkstücks angeordnet, so daß Längs- und Plandrehen gleichzeitig möglich. Ähnlichkeit mit der gewöhnlichen Drehbank ist hier schon mehr verlorengegangen. Letzte Stufe der Entwicklung ist Anordnung der einzelnen Vielstahlsupporte entweder auf einem Revolverkopf als Vielstahl-Revolverdrehbank, oder auf einem gemeinsamen Plattensupport als Vielstahlautomat. Radsatzbänke, Revolverbänke, Halb- und Vollautomaten, die auch mit mehreren Stählen arbeiten, sind als Vielstahlbänke in erweitertem Sinne aufzufassen. Die verringerte Schnittzeit der Vielstahlbänke ist außer auf das gleichzeitige Arbeiten mehrerer Stähle noch auf die Aufteilung des Spanquerschnittes in mehrere Querschnitte zurückzuführen, wodurch Schnittgeschwindigkeit wesentlich höher als bei einem Gesamtquerschnitt liegen kann (s. S. 498) und gleichzeitige Abtrennung größerer Spanvolumina auch von unstabilen Werkstücken (dünnen Wellen usw.) möglich. Für Schnittgeschwindigkeit wird ein mittleres v zugrunde gelegt, das sich aus größtem und kleinstem Durchmesser errechnet. Eine feinstufige Regelung der Schnittgeschwindigkeiten ist daher nicht so notwendig wie bei der Universalmaschine. 6 bis 8 Drehzahlen reichen meist aus. Vorschübe müssen fein unterteilt sein und sich unabhängig voneinander auf die einzelnen Supporte übertragen lassen. Selbsttätige Auslösung des Vorschubs, maschineller Eilgang sind weitere Erfordernisse. Arbeiten mit Konuslineal und Kopiereinrichtungen werden durchgeführt. Bettkonstruktion muß freiem Späneabfall Rechnung tragen. Gearbeitet wird mit überflutendem Kühlmittel, wodurch besonders starke Pumpen, große Ausflußdüsen und Auffangschalen nötig sind.

Leistungsbedarf und Schnittgeschwindigkeit. Für Ermittlung des Schnittdruckes sind nicht die Einzelquerschnitte zu addieren und für diesen Gesamtquerschnitt der Schnittdruck zu errechnen, was wegen des Abfalles des spez. Schnittdruckes zu kleine Werte ergeben würde, sondern es ist (bei Annahme gleich großer q) der Schnittdruck nach Formel (4)

S. 496 einzeln auszurechnen und dieser mit der Anzahl der Querschnitte z zu multiplizieren:

$$P_V = z \cdot C_{k_s} \cdot q^{(1-1/\varepsilon_{k_s})} \text{ (kg)}^{1}). \quad (1)$$

Z. B. ergibt sich bei SM-Stahl 50 bis 60 kg/mm² und $z = 10$ ein 57,5 vH größeres P bei Vielstahlbank gegenüber Einstahlbank. Entsprechend dem Schnittdruck wächst der Leistungsbedarf mit z gleichen Spanquerschnitten gegenüber der Einstahlbank nach Formel (19) (S. 505):

$$N_{W_V} = C_{N_W} \cdot z \sqrt[\varepsilon_{N_W}]{q} \text{ (PS)}. \quad (2)$$

Für obiges Beispiel ist Leistungsbedarf viermal so groß wie der einer Einstahlbank. Die Schnittgeschwindigkeit kann infolge der kleineren Einzel-q_V erhöht werden auf:

$v_V = C_v \sqrt[\varepsilon_v]{q_V}$ gegenüber der Einstahlbank mit größerem $q = z \cdot q_V$:

$$v = C_v \sqrt[\varepsilon_v]{z \cdot q_V} \text{ [s. Formel (9) S. 498]}. \quad (3)$$

Für obiges Beispiel ist v_V um 157 vH größer als v für Einstahlbank.

Die Seitenansicht in Fig. 45 läßt sowohl die kennzeichnende, zusätzliche untere Führung für den Längssupport, wie auch — durch die gestrichelte Linie — die Durchbrechung des Bettquerschnitts für den Späneabfall erkennen. Die Supporte sind eben und mit T-Nuten für Aufspannung versehen.

F. Revolverbänke.

Während bei der normalen Spitzendrehbank eine Verkürzung der Handzeiten (Nebenzeiten) durch Vielfachstahlhalter, selbsttätige Vorschubauslösung u. a. Nebenaufgabe ist, ist diese bei den Revolverbänken Hauptzweck. Daher ist die Revolverdrehbank eine Sondermaschine für die Reihen- und Massenfertigung, wobei längere Einrichtezeit und höherer Anschaffungspreis gegen Zeitgewinn für ein Werkstück unter Berücksichtigung ihrer Gesamtzahl abzuwägen sind. Hinzu kommt der Ausnutzungsfaktor im Betriebe bezüglich Belegzeit (Abschreibung)[2]). Grundgedanke ist: Für eine bestimmte Anzahl gleicher Werkstücke mit gleicher Bearbeitungsfolge eine bestimmte Anzahl Werkzeuge bereitzuhalten, die Arbeitsgänge möglichst nacheinander, d. h. ohne Umspannen des Werkstücks und unter größtmöglicher Ausschaltung aller Arbeiten von Hand durchzuführen. Dadurch wird neben Zeitersparnis eine Gleichheit der Werkstücke bezüglich Maßhaltigkeit und Oberflächengüte begünstigt. Das Hauptsonderelement ist der Revolversupport für die Aufnahme der verschiedenen Werkzeuge bei starrer, spielfreier Lagerung und Verriegelung trotz leichter und schneller Bedienung, d. h. Entriegelung, Zurückfahren, Schwenken, Anstellen und Wiederverriegeln.

Übersicht über Revolverköpfe. Die in Fig. 46 bis 51 in die Revolverköpfe eingezeichneten Symbole stellen Werkzeuge, wie Außen- und Innendrehstähle, Lochbohrer, Gewindebohrer, Form- und Abstechstähle, dar. Bei Werkzeuganordnung nach Fig. 46 sind Werkzeuge hintereinander auf einen verbreiteten Planschlitten aufgebracht und werden nacheinander vor die Drehachse geschoben. Gute Führung des Schlittens auf Prismen ergibt starre Lagerung der Werkzeuge. Außendurchmesser der Werkstücke darf nicht größer sein als Zwischenraum zwischen zwei Werkzeugen.

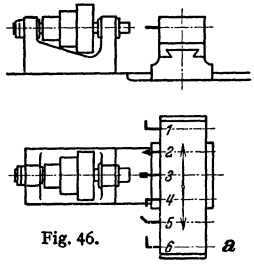


Fig. 46.

[1]) Kronenberg: Werkzeugmasch. 1928 Heft 13 S. 266.
[2]) Reichel: Masch.-Bau Bd. 13 (1934) Heft 9/10 S. 261.

Revolverkopf mit senkrechter Achse, Fig. 47, ist meist sechskantig zur Aufnahme von sechs Werkzeugen, auf einem breiten Schlitten gelagert und nur in Längsrichtung verschiebbar. Für Plan- und Abstecharbeiten dient besonderer Querschlitten Q, der oft mit einem kleinen Vierkant-Revolverkopf ausgestattet wird. Beide können zugleich arbeiten. Anbringung eines Reitstockes ist, wie auch bei Fig. 46, nicht möglich.

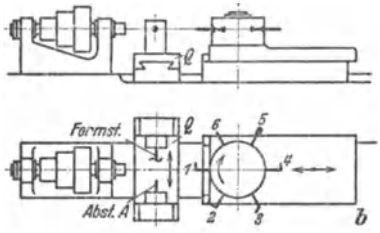


Fig. 47.

Revolverköpfe mit waagerechter Achse zeigen Fig. 48 bis 50. Revolverkopfachse in Fig. 48 liegt in Höhe der Werkstückachse, so daß lange Werkstücke mit einem Reitstock abgestützt werden können. Anordnung des Revolverkopfes auf einem Querschlitten gestattet Abstech- und Planarbeiten. Nachteil ist hierbei die Aufnahme des Hauptschnittdruckes durch die immerhin empfindliche Verriegelung. Außerdem wird Kippmoment $P \cdot l$ ziemlich groß, so daß Support bei Arbeit leicht aufkippt, weil rechte schräge Führungsfläche für Druckaufnahme nicht geeignet. Der Vielloch-revolver, Fig. 49, gestattet, eine größere Anzahl von Werkzeugen aufzunehmen als die anderen Ausführungen. Seine Achse ist tiefer gelegt (etwa in Höhe der Bettprismen), so daß der Radius des Revolverkopfes ungefähr der Spitzenhöhe entspricht und oberster Stahl in Höhe der Drehachse liegt. Durch Drehen des Revolverkopfes, der sonst nur in Längsrichtung verschiebbar ist, ist auch Plandrehen möglich.

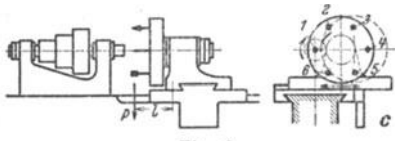


Fig. 48.

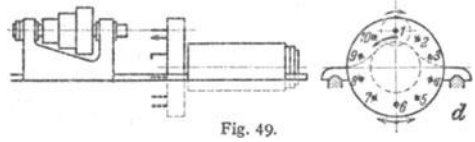


Fig. 49.

Beim Revolverkopf nach Fig. 50 (Magdeburger Werkzeugmaschinenfabrik) mit zwei getrennten Bettführungen für Revolverkopf und Drehsupport liegt Revolverachse senkrecht zur Richtung der Prismenführungen, so daß Werkzeuge frei zwischen den Bettwangen hindurchschlagen können und nicht vorderen Drehsupport stören.

Schrägliegender Revolverkopf nach Fig. 51 hat den Vorteil, weit ausladende Werkzeuge verwenden zu können, da sie auf einem Kegelmantel herum-

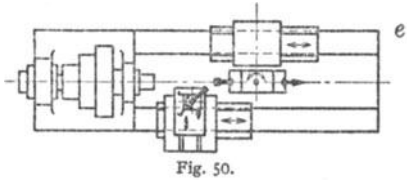


Fig. 50.

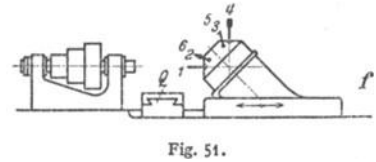


Fig. 51.

geschwenkt werden und Aufstoßen auf die hintere Oberfläche des Supportschlittens nicht zu befürchten ist.

Sonderelemente und -einrichtungen: Selbsttätige Materialspannung durch Konus-, Keilspann-, Druckluft- oder Elektrospannfutter. Selbsttätiger Werkstoffvorschub beim Arbeiten von der Stange. Selbsttätige Vorschubauslösung für

alle Supporte in Längs- und Planrichtung. Eilgänge zum Zurückfahren und Anstellen der Supporte. Gewindeschneid- und Gewindefräs-Einrichtungen. Übersichtlichkeit der Bedienung, praktische Anordnung aller Handgriffe (Sinnfälligkeit der Bewegungen).

Antrieb: Vorherrschend war bisher der Antrieb mittels Stufenscheibe und Rädervorgelegen, da wegen der fast gleichbleibenden Durchmesser beim Arbeiten von der Stange sich eine feine Drehzahlstufung erübrigte. Neuerdings jedoch Räderkasten mit Einscheibe, Flanschmotor oder Flüssigkeitsgetriebe eingeführt. Stufenscheibenantrieb auf kleine Bänke beschränkt.

Die Eigenart der Revolverarbeiten, wie die Anordnung von vielen Werkzeugen auf einem gedrängten Raum und die Forderung vieler Einstellmöglichkeiten hat besondere Werkzeuge und Werkzeugspannvorrichtungen[1]) geschaffen, die wesentlich von den gewöhnlichen Drehwerkzeugen abweichen. Je nachdem sie für waagerechte oder senkrechte Revolverköpfe eingerichtet sind, sind sie untereinander sehr verschieden.

Die Vielstahlrevolverbank entspricht im Aufbau einer gewöhnlichen Revolverbank, nur daß ihre Stahlhalter die Aufnahme von mehreren zu gleicher Zeit arbeitenden Stählen ermöglichen.

Anhalt über Typengrößen, Drehzahlbereich, Kraftbedarf usw. von Revolverbänken s. Tafel 5. Zur Bearbeitung von Metall und Leichtmetall dienen besonders konstruierte Schnellauf-Revolverbänke. Wie bei Hartmetall-Drehbänken erfolgt Spindelantrieb durch Riemen.

Tafel 5. Hauptabmessungen für Revolverdrehbänke (nach Gildemeister, Bielefeld).

Für Stangenarbeiten von bis mm	3—14	4—21	5—28	8—38	13—48	15—58	18—83	20—103
Für Futterarbeiten bis rd. mm	120	120	150	200	350	400	450	500
Größte Entfernung zwischen Spindel u. Revolverkopf mm	300	300	400	575	750	900	885	865
Spindeldrehzahlen: Anzahl	6	6	8	8	12	12	12	12
„ von—bis, U/min.	100/1330	100/1330	85/1125	60/950	36/780	30/680	26/495	26/370
Vorschübe lang und plan: Anzahl	3	3	6	8	8	8	8	8
„ von—bis, mm/Uml.	0,06—0,18	0,06—0,18	0,06—0,6	0,066—0,8	0,066—0,8	0,066—0,8	0,066—0,8	0,066—0,8
Kraftbedarf rd. PS	2	2,5	3,5	4	5,5	7,5	8	10

G. Automaten (Voll- und Halbautomaten)[2]).

Die systematische Weiterentwicklung der Grundgedanken der Revolverbänke: Ausschaltung der individuellen Geschicklichkeit des Arbeiters und Verkürzung der Nebenzeiten, hat zur selbsttätigen Revolverbank, dem Automaten, geführt. Die vollständige Ausschaltung des Arbeiters hat jedoch bei den gewöhnlichen einspindligen Automaten noch keine Verkürzung der Arbeitszeit gegenüber der gewöhnlichen Revolverbank zur Folge, da die zur Spanabnahme dienende Arbeitszeit (Hauptzeit) bei beiden gleich ist. Die in der Totzeit vorzunehmenden Schaltungen, Anstellungen usw. sind ebenfalls nicht zu umgehen. Es kann mitunter der Arbeiter irgendeine Schaltung schneller ausführen als der einmal auf eine bestimmte Schaltgeschwindigkeit eingestellte Automat. Verkürzung

[1]) Siehe Kataloge der einzelnen einschlägigen Firmen. — Herbert: Automaten- und Revolverbank-Werkzeuge, im ADB-Bd. III. — Reindl: Spanabhebende Werkzeuge. Berlin: Springer 1925.

[2]) S. a. Kelle: Automaten. 2. Aufl. Berlin: Springer 1927. — Finkelnburg: Mehrspindel-Automaten. Berlin: Springer 1938.

der Arbeitszeit gegenüber der einfachen Revolverbank ist nur bei mehrspindligen Automaten möglich. Eine Verbilligung der Herstellungskosten des einzelnen Werkstückes auch beim einspindligen Automaten ist möglich durch Bedienen mehrerer Automaten durch einen Arbeiter. Bei der Kalkulation sind ferner in Rechnung zu setzen die erhöhten Betriebsunkosten durch den Automatenbetrieb (Abschreibung) und die erhöhte Einrichtezeit[1]).

Eine systematische Einteilung der Automaten ist möglich einmal: nach Arbeitszweck, also nach Art der auszuführenden Arbeiten (z. B. Schraubenautomaten, Fassonautomaten u. a.), oder nach Ausführungsweise dieser Arbeiten in bezug auf ganz oder halb selbsttätige Ausführung (Voll- oder Halbautomat), oder nach Steuerungssystem als Hauptkonstruktionselement des Automaten (Einkurven-, Mehrkurven- und Hilfskurvensystem). Eine streng durchgeführte Gruppierung ist nicht möglich, da die verschiedenen Bauarten und Systeme ineinandergreifen und sich Normalausführungen noch nicht herausgebildet haben.

Gruppierung nach Ausführungsweise der Arbeiten:

I. Vollautomaten.

Arbeiter hat lediglich den Werkstoffvorrat zu ergänzen und Maschine allgemein zu überwachen. Alle anderen Operationen, einschließlich Zuführung und Spannung neuen Werkstoffes, werden von Maschine selbsttätig ausgeführt. Werkstoffzuführung (schwierigste Operation) am leichtesten durchführbar, wenn Arbeitsstücke von Stange abgestochen werden.

1. Stangenautomat. Einfachste Form ist der einspindlige Stangenautomat. Leistungsfähigkeit ungefähr gleich einer einfachen Revolverbank, da jeweils nur ein Werkstück bearbeitet wird. Werkzeuge werden entweder von einem Revolverkopf nacheinander vor das Werkstück angebracht oder können bei einfachen Arbeiten in einen selbsttätig gesteuerten (selbsttätige Formdrehbank) oder in mehrere Supportschlitten eingespannt werden. Beim mehrspindligen Stangenautomaten stehen den rotierenden Arbeitsspindeln (Werkstückspindeln) die gleiche Anzahl Werkzeugspindeln (-schalter) gegenüber, welche die in den Arbeitsspindeln steckenden Werkstücke gleichzeitig bearbeiten. Die Arbeitsspindeln, die von einer zentralen Welle über Zahnräder angetrieben werden, sind in einer Trommel gelagert, die nach jedem Arbeitsgange — also nach einmaligem Hin- und Hergange der Werkzeugspindeln — um eine der Anzahl der Arbeitsspindeln entsprechende Teildrehung weitergeschaltet wird, wobei jedesmal ein fertigbearbeitetes Werkstück von der Maschine fällt. Leistung der Mehrspindelautomaten wächst jedoch nicht proportional der Anzahl der Arbeitsspindeln, da alle Werkzeugspindeln den durch die größte Arbeitslänge bedingten Weg zurücklegen müssen. Man rechnet für einen Vierspindelautomaten ungefähr die 2,5- bis 3fache Leistung des Einspindlers.

2. Magazinautomaten. Auch bereits vorbearbeitete Werkstücke sowie Guß- und Schmiedestücke können wirtschaftlicher im Magazinautomaten als im Halbautomaten bearbeitet werden, wenn ihre Form und Größe so beschaffen ist, daß sie durch ein Magazin dem Futter zugeführt werden können. Hierbei wird das unterste, im Magazin befindliche Werkstück von einer Greifvorrichtung u. ä. gefaßt und dem Spannfutter selbsttätig zugeführt.

II. Halbautomaten.

Können Werkstücke ihrer Form und Größe wegen nicht in einem Magazin (s. oben) untergebracht werden, so müssen sie in einem Halbautomaten bearbeitet werden. Die Werkstücke werden von Hand gewechselt, so daß nur Werkzeugschlitten, Arbeitsspindel und Ausrücken der Maschine selbsttätig zu steuern sind. Wiedereinschalten von Hand. Halbautomaten werden ebenfalls als 1. Einspindel-Halbautomaten und 2. Mehrspindel-Halbautomaten ausgeführt. Bei

[1]) Reichel: Masch.-Bau Bd. 13 (1934) Heft 9/10.

letzteren fällt durch Einrichtung einer sog. Ladestelle das jedesmalige Stillsetzen fort. Falls Bearbeitungszeit nicht sehr lang ist, kann Arbeiter meist nur eine Maschine bedienen. Fast sämtliche Vollautomaten können durch Anbringen einer selbsttätigen Ausrückvorrichtung als Halbautomaten eingerichtet werden.

Gruppierung der Automaten nach Art der Steuerung und des Kurvensystems[1]):

Im allgemeinen werden folgende Operationen durch die Steuerung selbsttätig ausgeführt:

1. Zuführung des Werkstoffes, 2. Spannen und Lösen des Werkstoffes,
3. Schalten der Spindelgeschwindigkeit,
4. Schalten der Vorschubgeschwindigkeit, 5. Schalten des Revolverkopfes,
6. Bewegung der Werkzeugschlitten oder Spindeln rückwärts,
7. Bewegung der Werkzeugschlitten oder Spindeln vorwärts.

Diese letztere Bewegung wird schon bei der Revolverbank wie auch mitunter bei der gewöhnlichen Drehbank mit Anschlagdrehvorrichtung selbsttätig durch den Vorschubantrieb ausgeführt. Nur diese Operation leistet spanabhebende Arbeit, während 1 bis 6 nur Hilfsoperationen sind. Man kann 7 daher

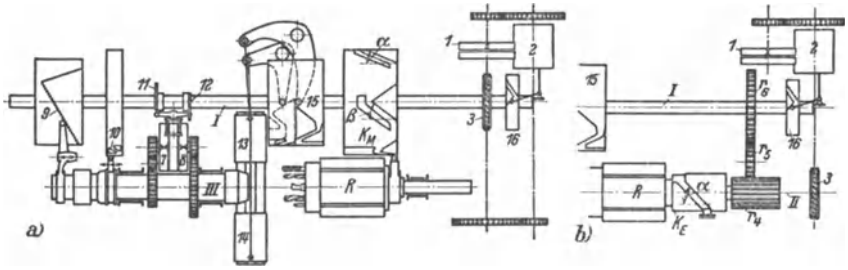


Fig. 52. Einkurvensystem *b* und Mehrkurvensystem *a* (Schema).
Die Fortsetzung der Fig. 52b nach links ist fortgelassen, da ähnlich Fig. 52a.

als eigentliche Arbeitszeit gegenüber der „Totzeit" 1 bis 6 bezeichnen. Da Totzeit sechs Operationen umfaßt, muß gerade sie durch Schnelligkeit der Schaltung verringert werden, was von dem jeweiligen Steuerungssystem abhängt. Da in der Automatenfertigung mit Sekunden gerechnet wird, ist das Steuerungssystem der wichtigste Konstruktionsteil des Automaten.

I. Das Einkurvensystem (Fig. 52b). Alle Operationen werden von zwei getrennten Steuerwellen ausgeführt. Die unter die Totzeit fallenden Operationen, und zwar 1 bis 5 (s. oben) von Steuerwelle *I*, 6 und 7 (s. oben), die eigentliche Arbeitsoperation, wie Vor- und Rückbewegungen des Revolverkopfes *R* nur von der mit einer Kurve K_E versehenen Steuerwelle *II*. Antriebscheibe *1* treibt über Räderkasten *2*, Schneckentrieb *3* die Steuerwelle *II* an und diese über Räder r_4, r_5, r_6 die Steuerwelle *I*. Antrieb der Arbeitspindel *III* (Fig. 52a) von Riemenscheiben *7* und *8*. Zuführen, Spannen und Lösen des Werkstücks von Kurve *9* und *10*, Schalten der Spindelgeschwindigkeiten durch Nocken *11* und *12*, Vorschub der Querschlitten *13* und *14* (Einstechen, Formdrehen u. ä.) durch Kurventrommel *15*, Schalten der Vorschubgeschwindigkeiten im Räderkasten *2* durch Kurve *16*. Alle diese Operationen können, da sie nur einmal vorgenommen werden, von Steuerwelle *I* abgeleitet werden, die während einer Bearbeitungsperiode nur eine Umdrehung macht. Die Schaltung und der Vorschub des Revolverkopfes muß so oft vorgenommen werden, wie Revolverkopf Werkzeuglöcher hat, und muß daher von Steuerwelle *II* abgenommen werden, die sich entsprechend oft dreht. Übersetzungsverhältnis $r_6 : r_4$ richtet sich demnach

[1]) S. a. Kelle: a. a. O. S. 573.

nach Zahl der Revolverkopflöcher (z. B. Revolverkopf mit sechs Werkzeugen $r_6 : r_4 = 6 : 1$).

Nachteile des Einkurvensystems: Für eigentliche Arbeitsoperation ist nur eine Kurve K_E vorhanden, die 1. unveränderlichen Kurvenwinkel α, also nur eine Vorschubgeschwindigkeit hat (Veränderung der Vorschubgeschwindigkeit nur möglich durch Änderung der Umfangsgeschwindigkeit der Kurventrommel); 2. eine unveränderliche Vorschublänge schaltet. (Revolverkopf führt jedesmal den längsten, durch die Kurve K_E bedingten Vorschub aus, wodurch Zeitverlust entsteht.)

II. Das Mehrkurvensystem (Fig. 52a). Die Kurve K_M für das Verschieben des Revolverkopfes R sitzt (gegenüber oben) auf der gleichen Steuerwelle I mit den übrigen Kurven. Sie macht also während einer Bearbeitungsperiode nur eine Umdrehung und muß deshalb so viel einzelne Kurven enthalten, wie Werkzeuglöcher im Revolverkopf vorhanden sind. Die einzelnen Kurven können sowohl durch verschiedene Kurvenwinkel α, β usw. den Anforderungen der Vorschubgeschwindigkeit als auch durch verschiedenen Hub dem jeweiligen Werkzeugweg angepaßt werden. Für jedes Werkstück muß jedoch eine besondere Kurve vorhanden sein. Wenn auch das Mehrkurvensystem in dieser Hinsicht günstiger als das Einkurvensystem arbeitet, so haben beide den Nachteil, daß sich bei jeder Schaltung die gesamte Steuerwelle mitdreht, wodurch eine bestimmte Höchstgeschwindigkeit, bedingt durch die größte auf dieser Welle sitzende Masse und eine besonders schwierige Schaltbewegung, nicht überschritten werden darf. Arbeitsweise übriger Kurven wie Einkurvensystem.

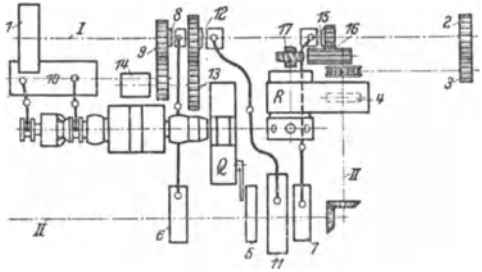


Fig. 53. Hilfskurvensystem. (Schema.)

III. Das Hilfskurvensystem (Fig. 53) versucht Nachteil des Ein- und Mehrkurvensystems dadurch zu beseitigen, daß es die einzelnen Schaltungen von Hauptsteuerwelle loslöst und die Schaltungen mit der größtmöglichen Geschwindigkeit folgendermaßen getrennt voneinander ausführt: Antrieb der schnellaufenden Hilfssteuerwelle I durch Antriebscheibe *1*, der langsamlaufenden Steuerwelle II, auf der Kurve *4* für Bewegung des Revolverschlittens R und Kurve *5* für die des Querschlittens Q sitzt, über Zahnräder *2* und *3*. Nur diese beiden langsam auszuführenden Bewegungen werden also direkt von Steuerwelle II angetrieben, die während einer Arbeitsoperation nur eine Umdrehung macht. Kurve *4* für den Revolverkopfvorschub muß also eine Mehrkurve sein. Drehung der übrigen Kurven wird durch Nocken *6* und *7* auf der Steuerwelle II eingeleitet, welche diese Kurven mit der schnellaufenden Hilfssteuerwelle I kuppeln, und zwar nur für den Augenblick der Schaltung. Es wird geschaltet: Werkstoffvorschub und -spannung durch Nocken *6*, Kupplung *8*, Räder *9*, Kurventrommel *10*. Spindelgeschwindigkeiten: durch Nocken *11*, Kupplung *12*, Räder *13*, Kurve *14*, Revolverkopf: durch Nocken *7*, Kupplung *15*, Räderpaare *16* und *17*.

H. Beanspruchung und Formgebung von Bett, Führungen und Spindelstock.

1. Bett. Während früher Formgebung der Betten, Prismen usw. empirisch durchgeführt wurde, wird für sie heute eine Beanspruchungsrechnung mit in Betracht gezogen. Bei Schnittbelastung der Drehbank sind folgende Kräfte der Bettberechnung zugrunde zu legen:

a) Schnittdruck-Komponenten P, P_V, P_R, Fig. 54, 55.

b) Werkstück- und Planscheibengewicht G, entweder je $G/2$ bei Einspannung zwischen Spitzen oder G bei Einspannung in Planscheibe.

c) Durch Zuspannung am Reitstock in axialer Richtung erzeugte Kraft K in Fig. 54 bzw. C in Fig. 55.

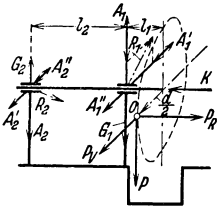


Fig. 54. Beanspruchung einer Plandrehbank.

Für Plandrehbank ergeben sich nach Fig. 54 folgende Beanspruchungsverhältnisse für den ungünstigsten Fall am vorderen Lager:

$$A_1 = P \cdot \frac{l_2 + l_1}{l_2}; \qquad A_1' = P_V \cdot \frac{l_2 + l_1}{l_2}; \qquad A_1'' = P_R \cdot \frac{d}{2 \cdot l_2},$$

am hinteren Lager:

$$A_2 = P \cdot l_1/l_2; \qquad A_2' = P_V \cdot l_1/l_2; \qquad A_2'' = A_1''.$$

Hieraus ergeben sich noch unter Berücksichtigung des Werkstückgewichtes die resultierenden Kräfte:

am Kopflager: $R_1 = \sqrt{(A_1' - A_1'')^2 + (A_1 - G_1)^2}$;

am Schwanzlager: $R_2 = \sqrt{(A_2' - A_2'')^2 + (A_2 - G_2)^2}$.

(Über axiale Beanspruchung der Lager durch K, wie beim Drehen mit Reitstock s. weiter unten.)

Für Spitzendrehbank ergeben sich analog zu Obigem nach Fig. 55

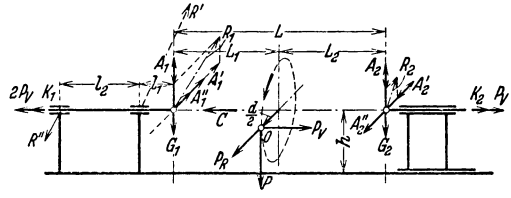


Fig. 55. Beanspruchung einer Spitzendrehbank.

an Spindelstockspitze: $A_1 = P \cdot L_2/L$; $A_1' = P_R \cdot L_2/L$; $A_1'' = P_V \cdot d/2L$;

an Reitstockspitze: $A_2 = P \cdot L_1/L$; $A_2' = P_R \cdot L_1/L$; $A_2'' = A_1''$.

Resultierende werden nur errechnet für Spindelkopf und Reitstock, da Biegungsbeanspruchung des Schwanzlagers durch Reitstock nicht in Betracht kommt. Es ergeben sich somit:

am Spindelkopf: $R_1 = \sqrt{(A_1' + A_1'')^2 + (A_1 - G_1)^2}$;

an Reitstockspitze: $R_2 = \sqrt{(A_2' - A_2'')^2 + (A_2 - G_2)^2}$

und als Lagerbeanspruchungen in Ebene von R_1:

am Kopflager: $R' = R_1 \cdot \frac{l_2 + l_1}{l_2}$; am Schwanzlager: $R'' = R_1 \cdot \frac{l_1}{l_2}$.

Bei einseitiger Werkstückmitnahme am Spindelstock können diese Querkräfte R um die am Mitnehmer wirkende Kraft erhöht werden, daher ausgleichende zweiseitige Mitnahme anwenden. Für endgültige Lager-, Spindel- und Bettbeanspruchung sind noch zu berücksichtigen die durch Riemenzug oder Zahnräder auftretenden Kräfte; außerdem in axialer Richtung:

1. der Anstelldruck $C \backsim 2P_V$ des Reitstockes, Fig. 55 (da P_V den Zustellungsdruck entlastet, aber noch ein Restdruck zur sicheren Führung des Werkstückes notwendig), und

2. die durch die Keilwirkung der Körnerspitzen mit Kegel $\sphericalangle \alpha$ erzeugten Drücke:

an Spindelstockspitze: $K_1 = R_1 \cdot \operatorname{tg}\alpha/2$; an Reitstockspitze: $K_2 = R_2 \cdot \operatorname{tg}\alpha/2$,

so daß in axialer Richtung insgesamt wirkt:

an Spindelstockspitze: $K_1' = K_1 + 2P_V$;

an Reitstockspitze: $K_2'' = K_2 + 2P_V - P_V - (K_1 - K_2) \cong K_2 + P_V$

(beim üblichen Drehen nach Spindelstockseite zu).

2. Führungen. Für genaue Dreharbeit ist außer einer geeigneten Bettkonstruktion bezüglich Starrheit und Schwingungsfreiheit noch zu sorgen, daß 1. die Spitzenlinie von Spindelstock zu Reitstock keine Eigenbewegung ausführt, was eine von Supportführung getrennte und nicht der Abnützung unterliegende Richtführung erfordert, und 2. daß das Werkzeug parallel zur Spitzenlinie geführt wird, was eine besonders geformte Bettführung hinsichtlich Kraftaufnahme und Genauigkeit auch bei Abnützung bedingt. Für Formgebung der Bettführung ist daher in noch höherem Maße als beim gesamten Bett eine Beanspruchungsrechnung zweckmäßig, um besonders die Wahl zwischen flacher oder prismatischer Bettführung zu erleichtern.

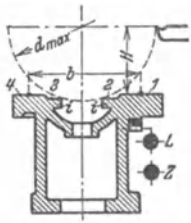


Fig. 56. Deutsche Bettform mit rechteckigem Querschnitt.

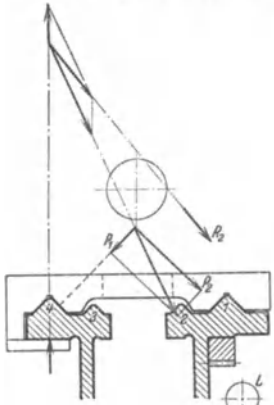


Fig. 57. Ältere prismatische Bettform.

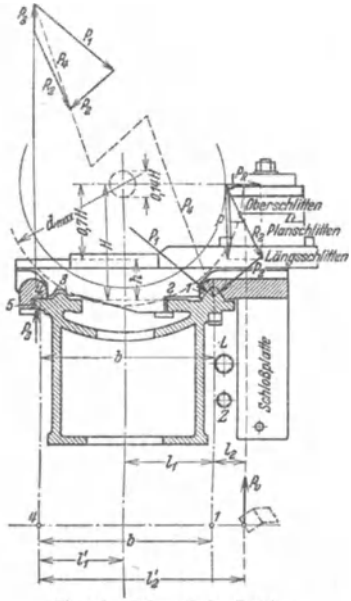


Fig. 58. Prismatische Bettform.
Größter Durchmesser für Langdrehen:
$d_{max} \cong 2(H - h) \cong 1{,}4\ H$ (mm).
Größter Durchmesser für Plandrehen:
$d_{max} \cong 2{,}1\ H$ (mm).
Kleinster Durchmesser:
$d_{min} \cong 0{,}14\ H$ (mm).

Fig. 56 zeigt eine Flachführung mit rechteckigem Querschnitt. Schlitten klemmt sich nicht so leicht bei auftretendem Ecken fest. Flachführung kommt wegen der breiten Tragflächen hauptsächlich für schwere Werkzeugmaschinen in Anwendung.

Die prismatische „amerikanische Bettform" mit den schmalen Führungsleisten *1—4*, *3—2* nach Fig. 57 weist gegenüber Fig. 56 folgende Vorteile auf: Schnittdruck lockert nicht die Führung, sondern drückt sie fester. Selbsttätige Nachstellung bei eintretender Abnützung (s. S. 543), indem Supportschlitten nachsinkt, während bei Flachführung Spiel durch Nachstellen beseitigt werden muß, andernfalls Konischdrehen eintritt. Besonders geeignet für Bänke zum Schneiden hoher Gewindesteigungen, damit das hier mitunter bei ausgesprochener Flachführung auftretende, ruckweise Vorschnellen des Schlittens vermieden wird. Nachteil liegt in der Schwierigkeit, daß alle Flächen ohne Spiel zusammenpassen. Daher meistens je ein Prisma für Schlitten- und Reitstockführung flach ausgebildet nach Fig. 58. Prismenfläche *1* und *4* reichen nur bis an Spindelstock (Fig. 7, S. 548), Fläche *2* und *3* vom Reitstock bis unter den Spindelstock. Untere Fläche *5* dient als Anlage für eine Stelleiste, um Aufkippen des Supports zu verhindern. Das von P_V herrührende Moment $P_V \cdot l$ schwankt zwischen Grenzen: $l_{min} = -b/2 = l_1$ und $l_{max} = +(r_{max} - b/2) = l_2$, wenn 1 die den Halt gebende Hauptführung ist; und $l'_{min} = +b/2 = l'_1$ und l'_{max}

$= +(r_{max} + b/2) = l_2'$, wenn 4 zur Hauptführung ausgebildet ist (selten). Die den Zug vermittelnde Zahnstange und Leitspindel sind unmittelbar unter der Hauptführung anzuordnen, damit das dem Zug entgegenwirkende Moment möglichst aufgehoben wird; möglichst lange Ausbildung der Bettschlittenführung. Bisherige Annahme, die Prismenwinkel $\alpha = \beta$ oder $\alpha + \beta = 90°$ zu wählen, ist überholt, da man diese Winkel bei freier Festsetzung viel besser den jeweiligen Beanspruchungsverhältnissen anpassen kann. In Fig. 59 sind nach Lindner[1]) die Kräfte und Momente, die an Prismenführungen wirken, dargestellt, für die folgender Rechnungsgang angegeben wird:

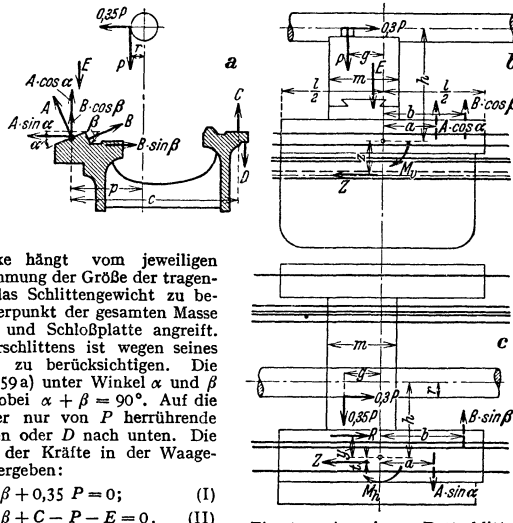


Fig. 59. An einem Bettschlitten mit Prismenführung auftretende Kräfte (nach Lindner).

Bei Hauptschnittdruck P (kg) ist für Vorschubdruck 0,3 P und für Rückdruck 0,35 P angenommen. Angriffspunkt dieser Schnittdrücke hängt vom jeweiligen Drehradius r ab. Zur Bestimmung der Größe der tragenden Fläche ist außerdem das Schlittengewicht zu berücksichtigen, das im Schwerpunkt der gesamten Masse von Ober-, Unterschlitten und Schloßplatte angreift. Die Verschiebung des Oberschlittens ist wegen seines geringen Gewichtes nicht zu berücksichtigen. Die Prismenflächen liegen (Fig. 59a) unter Winkel α und β gegen die Waagerechte, wobei $\alpha + \beta = 90°$. Auf die hintere Führung wirkt der nur von P herrührende Auflagerdruck C nach oben oder D nach unten. Die Gleichgewichtsbedingungen der Kräfte in der Waagerechten und Senkrechten ergeben:

$$A \sin\alpha - B \sin\beta + 0{,}35\ P = 0; \qquad \text{(I)}$$

$$A \cos\alpha + B \cos\beta + C - P - E = 0, \qquad \text{(II)}$$

wobei E = Eigengewicht des Schlittens. Ferner wirkt Kippmoment: $C \cdot c - P(p - r) + 0{,}35P \cdot h = 0$ (III), wobei E nicht in Betracht gezogen, da es fast immer über Prismenmitte liegt. Ergibt sich für C in Gleichung (III) ein negativer Wert, so trägt Unterseite D.

Aus Grundriß und Vorderansicht der Führungen (Fig. 59b und c) ist zu untersuchen, wieweit die Prismen ihrer Aufgabe, den Schlitten zu führen, gerecht werden.

Z ist der Zahndruck an der Zahnstange. Er überwindet a) den Vorschubdruck 0,3 P, b) die Reibungskraft $R = \mu \cdot A + \mu \cdot B + \mu \cdot C$.

Also $$Z = R + 0{,}3P.$$

Aus dem Gleichgewicht der Momente ergibt sich die Lage von R im Abstand y hinter dem Schnittpunkt von A und B (Prismenmitte):

$$y = \frac{C \cdot c}{A + B + C}.$$

Durch diese Lage der Kräfte ergibt sich ein Moment M_h, Fig. 59c, das durch geeignete Lage der aus den Auflagerdrücken A und B sich ergebenden Resultierenden aufgehoben werden muß. Diese müssen zu diesem Zweck ebenfalls einen Abstand a bzw. b von der Schlittenmitte erhalten. Es ergibt sich:

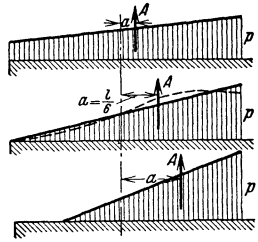


Fig. 60. Druckverteilung auf den Führungsflächen der Fig. 59.

$$M_h = Z \cdot t + 0{,}3P(p - r) + R \cdot y - 0{,}35P \cdot g = Bb \sin\beta - A \cdot a \cdot \sin\alpha.$$

Aus Fig. 59b folgt:

$$M_v = Z \cdot z + 0{,}3P \cdot h - P \cdot g = B \cdot b \cos\beta + A \cdot a \cdot \cos\alpha,$$

wobei M_v ein Moment darstellt, das den Schlitten um eine waagerechte Achse zu kippen versucht. Daraus:

$$a = \frac{M_v \cdot \sin\beta - M_h \cdot \cos\beta}{A \cdot \sin(\alpha + \beta)}; \qquad b = \frac{M_v \cdot \sin\alpha - M_h \cdot \cos\alpha}{B \cdot \sin(\alpha + \beta)}.$$

Nach Festlegung von a und b kann die Spannungsverteilung über die Führungslänge l verfolgt werden. Fig. 60 zeigt Spannungsdiagramme, die in der Entfernung a von der Mitte von l ihren Schwerpunkt haben, da A die Resultierende der Flächendrücke k darstellt. Für Abnützung der Führungen sind diese Werte k von großer Bedeutung. Für $a < l/6$ ist spezifischer Flächendruck k auf A in kg/cm²:

$$k = \frac{A}{f} + \frac{A \cdot a \cdot 6}{f \cdot l}; \quad \text{wobei } f = \text{Prismenfläche (cm}^2\text{)}.$$

[1]) Lindner: Werkst.-Techn. 1929 Heft 8 S. 237.

Bei $a > l/6$ ist: $$k = \frac{A \cdot l}{f \cdot 3/2 \cdot (l/2 - a)}$$ (a = absoluter Wert)

Die spezifischen Drücke für Fläche B werden sinngemäß ermittelt. Die gestrichelte Linie des mittleren Diagrammes stellt den Druckverlauf dar, wenn sich die Führungsenden des Schlittens zurückbiegen.

Zur Berechnung von A und B sind allgemein bezüglich Schnittdruck, Drehradius und Drehstahlanordnung (s. Fig. 59b, c) mittlere Verhältnisse zugrunde zu legen, wie auch in Fig. 58.

Die ausgesprochene Flachführung kann bei zweckmäßiger Ausbildung (Breite, Nachstellung) und rechnerisch richtig ermittelter Lage von Bettschlitten-Zugorgan zur Bettführung auch bei kleineren und mittleren Bänken den Prismenführungen ebenbürtig sein, zumal sie einfacher herzustellen ist.

3. Spindelstock. Die Arbeitsspindel wird schon aus Betriebsgründen (starke Bohrung der Spindel, möglichst geringer spez. Lagerdruck usw.) ohnehin so bemessen, daß ein etwaiger Bruch unter Zerspanungsdruck, Riemenzug usw. nicht in Betracht kommt. Sie ist lediglich zur Kontrolle der elastischen Verbiegung (wegen Lagerkantenpressung, Erhaltung der Schmierschicht u. ä.) sowie der Verdrehung (wegen möglichster Ausschaltung von Schwingungserscheinungen) nachzurechnen. Beanspruchung auf Biegung in senkrechter und waagerechter Richtung: Zu den in Fig. 54, 55 an der Spindel angreifenden Kräften treten noch hinzu Zahndrücke, Riemenzug, Wellengewichte usw.

V. Hobel- und Stoßmaschinen.

A. Hobel- und Stoßvorgang.

Das Werkzeug ist dem Drehmeißel ähnlich, s. Fig. 1 bis 3, und hat einfache, gerade oder gekrümmte Schneide. Je nach Maschinenart wird die hin- und hergehende Schnittbewegung vom Werkzeug oder vom Werkstück mit seinem Tisch ausgeführt; entsprechendes gilt für Vorschubbewegung. Die Komponenten der beim Hobeln auftretenden Schnittkraft längs, quer und lotrecht zur Tischbewegung sind mit D, B, C bezeichnet. Hub h des Meißels bzw. Werkstücks

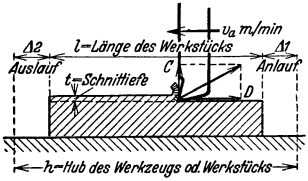


Fig. 1. Hobelvorgang (Schnittbewegung).

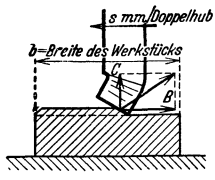


Fig. 2. Hobelvorgang (Vorschubbewegung).

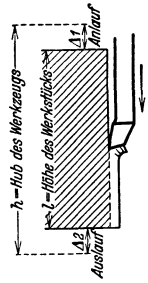


Fig. 3. Stoßvorgang (Schnittbewegung).

muß länger sein als Werkstücklänge l, da Schaltung des Vorschubs (s mm/Doppelhub, Fig. 2) nicht stetig, sondern aussetzend beim Hubwechsel vor sich geht, solange der Meißel nicht im Eingriff mit dem Werkstück steht. Die hierdurch notwendigen Überlaufwege Δ_1 und Δ_2 beim Anlauf und Auslauf des Meißels sind (mit Ausnahme vom Kulissenantrieb) überdies durch die Umsteuerung der bewegten Massen von Werkstück und Tisch bzw. des Werkzeugstößels und der Getriebe bedingt. Überlaufwege und leerer Rückgang verringern die Leistung der Hobel- und der Stoßarbeit (Arbeitsgeschwindigkeit v_a m/min) gegenüber der längere Zeit stetig verlaufenden Fräsarbeit. Daher Rücklauf der Hobel- und Stoßmaschinen beschleunigt (Rücklaufgeschwindigkeit v_r). Der Hobel- und der Stoßmaschine verbleiben aber noch große Anwendungsgebiete, so z. B. Bearbeitung schmaler, langer Flächen an großen, sperrigen Werkstücken, wie Arbeitsleisten an Maschinengrundplatten, Hobeln von Führungsbahnen, die nachher noch geschliffen oder geschabt werden. Senkrechtstoßen, Fig. 3, wird bei

längeren und schmalen Flächen und Nuten angewandt, die dem Fräswerkzeug weniger zugänglich sind. Auch mancherlei Formstücke werden oft vorteilhaft gestoßen, wobei eine Maschine mit Rundtisch die Arbeitsmöglichkeiten vergrößert; vgl. auch Fig. 20.

B. Bauarten, allgemeine Gesichtspunkte.

Bei Tischhobelmaschinen, z. B. Fig. 4, 9, 10, führt der Tisch mit Werkstück die Arbeitsbewegung, der Meißel die Vorschubbewegung aus, bei Gruben- und Blechkantenhobelmaschinen bleibt das lange, schwere Werkstück liegen und der Meißel macht die Arbeits- und die Vorschubbewegung. Bei Waagerecht-

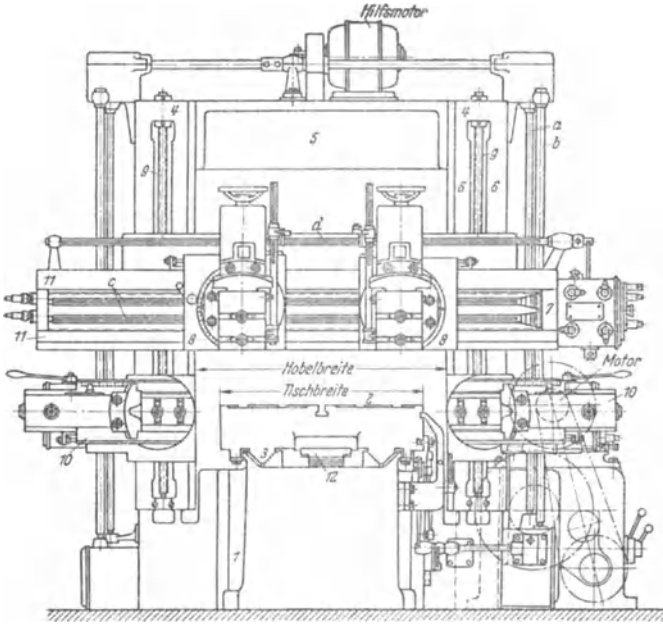


Fig. 4. Doppelständer-Hobelmaschine (Fa. Boehringer, Göppingen).

stoßmaschinen, Fig. 5, und Senkrechtstoßmaschinen, Fig. 20, macht der in einem Stößel eingespannte Meißel die Arbeitsbewegung, das Werkstück die Vorschubbewegung.

1. Tischhobelmaschinen, Fig. 4, bestehen aus Bett *1*, auf dem sich Tisch *2* auf flachen oder auf prismenförmigen Führungen *3* bewegt. Zu dem Zweck trägt der Tisch unten eine Zahnstange *12*, in die ein Zahnrad von größerem Durchmesser eingreift; vgl. noch Fig. 9 und 10. Mit Bett *1* verschraubt sind Ständer *4*, die bei Doppelständermaschine oben durch Querverbindung *5* zum möglichst starren Rahmen verbunden sind, damit Schnittkräfte erzitterungsfrei aufgenommen werden. An Führungen *6* der Ständer wird Querbalken *7*, mit einem oder mehreren Supporten *8*, mittels Gewindespindeln *9* senkrecht verstellt, um den Hobelmeißel grob auf Werkstückhöhe einzustellen. Zwecks Feineinstellung des Meißels ist er auf einem Schlitten gelagert, der gegenüber dem festen Supportteil verschiebbar ist, vgl. Fig. 15a. Letzterer wird auf Führungen *11* am Querbalken vorgeschoben. Seitensupport *10* bewegt sich senkrecht und bearbeitet senkrechte Flächen. Einständermaschinen, bei denen an Stelle des Querbalkens ein Ausleger tritt, gestatten Aufspannung sperriger Werkstücke, die durch zweiten Ständer behindert würde.

2. Waagerechtstoß- oder Shapingmaschinen, Fig. 5, bestehen aus Gestell *1*, auf dessen oberen, waagerechten Führungen sich Werkzeugstößel *10* bewegt. Grobe Senkrechtanstellung des Werkstücks an den Meißel durch Senkrechtverstellen des Werkstücktisches *17*

(Schneckengetriebe *18, 19*, Gewindespindel *20*). Feineinstellung des Meißels auf Höhe durch Senkrechtverstellung des Stichelgehäuses *6* mittels Gewindespindel *4*. Waagerechte Vorschubbewegung übernimmt gewöhnlich der Werkstücktisch (Gewindespindel *16*). (Abweichende Bauart für sperrige, schwere Werkstücke, bei welcher der Werkzeugstößel außer der Arbeitsbewegung auch den Vorschub ausführt.)

3. Bei Senkrechtstoßmaschinen, Fig. 20, führt sich senkrecht angeordneter Werkzeugstößel am Gestell. Arbeitstisch macht in waagrechter Ebene die aussetzenden Vorschubbewegungen in Längs- und Querrichtung. Häufig wird er mit Rundtisch zum Stoßen runder Flächen ausgestattet. Zur Senkrechtanstellung des Meißels ans Werkstück wird der Stößel mittels Transportschraube *32* verschoben und in neue Ausgangsstellung für den Hub gebracht.

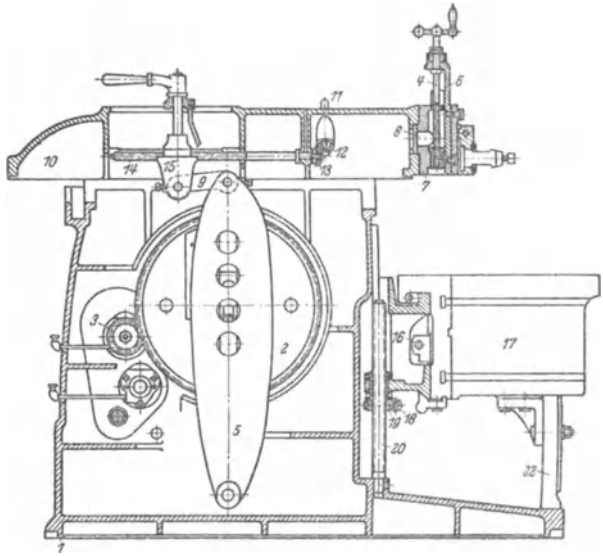


Fig. 5. Waagerechtstoßmaschine mit Schwingschleife (Wotanwerke).

C. Antriebsmöglichkeiten, Umsteuerung.

Die Arbeitsbewegung ist nicht über ihre ganze Länge gleichförmig, weil Werkstücktisch bzw. Werkzeugstößel von Hubbeginn ab auf Schnittgeschwindigkeit v_a zu beschleunigen und gegen Hubende auf Geschwindigkeit Null zu verzögern ist; entsprechendes gilt für beschleunigten Rücklauf (s. nachst. 1. c),

1. Tischhobelmaschine (Langhobelmaschine).

a) Tischgetriebe. Antrieb durch Stirnräder, vgl. Fig. 10, Achsen *I* bis *IV*, ferner Fig. 9 (Riemenantrieb). Ein Rad von großem Durchmesser, das in die Tischzahnstange eingreift, ergibt großen Überdeckungsgrad (Eingriffdauer) der Verzahnung und damit ruhiges Abwälzen der Zahnstange. Ruhiger Lauf des Getriebes wird durch Schrägverzahnung weiterhin unterstützt. Bei sehr großen Maschinen wird Tisch auch durch zwei Zahnstangen angetrieben.

Die an der Zahnstange angreifende Tischverschiebekraft wird als Durchzugskraft der Hobelmaschine bezeichnet. Sie hat Schnittkraft D und die in den Tischführungen auftretende Reibung zu überwinden.

Schnecke und Zahnstange, Fig. 6, ergeben ruhigen Tischantrieb. Das Bett kann hierbei starr verrippt werden, da es keine weiteren Getriebeteile aufzunehmen hat. Wegen auftretender Reibung werden die Zähne um Reibungswinkel ϱ schräg gestellt, so daß die Schneckenachse den Winkel $(\alpha + \varrho)$ gegen Tischbewegungsrichtung einschließt. Resultierende R aus Flankenpressung Z

und Flankenreibung μZ fällt dadurch in Bewegungsrichtung des Tisches, der somit vom Antrieb keine Seitendrücke erfährt.

Kurzhobelmaschinen, Fig. 7. Schwingschleife (Kulisse) *1* bringt Zahnrad *2* auf feststehender Zahnstange *3* zum Abwälzen. Auf *2* wälzt sich Zahnstange *4* des Tisches *5* ab, dessen Hub somit das Doppelte des Schwingenhubes beträgt. Die Tischumsteuerung ist zwangläufig, ein Vorteil, der sich bei den kurzen Hüben besonders auswirkt. Fa. Blell, Zeulenroda i. Thür., baut Kurzhobler bis $h = 1500$ mm.

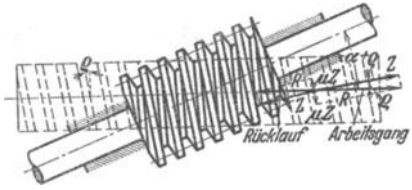


Fig. 6. Tischantrieb durch Schnecke und Zahnstange (nach Hülle).

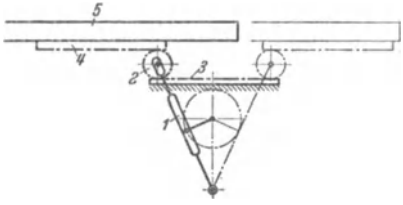


Fig. 7. Schema der Kurzhobelmaschine mit Schwingschleife (nach Preger).

b) Tischgeschwindigkeiten und Bewegungsumkehr; vgl. auch unt. c). Kleinere bis mittlere Maschinen weisen meist bis zu vier Schnittgeschwindigkeiten (v_a) auf; größere Ausführungen verlangen größeren Regulierbereich. v_a ist abhängig vom Werkstück- und vom Meißelwerkstoff, ferner vom Hub h und von der Art des Antriebs, durch den auch die Rücklaufgeschwindigkeit v_r nach oben begrenzt wird. Gebräuchlichste Werte von v_a liegen zwischen 6 bis 30 m/min; v_r überschreitet gewöhnlich nicht 30 m/min. Bei Antrieb durch umkehrbaren Gleichstrommotor in Leonardschaltung oder durch umkehrbares Flüssigkeitsgetriebe können v_a und v_r erhebliche Steigerung erfahren, z. B. bis 60 m/min.

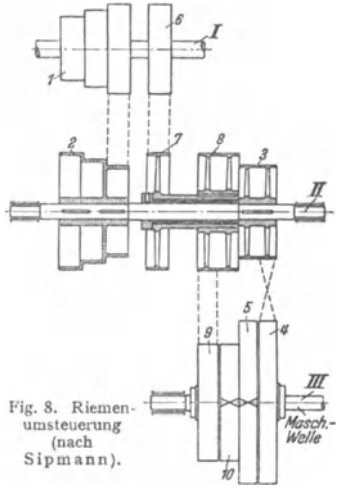


Fig. 8. Riemenumsteuerung (nach Sipmann).

α) Nach Fig. 8 werden drei Arbeitsgeschwindigkeiten durch zwei dreistufige Riemenscheiben *1*, *2* von Transmissionswelle *I* auf Vorgelegewelle *II* und von dort über doppeltbreite Scheibe *3* auf Voll- und Leerscheibe *5*, *4* der Maschinenantriebwelle *III* übertragen. Der gleichbleibende schnelle Rücklauf geht von Scheibe *6* nach *7*, die mit doppeltbreiter Scheibe *8* durch Hülse verbunden, lose auf Welle *II* umläuft. Scheibe *8* überträgt auf Voll- und Leerscheibe *10*, *9* der Maschinenwelle *III*. Gekreuzter und offener Riemen weisen auf entgegengesetzte Tischbewegungen hin.

Die Bewegungsumkehr wird vom Tisch gesteuert; s. Fig. 9: Am Tisch *T* angeschraubte Anschläge *1*, *1'* stoßen gegen Knaggen *2*, die mit Hebel *3* einen zweiarmigen Hebel bilden und drehen diesen je nach Tischbewegungsrichtung nach links oder nach rechts. Diese Drehung wird durch ein Gestänge *4*, *5* usw. zur Verschiebung des Arbeits- bzw. Rücklaufriemens und damit zur Einleitung der Bewegungsumkehr des Tisches benutzt. Der durch Knagge *2* und Hebel *20* gebildete zweiarmige Hebel überträgt durch Stange *21* über Vorschubkasten *V* den aussetzenden Vorschub auf die Supporte am Querbalken und am Seitenständer; vgl. unt. 1. d.

β) Antrieb über elektromagnetische Kupplung, deren Anker entweder mit der dann lose laufenden dreistufigen Arbeitsscheibe *2*, Fig. 8, oder mit der lose laufenden Rücklaufscheibe *7* gekuppelt werden kann. Der Anker sitzt fest aufgekeilt auf Welle *II*, die in diesem Fall die Maschinenwelle ist (vgl. auch Bd. I, Abschnitt Kupplungen).

γ) Regelbarer Umkehr-Gleichstrommotor ermöglicht feinstufige Regelung der Arbeits- und Rücklaufgeschwindigkeit in den Grenzen 1 : 3 bis 1 : 4, und zwar unabhängig voneinander.

δ) Große Maschinen erhalten vielfach Antrieb durch umkehrbaren Gleichstrommotor in Leonardschaltung, s. Fig. 12. Regulierbereich der feinstufigen Drehzahlregelung geht hier bis 1 : 10. Leonardsatz ist unmittelbar an Drehstromnetz anzuschließen (vgl. Bd. II, S. 411).

ε) Drehstrommotor läßt bei Polumschaltbetrieb zwei bis drei Drehzahlen zu, so daß mit zweifacher Räderübersetzung vier bis sechs Arbeitsgeschwindigkeiten erzielt werden. Rücklauf unabhängig hiervon bei Zweimotorenantrieb durch kleineren Motor.

ζ) Flüssigkeitsantriebe, halb- oder vollhydraulisch. Im ersteren Fall wird eine Pumpe, z. B. Bauart Thoma, durch Elektromotor mit gleichbleibender Drehzahl angetrieben (Primärtrieb). Drucköl treibt den Druckölmotor (Sekundärtrieb), der mit der Tischantriebwelle gekuppelt ist und durch Zahnräder die Tischzahnstange antreibt.

Beim vollhydraulischen Antrieb wird der Tisch unmittelbar durch den Kolben des Druckzylinders bewegt. Beide Antriebsarten ermöglichen stufenlose Geschwindigkeitsregelung.

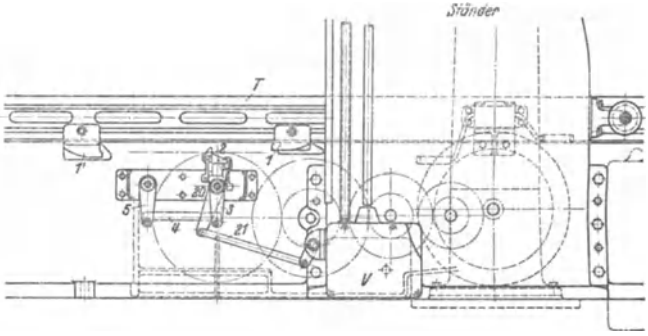


Fig. 9. Riemenumsteuerung und Vorschubschaltung.

c) Umsteuervorgang. Genauigkeit, Raschheit und Stoßfreiheit der Umsteuerung sind je nach Antriebart (Riemen, elektromagnetische Kupplung, Wendereguliermotor, hydraulischer Druck) verschieden.

Die bewegten Massen von Tisch, Werkstück, Getriebe enthalten vor Abbremsung auf Geschwindigkeit Null (auf einem gewissem Bremsweg) und nach Wiederbeschleunigung in entgegengesetzter Richtung (auf einem gewissen Beschleunigungsweg) je einen bestimmten Energie- oder Arbeitsbetrag (lebendige Kraft), der hier als Arbeitsgang- bzw. Rücklaufenergie bezeichnet sei. Von der lebendigen Kraft entfallen: $K_r = J\omega^2/2$ auf umlaufende (rotierende) Massen, $K_b = Mv^2/2$ auf hin- und hergehende Teile.

Nach Reinecker[1]) entfielen bei einer Maschine mit Riemenantrieb nur $\infty 5$ vH der gesamten Umsteuerenergie auf den schweren, aber langsam gehenden Tisch mit Werkstück, der übrige Teil auf umlaufende Zahnräder und besonders auf Riemenscheiben (hohe Drehzahl). Bei einer Hobelmaschine mit Wendemotorenantrieb mit Rücklaufgeschwindigkeit $v_r = 30$ m/min entfielen nach Pollock[2]) $\infty 15$ vH auf Tisch mit Werkstück, $\infty 85$ vH auf umlaufende Teile.

α) Umsteuerung bei Riemenantrieb, s. Fig. 8: Am Ende des Rücklaufs wird der Rücklaufriemen von Vollscheibe *10* auf Leerscheibe *9*, anschließend Arbeitsriemen von Leerscheibe *4* auf Vollscheibe *5* geschoben (Umsteuerung auf Arbeitsgang oder Vorlauf). Haben *5* und die mit *5* durch Maschinenwelle *III* verbundenen Massen (Vollscheibe *10*, Zahnräder, Tisch) noch einen Teil oder die ganze Rücklaufenergie — so daß sich Vollscheibe *5* der Bewegung des Arbeitsriemens entgegendreht, der Riemen somit unter Reibung gleitet —, so muß der Antrieb diese „Gegenenergie" zunächst auf Null abbremsen. Dies wird durch die sonstige Reibung in den bewegten Teilen unterstützt. Dann erst kann der gleichförmig laufende Antriebriemen die Vollscheibe *5* und die von ihr bewegten Teile allmählich — unter fortwährendem Gleiten — auf Arbeitsgeschwindigkeit beschleunigen (Gleiten und dauerndes Verschieben der Riemen befördert deren

[1]) Diss. T. H. Berlin 1922.
[2]) Werkzeugmasch. 1931 Heft 4/5 S. 112.

Verschleiß)! Da ferner die Riemen wegen des Verschiebens nicht kräftig gespannt und die Riemenscheiben wegen niedrig zu haltendem J nicht sehr groß und breit sind (J kann ferner durch Scheiben aus Leichtmetall verringert werden), so folgt, daß Riemenumsteuerungen nur für kleinere Leistungen, d. h. für leichtere Maschinen, anwendbar sind. Sie werden wegen der verhältnismäßig langen Umsteuerzeiten heute nur wenig mehr ausgeführt.

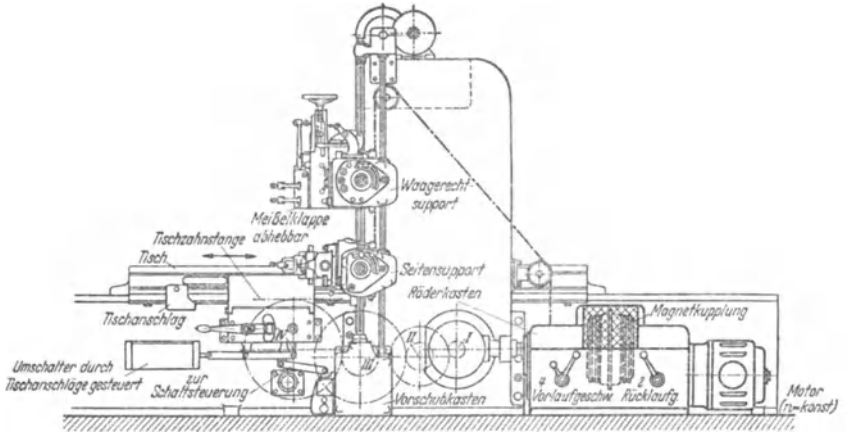


Fig. 10. Hobelmaschine mit eingebauter Magnetkupplung (Fa. Boehringer, Göppingen).

β) Die Umsteuerung mit elektromagnetischer Kupplung hat gegenüber der Riemenumsteuerung den Vorteil, daß der Verschleiß der Riemen viel geringer ist, da diese nicht verschoben werden und daher richtig gespannt werden können (vgl. S. 583 unter β). Elektromagnetische Umsteuerkupplung findet daher auch bei größeren Tischhobelmaschinen Anwendung, gegebenenfalls auch in Verbindung mit Räderkasten (vgl. Fig. 10). Umsteuerung rascher und genauer als bei Riemenumsteuerung.

γ) Bei Umsteuerung mit umkehrbarem Gleichstrom-Reguliermotor wird ein Teil der in den bewegten Maschinenteilen aufgespeicherten Energie wieder ins Netz zurückgeführt dadurch, daß höchste Motordrehzahl (entsprechend ω_4) durch Feldverstärkung auf Grunddrehzahl (entsprechend ω_1) herabgeregelt wird (Nutzbremsung). Bei Regelbereich des Motors 4 : 1, J = Trägheitsmoment der umlaufenden Massen reduziert auf Antriebwelle, wäre z. B. der theoretische Rückgewinn: $\frac{J\omega_4^2}{2} - \frac{J\omega_1^2}{2} = \frac{J\omega_4^2}{2}\left(1 - \frac{\omega_1^2}{\omega_4^2}\right) = \frac{15}{16} \cdot \frac{J \cdot \omega_4^2}{2}$, d. h. $\frac{15}{16}$ der Massenenergie bei ω_4.

Es sind hier keine dem Verschleiß unterworfenen Teile (gleitende Riemen, Kupplungsflächen) vorhanden. Ein weiterer Vorteil ist das mögliche hohe v_r und die enge Anpassung von v_a an den besonderen Bearbeitungsfall durch die stufenlose Drehzahlregelung. Trägheitsmoment J wird allerdings durch Motoranker vergrößert.

In Fig. 11 stellt Kurve *I* die Größe der Strom- oder Leistungsaufnahme aus dem Netz während eines Doppelhubes über den Zeiten aufgetragen dar. (Verlauf unterhalb *O*-Linie entspricht Rücklieferung ans Netz.) Kurve *II* zeigt Geschwindigkeitsverlauf des Tisches.

δ) Bei Antrieb durch umkehrbaren Gleichstrommotor in Leonardschaltung, Fig. 12, ist sehr rasches und stoßfreies Umsteuern auch bei hohen Arbeits- und Rücklaufgeschwindigkeiten erreichbar. Das gleiche gilt vom vollhydrau-

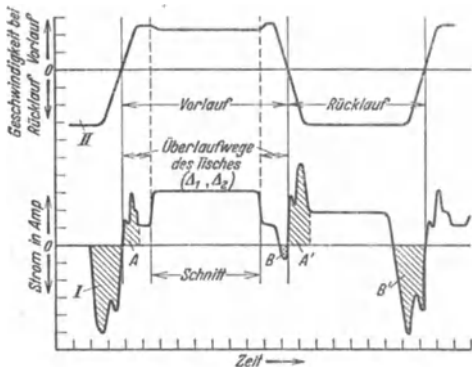


Fig. 11. Strombedarf beim Antrieb durch Wendereguliermotor.

lischen Antrieb durch Kolben und Druckzylinder, weil hierbei die umlaufenden Massen mit ihren Schwungmomenten entfallen.

d) Vorschubschaltung. Den Schaltvorgang für eine größere Hobelmaschine[1]) zeigt schematisch Fig. 13 in Verbindung mit Fig. 14, die dem Rücklauf der Maschine entsprechen; vgl. ferner zur Übersicht die Fig. 4, 9 und 10. Die Schalteinrichtung ist aufgezogen: Die dauernd laufende Antriebswelle *1* (*a* in Fig. 4), die durch Hilfsmotor (Fig. 4) angetrieben wird, treibt über Kegelräder *2*, *3*, Stirnräder *4*, *5* auf die Außenverzahnung des Schaltkranzes *6*, der sich somit ebenfalls langsam in Pfeilrichtung dreht. Die Innenverzahnung von *6* dient dazu, Mitnehmerscheibe *7* mittels der in dieser gelagerten Klinke *8* beim Schaltvorgang zu drehen.

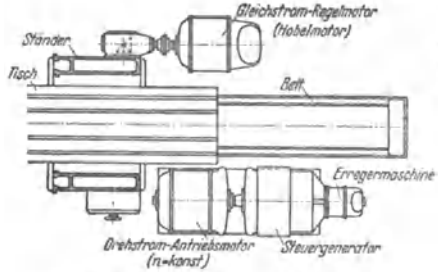


Fig. 12. Leonardsatz für Hobelmaschine.

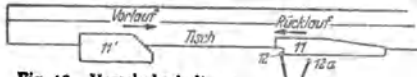


Fig. 13. Vorschubschaltung (schematisch) (Fa. Boehringer).

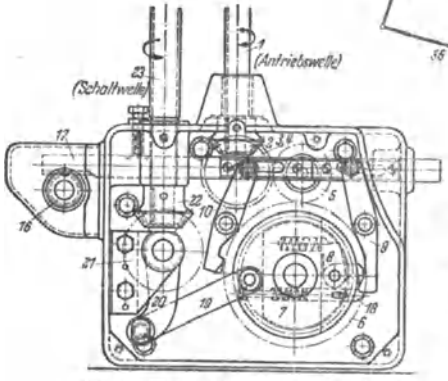


Fig. 14. Vorschubkasten (Fa. Boehringer).

Am Ende des Rücklaufes stößt Anschlag *11* des Tisches an Rolle *12* und zieht durch Verbindungsgestänge *35*, *36*, *15*, ferner durch Zahnrad *16* und durch die in Kurvenwelle *17* eingearbeitete Zahnstange die Welle *17* nach links, wodurch Schalthebel *9* zwischen Klinke *8* und Arretierbolzen *18* herausgezogen und Mitnehmerscheibe *7* zur Drehung mittels Klinke *8* freigegeben wird. Gleichzeitig schwenkt Schalthebel *10* mit dem unteren Teil

[1]) Fa. Boehringer, Göppingen.

nach innen. Schaltkranz *6* nimmt nun *7* auf eine halbe Drehung mit. Dann stößt Klinke *8* ans untere Ende des Schalthebel *10*, wird dadurch aus der Innenverzahnung des Schaltrades *6* herausgezogen, und Mitnehmerscheibe *7* steht wieder still. Die halbe Umdrehung von *7* wird durch Gestänge *19*, *20*, Zahnsegment *21* und Kegelrad *22* auf Schaltwelle *23* übertragen (*b* in Fig. 4), die durch Schraubenräder *24*, *25* auf Mitnehmer *26* treibt. Die an diesem befestigte Klinke *27* greift unter Federdruck in die Innenverzahnung des Schaltkranzes *28* und nimmt diesen mit, dessen Außenverzahnung durch Räder *29*, *30* bzw. *31*, *32* auf die Transportschrauben *42*, *42'* für den waagerechten bzw. auf die Nutwellen *43*, *43'* (*c* in Fig. 4) für den senkrechten Vorschub der beiden Supporte überträgt; s. auch Fig. 15a und b. Die Vorschubgröße wird nach Schildeinteilung *34* eingestellt durch Verschieben des Einstellringes *33*, wodurch mehr oder weniger Zähne des Schaltkranzes *28* freigegeben werden.

Am Ende des Vorlaufs stößt Anschlag *11'* an Rolle *12a*; durch Verbindungsgestänge wird Kurvenwelle *17* nach rechts verschoben, Mitnehmerscheibe *7* wieder für eine halbe Umdrehung freigegeben, wodurch das Aufziehen der Schalteinrichtung erfolgt. Die Schaltung des Seitensupportes, s. auch Fig. 4 und 10, geschieht wie bei den Waagerechtsupporten. Die senkrechte Schaltwelle *23* führt also zwecks Schaltens und Aufziehens eine aussetzende Hin- und Herdrehung aus.

Antriebswelle *1* dient gleichzeitig für die Schnellverstellung der Supporte über Räder *50*, *51*, *52*, *53*, *28* und Transportschrauben *42*, *42'* bzw. Nutwellen *43*, *43'*. Von Außenverzahnung *28* wird auch (über Rad *60*) die senkrechte Einstellung des Querbalkens abgeleitet.

Bei der Waagerechtschaltung der Querbalkensupporte greift z. B. der Supportunterteil *72*, Fig. 15a und b, mittels Mutter *71* in die Transportschraube *42* ein; bei der Senkrechtschaltung wird die Drehung der Nutwelle *43* über Räder *73*, *74*, *75*, *76*, *77*, *78* auf Gewindespindel *79* übertragen, an welcher Supportvorderschlitten *80* mittels Mutter angreift und sich dadurch verschiebt. (Transportschraube *42'* und Nutwelle *43'* erteilen dem zweiten Support den waagerechten bzw. senkrechten Vorschub). Die Lagerung der Räder *77*, *78* gestattet eine Schwenkung von *80* auf dem Supportunterteil *72* um die Achse von *77*, so daß der Meißel auch in schräger Richtung vorgeschoben werden kann.

Die Schaltung der Vorschubbewegung der oft schweren Supporte erfolgt fast stoßlos, da Tischknaggen *11* und *11'*, Fig. 13, nur die beiden Schalthebel *9* und *10*, s. auch Fig. 14, zu steuern brauchen. Sodann wird die durch Antriebswelle *1* eingeleitete Schaltbewegung mit allmählicher Beschleunigung durch Schubstange *19* über das Zwischengetriebe auf Schaltwelle *23* übertragen.

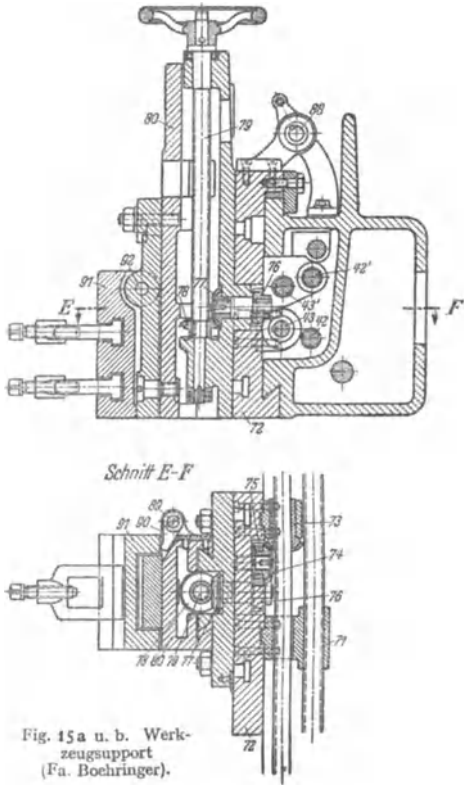


Fig. 15a u. b. Werkzeugsupport (Fa. Boehringer).

Selbsttätige Meißelabhebung: Durch ein (nicht dargestelltes) Zwischengestänge bzw. Zwischengetriebe werden die aussetzende Hin- und Herdrehung der Schaltwelle *23* schließlich auf Welle *88*, Fig. 15a (*d* in Fig. 4), übertragen. Durch ein weiteres Verbindungsgestänge wird Senkrechtwelle *89*, Fig. 15b, gedreht, wodurch ein auf ihr sitzender Daumen *90* unter die um Zapfen *92* drehbare Meißelklappe greift, und so den Meißel vom Werkstück abhebt.

2. Waagerecht-Stoßmaschine (Shapingmaschine).

a) Schnittantrieb mechanisch meist durch Kurbelwendegetriebe, Fig. 16, seltener durch Zahnstange mit Umsteuerung durch Reibungskupplung, ferner hydraulisch.

Bei schwingender Kurbelschleife, Fig. 16, sitzt Kurbelzapfen K, dessen Halbmesser $M_1K = r$ in Länge verstellbar ist, auf Zahnrad R_1, das vom Ritzel R_2 mit gleichförmiger Geschwindigkeit angetrieben wird. Er greift in Längs-

schlitz eines Schwinghebels (Kulisse) $M_2S = l$ ein, der um Drehpunkt M_2 schwingt und mittels Gleitsteins S den Stößel St hin- und herbewegt. Tangenten M_2A und M_2B zum Kurbelkreis bestimmen jeweils die äußersten Stößelstellungen. Einer Umdrehung von K mit Geschwindigkeit $v' = 2\pi r n/60 = r \cdot \omega$ entspricht ein Doppelhub des Stößels, und zwar $\sphericalangle AM_1B = \alpha$ dem Hingang (Arbeitshub), $\sphericalangle BM_1A = \beta$ dem (leeren) Rückgang. Der Hubwechsel ist stoßfrei, wenn die Verbindungsteile zwischen Stößel und Schwinghebel gut passen. Sind c_{ma} = mittlere Arbeitsgeschwindigkeit, c_{mr} = mittlere Rücklaufgeschwindigkeit des Stößels, t_a, t_r = Zeiten für Arbeits- bzw. Rückhub, so ist:

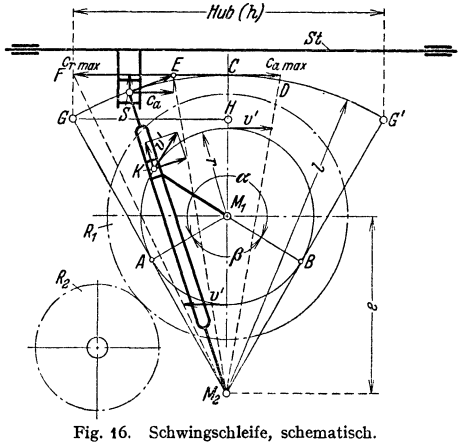


Fig. 16. Schwingschleife, schematisch.

$$h = t_a \cdot c_{ma} = t_r \cdot c_{mr} \quad \text{oder} \quad t_a/t_r = c_{mr}/c_{ma} = \alpha/\beta = u,$$

wobei u = Rücklaufverhältnis, das für größten Hub zu 1,5 bis 2 bis 2,5 angenommen wird. Aus $\cos\beta/2 = r/e = h/2\,l$ folgt: Je größer h, desto kleiner wird β, d. h. desto größer wird u. Beim größten h entsteht also das günstigste Verhältnis zwischen c_{mr} und c_{ma}. Ist n = Drehzahl oder = Zahl der Doppelhübe je Minute, so entfällt auf 1 Doppelhub:

$$t = t_a + t_r = 1/n \text{ min} = 60/n \text{ sek},$$

und zwar auf den Arbeitshub: $t_a = 1/n \cdot \alpha/360° = \alpha/n \cdot 360°$,

auf den Rückhub: $t_r = 1/n \cdot \beta/360° = \beta/n \cdot 360°$,

somit: $c_{ma} = h/t_a = h \cdot n \cdot 360°/\alpha$ und $c_{mr} = h/t_r = h \cdot n \cdot 360°/\beta$.

Die augenblicklichen Stößelgeschwindigkeiten c_a, c_r, die in den Umkehrpunkten G, G der Schwinge naturgemäß zu Null werden, wachsen gegen deren Mittelstellung C hin, erreichen also dort ihren Höchstwert. Für die beliebige Schwingenstellung M_1S wird das augenblickliche c_a wie folgt gefunden: v' wird in K als Tangente an den Kurbelkreis aufgetragen und in die Komponenten längs und senkrecht zur Schwinge zerlegt. Endpunkt der letzteren Geschwindigkeit wird mit M_1 verbunden. Dieser Strahl schneidet auf der Tangente an den Schwingenkreis in S die Strecke SE ab, die die Geschwindigkeit von S darstellt. c_a ist dann die Waagerechtkomponente von SE. In Fig. 17 sind c_a und c_r über dem Hub h aufgetragen; Verlauf von c_a soll sich möglichst an c_{ma} anschmiegen. Höchstgeschwindigkeiten folgen aus ΔM_1CD und ΔM_2CF zu:

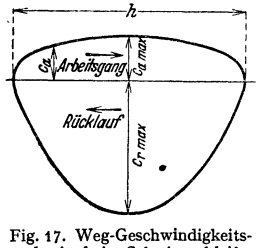


Fig. 17. Weg-Geschwindigkeitsverlauf bei Schwingschleife.

$$c_{a\,max} = \frac{v' \cdot l}{e + r} \quad \text{und} \quad c_{r\,max} = \frac{v' \cdot l}{e - r}.$$

Da ferner: $M_1M_1 : M_1A = M_1G : GH$,

oder $e : r = l : h/2$, also $e = 2rl/h$,

so ergibt sich: $$c_{a\,max} = v' \cdot \frac{l}{r} \cdot \frac{1}{2l/h + 1} = \frac{\omega}{2/h + 1/l} \quad \text{und} \quad c_{r\,max} = \frac{\omega}{2/h + 1/l},$$

d. h. der Abstand (e) der Achse M_1 vom Drehpunkt M_2 der Schwinge hat keinen Einfluß auf die Geschwindigkeitsverhältnisse; die Höchstgeschwindigkeiten wachsen bei gleichbleibendem ω bzw. n mit h. Übersicht hierüber gibt das Sägediagramm der Maschine. Es ist:

$$\frac{1}{n} = t_a + \frac{t_a}{u} = t_a \cdot \frac{u+1}{u},$$

ferner: $$c_{ma} = \frac{h}{1000 \cdot t_a} \text{ m/min}, \quad \text{wobei} \quad t_a = \frac{1}{n} \cdot \frac{u}{u+1},$$

somit $$c_{ma} = \frac{h \cdot n}{1000} \cdot \frac{u+1}{u} \quad \text{oder} \quad n = \frac{1000 \cdot c_{ma}}{h} \cdot \frac{u}{u+1}.$$

Für ein bestimmtes n kann man c_{ma} über den verschiedenen Hüben auftragen, Fig. 18. Da sich $u+1/u$ mit h ändert, so sind die Orte gleichbleibender Drehzahlen nicht Strahlen, sondern Kurven durch den Ursprung. Fig. 19 zeigt das Antriebschema einer Shapingmaschine. Über Fest- und Losscheibe *1, 2* und Stufenrädergetriebe mit Wellen *I, II, III, IV* wird das den Kurbelzapfen *K* aufnehmende Hauptantriebrad *3* (Kulissenrad) auf Welle *V* angetrieben. *K* schwenkt die Schwinge um ihren Drehpunkt M_2, wobei deren Endzapfen *S* den Stößel mitnimmt.

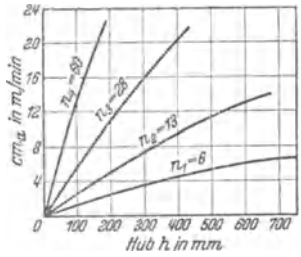


Fig. 18. Sägediagramm einer Waagerecht-Stoßmaschine mit Schwingschleife.

b) Vorschubantrieb, Fig. 19. Von Hauptantriebwelle *V* treibt Zahnrad *4* auf gleich großes Rad *5*, mit dem eine Hubscheibe mit verstellbarem Zapfen *6* verbunden ist. Dieser betätigt durch Schubstange *7* Hebel *8* mit Sperrklinke *9*, die Sperrad *10* schaltet und wieder aufzieht. Wegen verschiedener Höhenlage des Werkstücktisches muß *7* ausziehbar sein. Sperrad *10* dreht die Transportschraube für den Werktischvorschub.

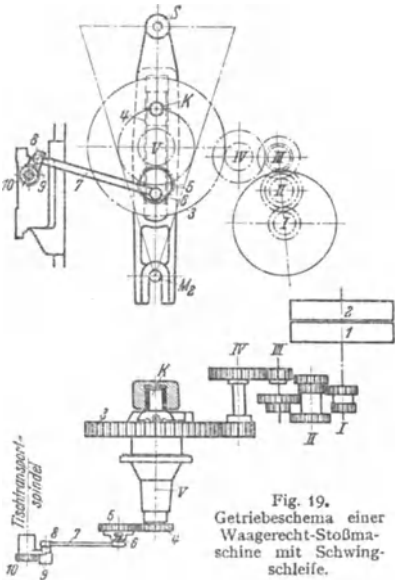


Fig. 19. Getriebeschema einer Waagerecht-Stoßmaschine mit Schwingschleife.

3. Leistungsbedarf der Maschinen mit Zahnstangenantrieb.

Bei je 1 Doppelhub ist vom Antrieb aufzubringen (mkg):

a) Schnittarbeit: $S = D \cdot l =$ Schnittdruck in Hobelrichtung mal Schnittlänge;

b) Verschiebearbeit für Tisch- + Werkstückgewicht: $2 \cdot G \cdot h \cdot \mu$, wobei $\mu =$ Reibungszahl für Gleiten auf Tischführungen. [Reinecker[1]) fand im Mittel $\mu = 0{,}07$; beim Anfahren des Tisches aus Ruhestellung $\mu \sim 0{,}21$.]

c) Reibungsarbeit in den Getrieben.

d) Umsteuerarbeit A_u.

D. Ausgeführte Konstruktionen.

1. Tischhobelmaschine der Fa. Boehringer, Göppingen; vgl. Bemerkungen zu den Fig. 4, 10, 13, 14, 15.

2. Waagerecht-Stoßmaschine der Wotanwerke, Fig. 5.

Das im Gestell *1* gelagerte Kulissenantriebrad *2* wird von Ritzel *3* angetrieben und erteilt der Schwinge *5* mittels Kurbelzapfen die Schwenkbewegung um den unteren Drehzapfen. Kurbelradius und damit Schwingenhub sind verstellbar. *5* ist durch Lasche *9* gelenkig mit Stößel *10* verbunden, der beim Arbeitshub gezogen wird. Die Waagerechteinstellung von *10* gegenüber dem Werkstück erfolgt mittels Handkurbel auf Vierkant *11* über Kegelräder *12, 13* durch Drehen der Schraubenspindel *14*. Hierdurch verschiebt sich *10* gegenüber der durch Schwinge und Lasche *9* festgehaltenen Mutter *15*. Supportteil *7* ist um Achse *8* drehbar, so daß Stichelgehäuse *6* durch Spindel *4* auch schräg vorgeschoben werden kann. Über Vorschubbewegung s. oben.

[1]) Diss. T. H. Berlin 1922.

3. Senkrecht-Stoßmaschine der Fa. Droop & Rein, Bielefeld, Fig. 20.

Von Einscheibe *E* wird über Stufenrädergetriebe mit Rädern *1* bis *8* und Ritzel *9* Rad *10* angetrieben, das über Kegelreibkupplung *11* und Ritzel *12* die Kurbelscheibe *13* treibt. Kupplung dient zum augenblicklichen Stillsetzen des Stößels: Durch Niederdrücken des Hebels *14* wird Doppelhebel *15* gedreht, der Kupplungsteil *11* aus konischem Kranz von *10* zieht und ihn mit der anderen Seite *16* in einen konischen Ring drückt, wodurch kräftige Bremsung entsteht. Beim Freigeben von *15* bewirkt die Feder ein Zurückschnappen von *11* und Wiederkuppeln des Rades *10*. Kurbelscheibe *13* greift mit Zapfen *17* in die um *e* exzentrisch gelagerte Umlaufschleife *18*, deren Drehbewegung durch Welle *19* auf Scheibe *20* mit Nut *21* übertragen wird,

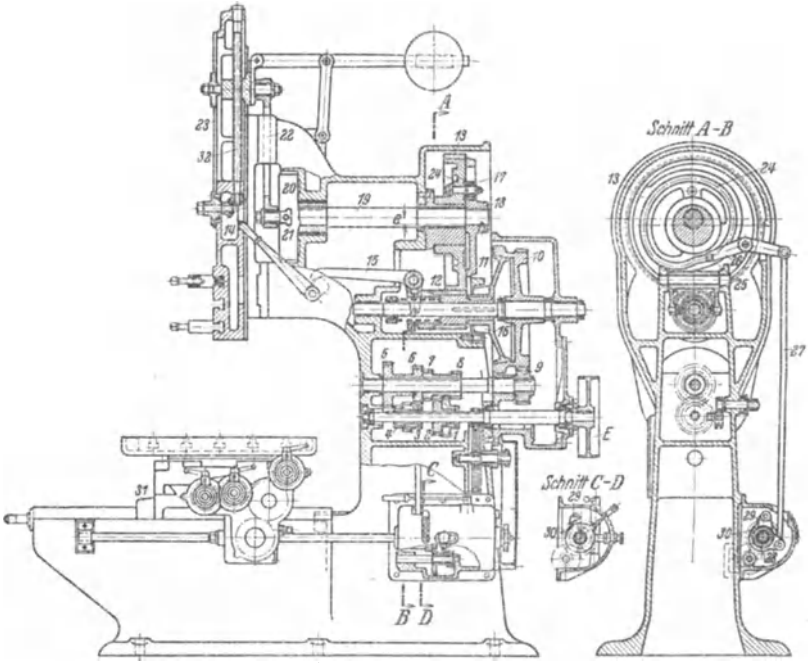


Fig. 20. Senkrecht-Stoßmaschine (Fa. Droop & Rein).

in welcher der Schleifenzapfen verstellt wird. Dessen Bewegung wird durch Schubstange *22* auf Stößel *23* übertragen. Vorschubantrieb: Rad *13* enthält Kurvennut *24*, in der Bolzen *25* des Doppelhebels *26* gleitet. *26* führt dadurch einen bestimmten Hub aus, der über Schubstange *27*, Doppelhebel *28* und Sperrklinke *29* auf Sperrad *30* übertragen wird. Die Drehung der Sperradwelle wird auf die Tischspindeln für Quer-, Längs- und Rundgang weiter geleitet.

VI. Bohrmaschinen.

A. Spiralbohrer, Bohrvorgang.

Die beim Bohren mit Spiralbohrer auftretenden Bohrdrücke und Drehmomente, bzw. Schnittleistungen, ferner Standfestigkeit der Bohrer und wirtschaftliche Schnittgeschwindigkeiten und Vorschübe sind durch Schlesinger, Patkay, Wallichs und Mitarbeiter und H. J. Stoewer erforscht. Ergebnisse aus den betreffenden Versuchen sind nachstehend angeführt.

1. Bohrer, Winkel an der Schneide.

Fig. 1 enthält Benennungen, Fig. 2 und 3 im besonderen die Winkelbezeichnungen an der einfachen Meißelschneide und an der Bohrerschneide: Bohrer vom Durchmesser d (in mm) dreht sich mit n Uml/min und schiebt sich gleichzeitig

axial mit Vorschub s mm/Uml gegen das ruhende Werkstück vor. Somit liegt vor beiden Schneidkanten je ein Spanquerschnitt von der axialen Abmessung $s/2$. Damit der Bohrer frei schneidet, ist Schneidkante gegenüber der durch sie erzeugten Schraubenfläche hinterschliffen. Die Schneidkanten sind an der Bohrerspitze durch die sog. Querschneide verbunden, die nicht schneidend, sondern drückend und quetschend auf den Werkstoff wirkt und dadurch die für den Bohrervorschub nötige Axialkraft A

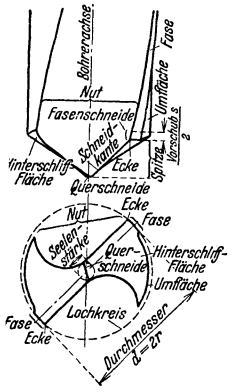


Fig. 1. Spiralbohrer-benennungen.

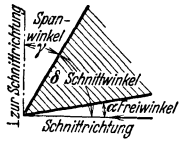


Fig. 2. Winkel an der einfachen Meißelschneide.

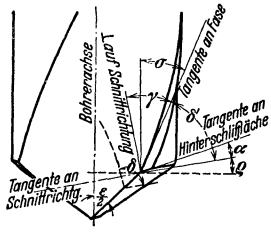


Fig. 3. Winkel an der Spiralbohrerschneide (nach Patkay).

(Bohrdruck, Vorschubdruck, s. Fig. 4) und Beanspruchung des Maschinengestells vergrößert. Abtrennung des Spanquerschnittes längs der am Lochumfang liegenden Abmessung $s/2$ ist durch die Fasenschneide zu bewirken, die sich an die Schneidkante in Richtung der Führungsfase anschließt. (Halber Spanquerschnitt wird abgetrennt durch eine Schneidkante und durch Fasenschneide.) Die dadurch gebildete „Ecke" ist die stärkstbeanspruchte Stelle der Schneidkante, der die größte Schnittgeschwindigkeit $v = \pi d n/1000$ m/min bei ungünstiger Wärmeableitung entspricht.

In Fig. 3 ist (vgl. auch Fig. 2 für die einfache Meißelschneide): γ = Spanwinkel, δ = wahrer Schnittwinkel, gemessen in Ebene senkrecht zur Schneidkante, α = Freiwinkel, ε = Spitzenwinkel der Schneidkanten, σ = Steigungswinkel der Fase, ϱ = Steigungswinkel der Schraubenlinie, auf der sich die „Ecke" beim Bohren bewegt, wobei $\operatorname{tg}\varrho = s/2\pi r$. Für gewöhnlich benutzte Vorschübe ist Winkel ϱ so klein, daß er vernachlässigt und $\gamma = \sigma$ gesetzt werden kann.

2. Bohrdruck, Drehmoment, Richtwerte, Leistungsbedarf.

a) Kräfte an der Schneide. Fig. 4 stellt in Ebene senkrecht zur Schneidkante den Spandruck dar, und zwar durch dessen Normalkomponente N_1 und durch die in Richtung des Spanablaufs liegende Reibungskraft $R_1 = \mu N_1$. In derselben Ebene wirkt gegen die Hinterschleiffläche die Normalkraft N_2 und in der Tangente an die beim Bohren beschriebene Schraubenlinie die Reibungskraft $R_2 = \mu \cdot N_2$. Reibungskraft R_3 wirkt am Bohrerumfang, N_ϱ sind die an jeder Hälfte der Querschneide wirkenden Spandrücke, M_d das vom Schnittantrieb der Maschine aufzubringende Drehmoment.

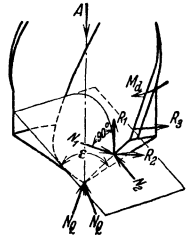


Fig. 4. Kräfte und Drehmoment (nach Patkay).

b) Bohrdruck, Drehmoment. Fig. 5 enthält die Drehmomente M_d (in cmkg) und Fig. 6 die Vorschub- oder Bohrdrücke A (in kg) für verschiedene d und für verschiedene Werkstoffe in Abhängigkeit von s. Die Drehmomentkurven gestatten Ermittlung der Schnittleistung N, wenn v oder n angegeben ist, da $M_d = 973{,}4\, N/n$ in mkg, wenn N in kW. Aus N folgt Leistungsbedarf $N_a = N/\eta$ der Bohrmaschine, wenn η deren Wirkungsgrad.

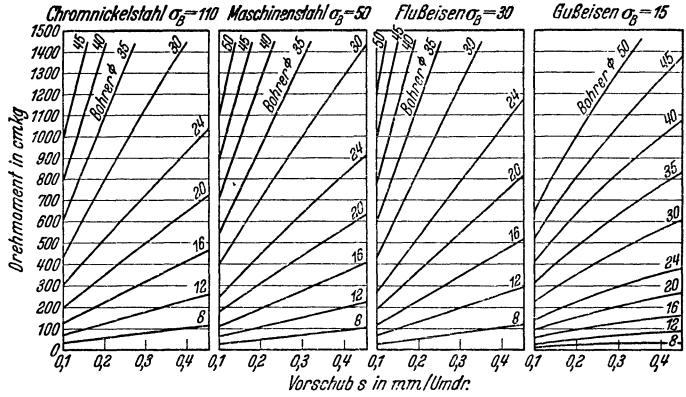


Fig. 5. Drehmomente (nach Schlesinger).

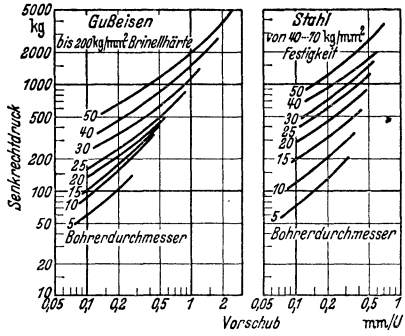


Fig. 6. Bohrdrücke (nach Fa. R. Stock & Co.).

(Leistungsverbrauch N' für den Vorschub ist gering, da in dem Ausdruck

$$N' = \frac{A \cdot s'}{60 \cdot 1000} \text{ mkg/sek}$$

die minutliche Vorschubgeschwindigkeit $s' = n \cdot s$ mm/min klein ist, wenn auch A große Werte annehmen kann. N' wurde zu 1 bis 3 vH der Gesamtleistung gefunden.)

c) Richtwerte. Die Zuordnung von Werkstoff, d, s und v bzw. n, im praktischen Betriebe derart, daß der Bohrer zwar gut ausgenützt, aber nicht unzulässig überlastet ist, wird ermöglicht durch Richtwerte, die sich auf eingangs erwähnte Versuche gründen.

Zahlentafel 1 nach Fa. R. Stock & Co., Berlin, gibt für verschiedene Werkstoffe abhängig von d Richtwerte für Vorschub und für wirtschaftliche Schnittgeschwindigkeit an, und zwar getrennt für Bohrer aus Werkzeugstahl und aus Schnellstahl. Als „Bohrbarkeitskennziffer" eines Werkstoffs nehmen Wallichs, Beutel und Mendelson[1]) die Schnittgeschwindigkeit $v_{L\,2000}$ an, die einer Standlänge des Bohrers von $L = 2000$ mm entspricht (Auftreten des Abstumpfungsmerkmals).

(Beim Bauer-Keep-Verfahren wird Eindringtiefe eines durch Gewicht belasteten Bohrers nach 100 Umdrehungen bestimmt (L_{100}) und hieraus auf Bearbeitbarkeit des Werkstoffs geschlossen. Dieses abgekürzte Verfahren ist nur bei Gußeisen, nicht aber bei Stahlguß und Stahl brauchbar.)[1])

B. Bauarten.

1. Radial- oder Auslegerbohrmaschine,

z. B. Fig. 7, Raboma, ist vorwiegend zur Bearbeitung schwerer und zugleich sperriger Werkstücke bestimmt. Bohrschlitten *5* wird längs Ausleger *4* verschoben und letzterer um feststehende Innensäule *1* geschwenkt und an Außensäule *2* (Mantelrohr) senkrecht verstellt. Universale Maschinen gestatten noch Schwenken des Auslegers um dessen Längsachse, doch wird dies mit größerer Nachgiebigkeit der Maschine gegenüber Bohrdruck A erkauft. Man zieht daher meist normale Maschinen vor und stattet sie erforderlichenfalls mit Schwenktisch für das Werkstück aus. Starrheit der Konstruktion ist hier besonders anzustreben. Sie

[1]) Vgl. z. B. Berichte über betriebswissenschaftl. Arbeiten, Bd. 8. VDI-Verlag 1932.

Zahlentafel 1. Richtvorschübe und Richtgeschwindigkeiten (nach Firma R. Stock & Co.).

Kühlmittel	Schnittgeschwindigkeit m/min	Werkzeugstahl-Bohrer Werkstoff	Vorschub Drehz.	Bohrerdurchmesser in mm 1	2	5	8	12	16	25	40	63
				Vorschub und mittlere Drehzahl								
Seifenwasser	12 bis 18	Unleg. Baustähle bis 50 kg/mm²	mm/U	0,02	0,04	0,10	0,14	0,17	0,20	0,22	0,24	0,26
			U/min	4750	2360	950	600	375	300	190	112	75
Seifenwasser	9 bis 12	Unleg. Baustähle über 50 kg/mm²	mm/U	0,015	0,035	0,08	0,11	0,14	0,16	0,18	0,20	0,21
			U/min	3350	1700	710	425	280	212	132	85	53
trock. od. reichl. Seifenwasser	8 bis 14	Gußeisen bis 18 kg/mm²	mm/U	0,025	0,06	0,14	0,19	0,23	0,26	0,30	0,32	0,35
			U/min	3350	1700	710	425	300	224	140	19	56
desgl. oder Petroleum	6 bis 9	Gußeisen über 18 kg/mm²	mm/U	0,012	0,03	0,075	0,10	0,12	0,14	0,16	0,018	0,019
			U/min	2360	1180	475	300	190	150	95	67	38
trocken oder Seifenwasser	80 bis 120	Schraubenmessing (spröde)[1]	mm/U	0,03	0,07	0,17	0,23	0,28	0,32	0,38	0,42	0,48
			U/mm	≧20000	16000	6300	4000	2500	2000	1250	800	500
Seifenwasser	18 bis 30	Zähes Messing	mm/U	0,015	0,035	0,08	0,11	0,14	0,16	0,18	0,20	0,21
			U/min	7500	3750	1500	950	600	475	300	190	118
Seifenwasser	15 bis 25	Kupfer, Rotguß	mm/U	0,02	0,04	0,10	0,14	0,17	0,20	0,22	0,24	0,26
			U/min	6300	3150	1250	800	500	400	250	160	100
Seifenwasser (Elektron trocken)	50 bis 90	Leichtmetalle	mm/U	0,02	0,04	0,10	0,14	0,17	0,20	0,22	0,24	0,24
				0,03	0,07	0,17	0,23	0,28	0,32	0,38	0,42	0,48
			U/min	≧20000	11200	4500	2800	1800	1500	900	560	355
		Schnellstahl-Bohrer										
Seifenwasser	30 bis 40	Unleg. Baustähle bis 50 kg/mm²	mm/U	0,020	0,045	0,10	0,16	0,22	0,26	0,30	0,38	0,45
			U/min	0,023	0,055	0,14	0,20	0,26	0,30	0,35	0,42	0,55
				11200	5600	2120	1400	900	710	450	280	180
Seifenwasser	25 bis 32	Unleg. Baustähle 50 bis 70 kg/mm²	mm/U	0,018	0,040	0,09	0,14	0,20	0,22	0,27	0,35	0,40
			U/min	0,020	0,045	0,10	0,16	0,22	0,26	0,30	0,38	0,45
				9000	4500	1800	1180	750	560	355	236	150
Seifenwasser	20 bis 28	Unleg. Baustähle über 70 kg/mm²	mm/U	0,008	0,025	0,07	0,12	0,16	0,20	0,25	0,31	0,32
			U/min	0,015	0,040	0,09	0,14	0,20	0,22	0,27	0,35	0,40
				7500	3750	1500	950	600	475	300	190	118
Seifenwasser	12 bis 18	Legierte Stähle 70 bis 90 kg/mm²	mm/U	0,008	0,020	0,06	0,10	0,14	0,17	0,22	0,27	0,32
			U/min	0,009	0,028	0,08	0,12	0,16	0,20	0,25	0,32	0,37
				4750	2360	950	600	375	300	190	112	75
dgl. od. Bohröl	9 bis 14	Legierte Stähle[1] 90 bis 110 kg/mm²	mm/U	0,006	0,010	0,04	0,08	0,12	0,14	0,18	0,23	0,27
			U/min	0,008	0,020	0,06	0,10	0,14	0,17	0,22	0,27	0,32
				3750	1900	750	475	315	236	150	95	60
trock. od. reichl. Seifenwasser	25 bis 35	Gußeisen bis 18 kg/mm²	mm/U	0,02	0,05	0,12	0,20	0,25	0,35	0,40	0,45	0,55
			U/min	0,03	0,07	0,16	0,23	0,30	0,37	0,45	0,55	0,65
				9000	4500	1800	1180	750	560	355	236	150
desgl. oder Petroleum	15 bis 25	Gußeisen über 18 kg/mm²	mm/U	0,012	0,033	0,09	0,14	0,19	0,23	0,28	0,36	0,42
			U/min	0,020	0,050	0,12	0,20	0,25	0,35	0,40	0,45	0,55
				6300	3150	1250	800	500	400	250	160	100
Seifenwasser	7 bis 12	Rostfreier Stahl[1] V 2a	mm/U	0,005	0,020	0,06	0,10	0,14	0,17	0,22	0,27	0,32
			U/min	0,006	0,022	0,07	0,11	0,15	0,18	0,24	0,24	0,34
				3150	1600	6300	400	2500	2000	1250	800	500
trocken oder Seifenwasser	90 bis 140	Schrauben-Messing[1]	mm/U	0,030	0,070	0,18	0,27	0,36	0,45	0,55	0,67	0,75
			U/min	≧20000	18000	7500	4500	3000	2240	1400	950	600
Seifenwasser	40 bis 60	Zähes Messing	mm/U	0,020	0,045	0,10	0,16	0,22	0,26	0,30	0,38	0,45
			U/min	16000	8000	3150	2000	1250	1000	630	400	250
Seifenwasser	40 bis 70	Kupfer, Rotguß Bronze	mm/U	0,020	0,045	0,10	0,16	0,22	0,20	0,30	0,38	0,45
			U/min	0,023	0,055	0,14	0,20	0,26	0,30	0,35	0,42	0,50
				17000	8500	3350	2240	1400	1120	710	425	280
Seifenwasser	80 bis 150	Zähe Leichtmetalle[1]	mm/U	0,023	0,057	0,14	0,20	0,26	0,32	0,39	0,47	0,52
			U/min	≧20000	18000	7500	4500	3000	2240	1400	950	600
desgl. oder Petroleum	150 bis 200	Ausgehärtete Leichtmetalle[1]	mm/U	0,023	0,060	0,16	0,25	0,35	0,45	0,55	0,65	0,72
			U/min	≧20000	≧20000	12000	7100	4500	3350	2240	1320	900
trocken	180 bis 300	Elektron[1]	mm/U	0,020	0,060	0,18	0,27	0,36	0,45	0,55	0,67	0,75
			U/min	0,030	0,072	0,20	0,33	0,45	0,55	0,70	0,82	0,95
				≧20000	≧20000	15000	9500	6000	4750	3000	1900	1180

[1]) Sonderbohrer.

wird beurteilt nach Größe des elastischen Nachgebens außen am Ausleger („Aufbäumen"), wenn Schlitten in äußerster Stellung und Ausleger auf halber Höhe steht und größter Bohrer mit zugehörigem Richtvorschub arbeitet. Gewährleistet: Höchstens 1,5 mm Aufbäumung auf 1000 mm Auslegerlänge[1]). Zu große Aufbäumung würde unzulässiges Schiefstellen oder Bruch des Bohrers verursachen. Auf die Innensäule kommt beim Bohren Moment $M_{b\,St} = (A - G_3) \cdot a_2 - G_1 a_1$; wobei G_1, G_2 die Gewichte von Ausleger bzw. Bohrschlitten, a_1, a_2 die zugehörigen Hebelarme. Für A, bestimmt durch d, s und Werkstoff, und für a_2 sind Größtwerte einzusetzen. Beim Schwenken des Auslegers ist dessen Gewichtsmoment: $G_1 \cdot a_1 + G_3 \cdot a_2$ — um leichtes Drehen von Außensäule bzw. Mantel zu gestatten — an möglichst langem Hebelarm h aufzunehmen. Abstützung gegen Innensäule dabei oben durch Quer- und Längslager, unten durch

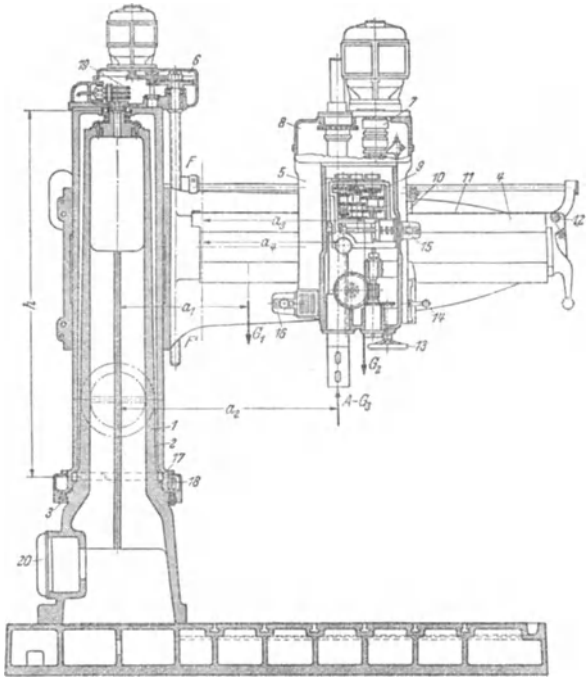


Fig. 7. Radialbohrmaschine mit zylindrischer Außensäule (Raboma).

Rollen *17*, deren Bahnen gegen Abnutzung bei einigen Ausführungen mit Stahlband bezogen sind. Ausleger führt sich mittels Schelle an Rundsäule.

Stromzuführung zu den Motoren geht über Schleifringe *19* am Säulenkopf. Beim Bohren werden sowohl der Ausleger an Säule oder Mantel als auch letztere an der Innensäule festgeklemmt, s. Spannring *3* von keilförmigem Querschnitt.

Auf den Ausleger kommt das biegende Moment: $M_{b\,A} = (A - G_3) \cdot a_4 - G_2 \cdot a_3$, worin G_3 = Gewicht des Auslegers bis zum gefährlichen Querschnitt FF', a_3 und a_4 die Hebelarme bis FF' sind.

Ferner bedeuten in Fig. 14: *7* = Schalt- und Wendekupplung, *8* = Räderkasten für Bohrspindelgeschwindigkeiten, *9* = Vorschub-Wechselgetriebe, *10* = Rollenkeil, *13* = Vorschubhandrad, *14* = Hebel für Schalt- und Wendekupplung, *15* = Vorschubwechselhebel, *16* = Vorgelegewechselhebel, *17* = Rollenkette, *18* = Spannhebel für Ring *3*, *19* = Schleifringe für Stromabnahme, *20* = Schalttafel und Hauptschalter.

Zwecks Verringerung des verdrehenden Momentes des Auslegers ist die Bohrspindel so nahe wie möglich an Führung des Auslegers anzuordnen. Durch geschlossenen ovalen Auslegerquerschnitt wird Verdrehungsbeanspruchung weiter herabgesetzt; Dreieckverrippung erhöht Starrheit weiterhin. Führungsschelle des Auslegers ist geschlitzt und ermöglicht beim Bohren sichere, elastische Festspannung. Schwenken des Auslegers meist von Hand.

[1]) Schlesinger: Prüfbuch für Werkzeugmaschinen. 2. Aufl. Berlin: Springer.

Rollenkeil der Raboma, s. Fig. 8 und 7, gestattet leichte Nachstellung des Schlittens bei eingetretenem Spiel. Auf Auslegerführung ist dort ein gehärtetes, nachspannbares Federband *11*, *12* (Fig. 7) aufgelegt, das Abnützung verhindert. Beim Bohren wird Schlitten mit Auslegerführung fest verspannt, wobei Rollen entlastet sind.

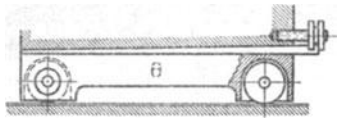


Fig. 8. Rollenkeil (Raboma).

Bei Reihenfertigung mit gleichbleibenden oder ähnlichen Werkstücken oder bei Sonder-

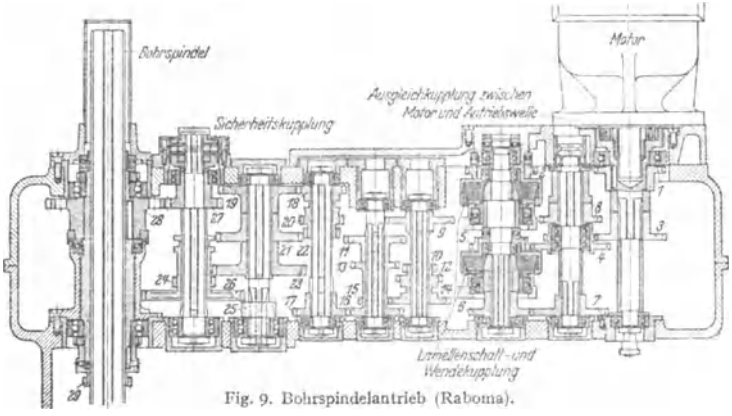


Fig. 9. Bohrspindelantrieb (Raboma).

arbeiten, z. B. im Eisenbau, Kesselschmiede, Waggon- und Automobilbau, die dauernd mit höchster Leistung der Maschine ausgeführt werden, kommt man auch bei Radialbohrmaschinen manchmal mit einer bis drei Geschwindigkeiten und vier Vorschüben aus. Im Maschinenbau muß Zahl der Geschwindigkeits- und Vorschubwechsel wegen verschiedenartigster Bearbeitungsaufgaben größer bzw. Abstufung zwischen den erforderlichen Grenzen feiner sein: etwa sechs Drehzahlen bei kleinsten, bis zu 24 bei großen Maschinen und vier bis acht Vorschübe, bei großen Maschinen mehr. Vorschub $s = 0{,}6$ mm/Uml wird bei Radialbohrmaschinen wegen Gefahr der Bohrerschiefstellung für betriebsmäßiges Bohren ins Volle gewöhnlich nicht überschritten.

Beim Gewindeschneiden muß Rücklauf der Spindel beschleunigt werden.

Den Bohrspindelantrieb einer Raboma-Maschine für 18 Spindeldrehzahlen (Schnitt in die Zeichenebene geklappt) zeigt Fig. 9. Die Lamellenkupplung dient sowohl beim Schalten der Getriebe als auch zum Wenden der Drehrichtung. (Schneller Rücklauf beim Gewindeschneiden.) Ihre beiden Hälften werden durch die Zahnkränze *2* (über Zahnrad *1*) und *5* (über Zahnräder *3*, *4*, schneller Rücklauf) in entgegengesetztem Sinne angetrieben. Der Abtrieb zur Bohrspindel geht über Zahnräder *6*, *7*, *8*, *9* über die beiden dreifachen Schieberadblöcke *10*, *12*, *14* und *13*, *20*, *22*, ferner über zweifachen Schieberadblock *24*, *26* und Rad *27* zum Zahnrad *28*, welches die Bohrspindelhülse und damit die Spindel auf Drehung mitnimmt. Der Vorschubantrieb wird von Rad *29* abgeleitet. Fig. 9a zeigt die Bohrspindel.

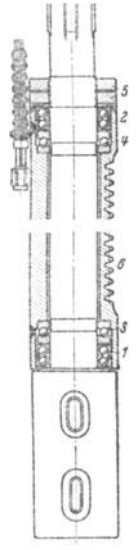


Fig. 9a. Bohrspindel nach Raboma.

Der Motor ist dabei mit gleichbleibender Drehzahl und Drehrichtung angenommen.

(Zur senkrechten Verstellung des Auslegers, s. Fig. 7, dient ein besonderer Motor, der über ein Stirnradvorgelege — Windwerk *6* — eine Gewindespindel dreht, in die der Ausleger mit Mutter eingreift.)

Einfache, leichte Bedienbarkeit ist bei dem großen Arbeitsfeld, das die Bohrspindel bei Radialbohrmaschinen zu bestreichen hat, besonders anzustreben. Sonst würden die Zeiten für Einstellen, Einschalten und Stillsetzen der Bohrspindel, sowie Schalten der Drehzahlen und Vorschübe im Verhältnis zur Bohrzeit beträchtlich werden können. Der Griffbereich wird daher so verkleinert, daß der Arbeiter auch bei schweren Maschinen mit großen Ausladungen seinen Stand am Bohrschlitten nicht zu verlassen braucht. Ermöglicht wurde dies durch Anordnung des Senkrechtmotors auf dem Schlitten, die gleichzeitig den Vorteil kurzer Kraftwege bietet. Auch die Säulen- oder Mantelklemmung, d. h. die feste Verbindung des Drehmantels mit der Innensäule, s. Fig. 7, wird vom Bohrschlitten aus bewerkstelligt.

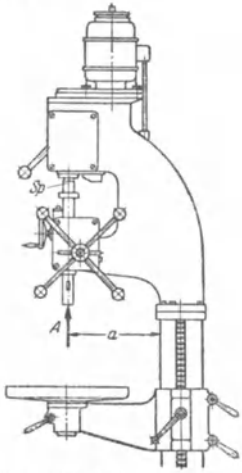


Fig. 10. Hochleistungssäulenbohrmaschine (Heyligenstaedt).

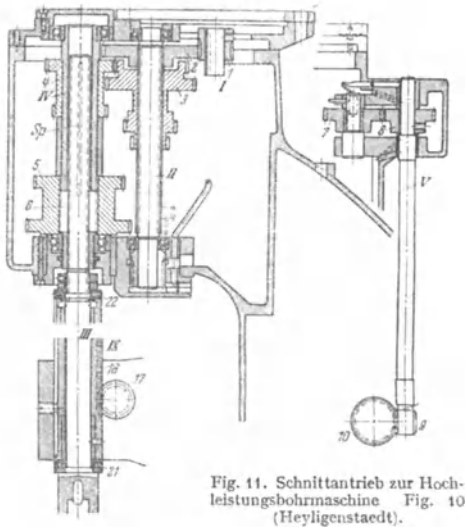


Fig. 11. Schnittantrieb zur Hochleistungsbohrmaschine Fig. 10 (Heyligenstaedt).

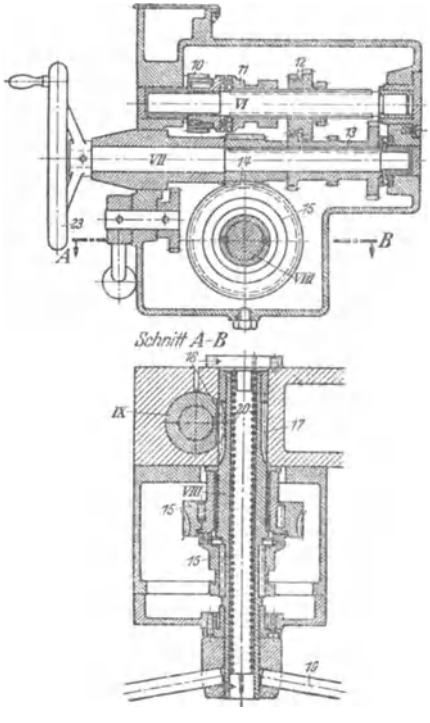


Fig. 12a u. b. Vorschubantrieb zur Hochleistungsbohrmaschine Fig. 10.

2. Hochleistungs-Säulenbohrmaschine.

Fig. 10 (Heyligenstaedt, Gießen) zeigt eine Hochleistungsmaschine für unmittelbaren elektrischen Antrieb. Dementsprechend ist trotz großer Ausladung *a* für starren Aufbau, engen Griffbereich aller Bedienungselemente und für schnellen Wechsel der Drehzahlen (Geschwindigkeiten) und Vorschübe gesorgt; vgl. auch Fig. 11.

Schnittantrieb: Motorritzel *1* auf Achsstummel *I* treibt über Zahnrad *2* die Keilwelle *II*, auf welcher der vierfache Verschieberadblock *3* sitzt, der mit den zweifachen Radblöcken *4* und *5* der Hohlwelle *IV* zum Eingriff gebracht wird. Letztere überträgt ihre Umdrehungen vermittels der Keile *6* auf die Bohrspindel *Sp* (Welle *III*).

Der Vorschub wird vom unteren Zahnkranz des Radblockes *4* über Zahnräder *7*, *8* zur Vorschubwelle *V* übertragen, die über Schneckengetriebe *9*, *10* (vgl. Fig. 12a und b) — wobei Kupplung *11* eingerückt ist —, ferner über dreifaches Schieberad *12* (Welle *VI*) das Rad *13* (Welle *VII*), und schließlich das Schneckengetriebe *14*, *15* betätigt. Ist Klauenkupplung *16* eingerückt, so wird Welle *VIII* mit Ritzel *17* mitgenommen, welches in die Zahnstange *18* der Bohrhülse *IX* eingreift, und mit dieser gleichzeitig die Bohrspindel *Sp* hebt oder senkt.

Der aufwärtsgerichtete Bohrdruck *A* wird durch Kugellängslager *21* aufgenommen, während abwärts gerichtete Kräfte (Gewicht der Spindel und Bohrwerkzeuge, ferner Bearbeitung von nach unten gerichteten Stirnflächen) durch Gleitspurlager *22* aufgefangen werden.

Beim Vorschub von Hand — s. Handrad *23* — über Schneckengetriebe *14*, *15* ist Klauenkupplung *11* ausgerückt. Soll die Bohrspindel rasch auf- oder abwärts bewegt werden, so ist sowohl Kupplung *11* als auch *16* ausgerückt, so daß Griff *19* unmittelbar über Ritzel *17* in Zahnstange *18* der Bohrhülse *IX* eingreift. Feder *20* dient zum Ausgleich des Gewichts der Bohrspindel und der Bohrhülse.

3. Kleine Schnellbohrmaschinen,

s. z. B. Fig. 13, für leichte Werkstücke mit kleineren Bohrungen bis etwa $d = 15$ mm, haben in letzten Jahren besondere Entwicklung erfahren. Ihre hohe Bohrleistung kommt weniger durch großes Drehmoment M_d, als durch sehr hohes n_{max} zustande. Diese Bauart wird als Tisch- und als Ständermaschine ausgeführt und häufig zu Aggregaten von mehreren Oberteilen auf gemeinsamem Bett zusammengestellt.

Der Schnitt- und Vorschubantrieb der Schnellbohrmaschine Fig. 13 (Webo, Erkrath) ist in Fig. 14 dargestellt:

Der senkrecht angeordnete Elektromotor trägt auf seinem oberen Achsstummel das besonders gelagerte Reibrad *1* (Welle *I*), das in den Reibkranz *2* eingreift (Welle *II*). Die stufenlos veränderliche Drehzahl der Welle *II* wird dadurch erreicht, daß der Motor mit Reibrad *1* durch Zahnstange *X* waagerecht verschoben wird, so daß die auf Reibkranz *2* übertragene Umfangsgeschwindigkeit sich stetig verändert. Der Druck zwischen den Reibflächen wird hierbei durch die Feder *14* erzeugt. (Ferner ist es möglich, durch Kurven *22* noch einen zusätzlichen Anpressungsdruck zu erzeugen.) Die Verschiebung der Zahnstange *X* wird durch Hebel *19* bewirkt (Welle *VIII*), und zwar über die Zahnräder *15* und *16* (Welle *IX*). Die Zahnräder *17* und *18* (Welle *XI* und *XII*) werden durch Zahnstange *X* mitgenommen, so daß auf Trommel *20* die Einstellung des Reibtriebes bzw. die erteilte Drehzahl abgelesen werden können.

Der Antrieb der Bohrspindel *Sp* geht über Keilriemenscheibe *3* und *4* (Welle *III*), sodann über Zahnrad *5*, zweifachen Schieberadblock *6* (Welle *IV*) auf die beiden Zahnkränze *7* auf der Hülse, die ihre Drehung durch Keil *21* der Bohrspindel *Sp* (Welle *V*) mitteilt.

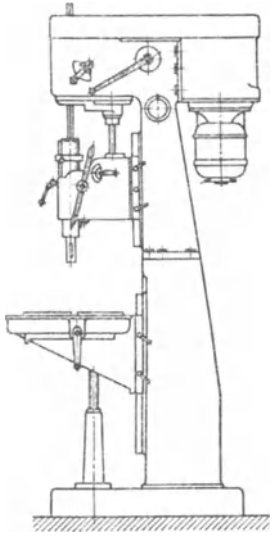


Fig. 13. Kleine Schnellbohrmaschine (Webo, Erkraht).

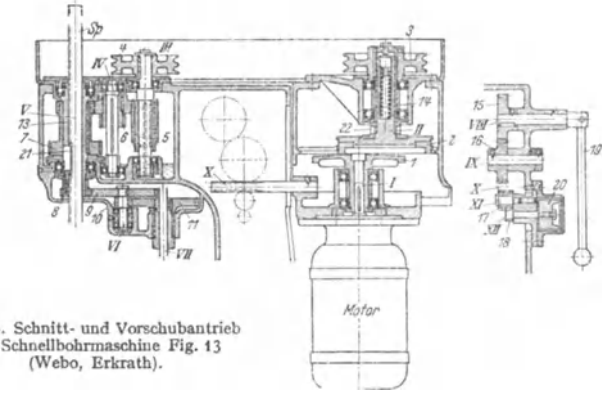


Fig. 14. Schnitt- und Vorschubantrieb zur Schnellbohrmaschine Fig. 13 (Webo, Erkrath).

Der Vorschubantrieb wird von Rad *8* abgeleitet und über die Zahnräder *9*, *10* (Welle *VI*) und *11* (Welle *VII*) weiter übertragen.

4. Waagerecht-Bohr- und -Fräsmaschine,

Fig. 15 wird außer zum Bohren aus dem Vollen — z. B. im Kesselbau — vorwiegend zum Ausbohren vorgegossener Löcher, zu Abfläch- und Plandreharbeiten an größeren, sperrigen Werkstücken verwendet. Werkstücktisch *1* kann auf Bett *2* längs und quer verschoben sowie

gedreht werden, vgl. auch unt. Abschn. III, Fig. 13 und 14. Bohrspindel *Sp* wird durch Spindelkasten *3* (Flanschmotor *M*) angetrieben und am Ständer *4* mittels Gewindespindel senkrecht verstellt. Bei Zylinderausbohrmaschinen entfällt Senkrechtverstellung von *Sp*.

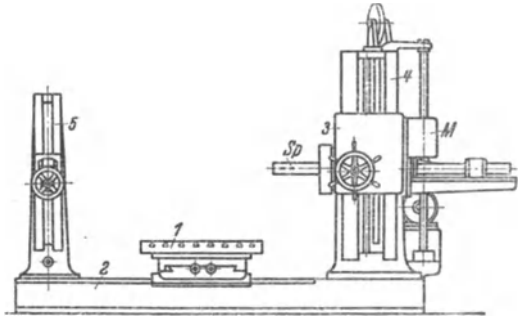


Fig. 15. Waagerecht-Bohr- und Fräsmaschine.

Den Schnittantrieb, d. h. Antrieb der Bohrspindel und der Planscheibe (bzw. Plansupport) zu einem Waagerecht-Bohr- und Fräswerk der Fa. K. Wetzel, Gera, zeigt Fig. 16. Der am Spindelstock angeflanschte Motor treibt über ein 6stufiges Schieberadgetriebe (nicht dargestellt) auf Vorgelegewelle *1*. Auf dieser kann mittels Ritzel *3* und Zahnstangenbuchse *4* die auf Welle *1* aufgefederte Zahnradhülse *2* verschoben werden, deren rechter Zahnkranz die Planscheibe *5* (bzw. Plansupport) über deren Innenzahnkranz mit der niedrigsten Drehzahlscheibe antreibt. **Wird Zahnradhülse *2* nach links verschoben, so wirkt ihr linker Zahnkranz als Zahnkupplung auf Rad *6*, und letzteres treibt über Rad *7* das lose auf der äußeren Hohlspindel *11* sitzende Zahnrad *8* an. Wird dieses mit der auf dieser Hohlwelle aufgefederten Zahnkupplungshülse *9* gekuppelt, so erhält die Planscheibe die höhere Drehzahlreihe. Wird ferner Zahnkupplungshülse *12*, die auf der inneren Hohlspindel *13* aufgefedert ist, durch Rechtsverschiebung mit äußerer Hohlspindel *11* gekuppelt, so wird die Bohrspindel (Arbeitsspindel) *Sp* durch Zapfen-**

Fig. 16. Spindel- und Planscheibenantrieb zum Waagerecht-Bohr- und Fräswerk (K. Wetzel, Gera).

feder *16* auf Drehung mitgenommen. Schnellgang von *Sp* kann durch unmittelbaren Antrieb auf den linken Zahnkranz von Radhülse *12* erreicht werden. Somit können *Sp* und Planscheibe sowohl gleichzeitig als auch unabhängig voneinander gedreht werden. Der Vorschub der Bohrspindel *Sp* geschieht durch Drehung der Gewindespindel *14*, in welche das die Bohrspindel *Sp* axial mitnehmende Auflager *15* mittels Mutter eingreift.

5. Feinstbohrmaschinen.

Unter Feinbohren versteht man die Schlichtbearbeitung von Zylinderbohrungen, die außer hoher Oberflächengüte große Genauigkeit aufweisen müssen. Ein vorgeschriebenes Spiel wird dann durch Einbau lehrenhaltiger Kolben sicher erzielt. Ausbohren mit einschneidigem Hartmetallwerkzeug bei hoher Schnittgeschwindigkeit und kleinem Vorschub. Für das nachfolgende Honen ist dann nur noch geringe Werkstoffzugabe erforderlich.

Fig. 17 zeigt Ansicht, Fig. 18 Antriebsschema der Feinbohrmaschine (DRGM.) der Fa. Mayer & Schmidt, Offenbach a. M. Die senkrechte Welle *1* wird durch Motor *M* (2 Drehzahlen) über Heynau-Trieb *2* und Keilriemen stufenlos regelbar angetrieben. Die Drehung von *1* wird durch Keilriemen über Scheiben *3* und *4* auf Arbeitsspindel *5* übertragen, die in dem auf- und abgehenden sehr langen Bohrschlitten *6* gelagert ist (vgl. auch Lagerungen *6'* und Zahnstange *7*). Mit dem Bohrschlitten zentriert und verschraubt ist der Bohrarm oder Bohrdorn *8*,

in dem die eigentliche mit der Arbeitsspindel *5* gekuppelte Bohrspindel *9* derart gelagert ist, daß sich das untere Lager 10 unmittelbar über dem Bohrwerkzeug *11* befindet und dieses somit auch in der zu bearbeitenden Bohrung selbst unterstützt. Lager *10* enthält eine dreiteilige nachstellbare Lagerhülse, so daß Bohrspindel *9* stets auf geringstes Lagerspiel und damit erzitterungsfreies Arbeiten des Werkzeuges *11* eingestellt werden kann. Die Spindel bleibt beim Austausch des Bohrdorns *8* stets in dem eingestellten Lager *10* sitzen. Die Bohrspindeldrehung wird also ganz ohne Zahnräder bewirkt, wodurch rattermarkenfreie Bearbeitungsfläche erreicht wird.

Der Vorschubantrieb geht von Welle *1* über Keilriemenscheiben *12*, *13*, Schneckengetriebe *14* und Zahnräderübertragung (6 Vorschübe für jede Spindeldrehzahl) auf Schneckengetriebe *15* und von dort über Zahnräder *16*, *17*, *18* auf Zahnstange *7*, die den Bohrschlitten *6* auf- und abbewegt. Wird Reibkupplung *20* ausgeschaltet, so kann die Bohrspindel von Hand gedreht und der Bohrschlitten von Hand verschoben werden. (*19* = Tachometer.)

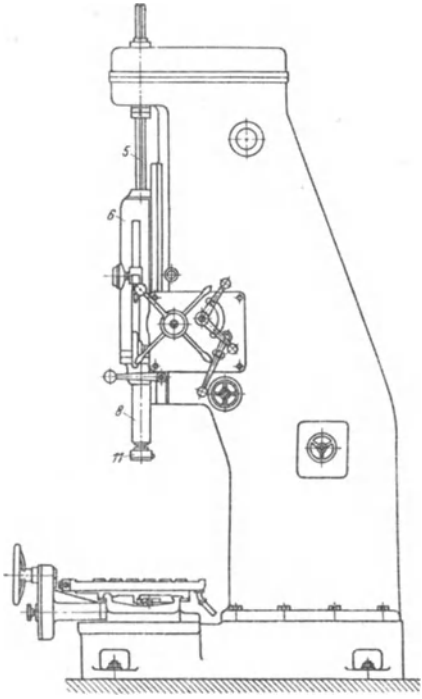


Fig. 17. Feinbohrmaschine (DRGM.) von Mayer & Schmidt, Offenbach a. M.).

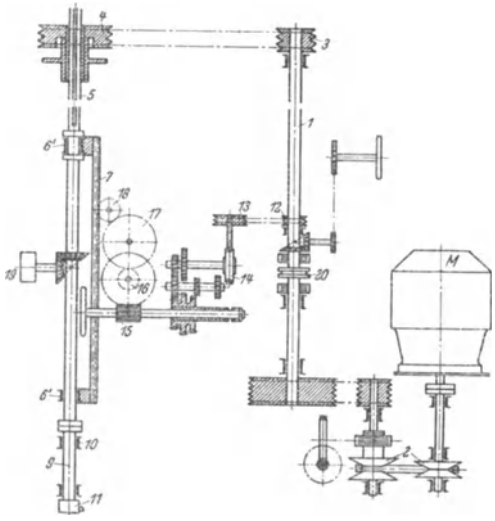


Fig. 18. Antriebsschema zur Feinbohrmaschine Fig. 17.

VII. Fräsmaschinen.

A. Fräswerkzeuge, Fräsvorgang.

1. Fräserzahn, Winkel an der Schneide.

Die beim Schnitt um ihre Achse umlaufenden Fräser[1]) und Messerköpfe unterscheiden sich vom Drehstahl und vom Bohrer dadurch, daß sie an Stelle einer bzw. zweier Schneiden deren mehrere oder eine größere Anzahl haben. Beim Walzenfräser, Fig. 1, stehen jeweils einer oder mehrere Zähne im Eingriff; beim Stirnfräser (Walzenstirnfräser), Fig. 2, schneiden alle Zähne gleichzeitig. Hierbei wird das Werkstück dem Fräser stetig mit Vorschubgeschwindig-

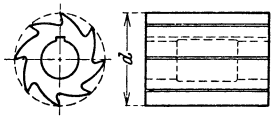


Fig. 1. Walzenfräser mit geraden Zähnen.

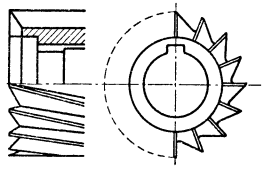


Fig. 2. Stirn-Walzenfräser.

keit s' mm/min zugeschoben, s. Fig. 8, während dieser sich mit Umfangsgeschwindigkeit $v = \pi dn/1000$ m/min dem Werkstück entgegendreht (Gegenlauffräsen). $d =$ Fräserdurchmesser in mm, $n =$ Fräserumläufe/min. Die Zähne am Walzenfräser verlaufen entweder parallel zur Achse — gerade Zähne, Fig. 1 — oder schräg dazu, d. i. nach Schraubenlinien, Fig. 3. Hat deren Neigungswinkel ε gegen die Achse einen größeren Wert, z. B. 30 bis 50°, so spricht man von Schälzähnen.

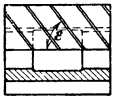


Fig. 3. Walzenfräser mit Schälzähnen.

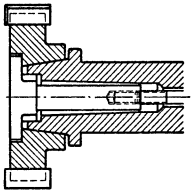


Fig. 4. Messerkopfbefestigung.

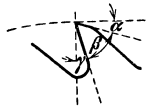
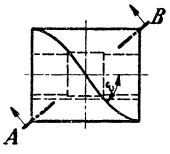


Fig. 5. Einzelzahn.

Beim Vollfräser bestehen Körper und Zähne aus einem Stück, beim Messerkopf sind die Zähne (Messer) besonders eingesetzt, Fig. 4. Auf Außenkegel der Frässpindel sitzt der Messerkopf kurz eingespannt und nahe am vorderen



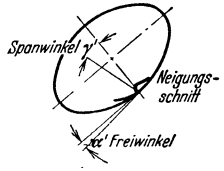


Fig. 6 u. 7. Zahnwinkel am Schälfräser.

Hauptlager, so daß Schwingungen beim Arbeiten weitgehend verhindert werden. Mitnahme des Kopfes erfolgt zwangläufig. (Ein flacher Mitnehmersteg greift in nutförmige Ausnehmungen, die sowohl an der Stirnseite der Fräs(„Spindel als auch an der des Messerkopfs angebracht sind; vgl. die betreffenden DIN-Normen.) Die einzelnen Messer sind leicht herzustellen und zu schleifen. Span- und Freiwinkel von Walzenfräsern, s. Fig. 5, 6 und 7[2]), werden sowohl bei geraden als

[1]) Vgl. z. B. DIN 841, 857.

[2]) Bahlecke: Masch.-Bau 1930 S. 437.

auch bei Schälzähnen senkrecht zur Schneidkante gemessen, da die Späne senkrecht zu dieser Kante ablaufen. Sind bei Schälzähnen γ der Brust-, α der Rückenwinkel an der Fräserstirnfläche, so ergeben sich Spanwinkel γ' und Freiwinkel α' im Schnitt $A-B$ (senkrecht zur Schraubenlinie gemessen) aus:

$$\operatorname{tg}\gamma' = \operatorname{tg}\gamma \cdot \cos\varepsilon \quad \text{und} \quad \operatorname{tg}\alpha' = \operatorname{tg}\alpha/\cos\varepsilon .$$

2. Fräsen mit Walzenfräser.

Am Werkstück würde die gleiche Spanschnittfläche entstehen, wenn der Fräser außer seiner Drehung noch eine Vorschubbewegung gegen das ruhend gedachte Werkstück oder wenn jede Fräserzahnspitze gleichzeitig eine Umlauf- und eine fortschreitende Bewegung ausführen würde, Fig. 8. Wenn über die ganze Frästiefe t oder über den ganzen Eingriffbogen $s = d/2 \cdot \varphi$ nur ein einziger Zahn im Eingriff steht, so wird durch zwei aufeinanderfolgende Zähne ein Körper von kommaförmigem Querschnitt, Spankomma, abgehoben, dessen Länge gleich der Fräsbreite b ist. Die waagerechte, an beliebiger Stelle des Eingriffbogens genommene Abmessung des Spankommas ist gleich Vorschub s_z je Fräserzahnteilung, Fig. 9. Der beim geradzähnigen Fräser vor der Schneide liegende Spanquerschnitt $F = b \cdot h$ (Momentanquerschnitt) ändert sich während des Schnittes fortwährend, denn Spandicke (Spanstärke) h (in Richtung Fräserradius) wächst von Null beim Eintritt des Zahns in die Schnittfläche bis zu einem Höchstwert h_g, Fig. 8, beim Austritt des Zahns. Jeder Zahnstellung entspricht also eine bestimmte Schnittkraft G, Fig. 12, die außer von F noch vom Werkstoff abhängt. Aber auch die spezifische Schnittkraft K_s (je 1 mm² Spanquerschnitt) ist von h abhängig, und zwar wird K_s um so kleiner, je größer h. Während des Eingriffs eines Fräserzahns und somit auch während eines Fräserumlaufs werden also G und damit auch Umfangskraft P schwanken, Fig. 14 und 15, weshalb beim geradzähnigen Fräser kein völlig ruhiger Schnitt erzielbar ist, selbst wenn mehrere Zähne gleichzeitig arbeiten. Schälzähne dagegen schneiden nicht auf ganzer Breite zugleich, sondern allmählich an. Daher sind stets mehrere Zähne gleichzeitig im Eingriff, Fig. 10 und 11[1]), und die Schwankungen der Schnittkraft können durch geeignete Fräserwahl verhindert werden.

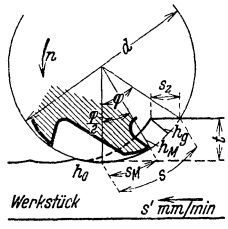


Fig. 8. Fräsvorgang beim Walzenfräser.

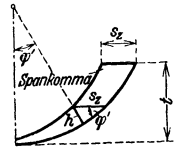


Fig. 9. Spankomma.

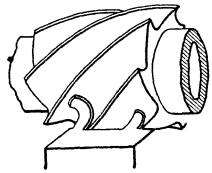


Fig. 10. Spanablauf beim Schälfräser.

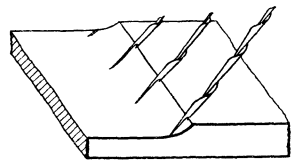


Fig. 11. Späne des Schälfräsers.

Ist $s_z = \dfrac{s'}{n \cdot z}$ = Werkstückvorschub je Fräserzahn (z = Zähnezahl),

φ' = augenblicklicher Winkel des Fräserzahns, Fig. 9,

so ist, wenn nur ein Zahn im Eingriff:

$$h = s_z \cdot \sin\varphi' = \frac{s'}{n \cdot z} \cdot \sin\varphi' .$$

[1]) Vgl. auch Stoewer: Masch.-Bau 1932 S. 485.

Sind gleichzeitig zwei Zähne im Eingriff, Fig. 14, so ist die augenblickliche Gesamtspandicke[1])

$$h = \frac{s'}{n \cdot z} [\sin \varphi' + \sin (\varphi' - \varphi_z)],$$

wobei $\varphi_z = 2\pi/z$ = Winkel zwischen zwei Fräserzähnen. Allgemein ist der Gesamtspanquerschnitt bei bestimmter Fräserstellung gleich der Summe der Momentan-Spanquerschnitte der eingreifenden Zähne, und der größte beim Durchgang durch den Eingriffbogen auftretende Gesamtquerschnitt entspricht der größten Schnittkraft, die für die Festigkeitsberechnung der Maschine maßgebend ist.

3. Kräftezerlegung.

a) Walzenfräser mit geraden Zähnen, Fig. 12 (nur ein Zahn betrachtet)[2]). Bei diesem liegen die Kraftkomponenten senkrecht zur Achse. Zur Drehung des Fräsers muß bei einer bestimmten Stellung desselben vom Antrieb die Umfangskraft P aufgebracht werden. Ferner muß der Zahn in radialer Richtung in den Werkstoff hineingedrückt werden, so daß an seiner Spitze noch Mittenkraft M wirkt. Diese mit P zusammengesetzt, ergibt Gesamtkraft G. Wird diese in Horizontalkraft H (Vorschubkraft) und Vertikalkraft V zerlegt, so können H und V durch Dreikomponenten-Meßtische gemessen werden; hieraus $G = \sqrt{V^2 + H^2}$. Die Komponenten B und R senkrecht zu Brust bzw. Rücken des Zahnes lassen die Beanspruchung der Schneide durch die Schnittkraft erkennen.

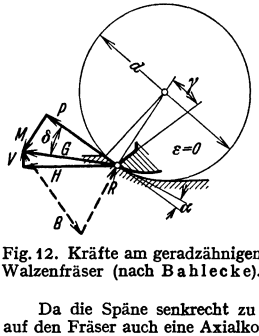


Fig. 12. Kräfte am geradzähnigen Walzenfräser (nach Bahlecke).

b) Walzenfräser mit Schälzähnen. Hier läßt sich, wie erwähnt, ein gleichförmiges Arbeiten des Fräsers erreichen. Man kann dann einerseits durch Meßtisch die Komponenten H und V und damit Größe und Richtung von G ermitteln, andrerseits mittels Seilbremse (Bauart Bahlecke) das Drehmoment am Frädsdorn und hieraus die Umfangskraft P bestimmen. P und G ergeben zusammengesetzt Größe und Richtung der Mittenkraft M.

Da die Späne senkrecht zu den Schraubenlinien der Fräserzähne ablaufen, so setzen sie auf den Fräser auch eine Axialkomponente A ab, s. Fig. 13, die am besten ebenfalls durch Dreikomponentenmeßtisch bestimmt wird. Sie muß so gerichtet sein, daß sie den Frädsdorn in den Spindelkonus hineindrückt.

Fig. 14 zeigt räumlich die Zerlegung der Schnittkräfte G_1 und G_2, wenn zwei Zähne gleichzeitig eingreifen. P_1, P_2 = Umfangskräfte, M_1, M_2 = Mittenkräfte, A_1, A_2 = Axialschübe, die

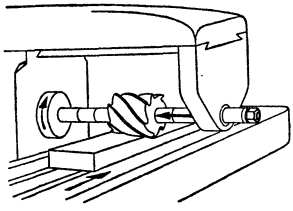


Fig. 13. Richtung der Axialkraft.

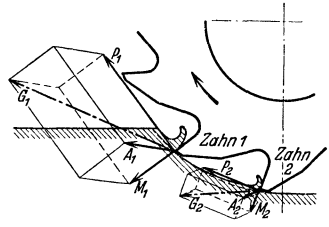


Fig. 14. Kräftezerlegung, wenn 2 Zähne gleichzeitig eingreifen (nach Eisele).

ihre Größe während des Zahndurchgangs durch den Eingriffbogen stetig ändern. Hier werden die Komponenten ΣH, ΣA, ΣV je nach Vorschubrichtung (Tischlängsbewegung), nach Fräserachse (Tischquerbewegung) und nach Tischsenkrechtrichtung, durch Meßtische ermittelt.

Wie Fig. 14 ferner zeigt, kann G_1 bei größerer Schnittiefe nach oben gerichtet und größer werden als G_2, wodurch auch die Gesamtresultierende nach oben gerichtet wird. Dann kehrt ΣV die Richtung um, d. h. die Zähne, die vorher auf das Werkstück drückten, suchen dieses nun vom Tisch abzuheben. Sie werden in den Werkstoff hineingezogen, so daß die Späne um das Spiel, das die Frässpindel in ihren Lagern hat, stärker werden. Rattern des Fräsers oder Zahnbruch ist die mögliche Folge. Um dies zu vermeiden, dürfen besonders bei zähem Werkstoff t und γ nicht zu groß genommen werden.

[1]) Kurrein: Werkst.-Techn. 1929 S. 253.
[2]) Nach Bahlecke: Stock-Z. 1932 Heft 1.

4. Schnittleistung, Schnittkräfte.

a) Schnittleistung N_N. Die Schwierigkeit der rechnerischen Ermittlung der Schnittleistung (Nettoleistung) N_N beim Fräsen liegt in der schon erwähnten Veränderlichkeit der spezifischen Schnittkraft K_s. Man geht folgendermaßen vor (vgl. Fig. 8, 15, 16)[1]: Über Eingriffweg s denkt man sich die wachsende Umfangskraft P des schneidenden Fräserzahns aufgetragen. Die von der P-Kurve eingeschlossene Fläche $A_Z = \int_0^{\varphi} P ds$ (Fräsintegral) stellt dann die von einem Zahn geleistete Fräsarbeit dar. Es ist nachweisbar, daß der Mitte des Eingriffbogens, ($S_M = s/2$), bzw. der dieser zugehörigen Spanstärke, der „Mittenspanstärke" h_M, die mittlere Umfangskraft P_M entspricht, so daß auch: $A_z = P_M \cdot s_i$ (s_i = genaue Länge des Eingriffweges; annähernd $s_i = s = \frac{d}{2} \cdot \varphi$). P_M ist das Produkt aus h_M und zugehöriger spezifischer Umfangskraft K_M (Fräsbreite $b = 1$), somit $P_M = h_M \cdot K_M$. Nach Fig. 8 ist:

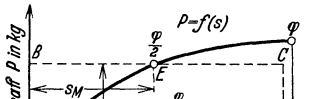


Fig. 15. Veränderlichkeit der Umfangskraft.

$$h_M = h_{\varphi/2} = s_z \cdot \sin\frac{\varphi}{2} = \frac{s'}{n \cdot z}\sqrt{\frac{t}{d}}$$

(da $\sin\frac{\varphi}{2} = \sqrt{\frac{1-\cos\varphi}{2}}$ und $\cos\varphi = \frac{d/2 - t}{d/2}$; s. Bd. I, S. 59).

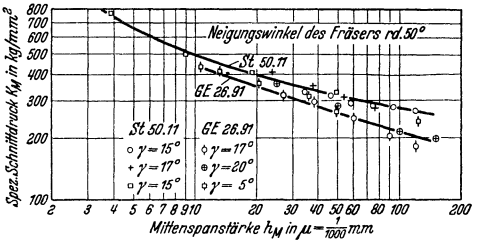


Fig. 16. Spezifische Umfangskraft im Mittenspanquerschnitt.

Hieraus wird weiter abgeleitet:

$A_z = K_M \cdot t \cdot b \cdot s_z$ = Arbeit eines Fräserzahns in kgmm,

$A_n = A_z \cdot z$ = Arbeit je Fräserumdrehung in kgmm,

$N_N = \frac{A_n \cdot n}{60 \cdot 102 \cdot 1000}$ = Schnittleistung in kW, oder

$$N_N = K_M \frac{t \cdot b \cdot s'}{60 \cdot 102 \cdot 1000} = K_M \cdot \frac{\text{Vol}'}{60 \cdot 102 \cdot 1000} \text{ in kW,}$$

wobei Vol′ das minutliche Spanvolumen.

Andererseits ist auch: $N_N = \frac{P_u \cdot v}{60 \cdot 102}$ in kW, wobei v = Fräserumfangsgeschwindigkeit in m/min, P_u = mittlere Umfangskraft für den ganzen Fräser. Somit $P_u = K_M \cdot \frac{t \cdot b \cdot s'}{v \cdot 1000} = K_M \cdot b \cdot h_m$, oder $K_M = \frac{P_u}{b \cdot h_m}$, wobei $h_m = \frac{t \cdot s'}{v \cdot 1000} = \frac{t \cdot s'}{\pi \cdot d \cdot n}$ = mittlere Momentan-Spanstärke. (Nicht Mittenspanstärke!) Mißt man nun durch Abbremsung P_u, so kann man hieraus K_M bestimmen. Auftragung von K_M-Werten, abhängig von h_M, zeigt Fig. 16, für Stahl 50 · 11 und Gußeisen 26 · 91. (Auswertung von Versuchen der Arbeitsgemeinschaft

[1]) Schlesinger: Werkst.-Techn. 1931 S. 409.

deutscher Betriebsingenieure.) Sie können zur Ermittlung der Schnittleistung auch bei anderen Fräsbedingungen ausgewertet werden.

Beispiel[1]: Werkstoff: St. 50·11, $b = 100$ mm, $t = 5$ mm, $s' = 150$ mm/min, $d = 150$ mm $z = 24$, $n = 75$, dann ist:

$$\text{Vol}' = t \cdot b \cdot s' = 5 \cdot 100 \cdot 150 = 75 \cdot 1000 \text{ mm}^3/\text{min},$$

ferner

$$h_M = \frac{s'}{n \cdot z} \sqrt{\frac{t}{d}} = \frac{150}{75 \cdot 24} \sqrt{\frac{5}{150}} = 0{,}015 \text{ mm } (= 15\ \mu).$$

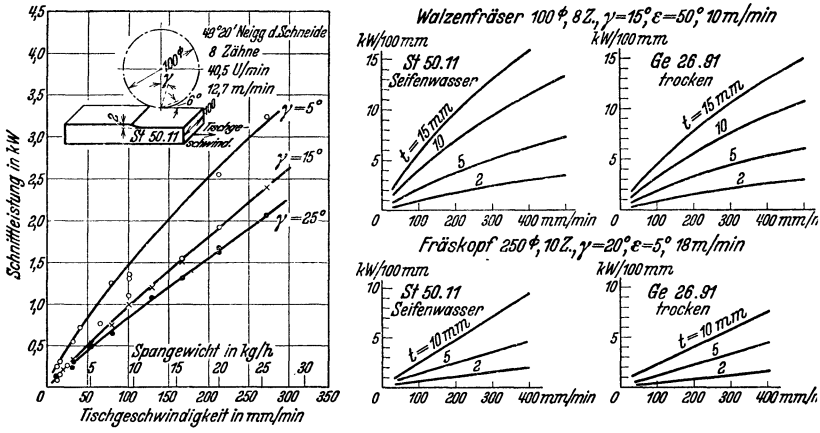


Fig. 17 u. 18. Schnittleistung unter verschiedenen Bedingungen (nach Bahlecke).

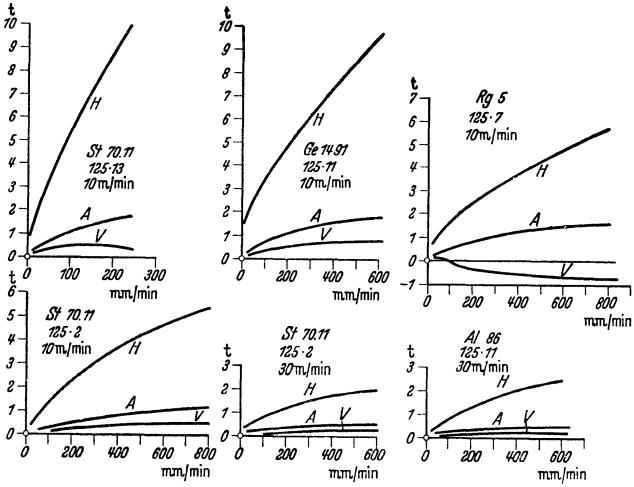


Fig. 19. Schnittdruckkomponenten (nach Eisele).

Hierfür ergibt Fig. 16: $K_M \cong 430$ kg/mm².

Somit Schnittleistung:

$$N_N = K_M \cdot \frac{\text{Vol}'}{60 \cdot 102 \cdot 1000} = 5{,}3 \text{ kW}.$$

[1]) Siehe Schröder: Masch.-Bau 1934 S. 541 u. f.

N_N und P_u ändern sich proportional mit b; K_M wird von Änderungen von γ beeinflußt, s. Fig. 16; von v erscheint es in weiteren Grenzen unabhängig.

Versuche nach Bahlecke[1]). Fig. 17: Abhängigkeit von N_N für Stahl 50·11 von Tisch- oder Vorschubgeschwindigkeit s' (oder vom stündlichen Spangewicht). Einfluß von $\gamma = 5°, 15°$ und 25° auf N_N tritt scharf hervor. Weitere Werte gibt Fig. 18.

b) Schnittkräfte. Fig. 19 nach Eisele stellt die Komponenten H, V, A gemessener Höchstdrücke dar. Sie sind für die Beanspruchung bzw. die Berechnung der Fräsmaschinenteile maßgebend. Walzenfräser aus Schnellstahl: $d = 108$ mm, $z = 11$, $\gamma = 13°$, $\varepsilon = 25°$, $b = 125$ mm. Drücke, abhängig von s' in mm/min, wachsen langsamer als s' oder als Spandicken.

5. Schnitt- und Vorschubgeschwindigkeit.

Fig. 20 gibt Richtwerte für v unter Voraussetzung gleicher Standzeit bei Schnellstahl-Vollfräsern. Fig. 20 gestattet einen Vergleich der Wirtschaftlichkeit bei verschiedenen Fräsbedingungen. Standzeit ist wegen Schärfkosten der Fräser und der Zeitverluste beim Fräserwechsel erheblich größer als beim Drehstahl angenommen, etwa 4 Stunden. Meist rechnet man aber mit größerer Fräserstandzeit, z. B. 8 Stunden und mehr. Dabei ist der zulässige Abstumpfungsgrad der Schneiden viel geringer als beim Drehstahl.

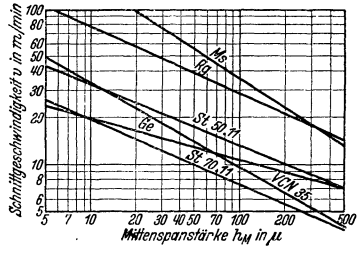


Fig. 20. Schnittgeschwindigkeits-Richtwerte (nach Bahlecke).

Theegarten und Geyer[2]) empfehlen für v und s_z (je Fräserzahn) folgende Richtwerte:

Zahlentafel 1.

Werkstoff	Schnittgeschwindigkeit v in m/min, Schneiden aus: Schnellstahl 20 vH Wo	Schnittgeschwindigkeit v in m/min, Schneiden aus: Hartmetall	Vorschübe s_z in mm je Zahn: Walzenfräser	Walzenstirnfräser	Scheibenfräser	Schaftfräser	hinterdrehter Formfräser	Messerkopf-Schnellstahlschneiden	Messerkopf-Hartmetallschneiden
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Gußeisen Ge 18·91	17 bis 20	60 bis 70	0,2	0,2	0,07	0,05	0,04	0,3	0,1
Stahl St 50·11 . .	16 „ 20	40 „ 60	0,2	0,2	0,07	0,05	0,04	0,3	0,09
Stahl St 70·11 . .	15 „ 18	40 „ 50	0,15	0,15	0,06	0,04	0,03	0,2	0,08
Stahl VCN 35h . .	12 „ 14	30 „ 40	0,1	0,1	0,05	0,02	0,02	0,15	0,06
Stahl VCN 45 . . .	8 „ 12	30 „ 40	0,1	0,1	0,04	0,02	0,02	0,1	0,05
Temperguß Te 38·92	18 „ 20	60 „ 70	0,2	0,15	0,07	0,05	0,04	0,3	0,09
Stahlguß Stg 45·81 .	18 „ 20	40 „ 50	0,15	0,1	0,07	0,05	0,04	0,2	0,08
Bronze GBz 14 . .	40 „ 50	80 „ 100	0,15	0,15	0,07	0,05	0,04	0,3	0,1
Messing Ms 58. . .	50 „ 60	110 „ 120	0,2	0,2	0,07	0,05	0,04	0,3	0,12
Alusil	150 „ 200	300 „ 400	0,1	0,1	0,07	0,04	0,03	0,15	0,08
Silumin.	200 „ 300	400 „ 500	0,1	0,1	0,07	0,05	0,04	0,18	0,08
Elektron	300 „ 400	600 „ 750	0,1	0,1	0,07	0,04	0,03	0,15	0,08
Dural, Lautal . . .	300 „ 400	600 „ 750	0,15	0,1	0,07	0,05	0,04	0,2	0,1
Aluminium	400 „ 500	800 „ 1500	0,15	0,1	0,07	0,05	0,04	0,2	0,08

Die Schnittgeschwindigkeiten der Zahlentafel 1 sind Mittelwerte für Schrupparbeiten; sie können beim Schlichten u. U. bis zu 30 vH erhöht werden. Die Vorschübe s_z je Fräserzahn gewährleisten saubere Fräsfläche bei möglichst langer Standzeit der Schneiden. Sie gelten für stabile Werkstücke, sind also für halb- und unstabile Stücke entsprechend herabzusetzen. Den Werten liegt eine Frästiefe von etwa 3 mm bei Walzenfräsern, eine Frästiefe von etwa gleich der Fräsbreite bei Scheibenfräsern und eine Frästiefe von etwa gleich dem Fräserdurchmesser bei Schaftfräsern zugrunde.

Beispiel für Walzenfräser: Werkstoff St 50·11, $d = 60$ mm, $z = 5$. Aus Zahlentafel 1 folgt hierfür: $v = 20$ m/min, $s_z = 0{,}2$ mm. Sonach $n = 20 \cdot 1000/60\,\pi = 106$ U/min; $s' = n \cdot z \cdot s_z = 106 \cdot 5 \cdot 0{,}2 = 106$ mm/min.

[1]) Masch.-Bau 1930 S. 437 — Stock-Z. 1932 Heft 1.
[2]) s. Werkstattkniffe, Folge 3: Fräsen. München: Carl Hanser-Verlag 1938.

6. Leistungstafel für Fräsen[1]).

Fig. 21 ermöglicht einfache Bestimmung der Fräsleistung und der Vorschubgeschwindigkeit unter gegebenen Schnittbedingungen für stabile, halbstabile und vibrierende Werkstücke.

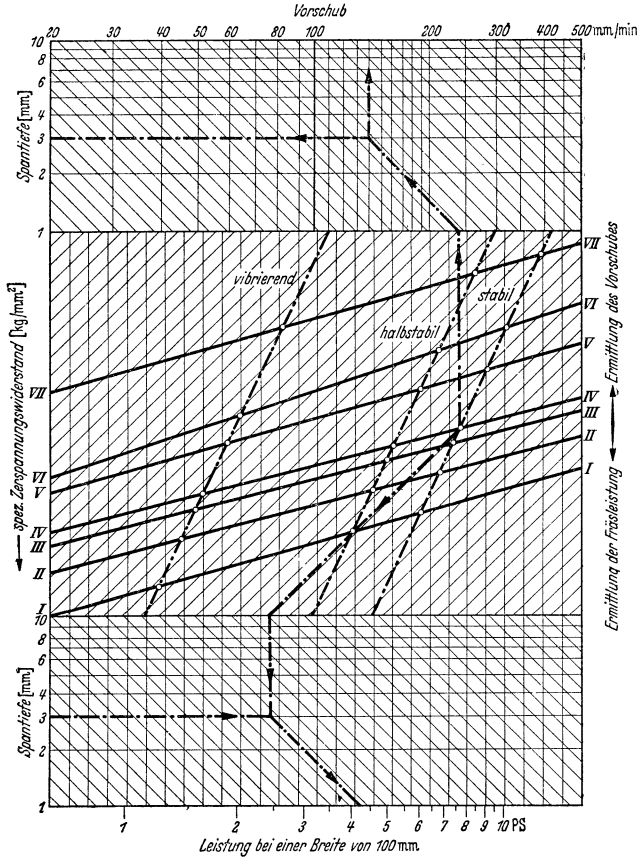


Fig. 21. Leistungstafel für Fräsen. (Nach Cyganski und Glasel.)

Nr.	I	II	III	IV	V	VI	VII
Werkstoff	VCN 25 W	St 52·81	St 70·11	St 50·11	Ge 18·91	Rg 10	Alumin.
Schnittgeschw. v	14 m/min	16 m/min	18 m/min	18 m/min	18 m/min	28 m/min	70 m/min

Beispiel Für St 50·11, Spantiefe $t = 3$ mm) und Fräsbreite $b = 200$ mm wird vom Schnitt zwischen Werkstofflinie IV (St 50·11) und Linie „stabil" ausgegangen. Die strichpunktierten Linien führen oben auf den Vorschub $s' = 140$ mm/min und unten auf die Fräsleistung $2 \cdot 4{,}35 = 8{,}70$ PS. (Antriebleistung folgt durch Division mit Wirkungsgrad η der Maschine.)

7. Gleichlauf-Fräsen.

Fig. 8 zeigt, daß beim Beginn des Zahneingriffs die Fräserumfangsgeschwindigkeit v und die Tisch- (Vorschub-) Geschwindigkeit s' einander entgegengesetzt sind: Gegenlauf-Fräsen. Infolge der Spandicke Null am Beginn des Spankommas kann bei nicht genügend starrem Frädorn oder nicht scharfem Fräserzahn letzterer (unter elastischem Nachgeben des Dorns und des Werkstücks) erst auf der Spanschnittfläche gleiten und reiben, ehe er dann plötzlich den Span

[1]) T. Z. für praktische Metallbearbeitung 1934 S. 447.

abzuheben beginnt. Dies führt zu unruhigem Arbeiten des Fräsers und demgemäß unsauberer Fräsfläche. Daher wurde in den letzten Jahren dem sog. Gleichlauf-Fräsen steigende Beachtung geschenkt, s. Fig. 22. v (bzw. n) und s' sind hier beim Austritt des Fräserzahns aus der Spanschnittfläche gleich gerichtet, wodurch sich die erwähnten Übelstände weniger bemerkbar machen. Die Konstruktion der Fräsmaschine muß aber den Erfordernissen des Gleichlauffräsens besonders angepaßt sein[1]).

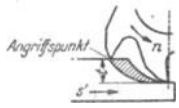


Fig. 22. Gleichlauffräsen.

B. Bauarten, allgemeine Gesichtspunkte, Anforderungen.

Fräsmaschinen sollen mittels ihres mehr- oder vielschneidigen Werkzeugs eine im Verhältnis zur Hobelmaschine vermehrte Spanabnahme und Verminderung der toten Zeiten bewirken. Anforderungen je nach Arbeitsbedingungen verschieden:

Im allgemeinen Maschinenbau muß die Fräsmaschine Stücke wechselnder Art bearbeiten, daher größere Zahl von Schnitt- und Vorschubgeschwindigkeiten (n bzw. s') aufweisen und für sehr verschiedene Arbeitsmöglichkeiten, d. h. universal, eingerichtet sein. Bei Reihen- und Mengenfertigung dagegen wird der gleiche Fräser längere Zeit hindurch benutzt und die Maschine braucht hinsichtlich v und s' nur beschränkter Zahl von Werkstückarten angepaßt werden, deren Bearbeitung gegebenenfalls weitgehend selbsttätig eingerichtet werden kann (Ein- und Mehrzweckmaschinen).

1. Bauarten.

Abgesehen von Einzweckmaschinen und Sondermaschinen für Rund-, Kopier-, Keilnut- und Zahnradfräsen sind zu nennen:

a) Einfache Waagerecht- und Universalfräsmaschinen, z. B. Fig. 23, Fa. Krebs. Sie haben kastenartiges Gestell *1*, in dem der Antrieb für Frässpindel *2* untergebracht ist. An senkrechten

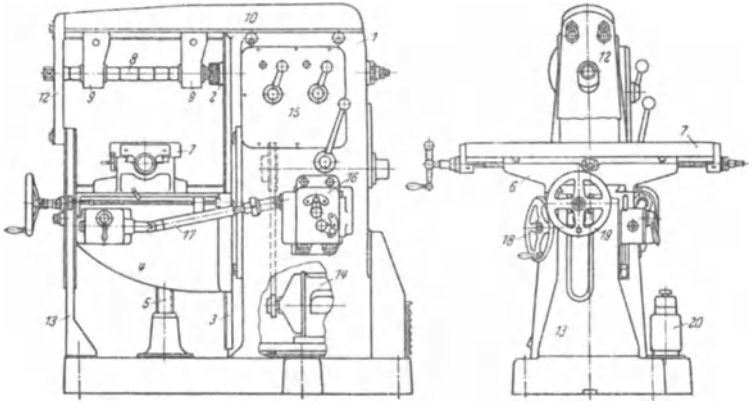


Fig. 23. Einfach-Waagerechtfräsmaschine (Konsolfräsmaschine) (Fa. Krebs, Leipzig).

Führungen *3* verschiebt sich Winkeltisch *4* (Konsol) mittels Schraubenspindel *5*, die sich in einer in der Grundplatte gelagerten Mutter verschraubt. Winkeltisch *4* trägt Schieber *6*, der parallel zur Frässpindel verschiebbar: Querbewegung. Auf *6* geführt und senkrecht zur Spindel bewegt sich Frästisch *7*, der das Werkstück aufnimmt: Längsbewegung. Bei Universalfräsmaschinen ist zwischen *6* und *7* ein Rundschieber eingebaut, mittels dessen der Tisch verschiedene Winkelstellungen gegen die Frässpindel einnehmen kann (Einfräsen von Schraubennuten in zylindrische Werkstücke). Die einfache Waagerechtfräsmaschine ist dagegen besser für schwere Arbeiten und große Spanleistungen geeignet, da bei ihr Tisch *7* im Schieber *6* wegen Fehlen des Rundschiebers länger gelagert werden kann. Schraubenspindel *5* ist meist teleskopartig ausgebildet, um Vertiefung im Fußboden zu vermeiden. Fräsdorn *8* ist in der Spindel befestigt, s. Fig. 23a, und bei Arbeiten mit Walzenfräser in Lagern *9* aufgenommen, die auf Gegenhalter *10* sitzen. Letzterer ist entweder ein Träger mit prismatischen Führungen, Fig. 23b,

[1]) Siehe Jereczek, z. B. Werkzeugmasch. 1937 Heft 5.

oder eine zylindrische Säule. (Mitunter wird der Träger durch zwei parallele zylindrische Säulen gebildet.) Er ist gegenüber Winkeltisch *4* versteift, s. Stützen *12* und *13*, und am Gestell festklemmbar.

Eine Ausführung der Klemmung zeigt Fig. 23c nach Fritz Werner A.G. Gegenhalter *1* wird an Ständer *2* dadurch festgeklemmt, daß Leiste *7* von den beiden ausgefrästen Bolzen *3*

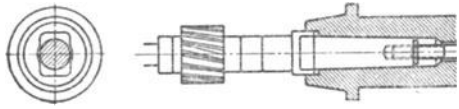


Fig. 23a. Fräsdornaufnahme.

Fig. 23b. Gegenhalterquerschnitt.

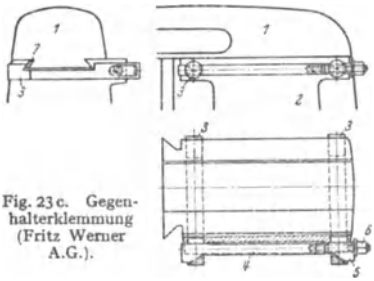


Fig. 23c. Gegenhalterklemmung (Fritz Werner A.G.).

umfaßt und gleichmäßig an die Gegenhalterführung angepreßt wird. Dies geschieht durch Verbindungsstück *4* mit schrägem Kopf, indem mittels Mutter *6* das bewegliche Stück *5* angezogen wird.

Beim Arbeiten mit Messerkopf von größerem Durchmesser wird der Gegenhalter auf der Ständerführung entsprechend nach rückwärts geschoben.

Ständer-, Konsol- und Gegenhalterquerschnitt sind derart ausgebildet, daß sie gegen den annähernd waagerecht gerichteten Frästisch möglichst widerstandsfähig sind. Durch die Stützen *12* und *13* sollen Grundplatte, Ständer und Gegenhalter zum Rahmen geschlossen und damit beim Fräsen Erzitterungen ferngehalten werden. Weiterhin bedeuten in Fig. 23: *14* = Antriebsmotor, *15* = Antriebsräderkasten, *16* = Vorschubräderkasten, *17* = Gelenkteleskopwelle zur Übertragung der Tischbewegungen, *18* = Handrad für Tisch-Senkrechtbewegung, 19 = Handrad für Tisch-Querbewegung, *20* = Kühlwasserpumpe.

Über selbsttätige Vorschub- und Eilgangschaltung s. unter 2.

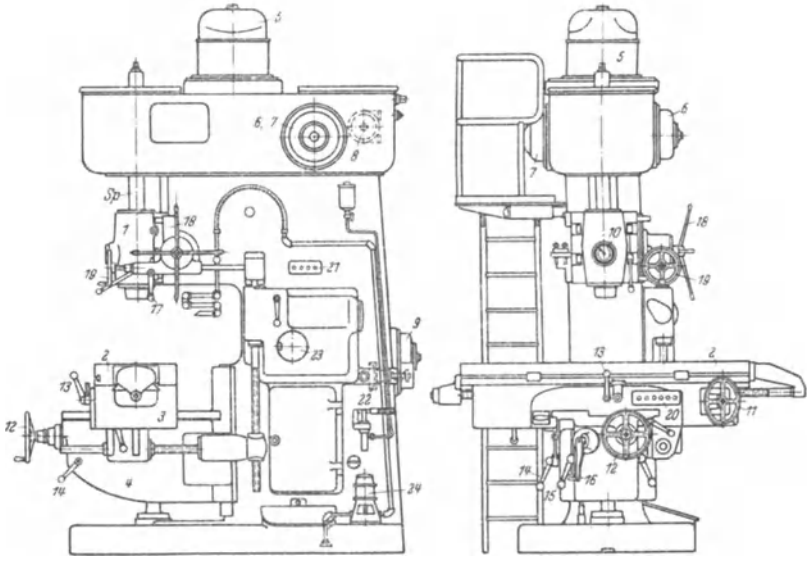


Fig. 24. Senkrecht-Fräsmaschine (Fa. Müller & Montag).

b) Senkrecht-Fräsmaschine, z. B. Fig. 24 (Fa. Müller & Montag). Frässpindel *Sp* ist in Schlitten *1* für Senkrechtbewegung gelagert. Werkstücktisch *2* ist infolge Auflagerung auf

Unterteil (Schieber) *3* und Winkeltisch *4* senkrecht verstellbar. Rundtisch wird häufig verwendet. Da die Maschine sowohl Gußeisen und Stahl als auch Leichtmetalle — gegebenenfalls mit Hartmetallwerkzeugen — bearbeiten muß, so ist Drehzahlbereich groß (1 : 80) angenommen ($n_{min} = 15$, $n_{max} = 1200$ U/min). Dies wird durch Leonardsatz in Verbindung mit Zahnradvorgelege erreicht. Der Vorschubräderkasten wird durch besonderen Elektromotor *9* angetrieben. In Fig. 24 bedeuten ferner: *5* = Fräsmotor, *6*, *7*, *8* = Antriebsmotor, Generator und Erreger

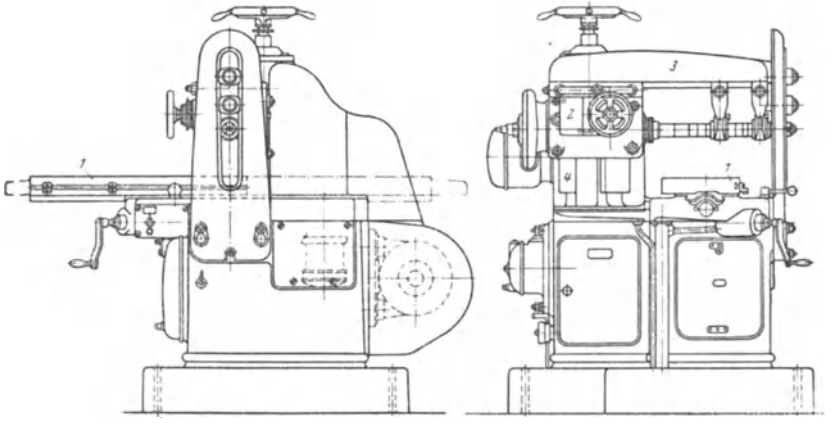


Fig. 25. Planfräsmaschine (Fritz Werner A.G.).

für Leonardsatz, *10* = Zeiger für Spindeldrehzahlen, *11* = Handrad für Längsgang, *12* für Quergang, *13* = Schalthebel für selbsttätigen Längsgang, *14* für selbsttätigen Quergang, *15* für selbsttätige Vertikalbewegung, *16* = Kurbel für Vertikalbewegung, *17* = Schalthebel für selbsttätige Vertikalbewegung des Frässchlittens, *18* = Schnellverstellung des Frässpindel-

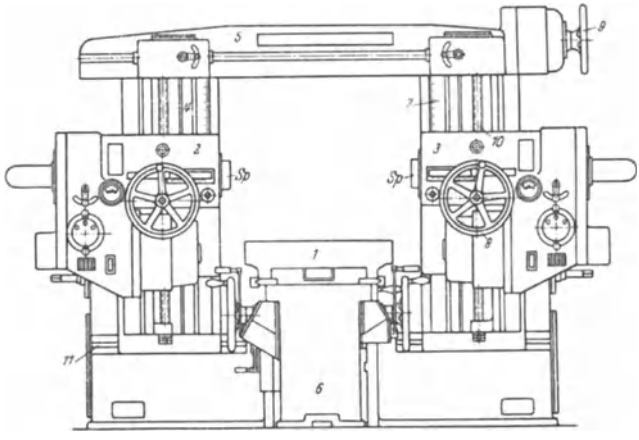


Fig. 26. Langfräsmaschine (Fa. Gildemeister).

schlittens, *19* = Feineinstellung desselben, *20*, *21* = Druckknopftafeln, *22* = Rutschkupplung für Vorschub, *23* = Anzeigevorrichtung für Vorschub, *24* = Kühlwasserpumpe.

c) Planfräsmaschine, z. B. Fig. 25 (Fritz Werner A.G.). Bei dieser hat der Werkstücktisch *1* keine Höhenverstellung. Letztere wird vom Frässpindelstock *2* übernommen, der sich samt dem Gegenhalter *3* für den Fräsdorn am Ständer *4* verschieben kann. Die Frässpindel ist hierbei waagerecht verstellbar dadurch, daß sie in einer Pinole gelagert ist, die mittels Handrad verschoben wird. Diese Maschinen haben naturgemäß nicht die gleiche große Anpassungsfähigkeit an die verschiedensten Werkstückformen und -größen des allgemeinen Maschinenbaus wie die einfachen und universalen Konsolfräsmaschinen. Sie eignen sich daher besonders für

Reihen- und Mengenfertigung, wo die einmal eingestellten Drehzahlen und Vorschübe nicht so oft geändert werden. Deshalb können Schnellwechselgetriebe für Schnitt- und Vorschubantrieb hier entfallen und durch Wechselräder ersetzt werden, was die Konstruktion erheblich vereinfacht. Große Starrheit, da das feststehende Bett — im Unterschied zum verschiebbaren, ausladenden Konsol der Waagerechtfräsmaschine — wirkungsvoll mit Ständer, Gegenhalter und dessen Stütze zum starren Rahmen geschlossen werden kann. Der Tisch gleitet unmittelbar auf dem festen Bett in einer Führung, die etwa so lang wie der Tisch ist (was bei Konsolfräsmaschinen nicht erreichbar).

d) Bei Langfräsmaschine, z. B. Fig. 26 (Fa. Gildemeister), ist der Tisch *1* in Höhe nicht verstellbar. Wegen Auflagerung auf langem Bett kann er längere Wege zurücklegen als der Tisch der Waagerecht- und der Planfräsmaschine. Bei dieser „Hobelmaschinenbauart", bei der Ständer *4*, Bett *6* und Stützbalken *5* einen starren Rahmen bilden, liegen die Bedingungen für erzitterungsfreie Fräsarbeit besonders günstig. Die Senkrechtverstellung übernehmen Frässpindelstöcke *2*, *3* (vgl. Fig. 27); ihre Höhenlage kann auf Strichteilung *7* genau abgelesen werden. Sie können entweder gleichzeitig über Handrad *9* (statt dessen auch Flanschmotor) und Gewindespindeln *10*, oder auch unabhängig voneinander über Handräder *8* verstellt werden.

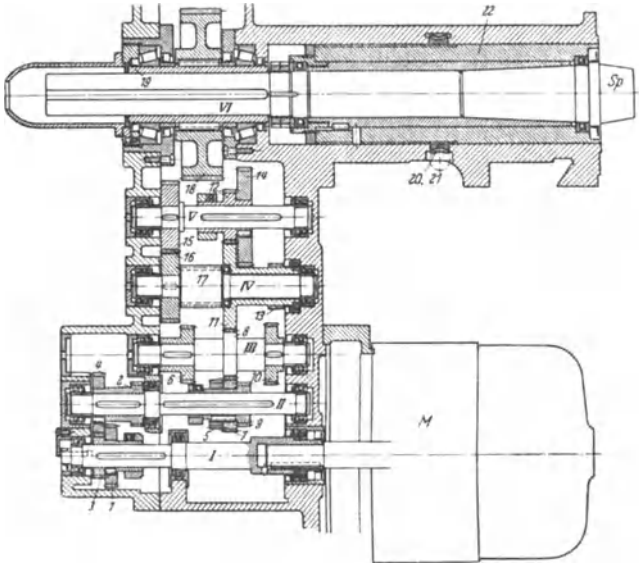


Fig. 27. Frässpindelstock zur Langfräsmaschine Fig. 26 (Fa. Gildemeister).

Die Waagerechteinstellung des Fräsers zum Werkstück geschieht zuerst grob dadurch, daß die ganzen Ständer auf Führungen *11* verschoben werden, sodann fein durch Axialverschiebung der Frässpindel *Sp*, Fig. 27. Zu dem Zweck wird die die Frässpindel umfassende Hülse *22* durch Schnecke und Rad *20/21* axial verstellt.

Der Vorschub des Arbeitstisches *1* erfolgt durch im Bett *6* eingebauten Flanschmotor, ist also unabhängig vom Frässpindelantrieb. Allerdings kann der Vorschubmotor nur arbeiten, wenn der Fräsmotor *M* eingeschaltet ist (Fig. 27). Letzterer treibt über Schieberäder *1*, *3* (Welle *I*) auf Räder *2*, *4* der Welle *II*, auf der der dreifache Schieberadblock *5*, *7*, *9* sitzt, der auf Räder *6*, *8*, *10* (Welle *III*) überträgt. Der lose auf *IV* umlaufende Radblock *11*, *13* kämmt mit den Verschieberädern *12*, *14* auf Welle *V*, von der aus das Wechselrad *15* über Wechselrad *16* (Welle *IV*) das Ritzel *17* und damit das Spindelantriebsrad *18* (Welle *VI*) dreht. Dadurch, daß letzteres auf besonders gelagerter Hülse *19* sitzt, bleibt die Frässpindel *Sp* vom Zahndruck entlastet.

Infolge des elektrischen Einzelantriebs der Frässpindeln können diese völlig unabhängig voneinander arbeiten.

Die Tischbewegungen können auch für selbsttätige Steuerung (Sprungvorschub) eingerichtet werden; vgl. unter 2.

2. Drehzahlen, Vorschübe, Eilgänge.

Die normalen Drehzahlen der Einfach- und Universalfräsmaschinen von 4 bis 12 PS Antriebsleistung für allgemeinen Maschinenbau gehen gewöhnlich über

n = 500 bis 550 Uml/min nicht hinaus, z. B.: n = 14 bis 365, 25 bis 500 Uml/min, unterteilt in 8 bis 12 bis 16 Stufen. Nimmt man z. B. für Stahl 50 · 11 ein v = 16 m/min an, so können Schnellstahlvollfräser mit gängigen Durchmessern richtig eingestellt werden. Für Messing, das z. B. mit v = 50 m/min bearbeitet werde, Fig. 20, reichen die höheren Drehzahlen der angeführten Bereiche noch aus. Verwendet man aber Hartmetallwerkzeuge, so müssen bei Messingbearbeitung schon Messerköpfe von über 100 mm Dmr. und bei Leichtmetallbearbeitung noch größere Dmr. verwendet werden, um die Leistungsfähigkeit der Werkzeuge noch auszunützen. Bei vorwiegender Leichtmetallbearbeitung (auch mit kleineren Fräser-Dmr.) kommen daher Sondermaschinen mit höherliegenden Drehzahlen (Schnelläufer) in Betracht, deren Bau durch heutige Wälzlager begünstigt ist.

Vorschübe (je Uml) sind etwa 12 bis 16, auch mehr, vorhanden; sie müssen unabhängig von n einstellbar sein, um jeweils günstige Fräsbedingungen — z. B. große stündliche Spanmenge — zu schaffen. Sie werden daher von der Antriebwelle, nicht von der Frässpindel, abgeleitet.

Zwischen Motor- oder Antriebscheibe und Antriebwelle wird zwecks raschen Ein- und Ausschaltens der Maschine eine Reibkupplung eingebaut (Kegel-, Spreizring-, Lamellenkupplung). Antriebkupplung wird häufig mit Bremse verbunden, die nach Ausschalten der Kupplung das Getriebe rasch stillsetzt.

Zur Verminderung toter Zeiten dienen:

a) Eilgänge für den Tisch, wodurch das Werkstück rasch an den Fräser heranbewegt und nicht zu fräsende Werkstückflächen rasch am Fräser vorbeibewegt werden; b) schneller Rücklauf des Tisches in Anfangsstellung; c) „Sprungtischschaltung": Selbsttätiger Wechsel von Vorschub auf Eilgang und umgekehrt durch einstellbare Anschläge (oder durch Kurventrommel).

VIII. Schleifmaschinen.

A. Schleifvorgang und Schleifwerkzeug[1]).

1. Schleifen ist spanabhebende Bearbeitungsart. Genaue Arbeit — Toleranzen von 0,005 mm erreichbar —, weil infolge geringer Spanstärke auftretende Kräfte klein; wirtschaftlich, weil Nacharbeit selten erforderlich, Schnitt- und Vorschubgeschwindigkeit groß und Leerlauf nicht vorhanden. Schleifvorgang mit Fräsen zu vergleichen.

2. Schleifwerkzeug[2]) (Fräser mit vielen kleinen Zähnen) besteht aus Schleif- und Bindemittel.

Schleifmittel sind Stoffe großer Härte[3]). Natürliche: Quarz, Schmirgel (Härte 7,5 bis 9), natürlicher Korund (Härte 9 bis 9,5, teuer). Künstliche: Künstlicher Korund (aus Bauxit im elektrischen Lichtbogen erschmolzen, Härte 9,5), Karborund (im elektrischen Ofen erschmolzen, Härte 9,75). Bindemittel: Vegetabilische sind Gummi, Harz, Kunstharz (Bakelit) und Schellack. Sie sind wenig empfindlich gegen Stoß und Druck und werden für Sonderscheiben (dünne Scheiben für Durchschleifen) verwandt. Mineralische Bindemittel sind Magnesia-Zement und Wasserglas. Scheiben werden bei 300° getrocknet; ungeeignet für Hochleistungsschliff, da gegen Wasser empfindlich. Keramisches Bindemittel ist Ton. Scheiben werden bei 1400° gebrannt, sind unempfindlich gegen Wasser, sehr porös (günstig für Spanbildung), da Bindemittel beim Brennen zusammensintert, und für Hochleistungsschliff geeignet.

Härte einer Schleifscheibe nur durch Härte des Bindemittels bedingt. Härtebezeichnung nicht einheitlich, s. Tafel 1. Befestigung der Schleifscheiben erfordert Sorgfalt; sie dürfen durch Einspannflanschen nicht auf Biegung

[1]) Reindl: Spanabhebende Werkzeuge für die Metallbearbeitung. Berlin: Springer 1925. — Buxbaum: Das Schleifen der Metalle. Berlin: Springer 1927.

[2]) Buxbaum: Werkzeugmasch. Bd. 32 (1928) Heft 17 S. 357ff. — Schneider: Ebenda Bd. 37 (1933) Heft 1 S. 1. — AWF-201: Die Schleifscheibe, ihre Wahl und Behandlung. Berlin: Beuth-Verlag 1929. — Uhlig: Werkst.-Techn. Bd. 23 (1929) Heft 6 S. 173ff. — Refa-Lehrmittel. Gr. 11, Bl. 1—5. Berlin: Beuth-Verlag 1926.

[3]) Nach der Mohsschen Härteskala.

Tafel 1. Zusammenstellung verschiedener Härtebezeichnungen.

Härte	sehr weich	weich	mittelweich	mittelhart	hart	sehr hart
Skala	1 bis 4	5 bis 8	9 bis 12	13 bis 16	17 bis 20	21 bis 24
Norton	*E* bis *H*	*J* bis *L*	*M* bis *P*	*Q* bis *T*	*U* bis *X*	*Y* bis *Z*
Karborundum-Werke	$^1/_4H$; $^3/_8H$	$^1/_2H$; $^5/_8H$	$^3/_4H$; $^7/_8H$	H; H_1	H_2; H_3	H_4
Diskus-Werke	1; 2	3; 4	5; 6	7; 8	9; 10	11; 12
Mayer & Schmidt	*F* bis *J*	*J* bis *L*	*M* bis *P*	*Q* bis *S*	*T* bis *V*	*W*, *Z*

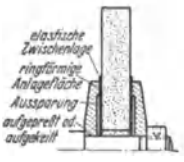


Fig. 1. Richtig eingespannte Schleifscheibe.

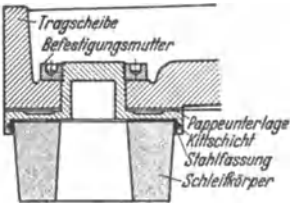


Fig. 2. Einzelschleifkörper mit Fassung (Diskus-Werke, Frankfurt a. M.).

beansprucht werden. Zwischen Schleifscheibe und möglichst große Flanschen, Fig. 1, werden Papp-, Gummi- oder Pappelholzscheiben gelegt[1]). Einspannen von Einzelschleifkörpern[2]) wie in Fig. 2. Scheiben sind in neuem Zustand wie nach größerer Abnutzung sorgfältig auszuwuchten (schmale statisch, breitere dynamisch). Schutzhauben (Stahl oder Stahlguß) sind vorgeschrieben.

B. Schleifmaschinenbauarten und allgemeine Gesichtspunkte.

Bauarten sind sehr vielgestaltig, da Schleifmaschine Fertigarbeiten fast aller Werkzeugmaschinen zu übernehmen hat.

1. Rundschleifmaschine.

Sie dient zum Schleifen zylindrischer und konischer Zapfen, Wellen und Bohrungen. Bauliche Ausführung durch Art der Arbeit und Form und Größe des Werkstückes bedingt (Außen- oder Innenschliff, Einzel- oder Reihenfertigung, kleine zylindrische oder große sperrige Werkstücke). Außenrundschleifmaschinen erhalten oft Zusatzeinrichtungen für Innen- und Planschliff (Universalmaschinen). Ausbildung als Halbautomaten und Einbau doppelspindeliger Revolverköpfe sparen Handzeiten.

a) Außenrundschleifen. α) Vorschubschleifen zwischen Spitzen.

α_1) Rundschleifen bei ortfestem Werkstück (früher Bauart Landis). Werkstück führt Rundvorschubbewegung, Werkzeug Hauptschnitt-, Längsvorschub- und Beistellbewegung aus (für schwere Werkstücke, wie Trockenzylinder usw.).

α_2) Rundschleifen bei hin- und hergehendem Werkstück (früher Bauart Norton). Werkstück führt Rund- und Längsvorschubbewegung, Werkzeug Hauptschnitt- und Beistellbewegung aus.

β) Einstechschleifen (Formschleifen und Schleifen kurzer Zapfen). Schleifscheibe geht in voller Breite an Werkstück heran, sticht ein, geht zurück und sticht — falls Zapfen länger als Scheibenbreite, um einen Bruchteil der Scheibenbreite versetzt — erneut ein, worauf mit einem Hin- und Hergang fertig geschliffen wird.

γ) Spitzenloses Schleifen (Schleifen ohne Aufspannen) wird dort angewandt, wo glatte oder abgesetzte Bolzen in Menge zu schleifen sind. Werkstück auf gehärteter Unterlage, Fig. 3, wird zwischen zwei Scheiben (Schleif- und Vorschubscheibe) hindurchgeführt. Achse der letzteren zur Schleifscheibenachse geneigt, wodurch Längsvorschub zustande kommt[3]). Schleif- und Vor-

[1]) MSO-Mitt. 1928 Heft 13 S. 3; s. auch ebenda 1928 Heft 13 S. 6

[2]) Werkst.-Techn. Bd. 24 (1930) Heft 9 S. 258.

[3]) Wallichs u. Hemscheid: Werkzeugmasch. Bd. 33 (1929) Heft 21 S. 437ff. — S. a. Jercezek: Masch.-Bau Bd. 12 (1933) Heft 5 S. 139 — Werkst.-Techn. Bd. 20 (1926) Heft 10 S. 327.

schubscheibe drehen Werkstück im selben Sinne, wobei langsamer laufende Vorschubscheibe Werkstück bremst (Schleifwiderstand!). Von Drehzahl und Art der Vorschub- und Schleifscheibe (Rauhheitsgrad) hängt Größe des Rundvorschubes ab. Theoretischer Längsvorschub $s = d_v \cdot \pi \cdot n \cdot \sin\alpha$ (m/min) wird nie erreicht, da Werkstück nicht nur abrollt, sondern auch gleitet (s. Arbeitsweise Fig. 3).

b) Innenschleifen. α) Bei kreisendem Werkstück. Dieses führt Rundvorschubbewegung, Werkzeug Hauptschnitt-, Längsvorschub- und Beistellbewegung aus. Maschinen waagerechter Bauart für leichtere Werkstücke, die im Futter (mechanisch oder hydraulisch) gefaßt und zentriert werden. Für schwere Werkstücke Maschinen senkrechter Bauart, auf deren waagerechtem Tisch Werkstücke leichter und sicherer aufgespannt werden.

β) Schleifen mit kreisender Spindel (Planetenbewegung des Werkzeugs). Werkstück steht still, Werkzeug macht Hauptschnitt- und sämtliche Vorschubbewegungen. Maschinen dienen zum Ausschleifen von Bohrungen in sperrigen Werkstücken (können nicht umlaufen, weil Auswuchten unmöglich) Ausführung in waagerechter und senkrechter Ausführung s. Fig. 21.

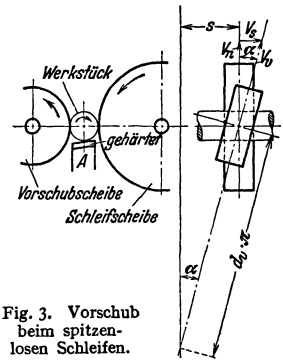


Fig. 3. Vorschub beim spitzenlosen Schleifen.

d_v Durchmesser der Vorschubscheibe (m), s Längsvorschub (m/Umdr. der Vorschubscheibe), α Achsenneigungswinkel der Vorschubscheibe gegenüber der Schleifscheibe, V_v Umfangsgeschwindigkeit der Vorschubscheibe (m/min), V_s Vorschubgeschwindigkeit (m/min), V_n Geschwindigkeitskomponente d. Umfangsgeschwindigkeit der Vorschubscheibe in Richtung der Normalen (m/min), A schräge Werkstücksauflage.

2. Planschleifen[1]).

Art zu schleifender Werkstücke gibt auch hier bald horizontaler, bald vertikaler Bauart den Vorzug. Werkzeug führt Hauptschnitt- und Beistellbewegung, Werkstück die Vorschubbewegung aus.

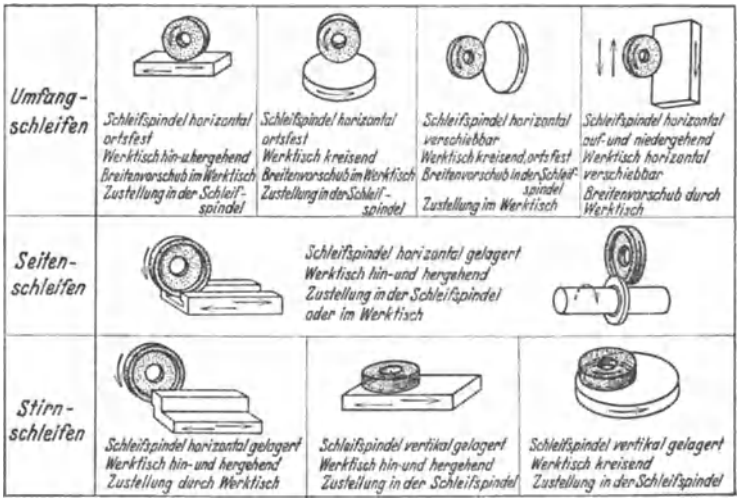


Fig. 4. Verschiedene Arten des Flächenschleifens (nach Hegner[2]).

[1]) Siehe auch Schlesinger: Wirtschaftliches Schleifen. Berlin: Springer 1921.
[2]) Siehe Maschinenbau Bd. 13 (1934) H. 17/18 S. 478.

a) Schleifen mit Scheibenumfang. Maschinen (nur für leichte Werkstücke) erhalten waagerechten Tisch. Bei Maschinen mit Langtisch wird dieser nach jedem Hube ruckweise, bei Maschinen mit Rundtisch die Schleifscheibe stetig weitergeschaltet. Beigestellt (meist von Hand) wird nach Überschleifen der ganzen Fläche.

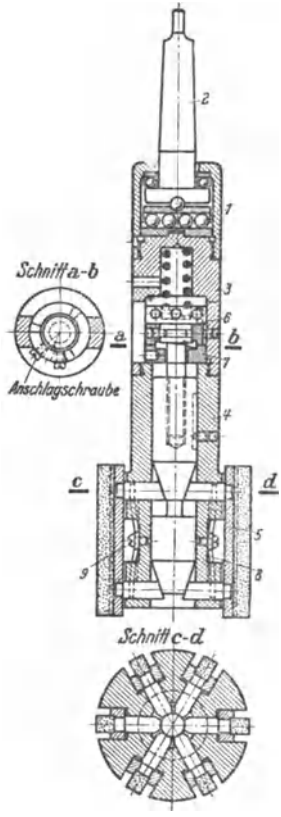


Fig. 5. Schnitt durch eine Schleifahle (Mayer & Schmidt, Offenbach).

b) Schleifen mit Scheibenstirnfläche. Diese Maschinen haben waagerechte und senkrechte Lagerung der Schleifspindel und Rund- oder Langtisch. Werkzeug (Topf- oder Ringscheibe oder Segmentschleifrad) bestreicht die ganze Werkstückbreite (Weiterschalten des Tisches entfällt). Beistellung von Hand oder mechanisch nach jedem Hube. Baustoff der Maschinen mitunter Stahlblech (Zellenbauweise). Vorteil: Gewichtersparnis bei genügender Starrheit.

Fig. 4 zeigt die verschiedenen Arten des Flächenschleifens.

3. Durchschleifen (Trennschleifen).

Wird angewandt für das Trennen von Stoffen, für die die Säge ungeeignet ist. Metalle können mit Schleifscheibe getrennt werden, wenn es sich um kleine Querschnitte oder dünnwandige Profile handelt. Vorteil: Saubere Schnittfläche. Werkzeug: 2 bis 3 mm starke Scheibe mit Gummi- oder Bakelitbindung. Schnittgeschwindigkeit etwa 80 m/sek.

4. Feinstbearbeiten (Feinen) bei hohen Genauigkeitsansprüchen durch Honen und Läppen.

dient der weiteren Verbesserung bereits sauber vorgearbeiteter Flächen durch Glätten und Verdichten. Toleranz 0,001 mm.

a) Honen (Ziehschleifen). Gehont werden Zapfen (seltener) und Bohrungen. Werkzeug (Schleifahle) ist im Prinzip ein Stahlvollzylinder für Honen von Bohrungen oder Hohlzylinder für Honen von Zapfen, der in Nuten Schleifleisten trägt. Schleifweg folgt einer Wellenlinie (kreisende und hin- und hergehende Bewegung überlagern sich). Honen von Hand oder auf der Honingmaschine.

Fig. 5 zeigt den Schnitt einer Schleifahle. Sie besteht aus Pendelfutter *1* mit Morsekonus *2*, Zustellung mit Entspannvorrichtung *3*, Körper *4* und Steinhalter *5*. Pendelfutter ermöglicht genaues Arbeiten, auch wenn Bohrungs- und Spindelmittellinie nicht genau zusammenfallen. Ahle ist im Durchmesser verstellbar. Durch Drehen der Mutter *6* rücken die Steinhalter nach außen oder nach innen. Beim Einführen und Herausziehen bedient man sich der Entspannvorrichtung. Durch Drehen des Keilringes *7* nach links werden die Steinhalter *5* unter Wirkung der Federn *8* zurückgezogen. Drehung nach rechts bringt die Steine wieder zum Anliegen an die Bohrungswand. Auswechseln der in die Steinhalter eingekitteten Steine nach Lösen der Schrauben *9*.

b) Läppen (Reibschleifen). Geläppt werden Zapfen und Bohrungen (selten). Werkzeuge für Läppen von Bohrungen (von Hand oder auf Honingmaschine) sind Dorne, auf die das Schleifmittel eingerollt wird, oder der Schleifahle ähnliche Werkzeuge, die statt Schleifleisten sich drehende Stahlzylinder tragen. Schleifweg wie oben. Werkzeuge für Läppen von Zapfen sind Kluppe, Polierfeile usw. für Läppen von Hand; oder planparallel geschliffene, polierte und gut eingelaufene Scheiben aus Hartguß, Grauguß, Hartkupfer, Hartblei, Antimon und Weißmetall (auch Schleifscheiben) für Läppen auf Läppmaschinen. Läppmittel: Chromoxyd, Polierrot, Korund-, Rubin-, Glas- und Diamantstaub und Wolframkarbidpulver. Binde- und Schmiermittel: Petroleum, Terpentin-, Paraffin- oder Olivenöl mit Beimengung von Mineralöl. Schleifweg entsteht durch Überlagerung von reibender, rollender und gleitender Bewegung.

c) Superfinish-Verfahren[1]) erzielt Oberflächen von höchster Sauberkeit durch geringe Schleifgeschwindigkeit (1 bis 3 m/min) unter Verwendung eines Kühl- und Schmiermittels, wobei der Schleifscheibe eine hin und her gehende Bewegung erteilt wird, Die Abnützung so bearbeiteter Teile, die im Betrieb aufeinandergleiten, soll dadurch auf ein Kleinstmaß herabgesetzt, spezifische Lagerdrücke sollen erhöht werden.

5. Feinstbearbeiten (Feinen) ohne Genauigkeitsansprüche durch Feuern, Scheuern, Schwabbeln u. ä., s. Tafel 2.

Entfernen aller Schleifstriche usw. (nur fürs Auge). Werkzeuge: Mit Leder bespannte Holzscheiben, Preßleder-, Preßkanvas- und Filzscheiben, Fiber- oder

Tafel 2. Hauptmerkmale für die einzelnen Verfahren des Polierens (nach Schröder).

Arbeitsverfahren	Maschine	Werkzeug	Poliermittel
Feuern: Pließten	Schleiferstand Stechzeug Schleif- und Poliermotoren Halbautomaten Automaten Spezial-poliermaschinen Universal-maschinen	Holzscheiben mit Lederbezug (Büffel-, Walroßleder)	Verschieden körniger Schmirgel (Staub- oder geschlämmter Schmirgel), Bimsstein, Tripel, Öl, Talg, Poliermassen usw.
Feuern: Filzen		Filzscheiben	
Scheuern: Bürsten		Fiberkreisbürsten (Drahtbürsten)	
Scheuern: Trommeln	Scheuerfässer Scheuerglocken Scheuertrommeln Rollbänke	Kugeln Stifte Stäbchen Spitzen	Sand Schmirgel Sägespäne Lederabfälle
Schwabbeln	Schleiferstand Stechzeug Schleif- und Poliermotoren Schwabbelautomaten	Scheiben aus Gewebe (Nessel, Leinen, Tuch, Barchent, Köper, Flanell u. dgl.)	Kieselsäure Tripel Kalk Eisenoxyd Chromoxyd Polierpasten

Drahtbürsten und Leinwandschwabbel. Schleifmittel (fast ausschließlich Schmirgel) wird eingerollt, aufgeleimt oder als Paste aufgetragen. Kleine Werkstücke (Mengenherstellung) werden in Rollfässern, Scheuerglocken usw. getrommelt. Poliermotoren ähneln den Schleifböcken.

6. Freihandschliff

auf Schleifböcken für Schleifen einschneidiger Werkzeuge und aller Werkstücke, bei denen Schleifen wirtschaftlicher als Feilen, oder mittels Hand- und Pendelschleifmaschinen.

[1]) Schweiz. Technische Zeitschrift 1939 Nr. 37.

7. Sonderschleifmaschinen

sind für Sonderzwecke erforderlich, wie zum Schleifen von Zahnrädern (Abwälzverfahren), Kurbelwellen (Einstechverfahren), Radsätzen, Nocken, Kugellagern und Gewinden.

C. Antriebleistung der Schleifmaschinen.

Die Antriebleistung setzt sich zusammen aus Leistung für Hauptschnitt- und Vorschubbewegung und Hilfseinrichtungen. Prozentuale Verteilung der Gesamtleistung auf die einzelnen Arbeitsbewegungen zeigt Fig. 6. Rechnerische Leistungsermittlung ungenau, da Verhältnisse am Schleifscheibenumfang noch nicht genügend geklärt und von mehreren in ihrer Größe dauernd wechselnden Faktoren abhängig. Scheiben, die sich nicht genügend scharf halten (zu hart), erhöhen Leistungsbedarf, weil Anpressungsdruck wachsen muß[1]).

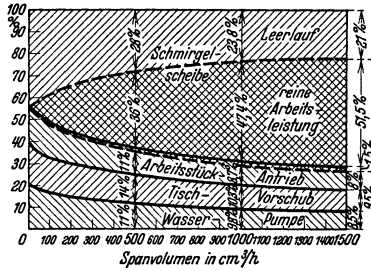


Fig. 6. Verteilung der zugeführten PS in vH bei verschiedenem Spanvolumen (nach Schlesinger).

Die Gesamtleistung einer Schleifmaschine ist:

$$N = N_N + N_L.$$

Hierbei ist: $N_N = N_H + N_V + N_h$; N_L = Leerlaufleistung, N_N = Nutzleistung, N_H = Hauptschnittleistung, N_V = Vorschubleistung, N_h = Leistung für Hilfseinrichtungen (Pumpe u. ä.), wobei $N_V = N_{\text{Rundvorsch.}} + N_{\text{Längsvorsch.}} + N_{\text{Beistellung}}$.

Reibungsarbeit in der engen Spindellagerung muß nachgerechnet werden. $N_{\text{Lagerreibung}} = Q\,\mu\,v'/75$; wobei Q = resultierende Lagerbelastung (Gewicht von Scheibe und Spindel, Riemenzug, radialer und tangentialer Schleifdruck). v' = Umfangsgeschwindigkeit der Schleifwelle = $d_W\,\pi\,n/60$ (m/sek); n = Schleifspindeldrehzahl (Uml/min), $\mu = 0{,}1$ (für Stahl auf Bronze) wegen der engen Spindellagerung.

a) Antriebleistung N_H für Hauptschnittbewegung. $N_H = Pv/75$; wobei P (kg) = tangentiale Schleifkraftkomponente, v (m/sek) = Schnittgeschwindigkeit der Schleifscheibe ist.

Werkzeugumfanggeschwindigkeiten[2]).

Laut Ministerialerlaß vom 8. Oktober 1909 sind zugelassen:

Für Scheiben mit mineralischer Bindung . . . . . 15 m/sek
„ „ „ vegetabilischer und keramischer Bindung 25 m/sek

bei Werkstückzuführung von Hand.

Bei mechanischer Werkstückzuführung (Supportschleifen) . . 35 m/sek.

Des weiteren „kann bei Nachweis eines entsprechend hohen Probelaufes und bei besonders starken Schutzvorrichtungen in Ausnahmefällen bei Supportschleifmaschinen bis zu 50 m/sek gegangen werden". Umfangsgeschwindigkeit beim Innenschliff 18 bis 24 m/sek, ebenso beim Werkzeugschliff.

Tangentiale Schnittkraft P_T, Fig. 7.

Schlesinger und Uber[3]) haben Schleifdrücke direkt gemessen. Durchbiegung einer zwischen Spitzen eingespannten Welle wurde bei verschiedenen

---

[1]) Schlesinger: Werkst.-Techn. Bd. 20 (1926) Heft 21 S. 645.

[2]) Hütte, Taschenbuch für Betriebsingenieure. 3. Aufl., S. 881 ff. Berlin: Ernst & Sohn 1929

[3]) Schlesinger u. Uber: Werkst.-Techn. Bd. 14 (1920) Heft 18 S. 489. — S. a. Mitt. über Forsch.-Arb. VDI, Heft 10. Grübler; Heft 43, Schlesinger; Heft 105, Pockrandt; ferner Coudron: Experiences sur le travail des machines outils pour les métaux, Paris 1902.

Schnittiefen gemessen und hieraus Schnittkraft R und weiterhin durch Kräftezerlegung nach Fig. 7 P_T und P_R ermittelt; s Fig. 8.

Friedrich[1]) faßt Schleifscheibe als Fräser mit sehr viel kleinen Zähnen auf und rechnet mit der für Fräsen gültigen Formel:

$$P_T = v_W s t K / 60 v_S;$$

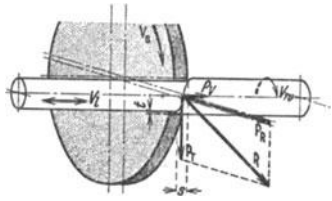


Fig. 7. Kräfte an der Berührungsstelle von Schleifscheibe und Werkstück.

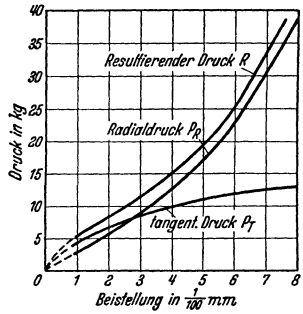


Fig. 8. Schleifdruckkurven (nach Schlesinger und Uber).

hierbei ist: v_W = Werkstückgeschwindigkeit (m/min), v_S = Schleifscheibenumfangsgeschwindigkeit (m/sek), s = Längsvorschub (mm/Uml), t = Schnitttiefe (mm). K = Werkstoffkonstante (kg/mm²), abhängig von s und t, kann für t = 0,05 bis 0,14 aus Fig. 9 und 10 entnommen werden. (Werte aus Versuchen von Schlesinger[2]) errechnet.)

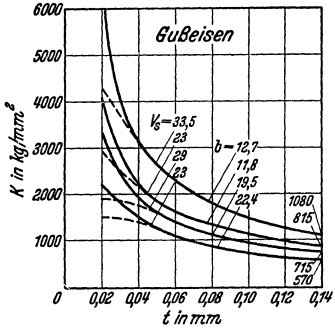


Fig. 9. Abhängigkeit des spezifischen Schnittwiderstandes K von der Schnittiefe bei Gußeisen (nach Friedrich).

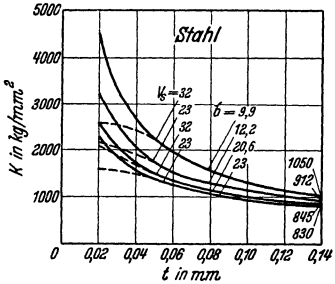


Fig. 10. Abhängigkeit des spezifischen Schnittwiderstandes K von der Schnittiefe bei Stahl (nach Friedrich).

Schlesinger[3]) hat als neue Bezuggröße, ähnlich wie für Fräsen, die Mittenspanstärke (Stärke des Spanes in der Mitte des Eingriffbogens) eingeführt. (Fischersche Formel[4]) berücksichtigt Veränderlichkeit des spez. Schnittdruckes K nicht; Salomonsche Formel[5]) zu verwickelt.) Hiernach ist der tangentiale Schnittdruck: $P_T = K_M \cdot s \cdot h_m$; wobei s = Längsvorschub (mm/Uml), h_m = mittlere Momentanspanstärke, errechnet aus dem minutlichen Spanvolumen und mittleren Momentanspanquerschnitt[6]), ist.

---

[1]) Friedrich: Z. VDI Bd. 35 (1909) Heft 22 S. 860.
[2]) Schlesinger: Mitt. über Forsch.-Arb. VDI, Heft 43 (1907).
[3]) Schlesinger: Werkst.-Techn. Bd. 25 (1931) Heft 17 S. 409ff.
[4]) Fischer: Die Werkzeugmaschinen. Bd. I, 2. Aufl., S. 17. Berlin: Springer 1905.
[5]) Salomon: Z. VDI Bd. 72 (1928) Heft 45 S. 1619.
[6]) Schlesinger: Werkst.-Techn. Bd. 25 (1931) Heft 17 S. 409ff.

$h_m = t v_W / d_s \pi n$; hierbei ist: t = Schnittiefe (mm), v_W = Werkstückumfangsgeschwindigkeit (mm/min), d_s = Scheibendurchmesser (mm), n = Drehzahl der Schleifscheibe (Umdr./min). Werkstoffkonstante K_M ist aus für jeden Werkstoff aufzustellenden Diagrammen zu entnehmen und gilt für einen bestimmten Werkstoff und alle Schleifarten im Gegensatz zu obigem K, das für einen bestimmten Werkstoff und eine Schleifart gilt. K_M-Werte für Gußeisen bei verschiedenen Schleifbreiten b (Längsvorschüben s) und Tischgeschwindigkeiten (Rundvorschubgeschwindigkeit v_W) sind in Fig. 11 in Abhängigkeit von der Mittenspanstärke aufgetragen (nach Coenen)[1]. Mittenspanstärke

$$h_M = \frac{v_W}{1000 \cdot v_s} \cdot \frac{t}{Z_K \cdot d_s};$$

wobei Z_K = Anzahl der Schleifkörner pro mm² des Scheibenumfanges ist.

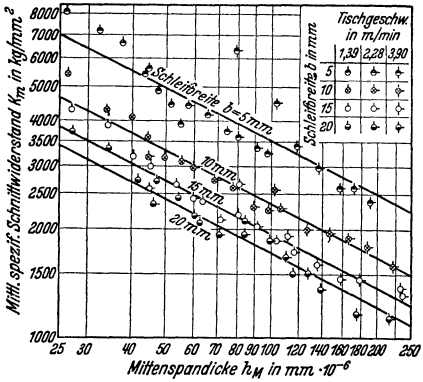


Fig. 11. Spezifischer Schnittwiderstand in Abhängigkeit von der Mittenspandicke (nach Coenen).

Einfluß der Spanbildung auf Energieverbrauch s. Krug[2]).

b) Antriebleistung N_V für Vorschubbewegung. Hierfür sind ∽5 bis 10 vH der Schnittleistung anzusetzen[3]). $N_{\text{Rundvorschub}} = \frac{P \cdot v_w}{60 \cdot 75}$; P = tangentialer Schnittdruck (kg), v_w = Werkstückumfangsgeschwindigkeit oder Rundvorschubgeschwindigkeit (m/min). Beim Planschliff für v_w Tischgeschwindigkeit v_T einsetzen.

Werkstückumfangsgeschwindigkeiten[4]).

a) Für Stahl und Schmiedeeisen:

1. Schruppschliff.

Bei kurzen Stücken über 100 mm Dmr. und Längsvorschüben von $^2/_3$ bis $^3/_4$ Scheibenbreite/Umdr. . . . . = 12 bis 15 m/min
Bei langen Stücken über 120 mm Dmr. und Vorschüben bis $^2/_3$ Scheibenbreite/Umdr. . . . . = 10 „ 12 „
Bei Stücken geringeren Durchmessers und Vorschüben von $^1/_3$ bis $^1/_2$ Scheibenbreite/Umdr. . . . . = 10 „ 12 „
Bei Vorschüben von $^1/_3$ bis $^3/_4$ Scheibenbreite/Umdr. . . . . = 8 „ 10 „

2. Feinschliff.

Für Schlichtarbeiten . . . . . = 6 bis 8 m/min
Für sehr sauberen Schliff . . . . . = 2 „ 6 „

b) Für Gußeisen.

Schruppen (starke und schwache Stücke) . . . . . = 12 bis 15 m/min
Schlichten . . . . . = 6 „ 10 „
Sehr sauberes Schlichten . . . . . = 3 „ 6 „

Schnittdruck in Längsrichtung ist wegen der geringen Schnittiefe sehr klein, so daß nur Leistung für Tischbewegung einzusetzen ist (Reibungsarbeit).

---

[1]) Coenen: Masch.-Bau Bd. 11 (1932) Heft 21 S. 450.
[2]) Krug: Masch.-Bau Bd. 4 (1925) Heft 18 S. 875ff.
[3]) Berichte V. f. W. Heft 1, 5, 8.
[4]) Hütte, Taschenbuch für Betriebsingenieure. 3. Aufl., S. 883. Berlin: Ernst & Sohn 1929.

Leistung für Beistellbewegung trotz hoher Schnittkraft P_R (= 1,6 bis $2P_T$)[1]) sehr niedrig, weil geringe Beistellgeschwindigkeit, und ist daher zu vernachlässigen.

D. Antriebverhältnisse.

Hauptsächlichste Forderung bei Schleifmaschinen ist ruhiger Lauf. Neben großer Starrheit wegen hoher Genauigkeitsansprüche besonders sorgfältige Durchbildung des Antriebes erforderlich.

1. Hauptschnittantrieb.

Übertragen der Schleifkraft über Zahnradvorgelege unzulässig. Bei Riementrieb Riemenschloß vermeiden. Riemenenden abschrägen und verleimen. Vorteilhafter endlos gewebte Gurte, für Übertragung größerer Leistung Mehrfach-Keilriemen, für höhere Drehzahlen Seiden- und Sonderlederriemen. Schleifspindel spielfrei lagern; Lager reichlich bemessen, um Wärme gut abzuführen. Sichere Führung für den Schleifschlitten.

a) Beim Außenrundschleifen. Zwei Spindeldrehzahlen für neue und abgenutzte Scheiben vorsehen. Schleifspindeln aus legiertem Stahl, gehärtet, geschliffen und unter Umständen geläppt. Antrieb von Transmission oder Motor auf Schleifspindel direkt oder über meist an Maschine angebautes Vorgelege.

b) Beim Innenschleifen. Innenschleifmaschinen für großen Durchmesserbereich erhalten vorteilhaft mehrere Spindeldrehzahlen. Scheibendurchmesser klein, weshalb hohe Spindeldrehzahlen nötig (bis 80000 Uml/min). Spindel ragt ausladend in Bohrung hinein und ist deshalb so kräftig auszuführen, wie es Bohrung zuläßt (mehrere auswechselbare Spindeln).

c) Beim Planschleifen mit Scheibenstirnfläche sind die großen axialen Kräfte durch entsprechend ausgebildete Längslager aufzunehmen.

2. Vorschubantrieb.

Um der Schleifscheibe neues Material zuzuführen, ist Vorschub in tangentialer Richtung (Rundvorschub beim Rundschliff und Längsvorschub beim Planschliff), in axialer Richtung (Längsvorschub beim Rundschliff und ruckweises Weiterschalten senkrecht zur Hauptschnittbewegung beim Planschliff mit Scheibenumfang — bei Planschliff mit Scheibenstirnfläche entfällt dieser Vorschub —) und in radialer Richtung (Beistellung) erforderlich.

a) Vorschub in tangentialer Richtung. Antrieb so durchzubilden, daß erforderliche Geschwindigkeiten (s. o.) erreicht werden. Werkstückdrehzahlen (geometrisch gestuft) werden in genügender Anzahl durch Ziehkeilgetriebe und Nortonkegel im Verein mit Vorgelegen und Verschieberäder erreicht. Flüssigkeitsgetriebe ermöglichen stufenlose Schaltung. Ruhiger Lauf auch für Werkstückbewegung unbedingt erforderlich.

b) Vorschub in axialer Richtung. Mehrere Geschwindigkeiten erforderlich, weil $^1/_3$ bis $^9/_{10}$ Scheibenbreite in Eingriff stehen sollen (Schaltgeschwindigkeit in Längsrichtung [mm/min] = in Eingriff stehende Scheibenbreite × Werkstückdrehzahl/min). Theoretisch genaue Vorschübe schalten Flüssigkeitsgetriebe (Kolbentrieb), während mechanische Antriebe von Räderkästen aus über ein Ritzel auf eine am Tisch befestigte Zahnstange noch häufig angewandt werden. Vorschubgetriebe muß Tisch während des Hubes mit gleichförmiger Geschwindigkeit bewegen und am Hubende umsteuern. Umsteuereinrichtung muß Hub sicher begrenzen (Schleifen gegen Bunde) und Tisch möglichst stoßfrei umkehren. Am Hubende soll Tisch für die Zeit einer Werkstückdrehung stillstehen[2]). Umsteuerung wird durch Tischknaggen über einen Hebel betätigt, wobei Mittellage des Hebels (Totpunkt der Steuerung) durch

[1]) Werkst.-Techn. Bd. 21 (1927) Heft 20 S. 585ff.
[2]) Heymann: Werkst.-Techn. Bd. 22 (1928) Heft 10 S. 308ff.

lebendige Kraft des Tisches, durch mechanisches Element (Momentan-Umsteuerung) oder durch hydraulische Vorsteuerung, Fig. 12[1]), überwunden wird.

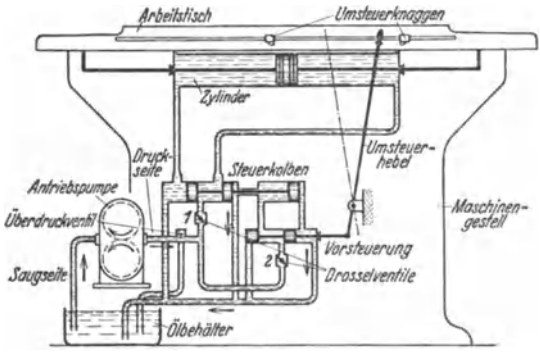


Fig. 12. Schema eines hydraulischen Tischantriebes mit Vorsteuerung (nach Krug).

Bei Pumpen mit konstanter Fördermenge wird Tischgeschwindigkeit durch Drosselventil geregelt. Überdruckventil, in die Druckleitung eingebaut, hält Druck konstant und leitet unbenutztes Öl in Ölbehälter zurück. Pumpe arbeitet mit schlechtem Wirkungsgrad, aber betriebssicher. Regelbare Ölpumpe arbeitet mit besserem Wirkungsgrad, ist aber nicht so einfach und bedingt sorgfältige Konstruktion. Tischgeschwindigkeit abhängig von der geförderten Ölmenge. Druck nicht konstant, sondern ändert sich mit Arbeitswiderstand. Umsteuerpunkte werden bei hydraulischen Tischantrieben gut eingehalten, da Ölstrom zum und vom Zylinder während des Umsteuerns gedrosselt und für einen Moment abgeschlossen wird. Bei schweren Schleifmaschinen, bei denen große Massen (Tisch und schweres Werkstück) umgesteuert werden, treten Stöße auf, die Getriebe und Güte der Arbeit schädigen. Besondere Vorrichtungen bei hydraulischen Antrieben verhindern dies. Steuerkolben werden hier nicht durch Umsteuerhebel direkt, sondern über Vorsteuerung (Servomotor) betätigt. Steuerkolbengeschwindigkeit kann unabhängig von Tischgeschwindigkeit durch Drosselventil *2* reguliert werden, wodurch Umsteuergeschwindigkeit und Dauer des Tischstillstandes bei Hubwechsel regulierbar und stoßfreie Umkehr des Tisches erreicht wird.

c) Beistellbewegung. Vorschubbewegung in radialer Richtung (Zu- oder Beistellbewegung) macht Werkstück oder im allgemeinen Werkzeug. Schleifbock, als Schleifschlitten ausgebildet, wird an Werkstück herangeführt, betätigt von einem Schaltwerk aus mittels Spindel oder Zahnstange mit Ritzel. Vorhandenes Spiel wird durch starke Federn, Gegengewichte oder hydraulisch beseitigt. Einrichtung wirkt so, daß sie Werkzeug immer auf das Werkstück zu- oder vom Werkstück abdrückt. Bei mechanisch-automatischer Beistellung wird Sperrad durch Hebelwerk mit Sperrklinke geschaltet, das durch Hubscheiben, Nocken oder, wie in Fig. 13, vom Umsteuerhebel aus bewegt wird.

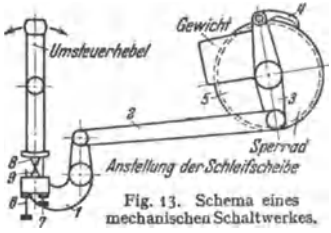


Fig. 13. Schema eines mechanischen Schaltwerkes.

Umsteuer- oder besonderer Beistellhebel legt sich in normaler schräger Stellung mit einer Wange der Schneide *8* an die Wange der Schneide *9*. Wird Hebel umgelegt, so drückt Schneide *8* Schneide *9* nach unten und dreht den Hebel *1*. Durch Zugstange *2* wird Doppelhebel *3* und mittels Sperrklinke *4* Sperrad *5* gedreht. Beigestellt wird, bis Schneiden *8* und *9* übereinanderstehen. Bei weiterer Drehung legen sich die anderen Wangen der Schneiden aneinander, so daß Doppelhebel *3* unter der Wirkung eines Gewichtes oder einer Feder wieder zurückgedreht wird. Durch Schrauben *6* und *7* wird Größe der Beistellung eingestellt, wobei für Hin- und Hergang des Tisches verschiedene Beistellwerte möglich sind.

E. Bauliche Einzelheiten an ausgeführten Konstruktionen.

1. Eine hydraulische Rundschleifmaschine (Fortuna-Werke, Stuttgart-Cannstatt) zeigt Fig. 14 in Ansicht, Fig. 15 und 16 in Längs- und Querschnitt.

[1]) Krug: Werkst.-Techn. Bd. 22 (1928) Heft 10 S. 299.

Die Maschine wird durch Elektromotor *1* (1500 Uml/min, 20 PS) angetrieben. Mittels sechs Keilriemen *2*, durch Spannrolle *3* gespannt, wird über Vorgelegetrommel *4* die Schleifspindel *5*, Fig. 16, getrieben. Vorgelegetrommel *4* treibt über zwei Keilriemen *6* die Enor-Pumpen *7* und *8*, die Drucköl für sämtliche Vorschübe erzeugen.

Enorpumpe *7* für Rund- und *8* für Längsvorschub sind in ein am Bettkörper angeflanschtes Gehäuse eingebaut, Fig. 15. Die Welle des Enor-Motors läuft in Kugellagern, die Werkstückspindel in nachstellbaren Bronzelagern.

Zum Schleifen zwischen toten Spitzen wird Werkstückspindel durch Schnappstift gegen Verdrehen gesichert. An Mitnehmerscheibe *M* (Fig. 18) angebrachte Hebel H_4 mit Stift *S* nimmt das Werkstück auf. Nach Lösen der Schraube *s* kann Mitnehmerhebel H_4 auf Werkstückdurchmesser eingestellt werden. Für Schleifen mit Spannfutter wird nach Abheben des Deckels *D* Mitnehmerscheibe samt Lagerung und Gewindebüchse von der festen Gewindespindel abgenommen und Spannfutter aufgesetzt. Für Schleifen mit Spannzangen muß Spindel umlaufen, wozu Mitnehmer H_4 entfernt und Scheibe S_1 durch zwei versenkte Schrauben auf Mitnehmerscheibe aufgeschraubt wird. Hierbei müssen die in Scheibe S_1 befestigten zylindrischen Stifte s_1 in die Löcher der Gewindebüchse *G* eingreifen.

Tischbewegung (Fig. 15) wird durch Kolbentrieb *9* und *10* eingeleitet. Zylinder *9* ist am Maschinenbett befestigt, Kolben *10* ist mit Tisch verbunden. Das von Enor-Pumpe *8* gelieferte Trieböl wird durch im Steuerkasten *11* liegenden Umsteuerhahn *12* abwechselnd einem der Zylinderenden zugeführt. Das entspannte Öl fließt in den Ölbehälter zurück. Mittels Drosselventil *13* wird Tischgeschwindigkeit reguliert. Durch Umlegen des Hebels *14* wird Abstellhahn *15* geöffnet und Tischbewegung eingeschaltet. Mittels Handrad und Verschieberädervorgelege (s. Teilkreise in Fig. 15) wird Tisch von Hand bewegt. Zahnstangenritzel des Vorgeleges steht mit Tischzahnstange immer in Eingriff, während Verschieberäder durch Federdruck in Eingriff gehalten werden. Wird Tischselbstgang eingeschaltet, so tritt Drucköl hinter einen auf die Schieberäder wirkenden Kolben, überwindet den Federdruck und bringt Verschieberäder außer Eingriff, so daß Handrad bei Tischselbstgang nicht um-

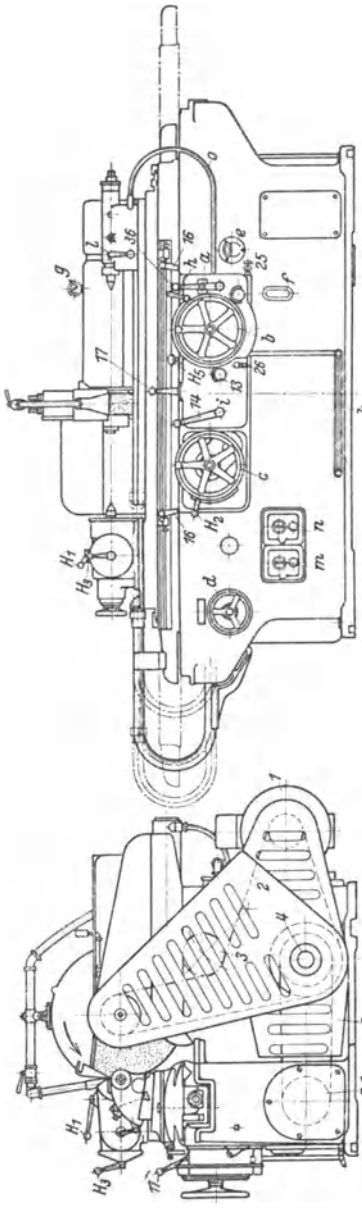


Fig. 14. Außenrundschleifmaschine mit hydraulischem Antrieb. (Fortuna-Werke. Stuttgart-Cannstatt.)
a Ausschalthebel für Werkstückbewegung, *b* Handrad für Beistellung von Hand (Grobverstellung des Schleifschlittens), *c* Handrad für Tischverschiebung von Hand, *d* Handrad für Motoranlasser, *e* Öleinfüllöffnung, *f* Ölstandsanzeiger, *g* Manometer (Druck des Schmieröles für die Schleifspindellager, *h* Anschlag für die Skalascheibe in Nullstellung, *i* Knopf zum Kuppeln des Hebels *14* mit Hebel *36*, *k* Trethebel zum Zurückziehen der Reitstockpinole, *l* Knebel zum Festklemmen der Reitstockpinole, *m* Schalter für Ölkühlung, *n* Schalter für Wasserpumpe, *o* Preßölzuleitung für hydraulischen Reitstock (Metallschlauch).

läuft. Umsteuereinrichtung ist halbhydraulisch. Tischknaggen *16* drehen Umsteuerhebel *17* (Fig. 19) und damit Umsteuerhahn *12*. Am unteren Arm des Umsteuerhebels *17* sitzt Schneide *18*, der unter Federdruck eine zweite Schneide *19* entgegenwirkt. Hat lebendige Kraft

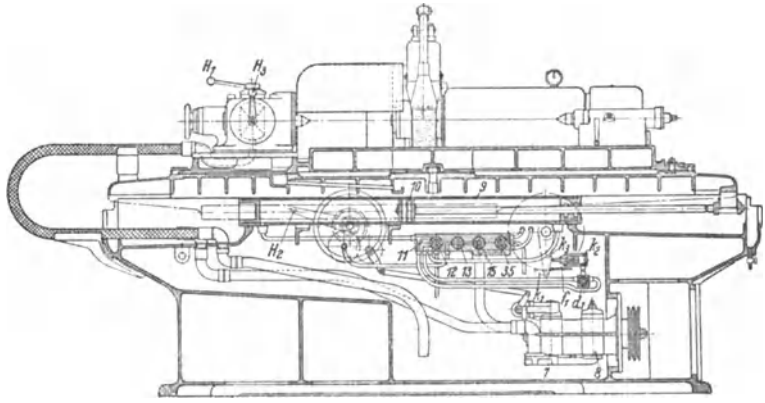


Fig. 15. Längsschnitt durch die Maschine nach Fig. 14.

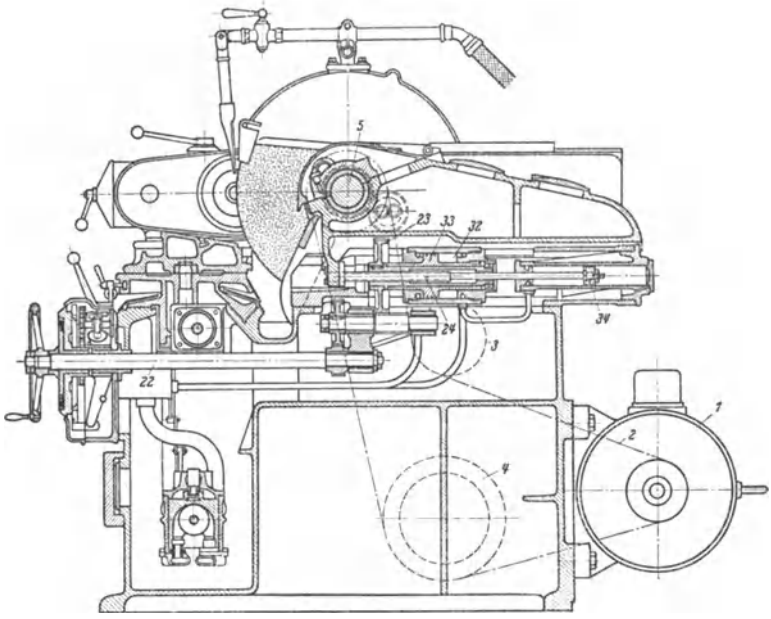


Fig. 16. Querschnitt durch die Maschine nach Fig. 14.

des Tisches Umsteuerhebel so weit umgelegt, daß Ölzu- und -abfluß abgesperrt sind (toter Punkt), schaltet Gegenschneide *19* vollends um. Das allmähliche Umlegen des Umsteuerhebels gestattet stoßfreies Umsteuern.

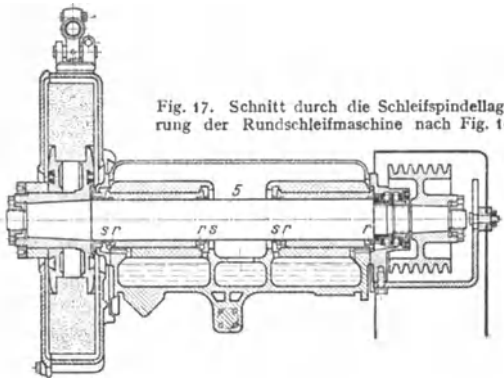


Fig. 17. Schnitt durch die Schleifspindellage rung der Rundschleifmaschine nach Fig. 14

Die Schleifspindelgleitlager bestehen aus je zwei Bronzelagerschalen, von denen die untere im Spindelstock festgeschraubt ist; die obere Schale ist im Gußdeckel eingelassen und so auf die untere Schale aufgepaßt, daß Schleifspindel das gewünschte Spiel hat. Preßöl für Umlaufschmierung wird von einer durch die Schleifspindel angetriebenen Zahnradpumpe geliefert und den Lagern durch Metallschläuche zugeführt. Aus den Lagern austretendes Öl wird durch Ringnuten r aufgefangen, Spritzringe s schleudern das restliche Öl ab, das dem Sammelbehälter zugeführt, filtriert, gekühlt und wieder benutzt wird. Durch gute Schmierung soll bei spezifisch sehr kleinem Lagerdruck reine Flüssigkeitsreibung erzeugt und Abnutzung der nicht nachstellbaren Lagerschalen vermieden werden. Die Lager werden neu eingeschabt, wenn Lagerluft nach Jahren zu hoch wird. Aufnahme des Axialschubes durch Wechselkugellager. Der Schleifschlitten ist auf dem Maschinenbett in V- und Flachführung geführt. Die Scheibenfassung ermöglicht bei Verwendung verschiedener Zwischenstücke das Einspannen von 15 Scheiben verschiedener Breite (Einstechschleifen).

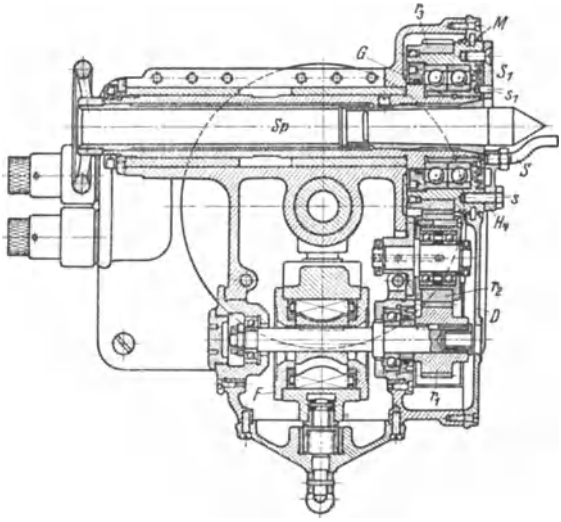


Fig. 18. Schnitt durch den Werkstückspindelstock der Rundschleifmaschine nach Fig. 14.

Antrieb durch Flüssigkeitsmotor F. Drehzahl ist zwischen 20 und 450 Uml/min stufenlos regelbar. Der Spindelstock ist auf dem Obertisch verschraubt und um einen Zapfen drehbar (zum Schleifen von Kegeln). Der Spindelstock ist für Enor-Motor F mit Anschlüssen für Druckölzu- und -rückführung ausgerüstet. Der Motor treibt über Schrägzahnräder r_1, r_2, r_3 die Mitnehmerscheibe M oder Werkstückspindel Sp. Durch Umlegen des Hebels H_1, Fig. 15, wird für Innenschliff, für den der Maschine besondere Einrichtung beigegeben wird, Drehrichtung der Werkstückspindel umgekehrt; in Mittelstellung des Hebels ist Werkstückbewegung ausgeschaltet. Durch Drehen des Hebels H_2 an der Vorderseite der Maschine, Fig. 14, wird Exzentrizität der Enor-Pumpe und damit Drehzahl des Enor-Motors geändert. Mittels Hebel H_3, Fig. 14 und 15, kann auch Exzentrizität des Enor-Motors und damit Werkstückdrehzahl weiter verändert werden.

Die hydraulische Beistellung geht aus den Fig. 15, 19 und 20 hervor. Sperrklinke k_1 wird durch Kolben k_2 bewegt. Feder f_1 drückt Sperrklinkenhebel k_3 stets gegen die Kolbenstange. Beim Außenrundschleifen wird Kolben k_2 durch Umsteuerhahn *12* gesteuert. Je nach Stellung des Dreiwegehahnes d_1 kann rechts, links oder auf beiden Seiten beigestellt werden. Weitere Stellung des Hahnes schaltet selbsttätige Beistellung aus (Beistellung von Hand). Durch Festziehen des Knopfes k_4 wird Sperrad *20* mit Skalascheibe *21* und dadurch mit Beistellwelle *22*

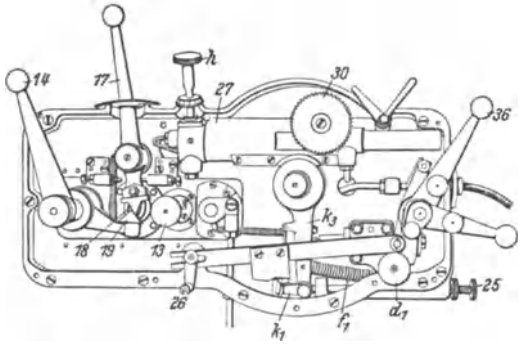


Fig. 19. Schaltwerk der Rundschleifmaschine nach Fig. 14. (Deckel und Schaltrad abgenommen.)

gekuppelt, von der über ein Zahnradvorgelege Zahnrad *23* getrieben wird, das als Mutter auf der gegen Verdrehen gesicherten Gewindespindel *24* den Schleifschlitten verschiebt. Größe des Beistellwertes wird durch verstellbaren Anschlag *25*, gegen den sich Schwinghebel k_3 legt, eingestellt. Mittels Hebel *26* wird Sperrklinke abgehoben, wonach Schleifschlitten zurückgezogen werden kann. Beim Einstechschleifen erhält der Tisch kurze (3 mm) oszillierende Bewegung. (Entsprechende Einstellung der Tischanschläge.) Beistellung nicht ruckweise beim Umsteuern, sondern kontinuierlich durch besondere Beistelleinrichtung. Hierzu wird Sperrklinkenschaltwerk abgeschaltet. Beistellung durch Zylinder *27*, dessen Kolben mittels Zahnstange *28* das Ritzel *29* dreht, das über die Zahnräder *30* und *31* auf *22* wirkt und Beistellung wie oben durchführt. Durch Festziehen der Knöpfe k_4 und k_5 wird Rad *31* mit Beistellwelle *22* gekuppelt. Mittels Hahn H_5 (Fig. 14) wird Einstechgeschwindigkeit reguliert. Durch einen im Supportunterteil liegenden Zylinder *32* und Kolben *33* wird Schleifschlitten schnell um 50 mm bzw. in Arbeitsstellung gebracht (Eilgang). Spielbeseitigung durch Drucköl im Zylinder *34*. Steuerung der Eilbewegung durch Hahn *35* mittels Hebel *36*, der verriegelt werden kann, um unbeabsichtigtes Vorlaufen des Schleifschlittens zu verhindern.

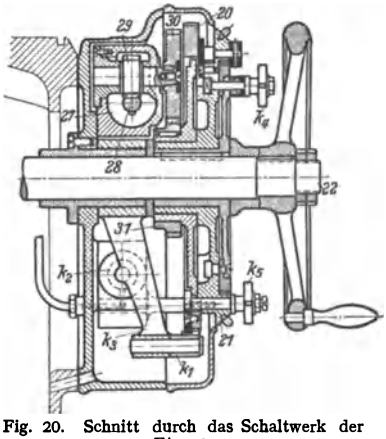


Fig. 20. Schnitt durch das Schaltwerk der Fig. 19.

Ölkühler (von der Rückseite aus in Maschinenbett eingebaut) besteht aus mehreren Kühlelementen, die durch Wasser und Luft gekühlt werden. Für Ventilator, Berieselungs- und Kühlmittelpumpe sind besondere Motoren vorgesehen. Bettkörper, mit Wasserkasten in einem Stück gegossen, hat gut verrippte Wandungen. Führungsbahnen sind durch Abdeckbleche gegen Eindringen von Schleifwasser geschützt.

2. Maschine mit kreisender Werkzeugbewegung (Planetenschleifmaschine). Ansicht und Einzelheiten einer Planetenschleifmaschine waagerechter Bauart von Mayer & Schmidt, Offenbach a. M., s. Fig. 21 bis 24.

Für das Umlaufen ungeeignete Werkstücke (Automobilzylinderblock) werden auf Arbeitstisch festgespannt. Tisch hat Hoch- und Querverstellung von Hand. Antrieb der Maschine von an Maschinenbett befestigtem Trommelvorgelege *1* auf Riemenscheibe *2* (Fig. 21/22). Für Schleifspindelantrieb (Hauptschnittbewegung) ist, ihrer kreisenden Bewegung wegen, pendelndes Vorgelege *3* notwendig, wobei von Welle *I* über Stufenscheibe *4* und *5* auf Stufenscheibe *6*

der Schleifspindel *7* getrieben wird, Fig. 23 (vier Schleifspindelgeschwindigkeiten). Spannrollen *8* und *9* erhöhen Durchzugskraft der Riemen. Riemen *10* wird durch Verlängern der Pleuelstange *11* gespannt. Antrieb für die kreisende Bewegung der Schleifspindel (Rundvorschubbewegung) von Welle *I*, Fig. 22, mittels elastischer Kupplung *12* auf Welle *II* und über die Räder *13* und *14* oder *15* und *16* auf Welle *III*, von hier über eingekuppeltes Verschieberad *17* und Räder *18*, *19* und *20* auf breite Verzahnung der Außenspindel *21*, Fig. 23. Bei Mittelstellung des Verschieberades *17* ist kreisende Bewegung ausgeschaltet. Planetengetriebe, Fig. 23, besteht aus Außenspindel *21* und schräger Innenspindel *22*, in der Schleifspindel *7* gelagert ist. Außenspindel läuft in einem als Schleifschlitten ausgebildeten Trommelhaus *23*. Durch Längsverschieben der Außenspindel (Innenspindel ist durch Platte *24* gegen Längsverschieben gesichert) wird Schleifspindel in exzentrische Lage gebracht und damit Rundvorschub ermöglicht. Beistellung durch Änderung der Exzentrizität von Hand mittels Handrad *25*, Fig. 21/22, oder selbsttätig vom Sperrrad *26* aus. Sperrrad wird beim Hubwechsel durch Schieber *27* über Rad *28*, Hubscheibe *29*, Gestänge *30*, Doppelhebel *31* und Sperrklinke *32* um eine durch Schraube *33* bestimmte Anzahl von Zähnen weitergeschaltet. Beistellbewegung wird durch Kegelräder *34* und *35* und Rad *36* auf Rad *37* übertragen, das gegen Längsverschiebung gesicherte Gewindespindel *38* dreht. Auf Spindel *38* sitzt Mutter *39*, die durch Schrauben mit gegen Verdrehen gesichertem Körper *40* verbunden ist, der Lagerung für Außenspindel *21* trägt. Längsbewegung des Schleifschlittens (Längsvorschub — in Fig. 21 hydraulisch) über einen am Bett befestigten Räderkasten (drei Geschwindigkeiten) mit durch Tischknaggen gesteuertem Wechselgetriebe über Ritzel *41* auf Zahnstange *42*. Mittels Handrad *43* Tischbewegung von Hand. Schleifspindel ist in Kugellagern gelagert. Um Außenspindel im Trommelhaus sicher zu führen, sitzen in diesem zwei konische, ringförmige Körper *44*, die durch Ringmutter *45* angezogen werden (nachstell-

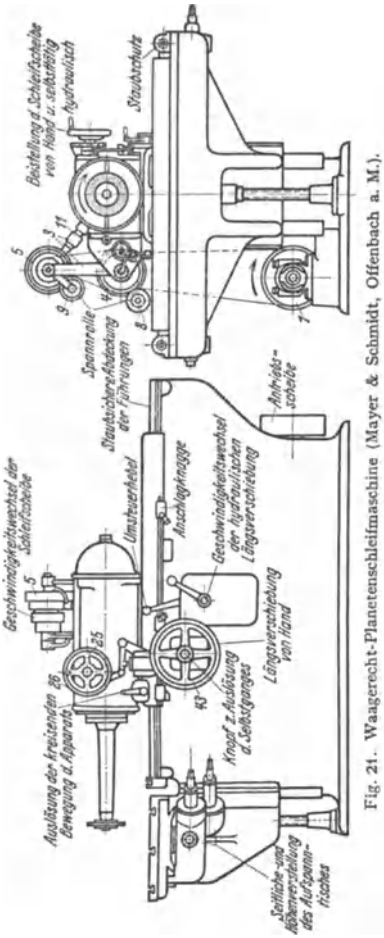


Fig. 21. Waagerecht-Planetenschleifmaschine (Mayer & Schmidt, Offenbach a. M.).

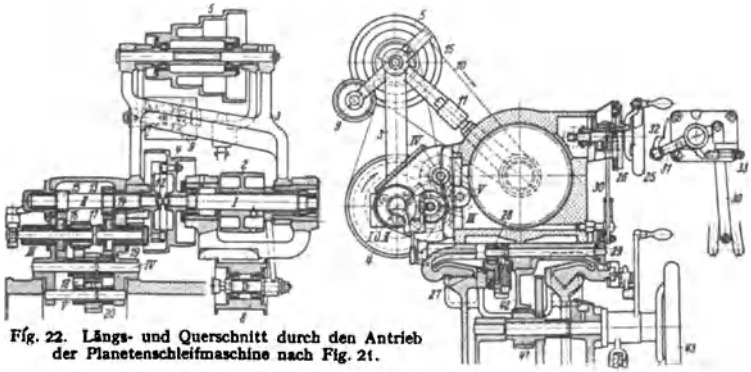


Fig. 22. Längs- und Querschnitt durch den Antrieb der Planetenschleifmaschine nach Fig. 21.

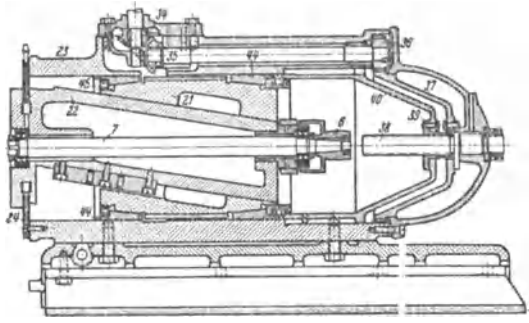


Fig. 23. Längsschnitt durch den Schleifkopf der Maschine nach Fig. 21.

Fig. 24. Schleifansatz zur Maschine nach Fig. 21.

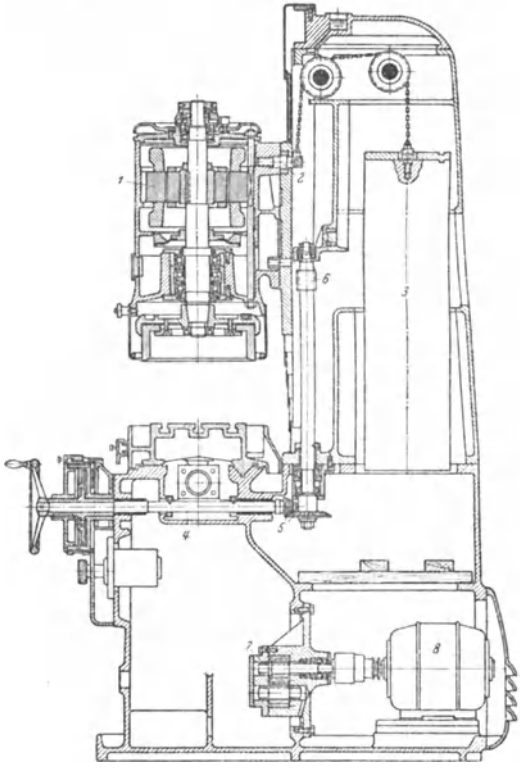


Fig. 25. Vertikale Flächenschleifmaschine (Wotan- und Zimmermann-Werke A.G., Glauchau i. Sa.).

bare Lagerung. Eigentlicher Werkzeugträger ist der auswechselbare Schleifansatz, Fig. 24. Kräftige Stützhülse trägt die weitausladende Spindel, die an der Schleifscheibenseite in nachstellbarem Gleitlager, am anderen Ende in zweireihigem Kugellager geführt ist. Spindel ist zwischen den Lagern stärker gehalten, um Drehfederung zu vermeiden; sie kann sich bei Längenänderungen (Erwärmung) frei ausdehnen (keine Verspannungen)[1]).

2. Planschleifen mit Scheiben-Stirnfläche. Schnitt durch derartige Flächenschleifmaschine der Wotan- und Zimmermann-Werke A.G. zeigt Fig. 25. Die Schleifscheibe ist so groß im Durchmesser gehalten, daß die ganze Tischbreite bzw. die größte Werkstückbreite überstrichen wird. Antrieb der Schleifscheibe bei Vermeidung aller kraftverzehrender Zwischenelemente durch direkt auf der Schleifwelle angebrachten Einbaumotor *1*. Die Schleifspindel ist in Kugellagern gelagert.

Für die großen Axialdrücke sind besondere Längslager vorgesehen.

Schleifspindelstock ist um Zapfen *2* schwenkbar zur Erzielung von Kreuz- bzw. Hohlschliff. Ausgleich des Schleifspindelstockgewichts durch Gegengewicht *3*.

Beistellung von Hand (oder hydraulisch) über Welle *4*, Kegelradgetriebe *5*, Schnecke *6*, Schneckenradritzel und Zahnstange (nicht gezeichnet). Tischlängsbewegung hydraulisch. Preßölpumpe *7* wird durch gesonderten Motor *8* direkt angetrieben.

IX. Räummaschinen.

A. Allgemeines[2]).

Räumen ist spangebendes Bearbeitungsverfahren mit geradliniger Schnittbewegung, bei dem durchgehende Bohrungen — in besonderen Fällen auch

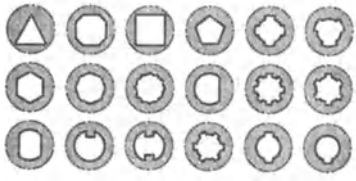


Fig. 1. Geräumte Vielkant-, Mehrnut- und Formlöcher (Forst, Solingen).

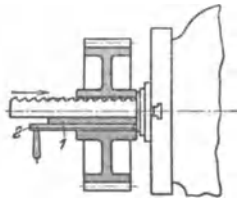


Fig. 2. Nuten gerader Bohrungen (Forst, Solingen).
1 Aufnahmedorn für Werkstück, *2* Unterlage, wenn Bohrungsdurchmesser zu groß.

Außenflächen — durch Hindurchziehen eines oder mehrerer Werkzeuge eine bestimmte Form erhalten, Fig. 1. Maschinen sind von einfacher Bauart, da nur eine Arbeitsbewegung erforderlich. Beistellung kommt dadurch zustande, daß

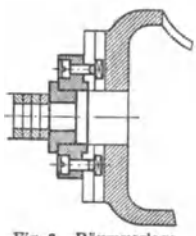


Fig. 3. Räumvorlage (nach Knoll).

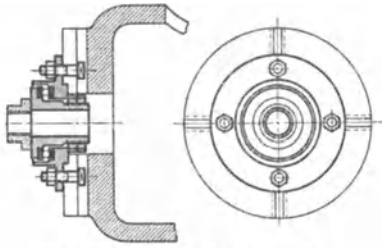


Fig. 4. Drallvorlage (nach Knoll).

jeder folgende Zahn des Werkzeuges um den Beistellbetrag höher gehalten ist als der vorhergehende. Räumen ist nur wirtschaftlich bei Reihen- und Mengenfertigung (teuere Werkzeuge); bei kleinen Serien, wenn sie sich in gewissen

[1]) Beschreibung einer Vertikal-Planetenschleifmaschine s. v. Schütz: Werkst.-Techn. Bd. 20 (1926) S. 717 ff.

[2]) Forst, O.: Räumen. Selbstverlag, Solingen 1932.

Zeitabständen wiederholen. Werkstückspannvorrichtungen nicht erforderlich. Zum Räumen gerader Nuten dienen Aufnahmedorne nach Fig. 2, gerader Formlöcher einfache Vorlagen nach Fig. 3 [1]), gewundener Formlöcher Drallvorlagen nach Fig. 4 [1]).

B. Werkzeuge.

Spanabhebende Räumnadeln haben meist starre Zähne, Fig. 5, und stehen für Bearbeiten geradliniger Formen parallel zur Werkzeugachse, für Drallformen

Fig. 5. Räumnadel mit starren Zähnen.

spiralig hintereinander. Nadeln mit beweglichen Zähnen sind für Räumen nicht durchgehender Nuten erforderlich, Fig. 6. Zähne *1* werden durch entsprechend ausgebildete Steuerbahnen *2* in Steuerbüchse *3* um Nutentiefe vorgeschoben. Verdichtende und glättende Räumnadeln nach Fig. 7 bestehen aus einigen Kalibrierzähnen *1* (sehr geringe Höhenunterschiede und sehr genau

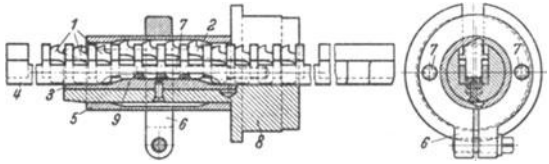


Fig. 6. Räumnadel mit beweglichen Zähnen (Dolze & Slotta, Coswig).

4 Ziehkörper, *5* Werkstück, *6* Teilklemme, *7* Teilbolzen, *8* Aufsteckbüchse, *9* Auflaufkeil.

eingehaltenes Sollmaß)[2]), denen Drückelemente *2* und Polierteil *3* folgen. Räumnadelschaft nach Fig. 5 wird als Mitnehmer für Keil oder Spannzange ausgebildet. Führungslänge (leichter Laufsitz) gleich Länge der längsten zu räumenden Boh-

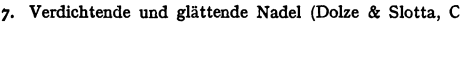


Fig. 7. Verdichtende und glättende Nadel (Dolze & Slotta, Coswig).

rung. Erster Zahn der Nadel gehört zum Führungsteil. Länge des Schneidenteiles richtet sich nach Länge der zu räumenden Bohrung, dem Werkstoff und der Räumtiefe. Durchmesserunterschied vor und nach dem Räumen der Bohrung und Spanstärke s je Zahn (0,01 bis 0,2 mm) bestimmt Zähnezahl, die mit Teilung $t = (1{,}5 \text{ bis } 2) \cdot \sqrt{l}$ (Fig. 8) Länge des Schneidenteiles ergibt, wobei 1,5 bis 2 Werkstoffkonstante und l die gesamte zu räumende Länge ist[3]). Räumnadellänge ist durch Hub der Maschine begrenzt, daher zuweilen Aufteilung zu langer Nadeln in mehrere (Satznadeln). Kalibrierzähne dienen zum Genauräumen.

[1]) Knoll, L.: Räumen. Werkstattsbücher Heft 26. Berlin: Springer 1926.
[2]) Prachtl: Automobiltechn. Z. Bd. 34 (1931) Heft 29 S. 663.
[3]) Siehe Fußnote 2 der vorigen Seite.

Schrägstellen der Zähne ergibt sanftes Arbeiten (Fig. 9, Nadeln für das Räumen von Vierkantlöchern)[1]). Für Nutenziehen ist Nadel mit schräg gestellten Zähnen

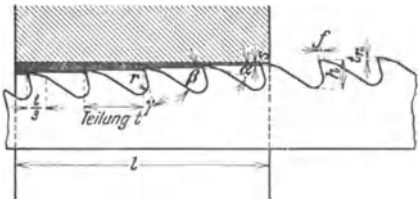


Fig. 8. Benennung der Winkel an Räumnadeln. α Freiwinkel, β Rückenwinkel, γ Spanwinkel. h Zahnhöhe = 0,35 bis 0,5 t. f Fasenbreite = 0,2 bis 1,0 mm. t_n Tiefe der Spanbrechernuten = 0,5 bis 1,0 mm. r Abrundungsradius = 0,1 bis 0,2 t. l zu räumende Werkstücklänge. s Spanstärke je Zahn (0,01 bis 0,2 mm).

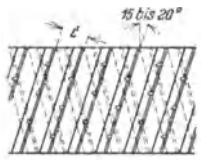


Fig. 9. (Nach Knoll.)

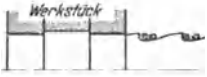


Fig. 10. (Nach Knoll.)

wegen einseitiger Durchbiegungs- und Verdrehungsbeanspruchung nicht zu verwenden[2]). Zähe Werkstoffe mit gutem Spanfluß erfordern kleinere Teilung als

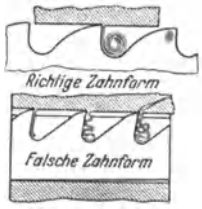


Fig. 11. Ausbildung des Zahnes (nach Forst).

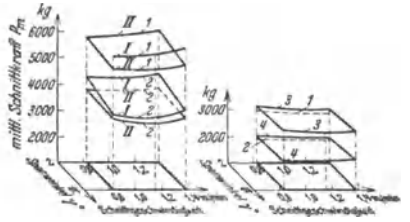


Fig. 12. Mittlere Schnittkraft P_m bei verschiedenen Schnittgeschwindigkeiten für Stahl I und II (links) und Messing (rechts) (nach Mann).

Stahl I: Festigkeit $\sigma_B = 58{,}85$ kg/mm²; Dehnung 21,6 vH,
Stahl II: „ $\sigma_B = 46.05$ „ „ 25,5 „
Messing: „ $\sigma_B = 48{,}65$ „

1 Körperlänge 42 mm, mit Tran geräumt,
2 „ 28 mm, „ „ „
3 „ 42 mm, trocken „
4 „ 28 mm, „ „

spröde. Beim Räumen ausgesparter Werkstücke nach Fig. 10 ist wegen der zwei sich bildenden Spanlocken sehr weite Teilung zu wählen; mindestens ein Zahn muß immer in Eingriff stehen. Teilung oder ein Vielfaches derselben soll etwas geringer als Werkstücklänge sein[3]). Um periodisches Ansteigen und Absinken des Schnittdruckes bei durchgehend gleicher Teilung zu vermeiden, soll Teilung von Zahn zu Zahn um einen geringen Betrag differieren[1])[2]). Mann[4]) führt auftretende Rattermarken nicht auf Periodizität genannter Stöße, sondern auf Elastizität und Übertragungsschwingungen des Getriebes zurück. Zahnlücke muß groß genug sein, um den vom folgenden Zahn abzuhebenden Werkstoff aufzunehmen, daher Werkstücke mit größeren Räumlängenunterschieden nicht

[1]) Siehe Fußnote 1, S. 628.
[2]) Vorwerck u. Schaaff: Werkzeugmaschine Bd. 32 (1928) Heft 22 S. 453 ff.
[3]) Sachsenberg: Untersuchung an Räumnadeln. Ausgewählte Arbeiten des Lehrst. f. Betriebswissenschaften, T. H. Dresden. Berlin: Springer 1926.
[4]) Mann, A.: Untersuchungen von Räumnadeln mit verschiedenen Schnittwinkeln und Fasenbreiten. Ber. betriebswissensch. Arbeiten Bd. 2. Berlin: VDI-Verlag 1929.

Tafel 1. Werkstoffaktor ψ für Messing bei verschiedenen Spanwinkeln. (Nach Mann.)

Spanwinkel γ	Werkstoff	Werkstoffaktor ψ
2°	I) Messing I = σ_B = 45,95 kg/mm²; Dehn. = 25,5 vH	5,4
	II) „ II = σ_B = 48,65 kg/mm²; Dehn. = 24,7 vH	5,1
6°	I)	5,2
	II)	4,9
10°	I)	4,85
	II)	
14°	I)	4,5
	II)	

Tafel 2. Stauchungsfaktor φ. (Nach Mann.)

	Werkstoff	Spanwinkel γ			
		$\gamma = 2°$	$\gamma = 6°$	$\gamma = 10°$	$\gamma = 14°$
φ	Stahl, σ_B = 58,85 kg/mm²	0,44—0,48	0,43—0,47	0,40—0,43	0,38—0,41
	„ σ_B = 46,85 kg/mm²	0,46—0,52	0,46—0,50	0,38—0,41	0,33—0,38
	Messing, σ_B = 41,42 kg/mm²	bröcklich	0,62—0,67	0,57—0,61	0,55—0,61

Tafel 3. (Nach Knoll.)

Werkstoff	Spanwinkel γ
Bronze, Rotguß, Deltametall	2—4°
Grauguß, Temperguß, Stahlguß, Aluminium	0—4—7°
SM-Stahl, hart; Nickelstahl, Werkzeugstahl	13—15°
SM-Stahl, weich; Flußeisen	15—17°

Tafel 4. (Nach Knoll.)

Teilung t (mm)	Fasenbreite f (mm)
bis 6	0,2
6—10	0,3
10—18	0,5
18—30	0,8
30—50	1,0

Tafel 5. (Nach Knoll.)

Werkstoff	Freiwinkel α
Bronze und Gußeisen	3—4°
Flußeisen und Stahl	4—7°

Tafel 6. k_s-Werte beim Räumen. (Nach Knoll.)

Werkstoff	k_s
Weicher Guß, Grauguß	4,5—6,0 · σ_B
Harter Guß, Temperguß, Stahlguß	4,5—6,0 · σ_B
Flußeisen, weicher Stahl, SM-Stahl	2,5—3,2 · σ_B
SM-Stahl, Nickelstahl, Werkzeugstahl	2,5—3,2 · σ_B

mit ein und derselben Nadel räumen. Das hierfür notwendige Volumen der Zahnlücke errechnet sich nach Mann[1]) für Werkstoffe mit Brockenspänen durch Multiplikation des theoretischen Spanvolumens mit einem Werkstoffaktor ψ, der Volumenzuwachs durch Zerspanen berücksichtigt. ψ für Gußeisen = 2,52 bis 2,96, für Messing s. Tafel 1. Für Werkstoffe mit Lockenspänen muß Zahnlücke so ausgebildet werden, daß Spanlocke Platz findet, Fig. 11. Größe der Spanrolle ist durch Spanstärke und Länge bedingt: letztere läßt sich durch Multiplikation der theoretischen Spanlänge mit dem Stauchungsfaktor φ errechnen. φ nach Mann aus Tafel 2 zu entnehmen. Größere Fasenbreite wirkt dem Verlaufen der Nadel entgegen; größerer Spanwinkel begünstigt das Verlaufen[2]). Werte für Spanwinkel γ, Führungsfase f und Freiwinkel α siehe Tafel 3, 4 und 5 nach Knoll[3]). Bezüglich Zahnhöhe h siehe Fig. 8. Kalibrierzähne werden wie Schneidzähne ausgebildet. Spanwinkel $\gamma = 0$ bis 1° und

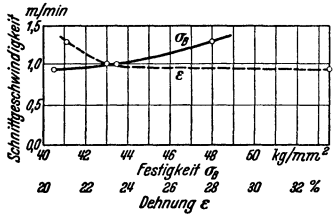


Fig. 13. Günstigste Räumgeschwindigkeit bei Stahl (nach Sachsenberg).

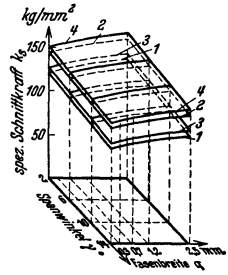


Fig. 14. Spez. Schnittkraft k_s für verschiedene Spanwinkel und Fasenbreiten bei Gußeisen (nach Mann).

1 Körperlänge 28 mm, mit Tran geräumt,
2 „ 42 „ „ „ „
3 „ 28 „ trocken geräumt,
4 „ 42 „ „ „

Freiwinkel $\alpha = 1$ bis 2°, um schabende Wirkung zu erreichen. Spanbrechernuten t_n, Fig. 8, unterteilen die Spanbreite und verhindern ungünstigen Spanabfluß.

C. Arbeitsverhältnisse.

1. Schnittgeschwindigkeit v bewegt sich in den Grenzen von 1 bis 3 m/min (größere Werte selten; ältere Maschinen nur für eine Schnittgeschwindigkeit von 1 m/min eingerichtet). Nach Sachsenberg[4]) und Mann[5]) steigt Schnittdruck bei zu geringer und bei zu großer Schnittgeschwindigkeit an, Fig. 12. In Fig. 13 sind die auf Grund der niedrigsten Schnittdrücke ermittelten günstigsten Schnittgeschwindigkeiten für Stahl in Abhängigkeit von Festigkeit und Dehnung aufgetragen. Von weiterem Einfluß ist das Verhältnis von Teilung zu Werkstücklänge (größere Raumlänge bedingt kleineres v) und Größe des Spanwinkels γ[5]), s. Fig. 12.

2. Schnittdruck. $P = Q \cdot k_s$; $Q = q \cdot Z_{max}$, wobei:

Z_{max} = größte Anzahl der gleichzeitig arbeitenden Zähne,

q = Spanquerschnitt je Zahn = Spanbreite b × Spanstärke S (mm²).

Spez. Schnittdruck $k_s = \alpha \cdot \sigma_B = 3/\sqrt[3]{q} \cdot \sigma_B$[6]) Werte für k_s, s. Tafel 6.

k_s noch abhängig von Spanwinkel und Fasenbreite, Fig. 14 und 15, sowie von Räumlängen, Fig. 16. Einfluß von v s. Fig. 12.

---

[1]) Mann: a. a. O. [2]) Mann: a. a. O. [3]) Knoll: a. a. O.

[4]) Sachsenberg: Werkzeugmaschine Bd. 33 (1928) Heft 4 S. 61. Daselbst weitere Literaturangabe über Räumen.

[5]) Mann: a. a. O.

[6]) Vorwerk u. Schaaff: a. a. O.

D. Bauliche Ausführung.

Räummaschinen werden in waagerechter, Fig 17 und 19, und senkrechter Bauart ausgeführt. Vorteile vertikaler Bauart: Geringer Platzbedarf; leichte

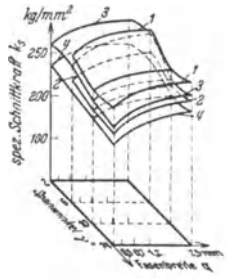


Fig. 15. Spez. Schnittkraft für verschiedene Spanwinkel und Fasenbreiten bei Stahl (nach Mann).
1 Körperlänge 42 mm Stahl mit einer Festigkeit $\sigma_B = 58.85$ kg/mm²,
2 Körperlänge 28 mm Stahl mit einer Festigkeit $\sigma_B = 58.85$ kg/mm²,
3 Körperlänge 42 mm Stahl mit einer Festigkeit $\sigma_B = 46{,}05$ kg/mm²,
4 Körperlänge 28 mm Stahl mit einer Festigkeit $\sigma_B = 46{,}05$ kg/mm².

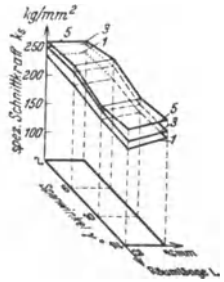


Fig. 16. Spez. Schnittkraft k_s bei verschiedenen Spanwinkeln und verschiedener Räumlänge für Stahl mit einer Festigkeit $\sigma_B = 46.05$ kg/mm² (nach Mann).
1 Mit Fasenbreite 0 mm
2 „ „ 0,7 „
3 „ „ 2,5 „

Bedienung; geeignet für Bearbeitung leichter Werkstücke, die in einem Arbeitsgang fertiggestellt werden können. Waagerechte Bauart mehr für schwere Werkstücke und solche, die mehrere Arbeitsgänge erfordern.

E. Antriebverhältnisse.

1. Mechanischer Antrieb kann unter Verwendung von Zahnstangen, Fig. 17, oder Gewindespindeln, Fig. 18, erfolgen[1]. Vorteil des Zahnstangenantriebes:

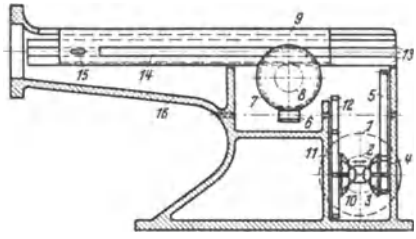


Fig. 17. Antriebschema einer mechanischen Räummaschine (Zahnstangentrieb).
Arbeitsbewegung von Riemenscheibe *1* über Kegelrad *2* und *3*. Zahnräder *4* und *5*, Schnecke *6*, Schneckenrad *7* und Ritzel *8* auf Zahnstange *9*. Schneller Rücklauf von Riemenscheibe *1* über Kegelräder *2* und *10*. Zahnräder *11* und *12*, Schnecke *6*, Schneckenrad *7* und Ritzel *8* auf Zahnstange *9*. *13* Zahnstangenführung, *14* Führungsleiste der Zahnstange, *15* Keilloch für Werkstückbefestigung, *16* Maschinenkörper.

Einfache Befestigung des Werkzeuges durch Keil in der Zahnstange; Nachteil: Ruckweiser Gang der Zahnstange überträgt sich auf Werkzeug und beeinträchtigt Sauberkeit und Genauigkeit der Arbeit. Vorteile des Spindelantriebes: Ruhiger

[1]) Siehe auch Helbig: Maschinenbau Bd. 9 (1930) Heft 2 S. 41 ff.

Gang, genaue und saubere Arbeit, geringer Platzbedarf bei ortfesten Spindeln; Nachteil: Für Aufnahme des Werkzeuges und der gegen Verdrehung gesicherten Bronzemuttern muß besonderes, im Maschinenoberteil gut geführtes Element (Schlitten) vorgesehen werden.

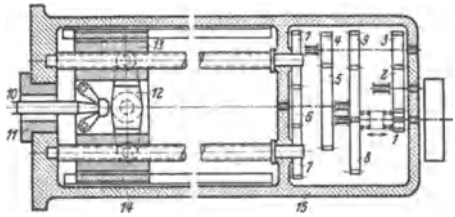


Fig. 18. Antriebschema einer mechanischen Räummaschine (Doppelspindeltrieb). Arbeitsbewegung über Zahnräder *1, 2, 3, 4, 5, 6* und *7*. Schneller Rücklauf über Zahnräder *8, 9, 4, 5, 6* und *7*. *10* Werkzeug, *11* Vorlage, *12* Ausgleichbalken, *13* Bronzemutter, *14* Gleitender Führungsteil, *15* Maschinenbett.

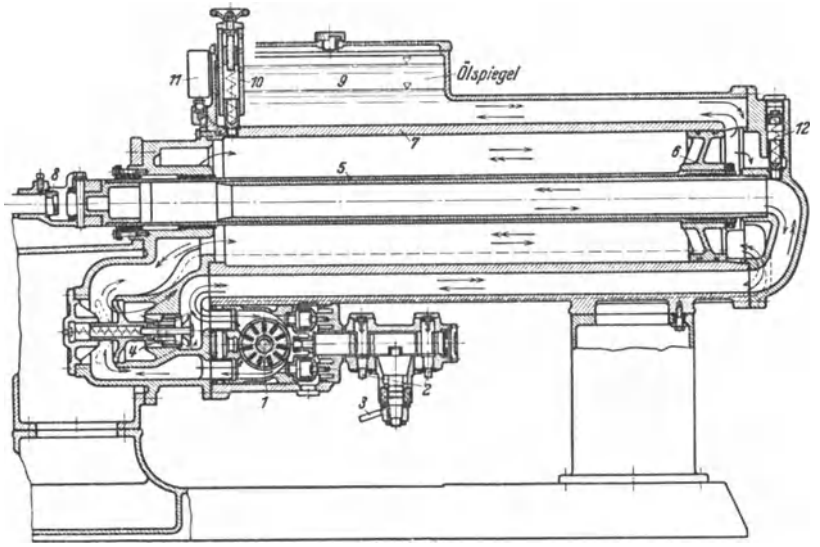


Fig. 19. Waagerechte Räummaschine mit hydraulischem Antrieb (Forst, Solingen). ⟶ Richtung des Ölstromes beim Arbeitsgang ⟶⟶ Richtung des Ölstromes beim Rücklauf. *1* Enor-Pumpe. *2* Einstellung der Stößelgeschwindigkeiten, *3* Steuerung der Enor-Pumpe *4* Steuerventil. *5* Kolbenstange, *6* Kolben, *7* Zylinder. *8* Werkzeugaufnahme, *9* Ausgleichbehälter, *10* Einstellbares Sicherheitsventil für Arbeitsgang, *11* Manometer, *12* Sicherheitsventil für Rücklauf.

2. Hydraulischer Antrieb ermöglicht durch feine Stufung Anwendung der theoretisch günstigsten Geschwindigkeit (s. C 1 S. 631, z. B. 1,35 m/min)[1]). Vorteil der höheren Leistung hydraulischer Maschinen nicht immer maßgebend, da bei Reihen- und Mengenfertigung geringere Leistung genügen kann, um die von anderen Maschinen angelieferten Werkstücke aufzuarbeiten.

Fig. 19 zeigt Schnitt durch hydraulische Maschine waagerechter Bauart für größte Zugbelastung 12500 kg, Kraftbedarf 7,5 PS und 1250 mm größte Ziehlänge. Öldruck wird durch

[1]) Mann: a. a. O.

Enor-Pumpe *1* (Niederdruckpumpe, Höchstdruck etwa 18 atü) erzeugt. Ölerwärmung gering, somit Schlupf in niedrigen Grenzen und ruhiger Gang auch bei hohen Arbeitsdrücken. Fördermenge und damit Arbeitsgeschwindigkeit der Maschine wird durch Änderung der Exzentrizität der Enor-Pumpe stufenlos von 1 bis 5,6 m/min geregelt. Beim Arbeitsgang saugt Pumpe *1* durch oberen Stutzen das Öl aus der hohlen Kolbenstange und einen Teil des hinter dem Arbeitskolben *6* zu verdrängenden Öles an und fördert es durch unteren Stutzen vor den Arbeitskolben *6*. Stellung des Ventils *4* hierbei wie ausgezogen dargestellt. Restliche, hinter Arbeitskolben *6* zu verdrängende Ölmenge (wirksame Fläche der hohlen Kolbenstange × Maschinenhub) wird in Ölbehälter *9* gefördert. Für Rücklauf wird durch ein mit Stößel gekuppeltes Gestänge die Exzentrizität der Enor-Pumpe nach entgegengesetzter Richtung geschaltet. (Ölfluß durch Doppelpfeil angedeutet.) Pumpe saugt jetzt durch unteren Stutzen Öl aus Zylinderraum vor Arbeitskolben *6* an und drückt es durch oberen Stutzen in hohle Kolbenstange. Überdruck am oberen Stutzen bringt Ventil *4* in gestrichelte Lage. Restliches, vor Arbeitskolben *6* zu verdrängendes Öl wird durch Ventil *4* hinter Arbeitskolben geleitet. Das hinter Kolben *6* noch fehlende Öl (wie oben dem Inhalt der hohlen Kolbenstange entsprechend) wird aus Ausgleichbehälter *9* entnommen. Hohe Rücklaufgeschwindigkeit max. 30 m/min, da wirksame Kolbenfläche der hohlen Kolbenstange sehr klein. Einstellung von *v* durch Kurvenbolzen *2*, die Exzenterstellung der Pumpe begrenzen. Arbeitsdruck in kg wird am Manometer *11* abgelesen. Einstellbares Sicherheitsventil *10* läßt Öl in Behälter abfließen und bringt Maschine zum Stillstand, sobald Arbeitszug den zulässigen, vorher eingestellten Höchstbetrag überschreitet.

Kraftwagen.

Bearbeitet von **Dr.-Ing. F. Wettstädt**, VDI, Berlin.

Schrifttum.

Kamm: Das Kraftfahrzeug. Berlin: Springer 1936. — Kamm u. Schmid: Das Versuchs- und Meßwesen auf dem Gebiet des Kraftfahrzeugs. Berlin: Springer 1938. — Automobiltechnisches Handbuch. Berlin: M. Krayn 1931/35. — Taschenbuch für den Autoingenieur. Stuttgart: Franckhsche Verlagshandlung 1938. — Kraftfahrtechnisches Handbuch. Stuttgart: Robert Bosch A.G. 1938. — Automobiltechnische Zeitschrift (ATZ). Stuttgart: Franckhsche Verlagshandlung. — Autotypenbuch. Berlin: Union Deutsche Verlagsgesellschaft 1938.

A. Einteilung und Bauformen der Kraftfahrzeuge.

1. Als bestgeeignete Kraftquelle zum Antrieb gleisloser Fahrzeuge hat sich die schnellaufende Brennkraftmaschine für flüssige Brennstoffe erwiesen. Personenwagen werden mit Vergasermotoren ausgerüstet, für mittlere und schwere Lastwagen hat der kompressorlose Dieselmotor wegen seiner überlegenen Wirtschaftlichkeit den Vergaser-Benzin-Motor verdrängt. Antrieb durch Gasmaschinen (Flaschengas oder eigene Gaserzeuger) s. S. 139.

2. Nach dem Verwendungszweck unterscheidet man

Personenwagen mit offenen, geschlossenen oder halbfesten (Klappverdeck, Rolldach) Wagenaufbauten.

Lastwagen. Aufbau den besonderen Zwecken angepaßt. Sonderbauarten für Schnellastwagen, Kraftomnibusse, Feuerwehr- und Kommunalfahrzeuge. Lieferwagen verwenden Fahrgestelle von Personenwagen mit oder ohne Abänderungen.

Zugmaschinen ohne Güterladefläche dienen nur zur Erzeugung großer Zugkräfte.

3. Nach der Art des Antriebs und der Zahl der Räder:

Krafträder mit zwei Rädern haben Hinterradantrieb mittels Kette oder Gelenkwelle; sie ermöglichen bei niedrigen Anschaffungs- und Betriebskosten hohe Fahrleistungen.

Dreirädrige Fahrzeuge als Kraftrad mit Beiwagen oder als Kleinwagen meist mit Einradantrieb (Triebrad vorn oder hinten). Nachteil: geringere Standfestigkeit im Vergleich zum vierrädrigen Fahrzeug.

Vierrädrige Wagen haben meist Hinterachsantrieb mit vorn liegendem Motor; „Heckmotorwagen" haben hinten liegenden Motor. Auch Vorderachsantrieb (Frontantrieb) mit vorn liegendem Motor.

Übliche Fahrzeuge haben Vorderradlenkung; Vierradlenkung mit kleinerem Wendekreis nur bei Sonderfahrzeugen.

Dreiachsige Fahrzeuge mit sechs Rädern (Schwerlastwagen, Omnibusse) ermöglichen neben Verbesserung der Federungseigenschaften und der Geländegängigkeit vor allem eine Vergrößerung der Nutzlast im Rahmen der gesetzlich zugelassenen Achsdrücke. Mittelachse als reine Tragachse oder Antrieb der beiden hinteren Achsen.

Bei geländegängigen Fahrzeugen werden zur Ausnutzung des ganzen Fahrzeuggewichts als Adhäsionsgewicht möglichst alle Achsen angetrieben und zur Anpassung an die Bodenunebenheiten verschränkbar ausgeführt.

Gleisketten (Raupen) finden Verwendung bei Zugmaschinen (Raupenschlepper) für Betrieb auf schlechten Wegen in der Land- und Forstwirtschaft, bei Schneefahrzeugen und Kampfwagen (Tanks).

Bauformen für militärische Zwecke s. Handbuch für Kraftfahrer. Berlin: Mittler und Sohn 1937.

4. Der übliche Kraftwagen besteht aus Fahrgestell und Wagenaufbau; s. Fig. 1 und 2.

Grundgerippe des Fahrgestells bildet der Rahmen. Zwischen seine Längsträger ist vorn der Motor mit Vergaser, Wasserpumpe, Windrad und elektrischem Zubehör eingebaut; vor dem Motor liegt der Kühler. An den Motor schließen sich nach hinten die Kraftübertragungsteile Kupplung, Wechselgetriebe, Gelenkwelle, Hinterachsantrieb mit Ausgleichgetriebe an. Motor, Kupplung und Getriebe werden zu einem Motorgetriebeblock vereinigt, der als geschlossenes Ganze im Rahmen gelagert wird; Aufhängung s. S. 154. Nach unten trägt der Rahmen die Federn mit Achsen und Rädern, die Lenkung und das Bremswerk. Am Rahmen sind

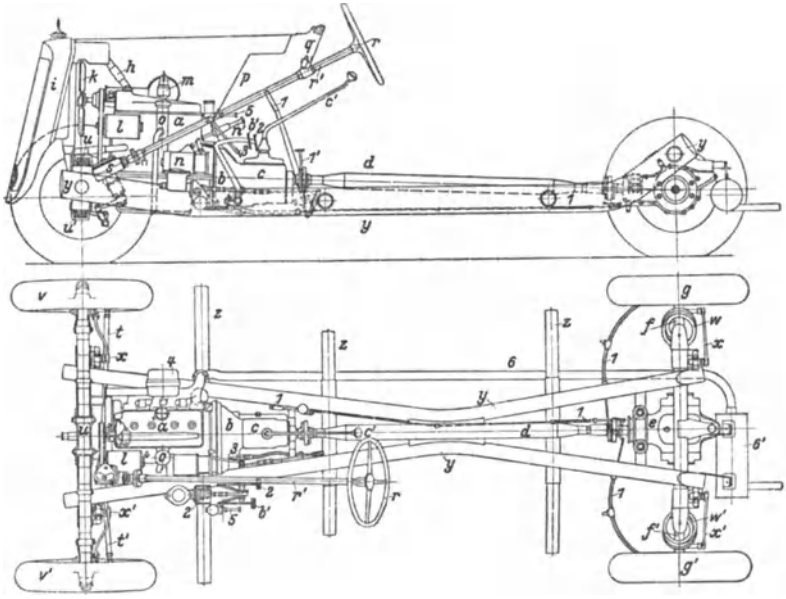


Fig. 1 u. 2. Fahrgestell eines Personenwagens (Mercedes-Benz Typ 170 V).

Achsenabstand 2845 mm; Spurweite vorn 1320 mm, hinten 1310 mm. Wendekreisdurchmesser 11 m. Gewicht des Fahrgestells etwa 650 kg, mit geschlossenem Aufbau etwa 1100 kg. Angaben über Motor s. S. 150, Fig. 16.

Motor *a*; Kupplung *b* mit Fußhebel *b'*; Wechselgetriebe *c* mit Schalthebel *c'*; Gelenkwelle *d*; Hinterachsgetriebe *e*; hintere Schwingachse mit Rohrpendeln *f* und *f'*; Triebräder *g* und *g'*. Kühlwasserleitung *h*, Kühler *i*, Windrad *k*. Lichtmaschine *l*; Zündverteiler *m*; Anlasser *n* mit Fußschalter *n'*. Öleinfüllstutzen *o* mit Entlüfter. Stirnwand *p*, Schalttafel *q*. Lenkung mit Handrad *r* und Spindel *r'*, Lenkgetriebe *s*, Spurstangen *t* und *t'*. Vordere Schwingachse mit Doppel-Querfedern *u* und *u'*; Vorderräder *v* und *v'*. Schraubenfedern *w* und *w'*. Schwingungsdämpfer *x* und *x'*. Rahmen mit Längsträgern *y* und Querträgern *z*. Handbremse *1* durch Seilzug auf Hinterräder, Bremsnachstellung *1'*. Fußbremse *2* als Öldruck-Vierradbremse. Gasfußhebel *3*. Luftfilter *4*. Zentralschmierung mit Fußpumpe *5*. Auspuffleitung *6* mit Auspufftopf *6'*.

Vgl. die zugehörigen Einzelabbildungen: Fig. 16 S. 150; ferner Fig. 9, 27, 28, 43, 47 dieses Abschnittes.

ferner der Brennstoffbehälter, die Stirnwand mit Armaturen und Meßgeräten, der Auspufftopf mit seinen Leitungen, die Batterie u. a. Zubehör befestigt.

Der Wagenaufbau ruht auf dem Rahmen hinter dem Motor.

B. Fahrleistungen und Fahreigenschaften.

Ermittlung auf Prüfstand und Straße s. Kamm und Schmid.

1. Antriebskräfte. Motornutzleistung oder Schwungradleistung ist durch Motorkennlinie (s. S. 147) in Abhängigkeit von der Motordrehzahl oder nach Einführung des Übersetzungsverhältnisses zwischen Kurbelwelle und Triebrad

und des Rollhalbmessers in Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit gegeben. Vgl. Fig. 3.

Innere Triebwerksverluste durch Kupplung ($\eta = 0{,}99$), Schaltgetriebe ($\eta = 0{,}97$), Wellengelenke ($\eta = 0{,}98$), Achs- und Ausgleichgetriebe ($\eta = 0{,}95$), Lagerung der Triebradwellen ($\eta = 0{,}99$); Gesamtwirkungsgrad $\sim 0{,}9$. Zieht man die Verluste von der Schwungradleistung ab, so erhält man die Nabenleistung. Vgl. Fig. 3.

Äußere Triebwerksverluste durch Triebräder, umfassend:

Lüfterverluste der umlaufenden Räder, abhängig von der Bauart (s. S. 659) und der Abdeckung des Rades durch den Kotflügel, sowie von der Fahrgeschwindigkeit.

Roll- und Walkverluste durch Formänderung von Reifen und Fahrbahn (Rollreibung s. Bd. I, S. 185), durch Walkreibung infolge Verformung des Reifenaufbaus, durch Festsaugen und Ablösen der Reifen an der Fahrbahn und durch

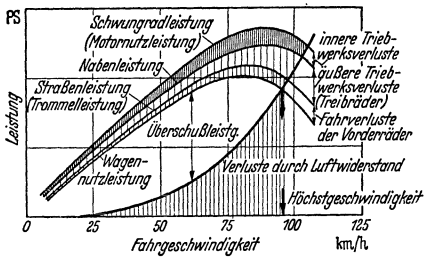


Fig. 3. Fahrleistungsschaubild.

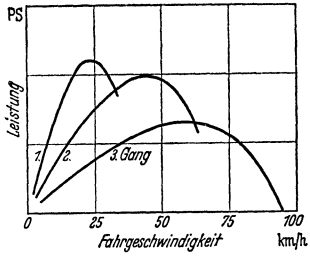


Fig. 4. Überschußleistungen bei verschiedenen Übersetzungsstufen des Schaltgetriebes.

Gleiten beim Anplatten an der Fahrbahn. Sie sind von Art und Beschaffenheit der Fahrbahn, von Art und Luftdruck der Bereifung sowie von Fahrgeschwindigkeit abhängig und werden vereinfacht ausgedrückt durch:

Rollwiderstand W_R = Wagengewicht $G \times$ Rollwiderstandsziffer f_R [kg].

Für luftbereifte Fahrzeuge mit Reifendrücken von ~ 2 atü und Geschwindigkeiten bis ~ 90 km/h ist f_R:

auf Betonstraße . .	0,015	auf festen Erdwegen . . .	0,05
„ Kleinpflaster . .	0,02	in losem Sand . . .	0,15 und mehr.
„ geteerter Straße .	0,03		

Schlupf- und Kriechverluste infolge tangentialer Verformungen des Reifens durch Umfangskraft sowie Stoßverluste durch Fahrbahneinflüsse.

Nach Abzug der Verluste durch Triebräder (η für mittlere Verhältnisse $= 0{,}8$ bis 0,9) erhält man die Straßenleistung oder — nach ihrer Meßbarkeit auf Prüfstandstrommeln — Trommelleistung, die zur Bewegung des Fahrzeugs längs der Fahrbahn verfügbar ist (s. Fig. 3).

2. Fahrwiderstände umfassen die Widerstände im Fahrwerk, Luftwiderstände am Fahrzeugkörper, Beschleunigungswiderstände und Steigungswiderstände.

Widerstände im Fahrwerk an Triebrädern (s. oben als „äußere Triebwerksverluste") und an Laufrädern. Für letztere gilt das gleiche wie für Triebräder unter Wegfall der Schlupf- und Kriechverluste (Verluste an Laufrädern $\sim 0{,}6$ bis 0,8 der Verluste an Triebrädern).

Luftwiderstände. Für Fahrwiderstandsberechnungen genügt die Vereinfachung (s. auch Bd. I, S. 271):

$$W_L \sim 0{,}005 \cdot c_w \cdot F \cdot V^2 \text{ [kg] und}$$

$$N_L = 1/75 \cdot 1/3{,}6 \cdot W_L \cdot V^3 \sim 1/55000 \cdot c_w \cdot F \cdot V^3 \text{ [PS]}.$$

Hierin ist: W_L = Luftwiderstand [kg], N_L = Luftwiderstandsleistung [PS],
V = Fahrgeschwindigkeit [km/h],
$F = \sim 0{,}9 \times$ Spurweite $\times$ Höhe des Wagens [m²],
$= \sim 4$ bis 9 m² für Lastwagen und Omnibusse
$= \sim 1{,}5$ bis 4 m² für Personenwagen,
$c_w = \sim 1$ für Lastwagen üblicher Bauart,
$= \sim 0{,}65$ für geschlossene Personenwagen älterer Bauart,
$= \sim 0{,}4$ bis 0,45 für geschlossene Personenwagen heutiger Bauart,
$= \sim 0{,}6$ bis 0,65 für offene Personenwagen heutiger Bauart,
$= \sim 0{,}3$ bis 0,4 für Personenwagen mit günstiger windschnittiger Form,
$= \sim 0{,}2$ für Sonderwagen mit Verkleidung für Scheinwerfer, Räder usw. und mit Bodenverkleidung.

Steigungswiderstand W_{st} und erforderliche Steigungsleistung N_{st}:

$$W_{st} = G \cdot \sin\alpha, \quad \text{für kleine Steigungen} \backsim Gs/100 \text{ [kg]},$$

$$N_{st} = 1/75 \cdot V/3{,}6 \cdot W_{st} \quad \text{[PS]}.$$

Hierin ist: G Wagengewicht kg, V Fahrgeschwindigkeit km/h,
α Steigungswinkel, s Straßensteigung in vH der waagerechten Länge der Steigungsstrecke.

Beschleunigungswiderstände bei Beschleunigung der Wagenmassen längs der Fahrbahn (Wagengewicht G, Fahrgeschwindigkeit v):

$$W_{b_1} = dv/dt \cdot G/g \quad \text{[kg]}.$$

Bei Beschleunigung der umlaufenden Massen von Motor, Kraftübertragung und Rädern als Umfangskraft am Triebrad mit Halbmesser r wird:

$$W_{b_2} = 1/r \cdot (J_1 \cdot d\omega_1/dt + J_2 \cdot d\omega_2/dt + \cdots)$$
$$= dv/dt \cdot 1/r^2 \cdot (J_1\lambda_1 + J_2\lambda_2 + \cdots) = dv/dt \cdot m_{red} \text{ [kg]}.$$

Hierin genügt es, die umlaufenden Teile des Kurbeltriebs, des Schwungrads, der Kupplung und der größeren Zahnräder einzusetzen (Trägheitsmomente $J_1 \ldots$, Winkelgeschwindigkeiten $\omega_1 \ldots$, Übersetzungsverhältnisse zwischen einzelnen Massen und Triebrad $\lambda_1 \ldots$). Auf Triebrad reduzierte umlaufende Masse m_{red} ändert sich bei Benutzung verschiedener Gänge mit dem Übersetzungsverhältnis λ.

Zahlenwerte und Rechenbeispiel s. Kamm u. Schmid; hiernach ist Verhältnis φ aus Gesamtmasse $M = G/g + m_{red}$ und Wagenmasse G/g:

$\varphi = 1{,}15$ für Personenwagen mit 2 bis 4 Personen Belastung,
$= 1{,}18$ „ Lastwagen.

Zur Beschleunigung erforderliche Leistung bei Fahrgeschwindigkeit V km/h:

$$N_b = 1/75 \cdot V/3{,}6 \cdot (W_{b_1} + W_{b_2})$$
$$= dv/dt \cdot 1/75 \cdot V/3{,}6 \cdot (G/g + m_{red}) = dv/dt \cdot 1/75 \cdot V/3{,}6 \cdot \varphi \cdot G/g \text{ [PS]}.$$

3. Überschußleistung $N_ü$ (s. Fig. 3) ist zum Beschleunigen des Fahrzeugs und Überwinden von Steigungen verfügbar. Bei $N_ü = 0$ liegt Höchstgeschwindigkeit des Wagens in der Ebene.

Einfluß der verschiedenen Übersetzungsstufen des Schaltgetriebes (s. S. 646) auf die Überschußleistungen der Fig. 3 zeigt Fig. 4.

Beschleunigungsvermögen. Aus $N_ü = N_b$ (s. oben) folgt die mögliche Beschleunigung p:

$$p = dv/dt = 3{,}6 \cdot 75 \cdot 1/V \cdot g/G \cdot 1/\varphi \cdot N_ü \backsim 2300/G \cdot N_ü/V \text{ [m/sek²]}$$

für Personenwagen und kann für jede Fahrgeschwindigkeit V ermittelt werden. Aus dem Verlau der Beschleunigungen läßt sich weiter der zeitliche Fahrtverlauf — am besten graphisch — vorausbestimmen.

p kennzeichnet die zu erwartenden Fahrleistungen und dient als Maßstab für die „Geschmeidigkeit". Großes p ist für die auf Landstraßen und im Stadtverkehr erreichbare Durchschnittsgeschwindigkeit und für gefahrloses Überholen wichtig. p hängt in erster Linie vom Leistungsgewicht G/N [kg/PS] — Zahlenwerte s. Bosch: Kraftfahrtechn. Handbuch — ab.

Steigfähigkeit. Fig. 5 zeigt für die Verhältnisse der Fig. 3 und 4 die bei den einzelnen Übersetzungsstufen verfügbaren Nabenleistungen und den Gesamtleistungsbedarf bei verschiedenen Steigungen in einer Darstellungsform nach Kamm.

Höchstgeschwindigkeit in der Ebene 95 km/h. Steigung 10 vH kann z. B. im 3. Gang mit 52 km/h und im 2. Gang mit 58 km/h befahren werden. Für Beschleunigungen noch verfügbare Leistung z. B. bei 38 km/h und 5 vH Steigung im 3. Gang Strecke *a* und im 2. Gang Strecke $a+b$.

Schaubild zeigt ferner die Geschwindigkeitsbereiche mit ihren Lücken im Fahrleistungsbereich und in den Steigleistungen; durch engere Stufung des Getriebes, z. B. 4 statt 3 Gänge, ließen sich die Lücken verkleinern und die Fahrleistungen erheblich verbessern.

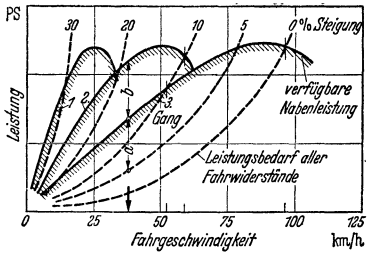
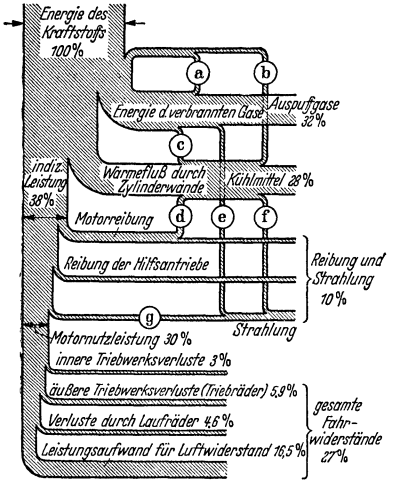


Fig. 5. Fahrleistungsschaubild für verschiedene Steigungen bei einem Dreigang-Getriebe.

4. Energiebilanz des Kraftwagens s. Fig. 6 (nach Kamm und Schmid).

Fig. 6. Energiebilanz eines Kraftwagens bei einer Höchstgeschwindigkeit von 110 km/h.

a Energie aus zurückgebliebenen Gasen und Gemischerwärmung durch Auspuffgase; *b* Gemischerwärmung durch Zylinderwände; *c* Wärmeübergang von Auspuffgasen an Kühlmittel; *d* durch Kühlmittel abgeführte Reibungswärme; *e* Strahlung der Auspuffleitung; *f* Strahlung des Kühlmittelmantels und der Kühlmittelleitungen; *g* Strahlung der nicht besonders gekühlten Motorwände, z. B. des Kurbelgehäuses.



5. Haftreibungsgrenze zwischen Rad und Fahrbahn beschränkt die übertragbaren Antriebs- bzw. Bremskräfte und damit die erreichbaren Beschleunigungen bzw. Verzögerungen. Beim Überschreiten des Grenzwertes dreht sich ein treibendes Rad gleitend durch („mahlen"), ein bremsendes gleitet ohne Drehung („blockieren").

Größte Radumfangskraft

$$P_{Rmax} = \text{Haftreibungsziffer } \mu_h \times \text{Radanpressungsdruck } N_R.$$

Für μ_h sind unsichere Einflüsse wie Rauhigkeit und Reinheit der Bahn sowie Glätte der Reifen maßgebend; auch Fahrgeschwindigkeit ist von Einfluß.

Bei üblicher Luftbereifung kann angenommen werden:

$\mu_h = 0{,}7$ bis 0,9 bei trockener, griffiger Bahn (z. B. Beton) und kleinen Geschwindigkeiten,
$= 0{,}5$ „ 0,6 „ „ „ „ („ „) „ hohen „
$= 0{,}2$ „ 0,3 „ nasser, schmieriger Bahn,
$< 0{,}2$ bei vereister Bahn,
$< 0{,}1$ bei Stampfasphalt mit feuchtem Straßenstaub oder dünnen Ölschichten.

Für Festigkeitsberechnungen von Triebwerksteilen und Bremsteilen $\mu_h = 1$.

Radanpressungsdrücke unterliegen verschiedenen Einflüssen (vgl. Fig. 7):

Schwerpunktlage. Vorderachsbelastung $= G \cdot l_1/l$; Hinterachsbelastung $= G \cdot l_2/l$.

Luftwiderstand. Luftkraftmoment $W_L \cdot h_L$ entlastet Vorder- und belastet Hinterachse. Bei großen Geschwindigkeiten kann ferner Entlastung aller Räder durch senkrechte Hubkräfte auftreten.

Massenkräfte, im Schwerpunkt des Wagens angreifend. Moment $G/g \cdot p \cdot h$ bewirkt bei Beschleunigung Entlastung der Vorder- und Belastung der Hinterachse; beim Bremsen Wirkung umgekehrt.

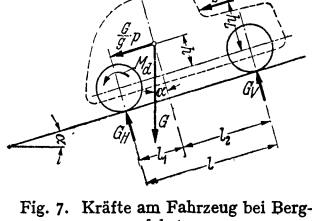


Fig. 7. Kräfte am Fahrzeug bei Bergfahrt.

Gegenmoment des Antriebsdrehmoments der Triebräder sucht Wagen entgegengesetzt zur Drehrichtung der Triebräder zu kippen, so daß Vorderräder entlastet und Hinterräder belastet werden. Rückwirkung der Bremsmomente umgekehrt.

Fahrbahnneigung um $\alpha°$ setzt Gesamtraddruck von G auf $G\cos\alpha$ herab. Durch Moment $G\sin\alpha \cdot h$ wird höherstehende Achse entlastet und tieferstehende belastet.

Die verschiedenen Einflüsse wirken sich für Hinterachse auf zusätzliche Belastung beim Antrieb und auf Entlastung beim Bremsen aus, für Vorderachse entsprechend umgekehrt. Hinterachsantrieb ermöglicht daher unter sonst gleichen Verhältnissen größere Vortriebkräfte und bessere Steigfähigkeit als Frontantrieb. Dagegen ist alleiniges Bremsen mit den Hinterrädern ungünstig.

Mittelwerte für Triebachsbelastung G_T eines beladenen Fahrzeugs mit Hinterachsantrieb:

$G_T = (0{,}5$ bis $0{,}6) \cdot G$ für Personenwagen $= (0{,}65$ bis $0{,}75) \cdot G$ für Lastwagen.

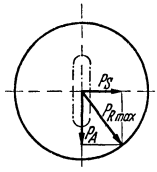


Fig. 8. Radumfangs- und Seitenführungskräfte.

Die Seitenführungskräfte („Spurhaltungskräfte") P_S hängen von der größten übertragbaren Radumfangskraft P_{Rmax} und der Antrieb- bzw. Bremskraft P_A ab; vgl. Fig. 8. Bei ruhendem Rad ist Gesamtkraft des Reibungsschlusses mit der Fahrbahn P_{Rmax} nach allen Seiten gleich groß (Kreis mit P_{Rmax} um Radberührungspunkt). Wird von P_{Rmax} durch Antriebs- oder Bremskraft P_A ein Teil in Anspruch genommen, so bleibt für die Seitenführung nur noch P_S (geometrische Differenz von P_{Rmax} und P_A) übrig.

Bei normalen Betriebsverhältnissen genügen zur Spurhaltung in der Geraden und Kurve diese Seitenführungskräfte gegenüber einseitigen Kräften durch Ungleichmäßigkeiten im Antrieb und in den Widerständen, durch Luftkräfte oder durch Fliehkräfte. Erst bei übermäßig glatter Fahrbahn oder übermäßig großer Massenwirkung sind die Vorbedingungen zu seitlichem Ausbrechen und „Schleudern" vorhanden. Ebenso wird die Seitenführung eines Rades aufgehoben, wenn die Antriebkraft beim „Mahlen" oder die Bremskraft beim „Blockieren" der Räder P_{Rmax} erreicht.

Auch bei vorhandenem Reibungsschluß ist Seitenführung der Räder zunächst unvollkommen, da der Luftreifen wegen seiner geringen Seitensteifigkeit schon gegenüber kleinen Seitenkräften federnd ausweicht und sich das Fahrzeug um einen „Schwimmwinkel" von etwa 2° bis 4° drehen kann, bevor die Seitenführung nach Abb. 8 wirksam wird. Verhältnisse an den Vorderrädern werden durch die übliche Vorspur (s. S. 654) verbessert.

Fliehkraft in der Kurve: $C = G/g \cdot v^2/r \backsim G \cdot V^2/127\,r$ [kg].

Wagengewicht G kg, Fahrgeschwindigkeit v m/sek und V km/h, Kurvenhalbmesser r m.

Fahrzeug schleudert bei $C/G \geqq \mu_h$ in nicht überhöhter Kurve,

$$\geqq \frac{\mu_h + \operatorname{tg}\beta}{1 - \mu_h \cdot \operatorname{tg}\beta}$$ in einer um $\beta°$ überhöhten Kurve.

6. Hinterachsantrieb und Frontantrieb. Bei Hinterachsantrieb wirkt Antriebkraft als Schubkraft hinter dem Angriffspunkt der gesamten Fahrwiderstände („labiles Gleichgewicht"), so daß Fahrzeug bei den ständigen und unvermeidlichen Gleichgewichtsstörungen zur Verhütung von Eigendrehungen der Spurhaltungskräfte bedarf.

Bei Frontantrieb wirkt Antriebkraft als Zugkraft vor dem Angriffspunkt der Fahrwiderstände („stabiles Gleichgewicht"), so daß Fahrzeug gegenüber Gleichgewichtsstörungen seine Richtung zu halten sucht, solange die Antriebskräfte wirksam sind. Bei seitlichem Gleiten der Vorderräder bleibt Lenkwirkung erhalten, da auch beim Gleiten Vortriebkräfte in Richtung des Lenkeinschlags auf Fahrbahn ausgeübt werden. In Kurven werden daher kleinere Seitenführungskräfte als beim Hinterachsantrieb benötigt; Fahrzeug kann mit größerer Geschwindigkeit in Kurve hineingezogen und mit höherer Beschleunigung aus Kurve gefahren werden.

7. Bremsvorgänge. Die verzögernden Kräfte setzen sich aus den Bremskräften der Radbremsen, den Fahr- und Luftwiderständen sowie den Leerlaufwiderständen von gedrosseltem Motor und Triebwerk zusammen. Für Beurteilung der Bremsfähigkeit im Zusammenhang mit Fahreigenschaften genügen bei Allradbremsung mit Ausgangsgeschwindigkeit v, Wagengewicht G, Brems-

weg s, Reibungsziffer zwischen Rad und Boden μ, Verzögerung b die vereinfachten Beziehungen:

Arbeitsgleichung	$G/g \cdot v^2/2 = G \cdot \mu \cdot s$	[mkg],
Kleinster Bremsweg	$s = 1/\mu \cdot v^2/2g = v^2/2b$	[m],
Größte Verzögerung	$b = g \cdot \mu = v^2/2s$	[m/sek].

Bremsfähigkeit. Die mit μ = Haftreibungsziffer μ_h (s. S. 639) errechenbaren Bremswege und Verzögerungen lassen sich praktisch nicht erreichen, da im Verlauf der Bremsung durch Fahrzeugschwingungen („Bremsnicken" und „Springen" der gebremsten Räder) ständige Verlagerungen der Achslasten auftreten, so daß bei der festen Einstellung der Bremsen auf eine mittlere Achsbelastung die erzielbare Bremskraft unter dem Wert $G \cdot \mu_h$ bleibt.

Ferner ist beim Bremsen aus höheren Fahrgeschwindigkeiten eine Ausnutzung der Bremsanlage bis zum Höchstwert der Haftreibungsgrenze zunächst noch nicht möglich, da durch scharfes Bremsen bis zum „Blockieren" die Seitenführungskräfte der Räder aufgehoben (vgl. Fig. 8) und bei geringfügigen Straßeneinwirkungen oder kleinen Ungleichmäßigkeiten in der Bremseinstellung gefährliche Schleuderbewegungen entstehen.

Die im Verlauf der Bremsung erzielbare Verzögerung ist nicht konstant; im Sinne obiger Formeln ergibt sich aus dem durch Versuch ermittelten Bremsweg eine mittlere Bremsverzögerung b_m, die mit zunehmender Anfangsgeschwindigkeit v für alle Straßenarten ungefähr gleichmäßig abnimmt.

Mittlere Bremsverzögerungen für Allradbremsung auf trockener, griffiger Fahrbahn in Abhängigkeit vom Bremsenzustand:

$b_m \geqq 6$	m/sek²	bei tadellosem	Bremsenzustand mit bester Einstellung,
$= 5$	„	„ gutem	„
$= 4$	„	„ mäßigem	„
$\leqq 3$	„	„ schlechtem	„

Schreckzeit (0,6 bis 1 sek und mehr bei fahrlässiger Unaufmerksamkeit) und Bremsen-Ansprechzeit (im Mittel 0,2 sek) sind bei Errechnung von praktischen Bremswegen und Bremszeiten zu beachten.

Im Fahrbetrieb vermeidet man — von Notbremsung im Falle der Gefahr abgesehen — mit Rücksicht auf Wageninsassen und Transportgüter Verzögerungen über 3 m/sek².

Allradbremsung ist mehr als doppelt so wirksam wie Einachsbremsung; Gleiten der Räder tritt daher erst bei größerer Gesamtbremskraft auf, so daß im praktischen Fahrbetrieb das schleudergefährliche Gebiet der äußersten Bremskräfte weniger in Anspruch genommen werden muß.

Abstimmung der vorderen und hinteren Bremsen nach Kamm möglichst so, daß unter Berücksichtigung der Belastungsverlagerungen durch Massenkräfte die stärker gebremsten Vorderräder zuerst ausbrechen und die Hinterräder ihre Führung länger beibehalten.

8. Schwerpunktlage. Schwerpunkthöhe h über Fahrbahn möglichst niedrig. Wagen mit Spurweite d kippt in nicht überhöhter Kurve, wenn bei Wagengeschwindigkeit V km/h und Kurvenhalbmesser r m:

$$C/G \backsim V^2/127\,r \geqq d/2\,h;$$

da in den meisten Fällen $d/2\,h > \mu_h$, tritt Schleudern vor Überschlagen ein.

Lage des Schwerpunkts in der Längsrichtung so, daß 40 bis 60 vH der Achsdrücke auf Vorderachse entfallen. Bei Hinterachsantrieb hat zu hohe Hinterachsbelastung Verschlechterung der Kurvenfolgsamkeit zur Folge. Bei Frontantrieb Vorderachsbelastung zur Verbesserung der Steigfähigkeit (vgl. S. 640) 60 vH der Achsdrücke.

Trägheitsmoment um senkrechte Schwerpunktsachse hängt hauptsächlich vom Achsstand ab.

9. Schwingungen des Fahrzeugaufbaus werden angeregt durch Unebenheiten der Fahrbahn und periodisch wechselnde Achsdrücke. In der Längsrichtung kann das Fahrzeug „Nickschwingungen" um einen Punkt zwischen den Achsen (entgegengesetzte Schwingbewegungen) und „Hubschwingungen" um einen Punkt außerhalb der Achsen (Schwingbewegungen gleichzeitig in derselben

Richtung) ausführen. Schwingungen um eine Längsachse werden als „Wanken" bezeichnet. Überlagerung der verschiedenen Schwingungsformen ist möglich.

Bestimmung der Schwingungsverhältnisse durch Versuch und durch Rechnung und Schwingungszahlen von verschiedenen Wagenaufbauten bei Stillstand und Fahrt s. Kamm u. Schmied.

Für die Empfindlichkeit der Insassen gegenüber Federschwingungen gilt, daß bei kleinen Schwingungszahlen große Beschleunigungen und bei kleinen Beschleunigungen auch größere Schwingungszahlen erträglich sind.

Dämpfung der Schwingungen s. S. 662 und Lenkungsschwingungen s. S. 657.

C. Kraftwagenmotoren

s. Abschnitt „Leichtmotoren" S. 139.

D. Kupplung.

Zwischen Motor und Wechselgetriebe wird eine ausrückbare Reibungskupplung eingeschaltet, da die Brennkraftmaschine nicht unter Last anzulaufen vermag.

Beim Anfahren schleifen zunächst die beiden Kupplungshälften, wobei das übertragene Drehmoment M_g gleich der Summe des Motordrehmomentes M_{Mo}

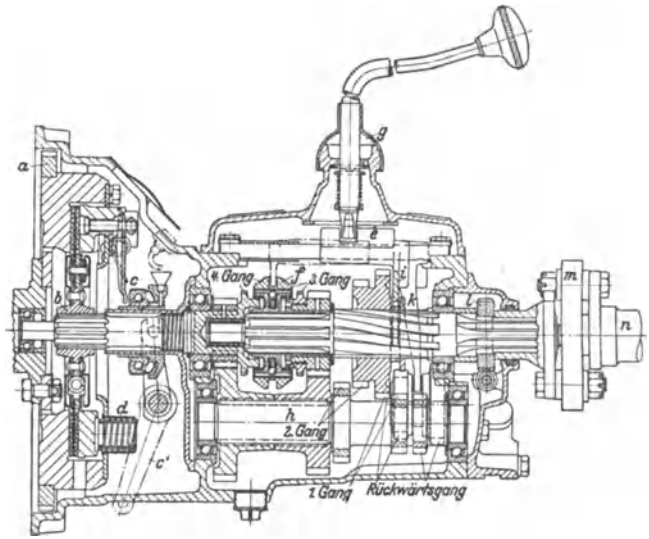


Fig. 9. Kupplung und Wechselgetriebe (Mercedes-Benz Typ 170 V).

Schwungrad mit Anlasser-Zahnkranz *a*; Mitnehmerscheibe mit auf Abtriebswelle verschiebbarem Nabenstück *b*; Kupplungsausrückung *c* mit Hebelbetätigung *c'*; Kupplungsfedern *d*. Schaltgabelmitnehmer *e*; Schubklaue *f* mit Kegelkupplungs-Gleichlaufschaltung (3. und 4. Gang); Schalthebel mit kugeliger Lagerung *g*; Vorgelegewelle *h*; Schaltgabel *i* für Schubrad (1. und 2. Gang); Rücklaufschaltgabel *k*. Tachometerantrieb *l*. Gummigelenkkupplung *m*; Gelenkwelle *n*.

und des durch Drehzahlverzögerung des Motors frei werdenden Massenmomentes M_m ist. Kupplung wird zweckmäßig so bemessen, daß $M_g = 2 \cdot M_{Mo}$ ist.

Während der Fahrt dient Kupplung als Triebwerksicherung gegen Überbeanspruchungen beim Überfahren von Bodenunebenheiten und ermöglicht Unterbrechung des Kraftantriebes bei eingerücktem Wechselgetriebe.

Bauweise. Die Kupplung üblicher Bauart (vgl. Fig. 9 und 10) wird mit dem Motorschwungrad vereinigt. Die Mitnehmerscheibe („Reibscheibe") sitzt mit

ihrem angenieteten Nabenstück leicht verschiebbar auf der genuteten Abtriebswelle und trägt auf beiden Seiten Reibbeläge. Kupplungsdruck wird durch Anpressen einer mit dem Schwungrad umlaufenden Druckplatte mittels Kupplungsfeder erzeugt. Entkuppeln mittels Fußhebel durch Abheben der Druckplatte gegen den Federdruck.

Mitnehmerscheiben aus Stahlblech möglichst leicht mit kleinem Trägheitsmoment, um Schaltstöße kleinzuhalten und Wartezeit beim Schalten abzukürzen, und elastisch nachgiebig, um Reibbeläge voll zur Anlage zu bringen. Gleichmäßigere Anlage und erhöhte Geschmeidigkeit durch geschränkte Mitnehmerscheibe oder Federzwischenlagen unter dem Reibbelag (s. Fig. 10). Schwingungsdämpfer zwischen Mitnehmerscheibe und Nabenstück s. Fig. 9 und 10.

Reibbeläge hitzebeständig und mit möglichst gleichbleibender Reibungszahl, meist aus Asbestfasergewebe und vielfach unmittelbar ohne Nieten auf Mitnehmerscheibe gepreßt. Befestigung stets an Mitnehmerscheibe.

Kupplungsfedern als „Einzel-Mittelfeder", in Schrauben- oder in Spiralform um Abtriebswelle gelegt und unmittelbar oder mit Hebelübersetzung auf Druckplatte wirkend, oder als „Außenfedern", in größerer Zahl gleichmäßig am Kupplungsumfang verteilt (s. Fig. 9 und 10).

Kupplungsausrückung erfordert reichlich bemessenes Ausrücklager (schmierlos arbeitendes Graphitschleifring- oder Wälzlager). Zum Ausgleich der Abnützung der Reibbeläge wird Nachstellmöglichkeit und zur Begrenzung des Weges des Kupplungsfußhebels Anschlag vorgesehen.

Ausführung derartiger Trockenkupplungen als Einscheibenkupplungen (Fig. 9 und 10) oder für große Drehmomente als Zweischeibenkupplungen, auch mit Hilfsfedern zum Abheben der Zwischenscheibe.

Erleichterte Bedienung der Kupplung wird durch verschiedene Mittel angestrebt:

Sanftes Einrücken ergeben zweistufige Kupplungen mit federnder Doppel-Mitnehmerscheibe.

Bei Fliehkraftkupplungen arbeiten Fliehgewichte mit Kupplungsfedern zusammen. Bei unteren Drehzahlen ist der gesamte Kupplungsdruck je nach der Abstimmung von Fliehgewicht und Federdruck klein, so daß die Betätigung erleichtert oder — bei selbsttätigen Kupplungen — Schutz gegen Abwürgen des Motors durch unvorsichtiges Kuppeln erreicht wird; bei höheren Drehzahlen wächst Kupplungsdruck rasch an, so daß Sicherheit gegen Durchrutschen groß ist. Halbzentrifugale Kupplung zeigt Fig. 10. Die mit dem Fliehgewicht f' versehenen Kupplungshebel f sind an der Druckplatte c in Rollen e gelagert und am Gehäuse d durch zwei Rollen schneidenähnlich nach beiden Kipprichtungen abgestützt; Mitnehmerscheibe b trägt Drehschwingungsdämpfer h und abgefederte Reibbeläge; Gehäuse d aus Stahlblech mit breiten Öffnungen für Zutritt der Kühlluft; Kupplungsfedern g mit Isolier-Unterlagscheiben gegen Wärmeüberleitung von der Druckplatte c.

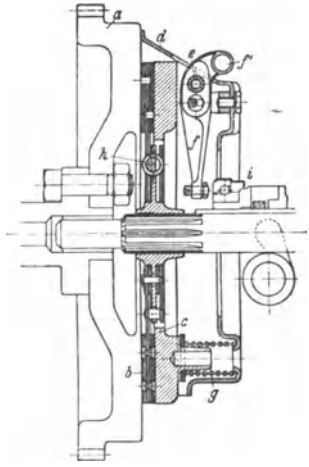


Fig. 10. Halbzentrifugale Einscheiben-Trockenkupplung (Komet-Kupplung der Fichtel & Sachs A.G.). Schwungrad a, Mitnehmerscheibe b, Druckplatte c, Gehäuse d, Rollenlager e für Kupplungshebel f mit Fliehgewicht f', Kupplungsfedern g, Drehschwingungsdämpfer h, Kupplungsausrückung i.

Mit Hilfskraft betätigte Kupplungen nutzen den Unterdruck der Motorsaugleitung oder auch den Überdruck der Motorölleitung in besonderen Schaltzylindern aus und werden meist in Verbindung mit dem Gashebel des Motors gesteuert.

Ölkupplungen, auch Lamellenkupplungen oder nasse Mehrscheibenkupplungen genannt, verwenden als Reibelemente eine größere Anzahl axial verschiebbarer und in Öl laufender Metallringplatten. Trotz weichen Arbeitens haben Ölkupplungen wegen der größeren Schwungmasse und längeren Bauart sowie besonders wegen der Schwierigkeit, vollständiges Lösen der Kupplung im Leerlauf zu erzielen, an Bedeutung verloren.

Berechnung. Ringförmige Mitnehmerscheibe. Verhältnis von Innendurchmesser d zu Außendurchmesser D etwa 0,6 bis 0,7; mittlerer Durchmesser $d_m = \frac{2}{3}\frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}$; Kupplungsfläche $F = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2)$. Bei Kupplungsdruck P wird Flächenpressung $p = \frac{P}{F}$; p bei Trockenkupplungen = 1 bis 2 kg/cm², bei leistungsfähigen Kupplungen mit Ausnutzung der Massen-

wirkung beim Anfahren $p = 0{,}5$ bis $0{,}8$ kg/cm² bei M_g bis zu $2M_{Mo}$ (s. oben), p bei Ölkupplungen $< 0{,}5$ kg/cm². Sanftes Einrücken und lange Lebensdauer verlangen möglichst kleines p.

Umfangskraft P_u einer Reibfläche $= P \times$ Reibungszahl μ; μ mit Rücksicht auf gelegentliche Ölverschmutzungen niedrig wählen mit 0,2 (leicht gefetteter Zustand des Reibbelages), für Ölkupplungen $\mu = 0{,}1$.

Übertragbares Drehmoment der Kupplung $M_g = n \cdot P_u \cdot d_m/2$ bei n gleichmäßig wirksamen Reibflächen. $M_g = 2M_{Mo}$ s. oben.

E. Wechselgetriebe.

Die zur Erreichung großer Leistungen erforderlichen hohen Motordrehzahlen zwingen zu einer Untersetzung der Drehzahl zwischen Kurbelwelle und Triebrad. Bei der mangelnden Veränderlichkeit des Motordrehmomentes muß ferner das Untersetzungsverhältnis im Fahrbetrieb veränderlich sein, um die Antriebkräfte den verschiedenen Fahrwiderständen, z. B. beim Anfahren und in Steigungen (vgl. S. 638), anpassen zu können.

Ein Teil der Gesamtuntersetzung wird unveränderlich gehalten und im Achsantrieb untergebracht. Die Möglichkeit zur Änderung des Untersetzungsverhältnisses — insbesondere zu weiterer Untersetzung — und zur Umkehr der Triebraddrehrichtung (Rückwärtsfahrt) ist durch das Wechselgetriebe zwischen Kupplung und Achsantrieb gegeben.

Zahnrad-Wechselgetriebe haben beschränkte Anzahl von Übersetzungsstufen, die wahlweise zur Kraftübertragung herangezogen werden. Nach der Zahl der Übersetzungsmöglichkeiten für den Vorwärtslauf unterscheidet man Zwei-, Drei-, Vierganggetriebe usw.

1. Arbeitsweise eines Schubräder-Wechselgetriebes ist in Fig. 11 für ein Dreiganggetriebe schematisch dargestellt.

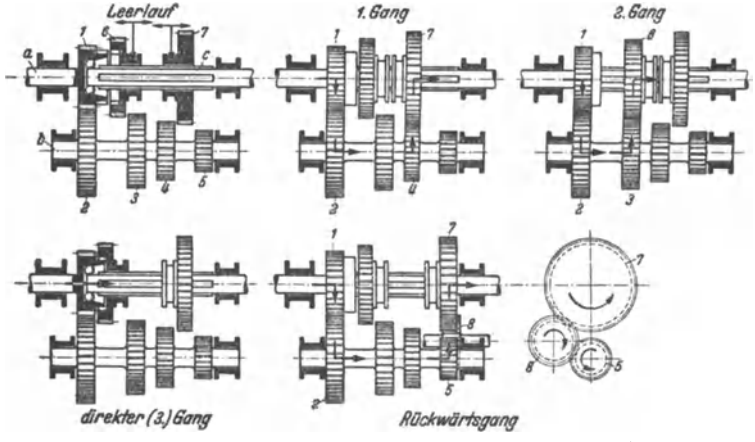


Fig. 11. Arbeitsweise eines Dreigang-Schubräder-Wechselgetriebes.
Antriebswelle *a* von Kupplung, Vorgelegewelle *b*, Hauptwelle *c* zur Gelenkwelle. Antriebsrad *1* fest auf *a*, Vorgelegeräder *2* bis *5* fest auf *b*, Schubräder *6* und *7* verschiebbar in Nuten auf *c*. Rücklaufrad *8*. Klauen an *1* und *6* zur unmittelbaren Kupplung im direkten Gang.

Schubrädergetriebe für vier und mehr Gänge sind den Dreiganggetrieben unter entsprechender Vermehrung der Zahnradpaare ähnlich; vgl. Fig. 12.

Schalten der Gänge durch den Wagenführer mittels Kugelschaltung, vgl. Fig. 9 und 12.

Der nach allen Seiten schwenkbare Schalthebel wirkt mit dem „Schaltfinger" auf den „Mitnehmer" der „Schaltgabel", die in die genutete Nabe des Schubrades eingreift. Jedes Schubrad hat besondere Schaltgabel; die einzelnen Mitnehmer liegen seitlich nebeneinander und haben zur Aufnahme des Schaltfingers Schlitze, die in Leerlaufstellung nebeneinander stehen.

Durch Bewegung des Schalthebels nach rechts oder links quer zur Fahrtrichtung wird zunächst die Verbindung des Schaltfingers mit dem gewünschten Mitnehmer hergestellt und dann

durch Längsbewegung des Schalthebels nach vorn oder hinten das Schubrad zum Eingriff gebracht.

Durch Verriegelungsvorrichtungen der Schaltgabeln oder durch Schaltführungsplatten des Schalthebels wird gleichzeitiges Einschalten zweier Gänge verhindert. Sperrvorrichtungen (federbelastete Kugeln oder Stifte mit entsprechenden Gegenkerben) sichern die Schaltgabeln und damit die Schubräder gegen unbeabsichtigte Verschiebung.

Spiralgetriebe (Fig. 12) haben statt Stirnräder mit Geradverzahnung Räder mit Schrägverzahnung („Schraubenräder"), die größere Laufruhe zeigen. Nutung der Hauptwelle nicht gerade, sondern schraubenförmig. Vgl. auch Fig. 9 für 1. u. 2. Gang.

2. Bei Schubklauen-Getrieben bleiben die zusammenarbeitenden Zahnradpaare dauernd im Eingriff.

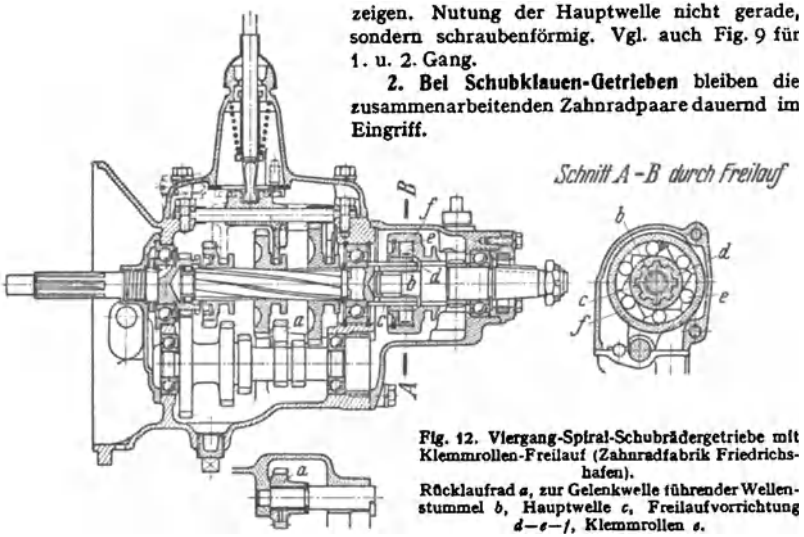


Fig. 12. Viergang-Spiral-Schubrädergetriebe mit Klemmrollen-Freilauf (Zahnradfabrik Friedrichshafen).
Rücklaufrad *a*, zur Gelenkwelle führender Wellenstummel *b*, Hauptwelle *c*, Freilaufvorrichtung *d*—*e*—*f*, Klemmrollen *e*.

Kraftschlüssige Verbindung zwischen Welle und dem auf ihr freilaufenden Zahnrad (vgl. Fig. 9 im 3. und 4. Gang) durch eine in Nuten der Welle gleitende Schubmuffe, die mit ihren vorderen oder hinteren Klauen beim Schalten der Gänge in entsprechende Gegenklauen an der Stirnseite der Zahnräder eingerückt wird.

Vorteile der Zahnräder mit Dauereingriff: Zahnflanken können beim Schalten nicht beschädigt, Klauen kräftig bemessen und Schubmuffen leicht bedient werden. Ebenso wird Zahneingriff verbessert, da — statt des bei Schubrädern erforderlichen Schiebesitzes auf der Welle — der Achsabstand der mit Schraubenverzahnung ausgeführten Räder genau festgelegt werden kann, so daß größte Laufruhe erreicht wird.

Laufruhige Gänge werden je nach den Ansprüchen für alle oder nur die am meisten benutzten Gänge vorgesehen. Schaltung der Schubmuffen in gleicher Weise wie bei Schubrädern.

3. Bei Schongang- oder Schnellganggetrieben wird die feste Übersetzung des Achsantriebs größer bemessen, so daß der direkte Gang als „Beschleunigungsgang" und als „Gebrauchsgang für Stadtverkehr" (zweitschnellste Geschwindigkeitsstufe) größere Drehmomente mit höherem Beschleunigungsvermögen ergibt. Bei eingeschaltetem Schongang als „Geschwindigkeitsgang" oder „Ferngang für freie Strecke" (größte Geschwindigkeitsstufe) wird die Abtriebswelle des Getriebes gegenüber der Motorwelle ins Schnellere übersetzt, so daß große Dauergeschwindigkeiten auch mit verminderter Motordrehzahl zur Schonung des Motors erreichbar sind.

Ausführung in baulicher Vereinigung mit dem Wechselgetriebe oder als selbsttätiges Zusatzgetriebe (besondere Vorgelegewelle oder Umlaufgetriebe); laufruhige Räder und einwandfreie Gleichlaufschaltung (s. unten) erforderlich.

4. Gleichlaufschaltung („Synchronisierung") bringt zur Erleichterung der Schaltbedienung sowie Vermeidung von Schaltstößen und Schaltgeräuschen die zu schaltenden Zahnräder bzw. Schubklauen vor dem Einrücken auf gleiche Drehzahl. Anwendung bei allen oder nur den am meisten benutzten Gängen.

Verwendet werden zumeist kleine Rutschkupplungen in Form von Kegelkupplungen zwischen Schubmuffe und Zahnrad (Fig. 9 im 3. und 4. Gang); im ersten Teil der Schalt-

bewegung Anpressen der Kupplung mit „Synchronisierung" und dann bei weiterer Schaltbewegung Einrücken der Klauen. Auch Lamellenkupplungen; ferner federgesteuerte Abweisklauen mit abgeschrägten Klauenzähnen.

5. Freilauf (vgl. Fig. 12) hinter dem Wechselgetriebe trennt Schaltgetriebeteile selbsttätig von weiterer Kraftübertragung, sobald keine bzw. negative Drehmomente übertragen werden; beim Schalten sind nur die kleinen Trägheitsmomente der Getrieberäder, Muffen usw. wirksam, so daß Schaltstöße klein bleiben.

Freilauf meist abschaltbar, um bei längerer Talfahrt nicht auf Bremswirkung des leerlaufenden Motors verzichten zu müssen.

Ausführung meist mit „Klemmrollen und Klemmbacken" (vgl. Fig. 12) oder mit sich aufdrehendem „Federband" zwischen zwei Büchsen.

6. Umlaufgetriebe (Wirkungsweise s. Bd. I, Planeten- und Differentialgetriebe) besonders zur Schalterleichterung gelegentlich ausgeführt.

7. Flüssigkeitsgetriebe, meist in Verbindung mit Flüssigkeitskupplung ausgeführt, ermöglichen stufenlose Drehmoment- bzw. Drehzahlwandlung (Bd. I, Flüssigkeitskupplungen).

8. Halbautomatische oder vollautomatische Getriebe sind Stufengetriebe mit Selbstschaltung. „Vorwählen" des gewünschten Ganges mechanisch oder elektrisch; Schaltung in vielseitiger Form, z. B. durch Fliehkraftkupplungen, Überholungskupplungen, auch als „Servoschaltung" durch Öldruck oder Unterdruck.

9. Anzahl und Untersetzungsverhältnis der Gänge sind von entscheidender Bedeutung für die Fahrleistungen; vgl. Fig. 4 und 5.

Die kleinste Gesamtuntersetzung $1 : m_1$ zwischen Kurbelwelle und Triebrad ergibt sich aus den Höchstgeschwindigkeitsbedingungen entsprechend dem Fahrleistungsschaubild Fig. 3:

$$m_1 = 6 \cdot \pi \cdot D \cdot n / 100\, V_1 \quad \text{und} \quad V_1 = 75 \cdot 3{,}6 \cdot N / \sum W_1 .$$

Hierin: V_1 = höchste Fahrgeschwindigkeit km/h; D = Rolldurchmesser der Triebräder m; n = aus Motorkennlinie bekannte Motordrehzahl 1/min bei Motorleistung N PS; $\sum W_1$ = Summe aller Triebwerksverluste und Fahrwiderstände kg bei Höchstgeschwindigkeit in Ebene.

Die kleinste Untersetzung $1 : m_1$ wird — von Schon- oder Schnellganggetrieben abgesehen — als unveränderlich in der Achsantriebsübersetzung untergebracht.

Die größte Gesamtuntersetzung $1 : m_2$ bestimmt sich aus den Anfahrbedingungen:

$$m_2 = \frac{6 \cdot \pi \cdot D \cdot n}{100 \cdot V_2} \quad \text{und} \quad V_2 = \frac{75 \cdot 3{,}6 \cdot N}{\sum W_2 + W_{st} + M_{red} \cdot b} .$$

Hierin: V_2 = Fahrgeschwindigkeit km/h; D, n und N wie oben; $\sum W_2$ = Summe aller Triebwerksverluste und Fahrwiderstände bei Fahrt in Ebene mit V_2; W_{st} = Steigungswiderstand kg für die bei Anfahren zu bewältigende größte Steigung; M_{red} = auf Treibradumfang reduzierte gesamte Fahrzeugmasse (vgl. S. 638) $\frac{\text{kg}}{\text{m/sek}^2}$; b = Anfahrbeschleunigung ($\sim$3 m/sek^2).

Hiervon entfällt ein Teil m_1 auf die unveränderliche Achsübersetzung und ein Teil m_2' auf die Übersetzung des ersten Ganges ($m_2 = m_1 \cdot m_2'$).

Anzahl und Übersetzungsverhältnis der Zwischenstufen hängen zunächst von dem Anpassungsvermögen des Motors an wechselnde Fahrwiderstände ab.

Die Drehmomentenkurve der Fig. 12 auf S. 148 zeigt, daß sich der Motor innerhalb gewisser Grenzen wechselnden Belastungen selbständig anzupassen vermag. Vergrößert sich z. B. durch eine stärker werdende Steigung der Fahrwiderstand, so fällt der Wagen von der Höchstgeschwindigkeit ab; mit sinkender Motordrehzahl nimmt das Motordrehmoment aber gleichzeitig zu („stabiler" Betriebsbereich des Motors), so daß der erhöhte Fahrwiderstand überwunden werden kann. Die Grenze der selbsttätigen Anpassung des Motordrehmoments an die Fahrwiderstände ist erreicht, wenn mit steigendem Fahrwiderstand die Motordrehzahl bis auf die dem größten Drehmoment entsprechende Umlaufzahl gesunken ist; bei weiterer Erhöhung des Fahrwiderstandes käme der Motor schnell zum Stillstand („Abwürgen" des Motors), da nunmehr mit einer Abnahme der Drehzahl auch das Drehmoment kleiner wird („labiler" Betriebsbereich des Motors). Bevor der Punkt des größten Drehmoments erreicht ist, muß durch Wahl eines anderen Ganges die Untersetzung im Getriebe vergrößert werden.

Die neue Untersetzung wäre mindestens so zu bemessen, daß die Fahrwiderstände statt durch die größten Drehmomente im früheren Gang nunmehr durch die an sich kleineren, aber im neuen Gang stärker untersetzten Drehmomente im Bereich der Höchstleistungsdrehzahl überwunden werden können. Mit der neuen Untersetzung stehen dann wieder Beschleunigungskräfte zur Verfügung, so daß die Wagengeschwindigkeit entsprechend dem Verhältnis der Motordrehzahlen bei größtem Drehmoment und bei Höchstleistung ansteigt. Die gleiche Überlegung läßt sich auch auf weiter erforderlich werdende Veränderungen der Untersetzung anstellen und

führt zu dem Schluß, daß die Übersetzungsverhältnisse der Gänge nach einer geometrischen Reihe abzustufen sind.

Von dieser Gesetzmäßigkeit wird u. a. zur Vermeidung einer zu großen Anzahl von Gängen abgegangen und größere Stufung zugelassen, indem der Motor bei der Höchstgeschwindigkeit der einzelnen Stufen nicht mit der Höchstleistungsdrehzahl, sondern mit einer etwas höheren Umlaufzahl im Bereich des abfallenden Leistungsastes läuft.

Bestimmung der Getriebeverhältnisse in der Praxis nach bewährten Vorbildern; ihre Wirkung auf die Fahrleistungen wird an Hand der Fahrleistungsschaubilder (vgl. Fig. 3 bis 5) beurteilt.

Personenwagen	Getriebeuntersetzung $1:n$ im					Feste Achsuntersetzung $1:n$
	1. Gang	2. Gang	3. Gang	4. Gang	Rückwärtsgang	
Dreiganggetriebe . . .	3—3,5	1,7—2,2	1	—	4,5—5	4,5—6,5
Vierganggetriebe						
ohne Schongang . .	3—4,5	1,6—2,6	1,4—1,7	1	4,5—5,5	4,5—5,5
mit Schongang . . .	2,7—3,5	1,7—1,9	1	0,6—0,7	3—4,5	5,5—6,5

10. Berechnung. Berechnung der Zahnräder s. Bd. I, Zahnräder und Bd. II S. 538. Als Drehmoment ist weniger das Motordrehmoment $M_d = 71\,620 N/n$ als das übertragbare Kupplungsmoment (s. S. 642) und seine Änderung bei den verschiedenen Übersetzungsstufen zu beachten. Für gehärtete, geschliffene und geläppte Räder aus Chrom-Nickel-Einsatzstahl Belastungszahl c beim ersten und für Rückwärtsgang bis 420 kg/cm², beim zweiten Gang bis 320 kg/cm², im übrigen 120 bis 200 kg/cm². Breitenverhältnis λ bei guter Lagerung 25 bis 35. Nachprüfung auf Wärmeanfreßsicherheit nach Hofer s. Werkst.-Techn. 1931 S. 128.

Wellenabmessungen weniger unter Berücksichtigung des Drehmoments als einer möglichst geringen Durchbiegung durch die Umfangskräfte.

F. Achsgetriebe.

1. Achsantrieb (vgl. Fig. 13 und 27) überwiegend als spiralverzahnter Kegeltrieb oder als gleasonverzahnter Hypoidkegeltrieb.

Bei großen Untersetzungen schwerer Lastwagen vielfach Doppelübersetzung (Kegelradpaar und Stirnradpaar).

Auch Schneckentrieb ohne Selbsthemmung und mit geringer Flankenbelastung; ermöglicht Tieflage der Gelenkwelle oder — bei dreiachsigen Fahrzeugen — bequeme Durchführung der Antriebswelle.

2. Ausgleichgetriebe soll Kraftantrieb auf Triebräder gleichmäßig verteilen und gleichzeitig Drehzahlunterschiede ermöglichen, so daß beim Befahren von

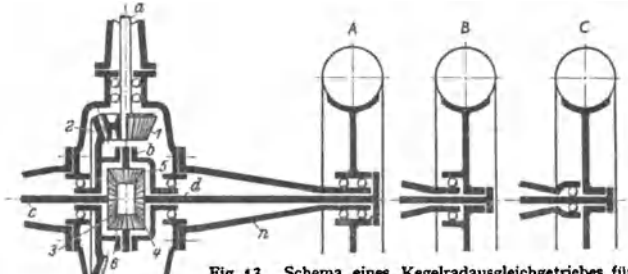


Fig. 13. Schema eines Kegelradausgleichgetriebes für starre Hinterachse. Flanschachse. Verschiedene Arten der Hinterradlagerung. Antriebwelle *a*, Ausgleichgehäuse *b*, Hinterachswelle *c* und *d*, Hinterachsgehäuse *m*, Hinterachstrichter *n*, Antriebkegelrad *1*, Tellerrad *2*, Hinterachskegelrad *3* und *4*, Ausgleichkegelrad *5* und *6*. Fliegende Hinterachse *A*, dreiviertel fliegende Hinterachse *B*, halb fliegende Hinterachse *C*.

Kurven die Triebräder trotz unterschiedlicher Weglänge ihre Bahnen abrollen und nicht schleifen.

Arbeitsweise eines Kegelradausgleichgetriebes zeigt schematisch Fig. 13; bauliche Ausführung s. Fig. 27.

Bei Geradeausfahrt haben beide Triebräder gleichen Fahrwiderstand und gleiche Drehzahl. Die Ausgleichräder drehen sich nicht und wandern lediglich mit dem Ausgleichgehäuse im Kreise: $n_c = n_d = n_b$.

In Kurven dreht sich bei gleicher Motordrehzahl Ausgleichgehäuse unverändert weiter. Das innere Triebrad bleibt aber infolge des kürzeren Rollwegs und der hemmenden Bodenreibung gegenüber der Umdrehung des Ausgleichgehäuses zurück. Hierdurch wälzen sich die Ausgleichräder unter Drehung um ihre eigenen Achsen auf dem Hinterachskegelrad der zurückbleibenden Welle ab und treiben das Hinterachskegelrad der äußeren Seite zusätzlich an. Drehzahlverminderung des inneren Triebrades ($-m$) ist hierbei gleich der Drehzahlvermehrung des äußeren Triebrades ($+m$); die resultierende Drehzahl des Außenrades N_c und die des Innenrades N_d folgt zu:

$$\left.\begin{aligned} N_c &= n_c + m, \\ N_d &= n_d - m, \end{aligned}\right\} \quad N_c + N_d = n_c + n_d \text{ (oder mit der obigen Beziehung)} = 2n_b.$$

Für den Grenzfall, daß das eine Triebrad ganz still steht, nimmt nach obiger Gleichung das andere die doppelte Drehzahl des Ausgleichgehäuses an. Dieser Fall kann beim Anfahren praktisch eintreten, wenn infolge ungleichmäßiger Belastung oder ungleicher Bodenhaftreibungsziffern μ_h die größte übertragbare Radumfangskraft (Raddruck $\times \mu_h$; vgl. S. 639) des einen Triebrades kleiner als die Antriebkraft an der Bereifung ausfällt. Da das Drehmoment unabhängig von den Geschwindigkeits- und Beschleunigungsverhältnissen immer zu gleichen Teilen auf beide Triebräder verteilt wird, kann die von den Rädern auf die Achse übertragene Schubkraft nur der kleineren der beiden möglichen Schubkräfte entsprechen. Bei erforderlichen großen Anfahrkräften reichen dann die Schubkräfte der Triebräder zum Anfahren nicht mehr aus; das eine Triebrad wird mit erhöhter Umlaufzahl auf der Stelle „mahlen", während das andere stillsteht.

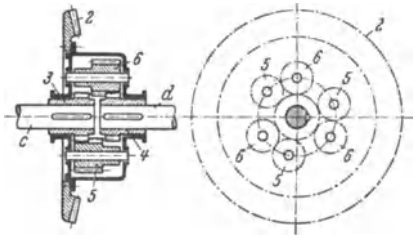


Fig. 14. Schema eines Stirnräderausgleichgetriebes. Hinterachswelle *c* und *d*, Tellerrad *2*, Hinterachsstirnrad *3* und *4*, Ausgleichstirnrad *5* und *6*.

Daher sieht man bei schwierigen Fahrbedingungen (Geländefahrzeuge, schwere Lastwagen) eine Sperrvorrichtung des Ausgleichgetriebes vor, z. B. von Hand einzurückende Klauenkupplung zwischen Ausgleichgehäuse und einer Hinterachswelle.

Stirnradausgleichgetriebe werden mitunter verwendet, wenn bei der Möglichkeit, größeren Außendurchmesser zuzulassen, eine schmale Baubreite erwünscht ist.

Die paarweise angeordneten Ausgleichstirnräder *5* und *6* arbeiten mit halber Zahnbreite zusammen; die andere Zahnbreite des Rades *5* steht mit dem Hinterachswellenrad *3* und die des Rades *6* mit dem Rad *4* in Eingriff. Im allgemeinen werden drei Ausgleichräderpaare vorgesehen.

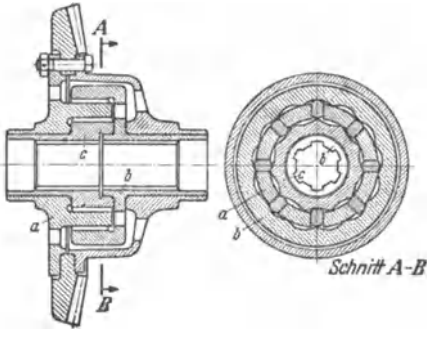


Fig. 15. Selbstsperrendes Ausgleichgetriebe (Zahnradfabrik Friedrichshafen). Käfig *a*, Außenring *b*, Innenring *c*.

Selbstsperrende Ausgleichgetriebe verteilen das Antriebsmoment selbsttätig im Verhältnis der an den Triebrädern möglichen Schubkräfte auf die Hinterachswellen, ohne daß der gegenseitigen Beweglichkeit der beiden Triebräder beim Kurvenfahren ein größerer Widerstand entgegengesetzt wird. „Mahlen" eines Rades beim Anfahren oder Spielen des Ausgleichgetriebes während der Fahrt wird unterbunden.

Bei der Bauart der Fig. 15 steht der Käfig *a* mit dem Antriebkegelrad in Verbindung. Der Außenring *b* mit den inneren Kurvenbahnen und der Innenring *c* mit den äußeren Kurven-

bahnen sind je mit einer Hinterachswelle verbunden; Anzahl der Vertiefungen im Innen- und Außenring sind verschieden. Bei Geradeausfahrt nimmt der Käfig durch Vermittlung der Gleitsteine beide Ringe gleichmäßig mit, da einige Gleitsteine klemmen. In der Kurve können sich die Gleitsteine radial bewegen, sobald die beiden Achswellen mit ihren Ringen infolge ihrer Vor- und Nacheilung zusätzlich von außen in entgegengesetzter Richtung angetrieben werden; hierbei hat das Getriebe wegen der großen Anpressungsdrücke der Gleitsteine hohe Eigenreibung. Voreilen eines vom Käfig angetriebenen Ringes gegenüber dem anderen Ring ist nicht möglich, da die Gleitsteine sperren.

Nachteilig ist, daß die Wirkung der Sperrung von der Abnutzung der Gleitsteine und Kurvenbahnen abhängt.

Berechnungsgrundlagen. Gesamtes Antriebsmoment unter Berücksichtigung des Kupplungsmomentes (s. S. 642) bei eingeschaltetem niedrigsten Gang. Bei Bremsanordnung vor dem Ausgleichgetriebe größtes Moment = Triebachsdruck × Triebradrollhalbmesser × Haftreibungsziffer ($\mu_h = 1$). Achswellenkegelrad mit der Hälfte des Gesamtmomentes. Für Ausgleichräder Annahme, daß sich Gesamtkraft auf alle tragenden Zähne ichmäßig verteilt; wegen sehr kleiner Zähnezahl korrigierte Zähne, Kurzverzahnung a. a.

G. Wellengelenke.

Für Wellenstränge mit festem oder veränderlichem Beugungswinkel sowie in geradlinigen Wellensträngen als nachgiebige Kupplung, um Montageungenauigkeiten oder elastische Verformungen der tragenden Rahmenteile auszugleichen.

1. Metallische Kreuzgelenke (Kardangelenke) ermöglichen bei geringer Reibung großen Beugungswinkel α. Kinematik von Kreuzgelenktrieben und Einbaubeispiele s. Rheinmetall-Borsig-Mitt. 1937 Heft 7.

Ausführung: einfaches Kreuzgelenk mit Zapfenübertragung s. Fig. 27; Doppelgelenk mit Rollenlagerung der Zapfen s. Fig. 17; Kreuzgelenk mit Kugelübertragung s. Fig. 16; auch Ausbildung des Kupplungsstücks als „Gleitsteingelenk".

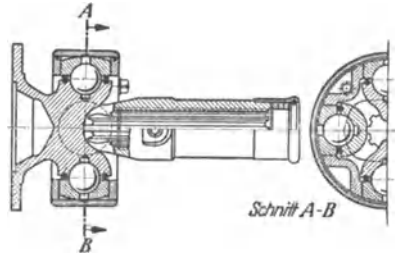


Fig. 16. Rheinmetall-Faudi-Kugel-Kardangelenk.

Eingelenk-Anordnung ergibt Ungleichförmigkeit der Drehgeschwindigkeit ω der Abtriebswelle (zwischen $\omega \cdot \cos\alpha$ und $\omega : \cos\alpha$ mit je zwei Höchst- und Kleinstwerten während einer Umdrehung), ist aber bei kleinen Beugungswinkeln zulässig. Vgl. Fig. 27. S. auch Bd. I, Kupplungen.

Zweigelenk-Anordnung in symmetrischer Ausführung mit Zwischenwelle ermöglicht es, die Ungleichförmigkeit des ersten Gelenks durch die des zweiten wieder auszugleichen. Vielfache Verwendung bei Gelenkwellen zwischen Getriebe und gefederter starrer Hinterachse sowie für schwingende Triebradwellen bei Vorder- und Hinterradantrieb (vgl. Fig. 23).

Da Länge der Zwischenwelle für die Gleichförmigkeit der Bewegungsübertragung belanglos ist, werden beide Gelenke für Zwecke des Vorderradantriebs auch zu einem Doppelgelenk zusammengefaßt. Ein derartiges „homokinetisches Gelenk" für große Beugungswinkel zeigt Fig. 17.

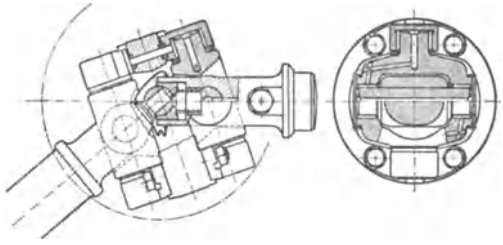


Fig. 17. Rheinmetall-Faudi-Rollen-Doppelkardangelenk. Beugungswinkel bis 40°; Zapfen mit Rollenlagerung; Selbstzentrierung; gedrungenste Bauart.

2. Trockengelenke bedürfen keiner Kapselung, Schmierung und Wartung; vorteilhafte Verwendung bei Gelenkwellen mit kleinem Beugungswinkel (Dauer-

winkel bis 3°). Zentrierung der Gelenkhälften zweckmäßig, um die aus der Verlagerung herrührenden Kräfte aufzunehmen; vgl. Fig. 18 und 19.

Scheibengelenke (vgl. Fig. 18) haben Gummigewebescheiben; verstärkende Drahtseileinlagen um je zwei aufeinanderfolgende Lochbuchsen.

Laschengelenke haben Laschen mit in Gummi gebetteten endlosen Drahtseilschlingen.

Elastische Gelenke (vgl. Fig. 19) haben Druckpuffer aus Gummi zwischen den beiden Mitnehmerklauen der treibenden und getriebenen Welle. Durch kräftige Vorspannung der Gummipuffer wird „Totgang" vermieden.

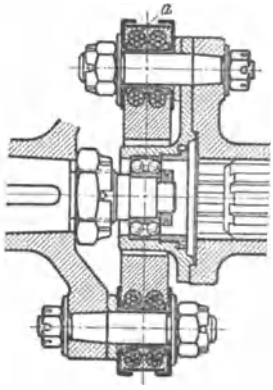


Fig. 18. Scheibengelenk mit Wellenzentrierung (Kirchbachsche Werke). Band *a* zur Aufnahme von Zentrifugalkräften.

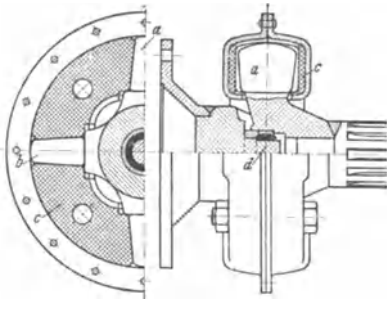


Fig. 19. Elastisches Gelenk (Kirchbachsche Werke). Mitnehmerklauen *a* und *b* der treibenden und getriebenen Welle, Gummi-Druckpuffer *c*, Wellenzentrierung *d*.

3. Bei Gelenkwellen, die im Betrieb Längenänderungen erfahren, werden Gelenknabe und Welle auf einer Seite in Nuten gegeneinander verschiebbar ausgeführt (vgl. Fig. 16 und 18), oder zweiteilige, mit Kerbverzahnung ineinander verschiebbare „Teleskopwellen" (vgl. Fig. 23) vorgesehen. Statisches und dynamisches Auswuchten der einbaufertigen Gelenkwellen. Ausführung als Rohrwelle.

H. Rahmen.

Flachrahmen. Im Personenwagenbau hat die Entwicklung vom genieteten Rahmen mit zwei Längs- und mehreren Querträgern in offenen ⊏-Profilen zu auch bei höheren Fahrgeschwindigkeiten verdrehungssteiferen Bauformen geführt: geschweißte Rahmen mit geschlossenen Profilen in □-Form beim „Kastenrahmen" oder in Kreis- bzw. Ellipsenform beim „Rohrrahmen".

Grundriß trapezförmig oder vorn eingezogen, um großen Vorderradeinschlag zu ermöglichen; auch X-Form (vgl. Fig. 1 und 2) oder Haarnadel-Form. Kräftige Querversteifung; auch durch eingeschweißte Bleche als Bodenplatte beim „Plattformrahmen". Statt zweier Längsträger auch formsteifer „Mittelrahmen" mit rohr- oder kastenförmigem Mittelträger.

Längsträger über Hinterachse und mitunter auch über Vorderachse hochgezogen (s. Fig. 1 und 2), um tiefe Rahmen- und Schwerpunktlage zu erreichen.

Beim selbsttragenden Wagenkörper entfällt der Tragrahmen. Aufbau ist zu einem verdrehungssteifen Traggebilde entwickelt, das Kräfte aufnehmen kann. „Skelettbau" mit Holz- oder Stahlgerippe und nichttragenden Verkleidungen; „Schalenbau" aus verschweißten Blechteilen, die gleichzeitig als Träger und Verkleidung dienen.

Zwischenformen, bei denen nur die Fußboden-Hüllbleche des Aufbaus mit dem Rahmen verschweißt werden und der Aufbau haubenartig aufgesetzt wird.

I. Achsen.

1. Starrachsen haben gemeinsame Aufhängung und Abfederung beider Räder; vgl. Starrachse mit Längsfederung Fig. 20 und mit Querfederung Fig. 21.

Ausschläge eines durch Fahrbahnunebenheiten angestoßenen Rades führen zu Schrägstellung der ganzen Achse und Sturzänderung beider Räder.

Für Querneigung des Aufbaus bei Kurvenfahrt ist Fliehkraftmoment der Wagenmasse mit dem Hebelarm h, d. i. Abstand zwischen Schwerpunkt und Augenblicksdrehpunkt (vgl. Fig. 20 und 21), maßgebend.

Kurvenneigung läßt sich vermindern bzw. vermeiden, wenn durch Höherlegen der Federangriffspunkte (vgl. Fig. 21) Hebelarm h verkleinert bzw. null wird („Schwebeachse").

Weiche Federung wirkt günstig bei Hubbewegungen der Räder, ergibt indessen größere Kurvenneigung.

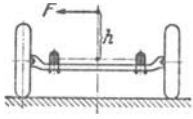


Fig. 20. Starrachse mit Längsfederung. Fliehkraft F mit Hebelarm h.

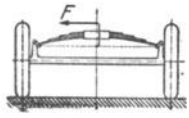


Fig. 21. Starrachse mit Querfederung und hochliegenden Federangriffspunkten.

Abhilfe durch Querversteifung der Federung mittels nur bei einseitigem Heben ansprechender Zusatzfederung („Stabilisatoren"), indem die beiden Achsseiten durch „Drehstabfederung" oder durch „Flüssigkeitskupplung" gegenseitig gestützt werden.

Starre Vorderachsen nur bei Wagen mit Hinterradantrieb. Spur, Nachlauf und Einschlag der Laufräder beim Durchfedern unbeeinflußt; Sturzänderung bei einseitigem Heben.

Ausführung als Schmiedestück in I-Form. Zur Aufnahme der Achsschenkel Ausbildung der Achsenden als „Faustachse" (vgl. Fig. 45) oder seltener als „Gabelachse". Kröpfung in Achsmitte zur Tieflage des Motors.

Starre Hinterachsen als Triebachsen hohl zur Aufnahme von Achsantrieb, Ausgleichgetriebe und Triebradwellen. Ausführung als mehrteilige „Flanschachse" nach Fig. 13 (Einzelteile aus Stahlblech, Stahl- oder Leichtmetallguß) oder als einteilige „Banjoachse" nach Fig. 22 (warm gepreßte und verschweißte Stahlblechhälften).

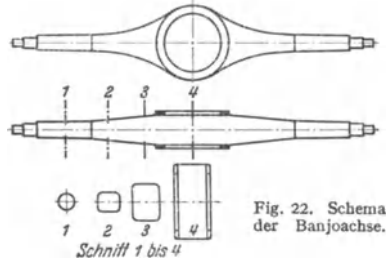


Fig. 22. Schema der Banjoachse.

Übertragung der Schubkräfte der Triebräder (Antriebskräfte bzw. umgekehrt verlaufende Bremskräfte) von Hinterachse auf Rahmen sowie Aufnahme des Reaktionsmomentes der Drehkräfte erfolgt meist durch die Längsblattfedern. Vordere Aufhängung der Federn laschenlos. Längenausgleich der Gelenkwelle zur Aufnahme der Federbewegung.

Statt Heranziehung der Wagenfedern auch besondere Schubstützen oder ein die Gelenkwelle umschließendes Schubrohr zwischen Hinterachsgehäuse und einem Rahmenquerträger. Beide Enden der Längsblattfedern erhalten nachgiebige Federgehänge oder Gummilagerung.

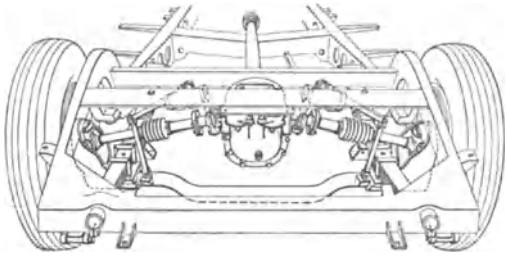


Fig. 23. Auto-Union-Horch-Doppelgelenkachse.

Trennung von Tragachse und Achsgetriebe bringt wesentliche Verringerung der ungefederten Massen.

Fig. 23 zeigt leichte Rohrachse als Tragachse zur Geradführung der Räder; Hinterachsgehäuse mit Achsantrieb und Ausgleichgetriebe fest am Rahmenquerträger; Antrieb der Räder durch Teleskop-Gelenkwelle mit doppelten Gelenken.

2. Schwingachsen haben Einzelradaufhängung und Einzelradabfederung. Achsausschläge bleiben auf angestoßenes Rad beschränkt, und ungefederte Massen werden verringert. Hierdurch werden gegenüber Starrachsen üblicher Bauart kleinere Stoßbeschleunigungen sowie sicherere Straßen- und Kurvenlage erzielt.

Schwingachsen werden für Vorder- und Hinterräder mit und ohne Antrieb ausgeführt.

Gelenkte Räder sollen Sturz, Spur und Lenkeinschlag bei Federbewegungen sowie bei Antrieb- und Bremskräften möglichst unverändert beibehalten.

Sturzänderungen, d. i. Änderungen des Winkels zwischen Radebene und Fahrbahn, erzeugen Kreiselmomente, die zu Lenkschwankungen (z. B. „Flattern" mit unsicherer Lenkung und Reifenverschleiß) und erhöhten Beanspruchungen der Radaufhängung führen.

Spuränderungen, d. i. Änderungen des Abstandes zwischen Bodenberührungspunkt und Fahrzeugmitte, ergeben seitliches Gleiten des Rades mit Reifenverschleiß und mit Gleitreibung, die sich in Herabsetzung der Bodenhaftfähigkeit auswirkt.

Kleinere Seitenbewegungen des Rades können elastisch aufgenommen werden und wirken durch die Walkarbeit der Reifen im Sinne einer Schwingungsdämpfung.

Änderungen des Lenkeinschlags verursachen Lenkschwierigkeiten, unsichere Kurvenlage und Reifenverschleiß.

Getriebene Räder (s. Fig. 27) haben Achsgehäuse mit Achsantrieb und Ausgleichgetriebe fest am Rahmen, vielfach unter Verwendung geräuschdämpfender Zwischenlagen. Triebradwellen benötigen bei Pendelachsen ein Gelenk, bei Geradschwingachsen zwei Gelenke und Längenausgleich.

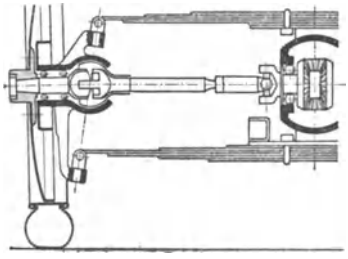


Fig. 24. Schema eines Vorderradantriebs.

Vorderradantrieb. Um bei Einschlag der Räder gleichmäßige Drehgeschwindigkeit beizubehalten, ist am Lenkzapfen doppeltes Gelenk erforderlich.

Fig. 24 zeigt Triebradwelle mit Längenausgleich, einfachem Kreuzgelenk an der Ausgleichgetriebeseite und Doppel-Kreuzgelenk auf Lenkzapfenmitte. Vgl. auch Fig. 17.

Bei Pendelschwingachsen bewegt sich Radscheibe bei Federbewegungen im wesentlichen auf einem Kreisbogen unter gleichzeitigen Sturz- und Spuränderungen.

Vielfache Verwendung als Hinterachse finden rohrförmige Pendel, welche die Triebwelle und ihre Lagerung aufnehmen.

Mittenpendelachse mit gemeinsamem Anlenkungspunkt in Achsmitte (Fig. 25) hat Zahnradanlenkung der Triebradwellen, die mit Achsantrieb und Ausgleichgetriebe zu einem einheitlichen Getriebe vereinigt wird.

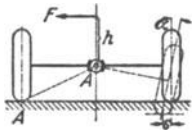


Fig. 25. Mittenpendelachse.

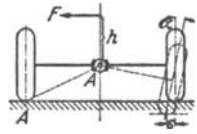


Fig. 26. Außenpendelachse.

Sturzänderung α und Spuränderung s bei Radausschlägen. Kleiner Hebelarm h der Fliehkraft F Stützwirkung.

Außenpendelachse mit getrennten Anlenkungspunkten nach Fig. 26 zeigt Fig. 27; Pendelrohr hat Zapfenanlenkung, die gleichzeitig die Schubkräfte auf das am Rahmen feste Hinterachsgehäuse überträgt; Triebradwelle mit einem Kreuzgelenk; Abfederung der Pendelrohre durch eigenreibungsfreie Schraubenfedern in Verbindung mit hydraulischen Stoßdämpfern.

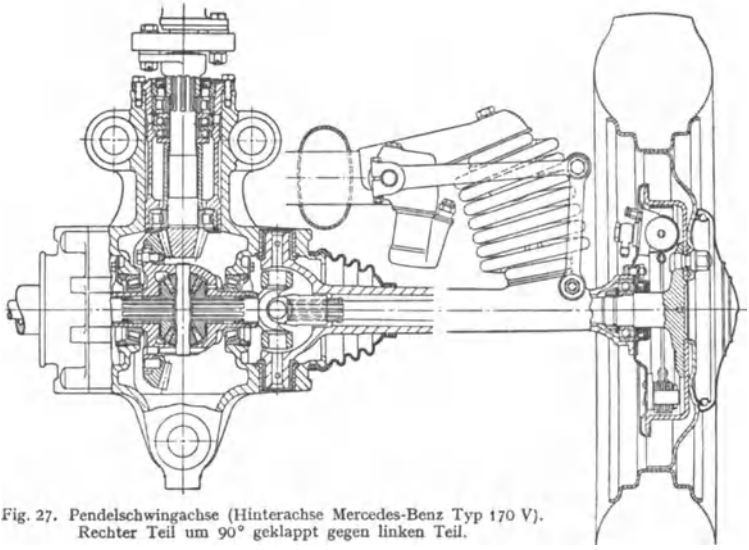


Fig. 27. Pendelschwingachse (Hinterachse Mercedes-Benz Typ 170 V). Rechter Teil um 90° geklappt gegen linken Teil.

Kurvenneigung hängt wie bei starren Achsen vom wirksamen Hebelarm h der Fliehkraft ab. Geringstes h zeigt Außenpendelachse (Fig. 26); die günstige Abstützwirkung der seitlichen Pendelrohr-Anlenkungspunkte ermöglicht wirksame Bekämpfung der Kurvenneigung und ist in Verbindung mit der einfachen Bauart (Fig. 27) vielfach für die Verwendung als Hinterachse ausschlaggebend.

Bei Federpendelachsen sind Pendelrohre durch Querfedern ersetzt. Nachteilig (besonders für gelenkte Räder) sind die weitgehenden Winkelausschläge mit sehr großer Sturz- und Spuränderung; Sicherheit der Radaufhängung hängt von der Festigkeit der hochbeanspruchten Feder ab.

Bei Geradschwingachsen führt Radscheibe beim Durchfedern im wesentlichen parallele („radebenentreue") Bewegungen aus; geringfügige Spur- oder Sturzänderungen sind hierbei je nach Bauart möglich. Radführung einwandfrei bzw. wesentlich günstiger als bei Pendelachsen.

Bei Kurvenfahrt stützt sich Wagenmasse auf Fahrbahnfläche ab, so daß Hebelarm h der Fliehkraft groß (vgl. Fig. 29) und damit — als Nachteil der Geradschwingachsen — Kurvenneigung verstärkt wird.

Als Abhilfe führt man daher vielfach die Vorderachse, bei der einwandfreie Radführung und Vermeidung von Kreiselwirkungen besonders wichtig sind, als Geradschwingachse aus und wählt für die Hinterachse eine Bauart mit starker Stützwirkung, wie Außenpendelachse (vgl. Fig. 1 und 2) oder auch Starrachse.

Ausführung in zahlreichen Bauformen als Doppelpendel-, Kurbel- und Hülsenführungsachse.

Doppelpendelachse mit Parallelogramm-Querauslegern hat beim Durchfedern keine Sturzänderung, aber geringe Spuränderung.

Doppelpendelachse mit Parallelogramm-Querfedern (Fig. 28 und 43) entspricht den Parallelogrammlenkern mit etwa $^1/_9$ der Federlänge.

Doppelpendelachse mit Trapez-Querauslegern (Fig. 29); kurzer Lenker oben, Verbindungsstück der Lenker bei Mittellage senkrecht zu beiden Lenkern und Fahrbahn („Rechtwinkeltrapez"). Geringe Sturzänderung. Keine Spuränderung, da Seitenverschiebung für den Bodenberührungspunkt durch Winkeländerung der Radebene ausgeglichen wird. Ausführung als Vorderachse für starke Wagen zeigt Fig. 30; Lenker durch Gabelung und breite Anlenkung zur Aufnahme großer Bremskräfte besonders geeignet.

Doppelpendelachse mit einem Querausleger und einer Querfeder häufig ausgeführt. Lenker ergibt wirksame Abstützung. Querfeder vereinfacht Bauweise. Obenliegende Feder hat günstigere Beanspruchung, untenliegende der Raumverhältnisse wegen gebräuchlicher.

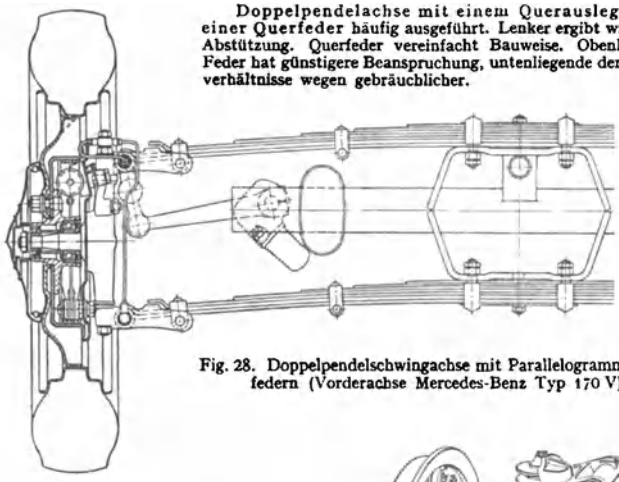


Fig. 28. Doppelpendelschwingachse mit Parallelogramm-Querfedern (Vorderachse Mercedes-Benz Typ 170 V).

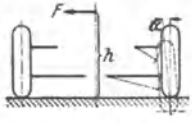


Fig. 29. Doppelpendelachse mit Trapez-Querauslegern. Geringe Sturzänderung α, keine Spuränderung. Keine Stützwirkung.

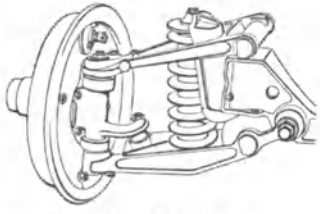


Fig. 30. Doppelpendelachse mit Trapez-Querauslegern (Mercedes-Benz Typ 500).

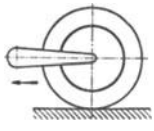


Fig. 31. Längsauslegerachse. Keine Sturz- und Spuränderung. Keine Stützwirkung.

Längsauslegerachse (auch „Kurbelachse" genannt, Fig. 31) wird ausgeführt wegen einwandfreier Radführung ohne Sturz- und Spuränderung sowie wegen der einfachen Möglichkeit, bei üblichem Achsstand alle Sitze vor der Hinterfederung unterzubringen. Statt einfacher Längslenker auch Doppellenker in Parallelogrammanordnung („Zwillingskurbelachse") in Verbindung mit Drehstabfederung.

Hülsenführungsachse hat einwandfreie Parallelführung ohne Sturz- und Spuränderung. Schmierung erforderlich; Federwege baulich begrenzt. Selten ausgeführt.

3. Vorderrad- und Lenkzapfenstellung ist bedeutungsvoll für Lenkbarkeit und Fahreigenschaften.

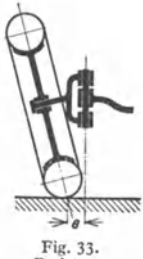


Fig. 33. Radsturz.

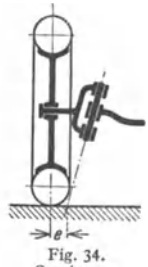


Fig. 34. Spreizung.

Bei Vorspur oder Einzug (Fig. 32) sind beide Vorderräder in der Geradeaus-Stellung um je 0,5 bis 3° nach innen eingeschlagen; Flatterneigung wird verringert.

Unter Radsturz (Fig. 33) versteht man eine durch Neigung des Achsschenkels nach unten erreichte Schrägstellung der Radebene (1 bis 4°). Lagerspiel wird ausgeschaltet.

Bei Spreizung (Fig. 34) wird der Lenkzapfen in der Wagenquerrichtung um 5 bis 8° geneigt; Moment der Fahrbahnwiderstände wird verringert.

Radsturz und Spreizung finden mitunter gleichzeitig Anwendung. Verkürzung des Hebelarms darf nicht bis auf $e = 0$ getrieben werden.

Bei Nachlauf trifft Verlängerung des Lenkzapfens die Fahrbahn vor dem Berührungspunkt der Bereifung, so daß die am Rade angreifenden Fahrbahnwiderstände das Rad im stabilen Gleichgewicht hinter dem Schwenkpunkt halten; außerdem wird Flatterneigung verringert.

Nachlauf kann durch Parallelverschiebung (Fig. 35) oder Schrägstellung des Lenkzapfens (Fig. 36) bis zu 2,5° erreicht werden.

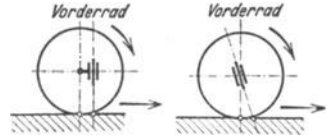


Fig. 35 u. 36. Nachlauf.

4. Hinterradlagerung vgl. Fig. 13.

Bei der fliegenden Hinterachse wird Radnabe von dem Hinterachstrichter in zwei Wälzlagern getragen, so daß Raddruck unmittelbar auf Achsbrücke kommt und Treibradwellen nur auf Verdrehung beansprucht werden. Verwendung für große Beanspruchungen.

Bei der dreiviertel fliegenden Hinterachse werden Hinterachstrichter und Triebradwelle gemeinschaftlich zur Aufnahme des Raddrucks herangezogen. Zu Drehungsbeanspruchung kommt Biegungsbeanspruchung durch einen Teil des Raddrucks und durch axiale Kräfte bei Kurvenfahrt hinzu.

Bei der halb fliegenden Hinterachse wird Radnabe von der Triebradwelle getragen, die außer auf Verdrehung auch auf Biegung durch vollen Raddruck und alle Fahrbahnkräfte beansprucht wird.

5. Berechnungsgrundlagen. Beanspruchung der Achsen durch Wagenlast und größte Bremsmomente ($\mu_h \sim 1$). Zu den statischen Belastungen kommen noch dynamische Beanspruchungen durch Fahrbahnstöße; für vereinfachte Berechnungen genügt Erhöhung der statischen Raddrücke auf etwa das Doppelte. Bei Kurvenfahrt treten durch die Fliehkräfte des Wagens zusätzliche Kräfte senkrecht zur Radebene auf, die ihren Höchstwert an dem mit dem größten Teil des Gewichts belasteten Außenrad (~0,8 des Achsdrucks) erreichen, wenn die Reifen gerade zu gleiten beginnen.

K. Lenkung.

Ausschließlich Achsschenkellenkung, bei der jedes Vorderrad mit seinem Achsschenkel um den am Ende der Vorderachse sitzenden Lenkzapfen geschwenkt werden kann.

1. Lenkschema (für starre Achsen) zeigt Fig. 37.

Drehbewegung des Handrads *a* — im Uhrzeigersinn Fahrzeugwendung nach rechts — wird durch Lenkspindel *b* auf Lenkgetriebe *c* übertragen und vermittels einer Schnecke oder Schraube in schwingende Bewegung des Lenkstockhebels *d* übersetzt. Lenkstange *e* führt zum Lenkhebel *f* eines Achsschenkels; an zweites Vorderrad wird Lenkbewegung durch Spurstange *h* übermittelt, welche die an beiden Achsschenkeln vorgesehenen Spurhebel *g* und *g'* verbindet.

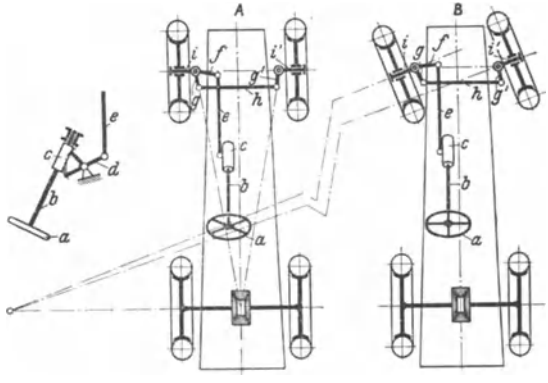


Fig. 37. Lenkschema für Starrachsen.

Handrad *a*, Lenkspindel *b*, Lenkgetriebe *c*, Lenkstockhebel *d*, Lenkstange *e*, Lenkhebel *f*, Spurstange *h*, Spurhebel *g* und *g'*, Achsschenkel *i* und *i'*. *A* in Mittelstellung, *B* und *C* in eingeschlagener Stellung.

Geometrisch einwandfreies Rollen[1]) der Räder beim Befahren von Kurven bedingt, daß sich die Verlängerungen der Achsschenkel bei jedem Lenkausschlag in einem gemeinsamen Punkt der Hinterachse oder ihrer Verlängerung schneiden (Fig. 37). Dieser Bedingung läßt sich bei einfachen Lenkgestänge-

[1]) Mechanik der Automobillenkung. Automob.-techn. Z. 1932 Heft 12/14. — Prüfung von Kraftwagenlenkungen auf ihre Unabhängigkeit von der Federung. Automob.-techn. Z. 1937 Heft 15.

anordnungen nur angenähert gerecht werden; vielfach ordnet man daher das Lenktrapez im ersten Entwurf so an, daß sich bei der Geradeausstellung der Vorderräder die Verlängerungen der Spurstangenhebel auf der Hinterachsmitte (Fig. 37), sofern Radstand gleich 2 bis 2,5 × Spurweite ist, oder bei größerem Radstand auf der Fahrzeuglängsachse im Abstand $n = 2{,}5 \times$ Spurweite (von der Verbindungslinie der Achsschenkel an gerechnet) schneiden.

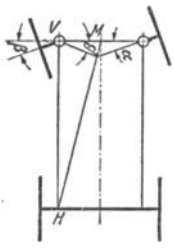


Fig. 38. Ermittlung der Lenkfehlerkurve.

Überprüfung des Entwurfs und Bestimmung der Fehlerlinie nach Fig. 38. Von Mitte M der Vorderachse wird Verbindungslinie zum Punkt H auf Hinterachse gezogen, der sich als Schnittpunkt einer durch den Lenkzapfen parallel zur Fahrzeuglängsachse gelegten Gerade ergibt. Schnittpunkt der Verlängerung des Achsschenkels des äußeren Rades mit MH ist bei richtigen Einschlagwinkeln α und β auch der Schnittpunkt des Schenkels des um VH geklappten Winkels β. Die tatsächlichen Schnittpunkte der freien Schenkel von α und β ergeben einen Linienzug, der in seiner Abweichung von der Geraden MH die auftretenden Lenkfehler kennzeichnet. Abweichung von β an der ungünstigsten Stelle nicht mehr als $1^1/_2°$ vom Sollwert.

Genaue Bestimmung des Spurhebelwinkels nach dem Verfahren von Causant s. Kamm.

Wendigkeit ergibt sich aus kleinstmöglichem Wendekreishalbmesser R des äußeren Rades, größtem Lenkeinschlagwinkel β des inneren Rades, Radstand l und Lenkzapfenabstand b:

$$R \sim \sqrt{l^2 + (l\,\mathrm{ctg}\beta + b)^2} \quad \text{oder} \quad \mathrm{tg}\beta = \frac{l}{\sqrt{R^2 - l^2} - b}.$$

2. Lenkgetriebe. Übersetzungsverhältnis zwischen 1:10 und 1:30; Gesamtausschlag am Lenkstockhebel 60 bis 70°; Lenkausschlag von ganz links nach ganz rechts erfordert bei Personenwagen 2 bis 3 Handradumdrehungen, bei langsam fahrenden Lastwagen 3 bis 6.

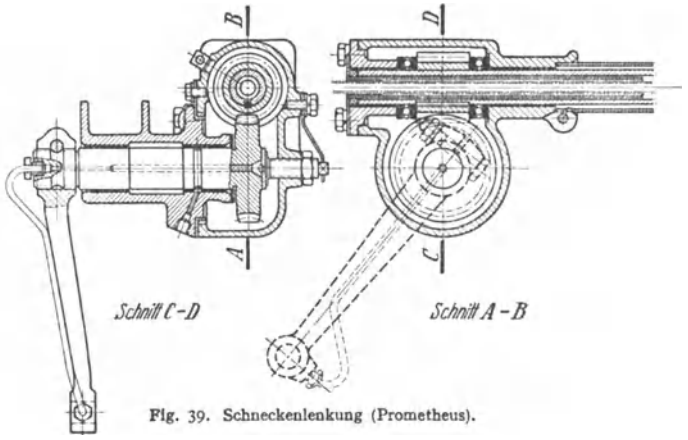


Fig. 39. Schneckenlenkung (Prometheus).

Schneckenlenkung (Fig. 39) hat Schneckensegment oder volles Schneckenrad; volle Räder bieten den Vorteil, bei Zahnabnutzung herumgesetzt werden zu können. Ausführung der Schnecke zwei- oder dreigängig. Schnecke mit $\mu = 0{,}1$ und $\beta = 7°$ bis 10° ergibt genügende Selbsthemmung zum Schutz des Fahrers, da auch die Reibung in den Lagern selbsthemmend wirkt.

Bei der Schraubenlenkung ist Kraftübertragung statt auf die Flanken weniger Zähne auf die größeren Flächen der Schraubengänge verteilt.

Bei der Daumenlenkung (ZF-Roßlenkung) gleitet ein meist rollengelagerter Lenkfinger im Spindelgewinde; geringe Selbsthemmung und selbsttätiger Rücklauf durch Vergrößerung der Spindelsteigung an den Enden.

3. Lenkstange. Anschlußpunkte als Kreuzgelenke oder Kugelbolzen. In Verbindung hiermit werden auch Federn als Stoßfänger eingebaut.

Neigung der Lenkstange ist wichtig für die Unempfindlichkeit der Lenkung gegenüber Federbewegungen und die Gleichmäßigkeit der Lenkausschläge nach rechts und links: In Mittelstellung der Lenkung Lenkstange möglichst senkrecht zu Lenkhebel und Lenkstockhebel, ferner Anschlußpunkt zwischen Lenkhebel und Lenkstange möglichst auf Verbindungslinie zwischen vorderem Federaufhängepunkt und Lenkstockhebelkopf.

4. Geteilte Spurstange bei Schwingachsausführungen erforderlich, um von Federbewegungen unabhängige Lenkung zu ermöglichen.

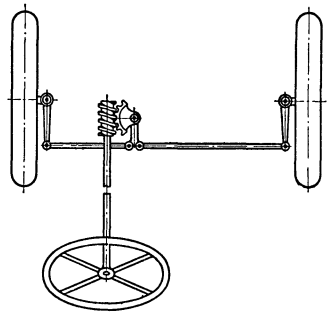


Fig. 40. Geteilte Spurstange bei Schwingachsen.

Jede Hälfte der Spurstange (vgl. Fig. 40) wird an ein am Rahmen festes Zwischenstück angelenkt, in das Lenkbetätigung eingreift. Ausführung auch als „Zahnstangenlenkung" mit Ritzeleingriff der Lenkspindel.

5. Lenkungsschwingungen. Erregung von Lenkungsschwingungen und Kopplung von Lenkungs- und Achsschwingungen s. Kamm.

Bei Flattern pendeln beide Vorderräder gemeinschaftlich um Mittellage nach links und rechts. Treten zu den seitlichen Bewegungen senkrechte Schwingungen der Achse, so entsteht Tanzen, wobei Räder zeitweise den Boden verlassen. Fahrsicherheit wird beeinträchtigt, um so mehr als Schlingerbewegungen des ganzen Wagens verursacht werden können.

Dämpfung durch Kleinhaltung des Lenkungsspiels, Nachlauf, Vorspur, richtige Lenkstangenordnung, Stoßfängerfederung sowie durch besondere „Flatterböcke" an der Federaufhängung oder besondere „Flatterdämpfer".

6. Lenkhilfeinrichtungen für schwerste Fahrzeuge mit dann notwendigen großen Verstellkräften in Form von druckluft- oder auch druckölbetätigten Arbeitszylindern, die vom Handrad aus gesteuert werden.

L. Federung.

Harte Fahrbahnstöße sollen in weiche, gedämpfte Schwingungen umgesetzt und nur kleine Kräfte und mäßige Beschleunigungen auf Wagenkörper übertragen werden.

Grundgleichung der ungedämpften Federschwingung (vgl. auch Bd. I, S. 407):

$$T = 2\pi\sqrt{f/g} \quad \text{und} \quad T = 2\pi\sqrt{m/c}.$$

Hierin: Schwingungsdauer T 1/sek; Federdurchbiegung f cm; in der Federung schwingende Masse m kg · sek²/cm; Federkonstante c kg/cm; Erdbeschleunigung g cm/sek.

1. Weichheit der Federung ist erwünscht, erfordert aber großes T und damit großes f schon bei ruhender Grundlast; zusätzliche große Federdurchbiegungen, wie sie zur Aufnahme der großen Stoßbelastungen oder bei Änderungen von m bei ent- und beladenem Fahrzeug notwendig werden, sind dann wegen der baulichen Beschränkung des Federwegs schwierig unterzubringen.

Verbesserung der Verhältnisse durch Federausführungen, bei denen c mit der Belastung nicht konstant bleibt, sondern stetig (Federkennlinie gekrümmt) oder stufenweise (Federkennlinie geknickt) zunimmt. Derartige Ausführungen sind genügend weich bei kleinen Kräften und aufnahmefähig für starke Stöße; sie bieten auch schwingungstechnische Vorteile.

Veränderung von c bei Blattfedern durch Zuschalten von Zusatzblättern oder durch Verkürzen der wirksamen Federlänge z. B. mittels Abwälzen der Federauflagepunkte; bei Schraubenfedern durch Zuschalten von Zusatzfedern nach Erreichen eines bestimmten Federwegs; bei Stabdrehfedern durch Zuschalten von Rohrdrehfedern (s. Fig. 44).

2. Schwingungsdämpfung. Bei Blattfedern ist durch die Reibung zwischen den einzelnen Federblättern („Eigenreibungsdämpfung") die Federung innerhalb der Reibungsgrenze unwirksam und somit hart.

Verkleinerung der Eigenreibungsdämpfung erreicht man durch Schleifen und Schmieren der Federblattflachen und verwendet „Zusatzdämpfung" durch besondere Schwingungsdämpfer; Weichheit auch gegen kleinere Erregungen durch Gummifederlagerung (vgl. Fig. 42).

Schrauben- und Stabdrehfedern sind reibungsfrei; Dämpfung durch einstellbare Schwingungsdämpfer („Außendämpfung").

Schwingungsdämpfer werden mit Wirkung parallel zur Feder zwischen Achse und Rahmen vorgesehen; vgl. Fig. 1 und 2, 23, 27, 28.

Reibungsdämpfer haben konstante Dämpfungskraft. Im Bereich der Reibungsgrenzen spricht Federung nicht an und arbeitet daher hart und stoßend. Ausführung als „Bandstoßdämpfer" (nur bei Rückfederung) und als „Scherendämpfer" (bei Auf- und Abwärtsbewegung).

Flüssigkeitsdämpfer dämpft ohne unwirksame Reibungsgrenze. Die Bremsflüssigkeit wird vom Bremskolben durch Öffnungen getrieben. Bei kleinen Federbewegungen ist Dämpfungskraft klein und proportional der Geschwindigkeit („laminare" Strömung), bei größeren Zunahme als „Exponentialdämpfung" im Quadrat der Geschwindigkeit („turbulente" Strömung). Durch Einstellen der Öffnungsquerschnitte läßt sich Stärke der Dämpfung den verschiedenartigsten Federungsverhältnissen, auch mit verschiedener Wirkung für Auf- und Abwärtsbewegung, anpassen, Fig. 27 und 28.

3. Blattfederausführung. „Geschichtete" Blattfedern in „halbelliptischer" Form, auch „viertelelliptisch" als „Auslegerfeder". Hauptfederblatt zur Aufnahme des Federbolzens umgerollt; Stützblätter kürzer und stärker gekrümmt. Federblätter meist zusammengehalten in Mitte durch Federstift; Federenden gegen Verdrehen durch Federklammern gesichert. Statt dessen auch Seiten- und Längsführung der Blätter durch Längsrippen und Quereinsenkung in Mitte.

Federaufhängung zur Aufnahme der Längenänderung nachgiebig; bei starrer Vorderachse s. Fig. 41 mit „Hänge-Steglasche". Statt bronzener Büchsen

Fig. 41. Vorderfederaufhängung. Federband *a*, Federbolzen *b*, Federbügel *c*, Steglasche *d*, Federbock *e*.

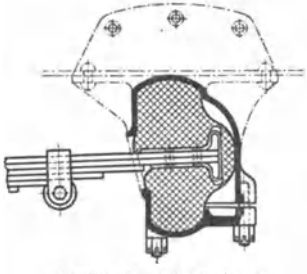


Fig. 42. Gummikissenlager.

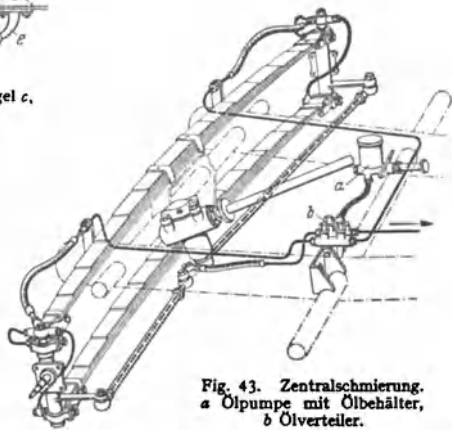


Fig. 43. Zentralschmierung. *a* Ölpumpe mit Ölbehälter, *b* Ölverteiler.

für Federbolzen auch Gummibüchsen oder vielfach „Gummikissenlagerung" nach Fig. 42 mit dem Vorteil der Dämpfung kleiner, kurzer Schwingungen.

Schmierung bei Metallbüchsen durch hohl gebohrte Federbolzen mit Schmiernippel oder durch Anschluß an „Zentralschmierung" (s. Fig. 43).

Normung der Federblätter, -bügel, -bolzen usw. nach DIN Kr 420 bis 428.

Berechnung (s. auch S. 655). Zusatzbeanspruchungen durch Achsschubkräfte und Seitenkräfte bei Kurvenfahrt sind zu berücksichtigen. Biegungsbeanspruchung für Federn ohne Zusatzbeanspruchungen bis 60 kg/mm², bei üblichen Zusatzbeanspruchungen für Vorderfedern bis 40 kg/mm², für Hinterfedern bis 50 kg/mm². Formeln für Rechteckfeder s. Bd. I, S. 408.

4. Schraubenfedern und Stabdrehfedern werden wegen besserer Federungseigenschaften Blattfedern vielfach vorgezogen.

Schraubenfedern (vgl. Fig. 27 und 30) ermöglichen große Federarbeit auf kleinem Raum. Federenden festgeklemmt oder lose in Federtellern mit Begrenzungsband gegen Herausfallen bei angehobenem Wagen. Für Radführung und Aufnahme von Schubkräften sind besondere Organe nötig. Berechnung s. Bd. I, S. 410.

Stabdrehfedern entsprechen abgewickelten Schraubenfedern. Anwendung bedingt genügende Baulänge für Stabkörper; bei begrenzter Baulänge Ausführung als Stabfeder mit Rückführung durch zusätzliche, konzentrisch liegende Rohrdrehfeder. Fig. 44 zeigt Stab- und Rohrfeder mit zweistufiger Federkennlinie, Verbindung von beiden Federn durch Anschlag mit Spiel.

Fig. 44. Zweistufige Stab- und Rohrdrehfeder.

Verwendung als Hauptfederung bei Schwingachsen und als Zusatzfederung bei „Stabilisatoren" (vgl. S. 651). Einfache Ein- und Nachstellmöglichkeit. Schubaufnahme nicht möglich. Berechnung auf Drehung s. Bd. I, S. 410.

5. Gummifederung als Hilfsfederung in Form von Zwischenlagen und Lagerkörpern (s. Fig. 42) zur Dämpfung kleiner, kurzer Schwingungen und Unterbindung von Körperschwingungen und Körperschall.

M. Räder und Bereifung.

1. Räder ausschließlich mit Luftbereifung. Bei Reifenwechsel bleibt Nabe am Achsschenkel; abnehmbar ist bei Personenwagen der Radkörper (s. Fig. 27 und 28), bei schweren Lastwagen die Felge (s. Fig. 45). Verbindung zwischen Nabe und Radkörper meist durch Flanschnabe mit Zentrierung durch Konusmuttern (s. Fig. 27 und 28); daneben auch „Zentralverschluß" durch zentrale, selbstsichernde Mutter.

Radkörper für Personenwagen vielfach Scheibenrad aus gepreßtem Stahlblech (s. Fig. 27 und 28); gewölbte oder wellenförmige Scheibe verschweißt oder vernietet mit Felge; Vorteil einfachster Bauform, leichter Reinigung, geringen Luftwiderstandes und guter Wärmeableitung aus Reifen. Auch Stahlblechspeichenräder aus zwei gepreßten, in Radmittenebene miteinander verschweißten Hälften; Vorteil größerer Festigkeit gegen Seitenstöße.

Drahtspeichenräder: Geringes Gewicht, gute Elastizität; Luftwiderstand groß und Wärmeableitung ungünstig; Verwendung meist nur bei Krafträdern.

Gegossene Räder als Speichen- oder Scheibenrad in Stahl- oder Leichtmetallguß für Lastwagen und Omnibusse (s. Fig. 45). Für schwerste Fahrzeuge Doppelräder mit zwei Bereifungen.

Felgen für Personenwagen einteilig und fest verbunden mit Radkörper: Tiefbettfelge (s. Fig. 27 und 28) hat am ganzen Umfang Bettvertiefung zur Erleichterung der Montage; Halbflachfelge hat Bettvertiefung

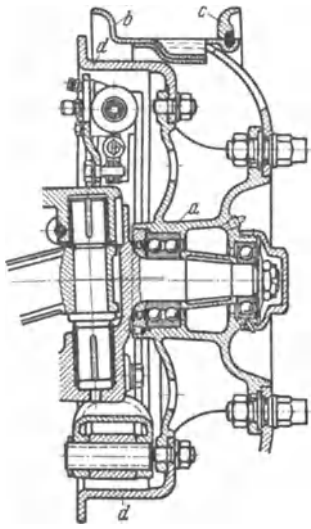


Fig. 45. Vorderrad für Lastwagen. Stahlgußrad mit teilbarer Geradseitflachfelge.
Radkörper *a*, Felge *b*, Felgenring *c*, Bremstrommel *d*.

nur auf Schlauchventilseite und im übrigen Teil flache Form mit oder ohne Hülse.

Für Lastwagen geteilte Flachbettfelgen mit abnehmbarer Felgenwulst (s. Fig. 45) zum Aufschieben des Reifens; auch Ausführung als im ganzen abnehmbare, quergeteilte Felge.

2. Luftreifen (Fig. 46) bestehen aus dem undurchlässigen, hoch elastischen Schlauch als Behälter für die Druckluft und der Decke als Schutz für den Schlauch und als Lauffläche. Entwicklung hat vom schlecht federnden Hochdruckreifen (Luftdruck 4 bis 8 atü) zum Niederdruckreifen (Luftdruck bei Personenwagen im Mittel 1,5 bis 2,5 atü) mit etwa doppeltem Luftinhalt und besserem Federungsvermögen geführt; gegenüber „Ballonreifen" ergeben „Überballonreifen" durch vergrößerten Luftraum und verringerten Innendruck weitere Steigerung des stoßfreien Schluckvermögens kleinerer Hindernisse (größte zulässige Eindrückung beim Ballonreifen ∼12 vH, beim Überballonreifen ∼20 vH).

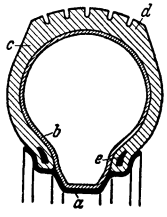


Fig. 46. Luftreifen. Felge *a*, Schlauch *b*, Decke *c*, Lauffläche *d* mit Gleitschutz, Reifenfüße mit Drahtseileinlage *e*.

Aufbau des Mantels aus mehreren gummierten Gewebelagen. Gewebe als Cord-Gewebe schußlos aus Cord-Fäden (zusätzliche gegenläufige Drehung gegenüber normalen Baumwoll-Zwirnen). Statt natürlicher Kautschukmischungen auch synthetischer Buna-Kautschuk mit verbesserten Eigenschaften.

Gewebeunterbau erhält kräftige Reifenfüße meist mit verstärkenden Drahtseileinlagen und verstärkte Laufflächen mit verschiedenartigen Außenprofilierungen („Gleitschutz").

Norm-Bezeichnung für Reifen (z. B. 5,25-16 in Fig. 27 und 28) gibt in erster Zahl (5,25) die Reifenbreite in Zoll und in zweiter (16) den Felgendurchmesser in Zoll an.

N. Bremsen.

Vorgänge beim Bremsen s. S. 640ff.

1. Anordnung von Bremsen. Vierradbremse als Hauptbetriebsbremse wird durch Fußhebel (Fig. 1 und 2, 47) betätigt. Muskelkraft am Fußhebel ∼40 kg; Fußhebelweg bis 130 mm; Untersetzungsverhältnis von Fußhebel bis Bremsbacke 20 : 1 bis 100 : 1.

Handbremse dient nur als Hilfsbremse und als Feststellbremse zur Sicherung des stehenden Fahrzeugs; Handbremshebel (Muskelkraft ∼30 kg, Hebelweg bis 350 mm) kann durch ausrückbares Zahngesperre in angezogener Lage festgehalten werden; vgl. Fig. 1 und 2, 47.

Ausführung als Hinterradbremse mit eigenem Gestänge und Bremsnocken (vgl. Fig. 47) oder mit Anschluß an Hinterradbremsgestänge der Vierradbremsen; auch als zweite Vierradbremse oder seltener als Getriebebremse.

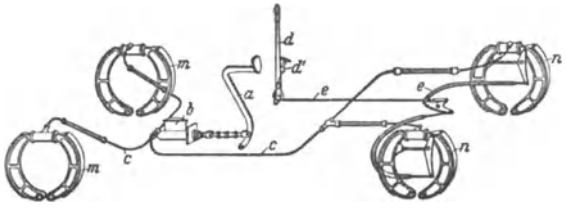


Fig. 47. Bremsanordnung. Vierradbremse mit Öldruckkraftübertragung: Fußhebel *a*, Bremshauptzylinder *b*, Bremsleitungen *c*, Vorderradbremsen *m*, Hinterradbremsen *n*. Handbremse *d* mit Bremsnachstellung *d'* durch Seilzug *e* auf Hinterradbremstrommeln *n*.

Getriebebremse wird hinter Getriebe oder vor Hinterachsantrieb auf der um Hinterachsübersetzung schneller laufenden Treibwelle angeordnet.

Wegen scharfer Bremswirkung, hoher Beanspruchung des Achsgetriebes und Unterstützung von Schleuderbewegungen im Zusammenhang mit der Wirkung des Ausgleichgetriebes als Betriebsbremse ungeeignet. Ausführung als Außenband- oder Außenbackenbremse.

2. Innenbackenbremsen auf Innenseite des Radkörpers (vgl. Fig. 27, 28, 45) sind am gebräuchlichsten.

Symmetrische Anordnung beider Bremsbacken mit gemeinsamem Bremsnocken und gemeinsamem Backenbolzen nach Fig. 48; vgl. auch Ausführung bei hydraulischen Bremsen nach Fig. 50.

Infolge der über Umfang der Bremsfläche ungleichmäßig verteilten Flächenpressung ist resultierende Anpreßkraft des Backens (N_1 bzw. N_2) nicht senkrecht zur Mittellinie zwischen Backenbolzen und Bremsnocken, sondern um $a = 5$ bis 10° geneigt. Durch die Umfangsreibungskraft $N_1\mu$ bzw. $N_2\mu$ wird ferner zusätzlich zu dem sich aus der Bremsnockenkraft ergebenden Bremsbackenandrückmoment $P_1 \cdot a_1$ bzw. $P_2 \cdot a_2$ ein Zusatzdrehmoment hervorgerufen, das sich bei dem gegen Drehrichtung liegenden Bremsbacken weiter anpressend und bei dem anderen lüftend auswirkt. Bremswirkung beider Backen ist daher verschieden stark. Auch die resultierenden Anpreßkräfte N_1 und N_2 gleichen sich nicht aus, sondern liefern durch ihre Neigung und verschiedene Größe äußere Kräfte, die sich als zusätzlicher Druck auf das Radlager auswirken.

Rechnerische Ermittlung der Kräfteverhältnisse s. Automob.-techn. Z. 1932 Heft 21 und Z. VDI 1937 S. 1437.

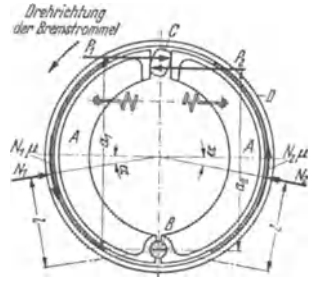


Fig. 48. Kräftewirkung an symmetrischer Innenbackenbremse. Bremsbacken A, Backenbolzen B, Bremsnocken C, Bremstrommel D.

Anordnung der Bremsbacken in gleicher Richtung („versetzte" Anordnung) ergibt gleichmäßige Bremswirkung beider Backen.

Jeder Bremsbacken erhält eigenen Bremsnocken und eigenen Drehstützpunkt. Die um 180° versetzt liegenden Bremsnocken sind so ausgebildet, daß sie auf der einen Hälfte (rund) als Backenbolzen und auf der anderen (Abwälzprofil) als Bremsnocken wirken.

Mechanische Servowirkung nutzt die Umfangsreibungskraft des einen Backens als Zusatzkraft für den anderen aus, indem sich der in der Drehrichtung vorn liegende Backen auf den zweiten abstützt und ihn zusätzlich anpreßt.

Ausführung als einfache Servobremse hat den Nachteil, daß Anpreßdruck nur bei einer Drehrichtung verstärkt, bei Drehrichtungsumkehr jedoch abgeschwächt wird.

Verbesserung wird erreicht durch besondere Backenaufhängungen oder durch Dreibacken-Servobremse nach Fig. 49; Backe *2* steht unter Zusatzwirkung von *1*, Backe *3* wirkt selbständig.

Lenkerbremsen haben zwei symmetrische Bremsbacken, die unter Zwischenschaltung von Lenkern kniehebelartig am Backenbolzen aufgehängt sind, so daß der Bremsdruck verstärkt wird.

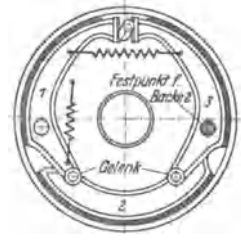


Fig. 49. Dreibacken-Servobremse.

Bremstrommel gezogen in Stahlblech mit Versteifungsbund an offener Seite (vgl. Fig. 27, 28, 45) oder gegossen mit Kühl- und Versteifungsrippen in Sondergrauguß oder Stahlguß.

Bremsbacken — vielfach als Leichtmetallgußstücke — erhalten besonderen Bremsbelag, meist formgepreßte imprägnierte Asbestgewebe; Abmessungen nach DIN Kr 4261. Bremsnocken meist mit Abwälzflächen z. B. im Evolventenprofil.

Berechnungsgrundlagen. Bremstrommeldurchmesser so groß wie ohne Beeinträchtigung der Kühlluftzufuhr zwischen Felge und Trommel möglich.

Bremskraft B am Umfang der Trommel:

$$B = 1/4 \cdot G \cdot b/g \cdot D/d \quad \text{und} \quad B = \mu(N_1 + N_2) = \mu_T p_1 F_1 + \mu_T p_2 F_2.$$

Hierin: Gesamtgewicht G, Bremsverzögerung b, Raddurchmesser D, Trommeldurchmesser d. Reibungsziffer μ_T zwischen Trommel und Bremsbelag, resultierende Anpreßkraft N_1 bzw. N_2. Mittlere Flächenpressung $p_1 = N_1/F_1$ bzw. $p_2 = N_2/F_2$; F_1 bzw. F_2 gleich Projektion der Bremsbelagfläche auf die zu N_1 bzw. N_2 senkrechte Ebene.

$b = 6$ bis 7 m/sek²; $\mu_T \sim 0{,}35$; p bis 6 kg/cm²; $F_1 = F_2$ für eine Belagfläche von etwa 120°.

Nachprüfung der Reibungsleistung $\mu p v \leqq 50$ mkg/cm² sek mit Gleitgeschwindigkeit v an Trommelfläche.

Trommelbreite etwas größer als Belagbreite.

Bremsnockenkräfte, resultierende Andrückkräfte unter Berücksichtigung der Momente der Umfangsreibungskräfte s. Schrifttumsangaben S. 661.

3. Bandbremsen haben als Bremskörper ein mit imprägniertem Asbestgewebe gefüttertes Bremsband.

Innenbandbremsen gleichen in der Wirkung Innenbackenbremsen. Bremsband gegenüber Bremsnocken in der Mitte fest aufgehängt, an den oberen Bandhälften Verstärkungsrippen mit Auflageflächen für Bremsnocken. Progressive Bremswirkung durch Elastizität des Bremsbandes.

Außenbandbremsen. Kräftewirkung s. „Hebe- und Fördermittel" S. 396. Einwandfreies Arbeiten erfordert völlig rundes Bremsband mit gleichmäßigem Abstand zur Bremstrommel.

4. Bremseinstellung außer durch Längenänderung im Bremsgestänge bei Backenbremsen durch Auseinanderrücken der Backen (vgl. Fig. 50), bei Bandbremsen durch Verkürzen der Bandlänge. Statt Nachstellung von Hand auch selbsttätige Nachstellung, indem mit dem Bremsnocken in Verbindung stehende Zahn- oder Reibgesperre die Bewegung von Nocken und Backen regeln.

5. Mechanische Kraftübertragung zwischen Bremshebel und Bremse durch Gestängeverbindungen mit Gelenken oder durch Drahtseilzüge mit Rollenführung. Muskelkraftübersetzung auf die am Nocken erforderliche Betätigungskraft durch Wahl der Hebelverhältnisse.

Verbindung zwischen den am Rahmen festen Teilen und dem Bremsnockenhebel am gefederten Rad muß Unabhängigkeit der Bremsbetätigung von Feder- und Lenkungsbewegungen gewährleisten.

Hierzu werden in Metallschlauch geführte Drahtzüge vielfach verwendet, s. Fig. 47. Gestänge und einfache Seilzüge erfordern zur Aufnahme des Federspiels möglichst lange und waagerechte Verbindung zwischen festem und abgefedertem Teil und zur Einführung in Vorderrad verwickelte Bauweise.

Verteilung der Gesamtkraft auf die Bremsen der einzelnen Räder „starr" oder mit „Bremsausgleich".

Bei starrer Verteilung werden gute Einstellmöglichkeiten der einzelnen Bremsen vorgesehen und noch verbleibende Unterschiede während des Einlaufbetriebes und durch elastische Nachgiebigkeit der Übertragungsorgane annähernd ausgeglichen.

Bremsausgleich soll auch bei ungleicher Bremseinstellung oder Belagabnutzung gleichen Backendruck der Bremsen einer Achse oder auch beider Achsen ergeben. Durch Einschalten von „Ausgleichwaagebalken" geben gegenseitig die Übertragungsorgane einer Bremse den Stütz- und Drehpunkt für die der anderen ab, so daß ein Bremsdruck erst übertragen wird, wenn die Backen aller angeschlossenen Bremsen zur Anlage gekommen sind. Abgesehen vom Nachteil des verwickelten Gestänges ist nur ein beschränkter Ausgleich möglich, da nur Backenandrückkräfte und keine Bremsreibungen ausgeglichen werden.

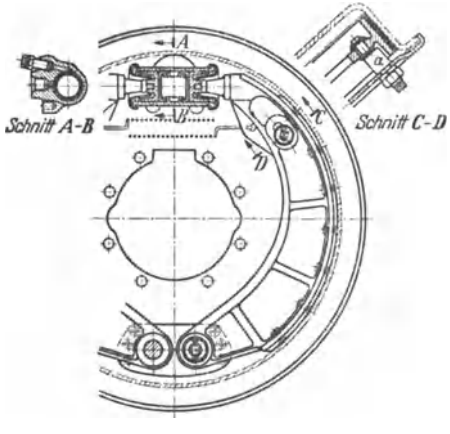


Fig. 50. „Ate"-Öldruck-Innenbackenbremse.

6. Öldruckkraftübertragung („hydraulische Bremsen", „Öldruckbremsen") ermöglicht gleichmäßigen Backendruck aller Bremsen und einfache Zuführung der Bremsbetätigungskraft auch bei Vorderrädern. Vielfache Verwendung in Verbindung mit Backen- oder Bandbremsen als Betriebs-Vierradbremse.

Fußbremshebel (Fig. 1 und 2, 47) bewegt Treibkolben des Hauptzylinders und durch Flüssigkeitsleitungen (Rohre und elastische Schläuche), die zu den an Stelle der Bremsnocken im Innern der Trommel vorgesehenen Bremszylindern führen, den Bremskolben jedes Backens (Fig. 50).

Kraftübersetzung durch Wahl der Fußhebelverhältnisse und im Verhältnis

der Kolbenflächen — auch mit verschieden starker Bremswirkung der Vorder- und Hinterradbremsen — möglich. Bei symmetrischen Innenbackenbremsen (s. S. 661) lassen sich ferner durch verschieden große Bremskolbenflächen („Stufenbremszylinder") gleiche Anpreßkräfte und gleiche Bremswirkungen beider Backen erreichen mit dem Vorteil gleichmäßiger Abnützung beider Bremsbeläge und günstigerer Beanspruchung für Trommel und Radlager.

Flüssigkeitsverluste oder Volumenänderungen der Flüssigkeit durch Temperatureinflüsse werden selbsttätig im Hauptzylinder durch Verbindung mit „Ausgleichbehälter" ausgeglichen.

Für schwere Wagen Ausführung als „Stufenhauptzylinder" mit zwei selbsttätig umschaltenden hydraulischen Übersetzungen („Füllstufe" mit kleiner Kraft zum Anlegen der Bremsbacken und „Druckstufe" zum Anpressen und Abbremsen mit großer Kraft).

7. Hilfskraftbremsen werden bei schweren Personen- und Lastwagen sowie Lastzügen mit durchlaufend gebremsten Anhängern erforderlich, da Arbeitsvermögen des Fahrers am Fußbremshebel sowie Übersetzungsverhältnis in der Kraftübertragung begrenzt sind. Meist Arbeitsweise mit Druck- oder mit Saugluft.

Druckluftbremsen. Druckluft ($p \sim 5$ atü) wird durch vom Motor angetriebenen Luftpresser über selbsttätigen Druckregler in Vorratsbehälter geliefert, und Luftzufuhr von dort zu den Bremszylindern durch vom Fußbremshebel bedientes „Bremsventil" gesteuert. Ein Bremszylinder je Bremse oder je Achse; bei gemeinsamem Bremszylinder aller Bremsen statt mechanischen Gestänges vielfach Öldruckkraftübertragung, wobei Bremszylinderkolben der Druckluftanlage auf Treibkolben des Hauptzylinders der Öldruckanlage arbeitet.

Saugluftbremsen. Unterdruck der Motorsaugleitung wirkt über Unterdruckvorratsbehälter (p im Mittel $\sim 0{,}5$ ata bei Ottomotoren) und über vom Fußbremshebel bedientes Bremsventil auf Kolben des Bremszylinders. Fußhebel und Bremskolben sind beide an Bremsgestänge angeschlossen, so daß Muskelkraft durch Kolbenkraft unterstützt wird.

0. Elektrische Anlagen.

Darstellung und Figuren nach Bosch: Kraftfahrtechnisches Handbuch. Stuttgart 1938.

1. Zündanlagen s. Abschnitt Leichtmotoren S. 164.

2. Lichtmaschinen sind Gleichstrom-Nebenschluß-Erzeuger mit besonderer Regelung der Klemmenspannung oder seltener des Maschinenstroms.

Bei Spannungsregelung ist Spannung — unabhängig von Drehzahl und Belastung — nahezu konstant; Stromstärke richtet sich nach dem Verbrauch und ist hoch bei entladener, gering bei geladener Batterie (vgl. Fig. 52). Lichtmaschine kann im Notfall auch ohne Batterie zur Stromversorgung dienen. Elektromagnetischer Schnellregler s. Schaltbild Fig. 51.

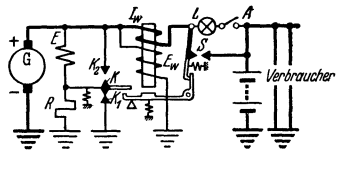


Fig. 51. Schaltbild.

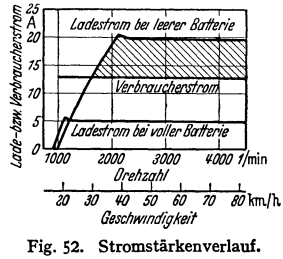


Fig. 52. Stromstärkenverlauf.

Fig. 51 u. 52. Lichtmaschine mit Spannungsregelung.

Bei kleinen Drehzahlen und Spannungen ist Schalter S geöffnet, Stromversorgung durch Batterie. Mit steigenden Drehzahlen (Klemmenspannung = Batteriespannung) wird S durch Spannungswicklung E_W der Elektromagneten geschlossen und Lichtmaschine auf Netz geschaltet.

Mit weiteren Drehzahlsteigerungen wird mittlerer Erregerstrom immer kleiner: Zunächst erfolgt rasches Spiel der Kontakte $K-K_1$ unter zeitweiliger Schwächung des Erregerstroms durch Widerstand R, bei höheren Drehzahlen Spiel der Kontakte $K-K_2$ unter zeitweiligem Kurzschluß der Erregerwicklung E. Schutz der Maschine gegen Überlastung durch Stromwicklung J_W. Ladeanzeigelampe L mit Schalter A, der beim Einschalten der Zündung geschlossen wird.

Bei Stromregelung wird Stromlieferung in Batterie um so stärker, je mehr Batterie aufgeladen ist; vgl. Fig. 54; daher große, gegen Überladung weniger empfindliche Batterie erforderlich. Lichtmaschine darf ohne Batterie zur Strom-

versorgung nicht verwendet werden, da Spannung sonst steigt und z. B. Lampen durchbrennen. Regelung durch „Dreibürstensystem" s. Schaltbild Fig. 53.

Erregerwicklung *E* erhält nur Teilspannung, die mit steigender Drehzahl und Belastung infolge Feldverzerrung sinkt; dadurch wird Erregerstrom

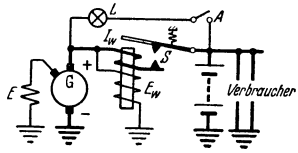


Fig. 53. Schaltbild.

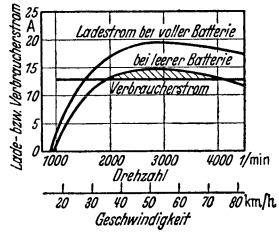


Fig. 54. Stromstärkenverlauf.

Fig. 53 u. 54. Lichtmaschine mit Stromregelung.

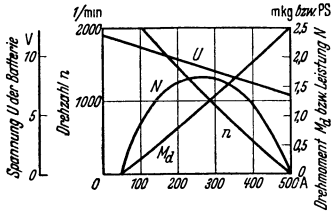


Fig. 55. Kennlinien eines Anlaßmotors. 1,4 PS; 12 V; Batterie 90 Ah.

verringert und Ankerstrom begrenzt. Schalter *S* schließt, wenn Klemmenspannung gleich Batteriespannung; Ladeanzeigelampe *L* erlischt.

3. Anlasser zum Anwerfen des Verbrennungsmotors sind von der Batterie gespeiste Hauptstrom-Elektromotoren mit großem Anlaufmoment; Kennlinien s. Fig. 55. Erforderliche Anlaßdrehzahlen: Ottomotoren 50 bis 60 und Dieselmotoren mit Glühkerzen 150 Uml/min. Anlasser unterscheiden sich hauptsächlich durch die Art des Ein- und Ausspurens des Motorritzels in die Schwungradverzahnung.

Elektromagnetisch verschiebbarer Anker, s. Fig. 56, 57. Beim Drücken des Anlasserknopfes *S* wird durch Magnetschalter *MS* zunächst Hilfswicklung *H* mit Strom beschickt, so daß Motor-

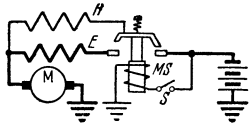


Fig. 56. Schaltbild.

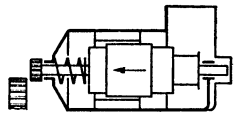


Fig. 57. Aufbau.

Fig. 56 u. 57. Anlasser mit verschiebbarem Anker.

anker unter die Pole gezogen und Ritzel zum Einspuren gebracht wird, und dann die bisher verriegelte Hauptwicklung *E* mit dem vollen Anlaßstrom zugeschaltet. Rückführung des Ankers in Ruhelage durch Federkraft.

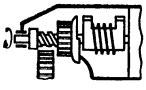


Fig. 58. Anlasser mit Bendix-Trieb.

Bendix-Trieb, s. Fig. 58. Bei der plötzlichen Beschleunigung des mit vollem Hauptstrom anlaufenden Ankers wird das auf Steilgewinde der Ankerwelle verschiebbare Ritzel infolge seiner Massenträgheit nach außen getrieben und eingespurt. Zwischengeschaltete Federbandkupplung zur Milderung des scharfen Anzugs. Rückschrauben des Ritzels selbsttätig.

Fußeinrückung ist mechanisch am einfachsten (vgl. Fig. 1 und 59). Beim Niedertreten des Anlasserfußhebels wird durch Gabelhebel zunächst das auf Ankerwelle verschiebbare Ritzel eingespurt und dann der Schalter *S* betätigt.

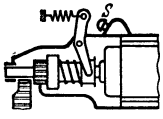


Fig. 59. Anlasser mit Fußeinrückung.

Schub-Schraubtrieb. Erstes Einspuren durch Verschieben einer auf Steilgewinde des Ankers sitzenden Ritzelhülse („Schubtrieb"), dann Stromeinschaltung und schnelles Vollenden des Einspurens durch beginnende Ankerdrehung („Schraubtrieb").

4. Batterie fast ausschließlich als Blei-Schwefelsäure-Akkumulator mit Isolierstoff-Behältern; Spannung 6 oder 12 V.

Flugtechnik[1]).

Bearbeitet von Prof. Dr.-Ing. A. Pröll, Hannover.

Man kann unterscheiden

nach dem Antrieb: Motorflugzeuge und motorlose (Gleit- und Segelflugzeuge). Bei den letzteren veranlassen aufsteigende Windströmungen zusammen mit der Schwerkraft die Bewegung;

nach Art der Tragflächen: Drachenflugzeuge mit festen Flächen (Ein- oder Doppeldecker bzw. Mehrdecker),

Tragschrauber mit vom Fahrtwind angetriebenen rotierenden Flügeln, Hubschrauber mit motorisch angetriebenen rotierenden Flügeln (auf Schwingenflugzeuge, die bisher noch keinen praktischen Erfolg zeigen konnten, soll hier nicht eingegangen werden);

nach der Bauart: Land- und Wasserflugzeuge (als Schwimmerflugzeuge oder Flugboote), Ein- und Mehrdecker, Hoch-, Schulter-, Mittel- und Tiefdecker,

Verspannte und freitragende Bauarten,

Sonderbauarten: Schwanzlose Flugzeuge, Ente.

Nach dem Werkstoff unterscheidet man Holzbauart (u. U. mit Leinenbespannung), Metallbauweise und gemischte Bauarten (Flügel aus Holz, Rumpf als metallischer Rohrgerüstrumpf).

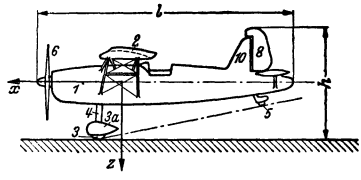
1. Bezeichnungen und Grundbegriffe; Ableitung grundlegender Formeln.

1. Flugzeug. Die drei im Flugzeug festen Achsen X, Y, Z gehen durch den Schwerpunkt S des Flugzeuges, Fig. 1. Die Pfeile geben die positive Richtung an.

Längsachse X geht durch den Schwerpunkt und ist parallel zur Schraubenachse,

Querachse Y steht senkrecht zur Symmetrieebene des Flugzeuges und liegt meist parallel zur Verbindungslinie der Flügelspitzen,

Hochachse Z steht senkrecht zur Längs- und Querachse.



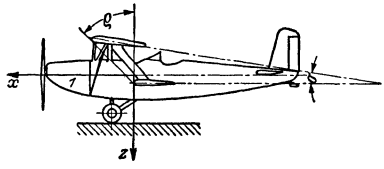


Fig. 1a. Doppeldecker.

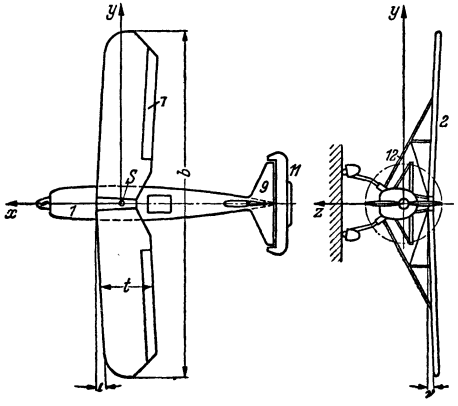


Fig. 1. Eindecker-Flugzeug (Hochdecker).

In Fig. 1 bedeuten ferner:

1 Rumpf,
2 Flügel von der Spannweite b und der Tiefe t, mit XY veränderlich,
3 Laufrad des Fahrwerks,
3a Verkleidung des Laufrades,
4 Federbein „ „ „,
5 Spornrad (oder Schwanzsporn),
6 Schraube, *7* Querruder,
8 Seitenruder, *9* Höhenflosse,
10 Seitenflosse, *11* Höhenruder,
(*8* + *10*) Seitenleitwerk,
(*9* + *11*) Höhenleitwerk,
12 Verspannung des Tragwerkes,
ζ = Einstellwinkel, unter dem der Flügelschnitt (Profil) zur Rumpfachse eingebaut ist,
Winkel ι: Pfeilform,
Winkel ν: V-Form,
Winkel ϱ: Staffelung,
Bezüglich Winkel σ („Schränkung") s. S. 691,
Zelle = (leeres) Flugzeug ohne Triebwerk.

[1]) S. a. Bd. I, S. 73 . f.

Seiten- und „Höhenflosse" sind relativ feste Teile des Leitwerkes. (Verstellung im Fluge ausführbar, um „Trimmen", d. h. Ausgleich von Momenten bei größeren Lastigkeitsänderungen, Bombenabwurf usw. bzw. bei Ausfall eines Seitenmotors zu ermöglichen.) Seiten- und Höhenflosse dienen zur Wahrung der Kurs- bzw. Längsstabilität. Die Ruder sind an die Flossen angelenkt, sie dienen zur Lenkung; das Seitenruder erzeugt oder gleicht aus Momente um die Hochachse (Gier- oder Wendemomente), das Höhenruder um die Querachse. Die Querruder („Verwindungsklappen"), die an die Hinterkante des Tragflügels angeschlossen sind, dienen zur Wahrung der Querstabilität um die Längsachse; ihr Ausschlag erzeugt Rollmomente um die Längsachse.

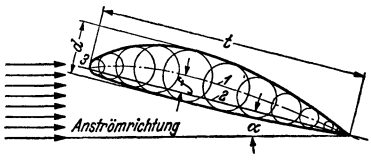


Fig. 2. Tragflügelprofil.

2. Flügel, Fig. 2.

1 Skelett,
2 Profilsehne[1]),
3 Profilvorderkante oder Profilnase,
t Profiltiefe,
f Krümmung des Skeletts oder „Wölbung" des Profils, meist in vH der Profiltiefe angegeben (*f*/*t*),
d Dicke des Profils, auch durch *d*/*t* gekennzeichnet.

Doppeltrapezflügel = Flügel, bei dem zwei Trapeze mit den größeren der parallelen Seiten aneinanderstoßen.

3. Häufig vorkommende Fachausdrücke. „Anliegende Strömung": liegt dem Flügelprofil glatt an und ergibt günstigste Auftriebwirkung.

„Abgerissene Strömung": infolge zu großen Anstellwinkels (Überziehen, überzogener Zustand) trennt sich die Strömung an der Flügeloberseite vom Profil und läßt ein nicht tragendes Wirbelgebiet zurück.

Abwind ist die von den Tragflügeln ausgehende Abwärtsströmung im Bereiche des Leitwerks.

Interferenz ist eine zusätzliche Störung der Strömung infolge gegenseitiger Beeinflussung von Bauteilen.

Kopf- oder schwanzlastig ist ein Flugzeug mit unausgeglichenem Moment um die Querachse. Im ersteren Fall sucht das Moment die Rumpfspitze nach abwärts, im letzteren nach aufwärts zu drehen.

Gier- oder Wendemoment nennt man die Momente um die Hochachse des Flugzeuges, die also dessen Längsachse aus der Flug- (Kurs-) Richtung zu drehen suchen.

Rollmoment = Moment um die Längsachse, verursacht seitliches „Hängen" des Flugzeugs, evtl. volle Drehung („Rolle").

Trudeln: Das Flugzeug dreht sich abwärts um eine senkrechte Achse (Trudelachse) derart, daß sein Schwerpunkt eine steile Schraubenlinie beschreibt, wobei Längs- und Trudelachse einen Winkel von 20 bis 80° einschließen. Die Querachse bleibt meist in annähernd waagerechter Lage.

Ableitung grundlegender Formeln[2]).

1. Senkrechtes Gleichgewicht: $G = c_a \cdot F \cdot \varrho/2 \cdot v^2$; $v = \sqrt{\dfrac{2G}{c_a \cdot F\varrho}}$ [Gl. (2. 1)].

2. Auftriebsbeiwert [Gl. (4. 1)]. Nach der Kutta-Joukowskischen Grundgleichung (Bd. I, S. 255) ist der Auftrieb für die Spannweite *1* bei einem unendlich langen Tragflügel $A = \varrho\, \Gamma v$, wenn mit Γ die Zirkulationskonstante bezeichnet wird. Die Untersuchung des allgemeinen Falles ergibt mit dem Winkel $\beta'/2$ aus der Formel $\beta'/2 = \operatorname{arctg}\left(\dfrac{2f}{t}\right)$ (vgl. Fig. 2 und Bd. I, S. 274) die Zirkulation $\Gamma = \pi\, v\, t \sin(\alpha + \beta'/2)$ und wegen $A = \varrho/2 \cdot v^2\, c_a\, t \cdot 1$ (für die Spannweite *1*) $c_a = 2\pi \sin(\alpha + \beta'/2)$.

Es kann somit theoretisch c_a bis zu 2π anwachsen, und der besonders für die Stabilitätsrechnung wichtige Differentialquotient $dc_a/d\alpha$ wird dann $2\pi \cos(\alpha + \beta'/2)$, wie auf S. 675 angegeben, sofern $\Lambda = \infty$ wird. (Ohne Reibung!) $\Lambda = b^2/F = 1/\lambda$ ist die „Flügelstreckung".

3. Leistungsgleichung für den waagerechten Flug [Gl. (6. 4)]: $75\, N\eta = W v = c_w \varrho/2 \cdot v^3 F \cdot v$.

$$v = \sqrt[3]{\frac{75\, N\eta}{F \cdot \varrho/2 \cdot c_w}}; \qquad N = \frac{c_w \cdot v^3 \cdot \varrho/2 \cdot F}{75 \cdot \eta}.$$

4. $$W \cdot c_a = A \cdot c_w = G \cdot c_w; \qquad 75\, N\eta = G \cdot \frac{c_w}{c_a} \cdot v,$$

$$v = \frac{75\, N\eta}{G} \cdot \frac{c_a}{c_w}; \qquad N = \frac{G \cdot \varepsilon \cdot v}{75\, \eta} = \frac{Gv}{75}\left(\frac{\varepsilon}{\eta}\right).$$

5. Steiggeschwindigkeit *w*. Die Leistung $G \cdot w$ tritt zusätzlich auf.

$$75\, N\eta = Gw + Wv = G \cdot w + c_w \cdot \varrho/2 \cdot v^3 \cdot F, \qquad G = c_a \cdot F \cdot \varrho/2 \cdot v^2.$$

Eliminiert man aus beiden Gleichungen v, so erhält man

$$w = \frac{75\, N\eta}{G} - \frac{c_w}{c_a^{3/2}} \cdot \sqrt{\frac{2G}{\varrho F}} \quad \text{[Gl. (6.22)]}.$$

---

[1]) In dem Profil nach Fig. 2 mit konvexer Druckseite wird als Sehne die längste Gerade bezeichnet, die sich in das Profil einzeichnen läßt, oder auch die Sehne des „Skeletts" gewählt.

[2]) Zugrunde gelegt ist ein (m-kg-sek)-System und die Leistung N in PS!

G/F = Flächenbelastung, G/N = Leistungsbelastung. Je kleiner diese beiden Konstruktionswerte, um so größere Steiggeschwindigkeit w.

Wird $v = \frac{75\,N\eta}{G} \cdot \frac{c_a}{c_w} = \sqrt{\frac{2G}{c_a \cdot F \cdot \varrho}}$ quadriert und aufgelöst nach $\frac{c_a^3}{c_w^2}$, so folgt

$$\textbf{Steigzahl}\quad \frac{c_a^3}{c_w^2} = \frac{G}{F}\left(\frac{G}{N}\right)^2 \left(\frac{2}{\varrho \cdot 75^2 \cdot \eta^2}\right).$$

6. Höhenformel. Mit $N = \nu \cdot N_0$, worin N_0 = Bodenleistung und $\nu = f(\varrho)$ folgt, wenn man beim kleinsten Wert von $c_w/c_a^{3/2}$ die Steiggeschwindigkeit = 0 setzt:

$$v^2\varrho = \frac{2}{75^2}\left(\frac{G}{N_0}\right)^2 \cdot \frac{G}{F} \cdot \left(\frac{c_w^2}{c_a^3}\right)_{\min} \cdot \frac{1}{\eta^2} \quad \text{[Gl. (6.33)]}.$$

Mit zunehmender Höhe nehmen ϱ und v ab, das Gewicht des Flugzeuges tritt in dritter, die Leistung des Motors in zweiter, Fläche F nur in erster Potenz in Wirkung.

7. Schrenksche Formeln. Aus der Gl. (6. 8) für den allgemeinen Widerstand W erhält man dessen Kleinstwert $W_{\min}$ aus der Bedingung $dW/dv = 0$. Damit folgt aus leichter Rechnung dieser Kleinstwert selbst $W_{\min} = \sqrt{4\,f w_s/\pi \cdot G/b_i}$, sowie die zugehörige Bahngeschwindigkeit $v^* = \sqrt[4]{4/\pi}\,\sqrt[4]{1/f w_s}\,\sqrt{G/\varrho\, b_i}$. Auch die beste Gleitzahl in diesem Fall ergibt sich zu

$$\varepsilon_{\min} = \varepsilon^* = \frac{W_{\min}}{G} = \frac{1}{b_i}\sqrt{\frac{4\,f w_s}{\pi}}.$$

Multipliziert man die rechte Seite der Formel (6. 8) mit v^{*2}/v^{*2}, so erhält man $W = \varrho/2 \cdot f w_s\, v^{*2}\,(v^2/v^{*2}) + 2/\pi\varrho \cdot (G/b_i)^2 \cdot (v^{*2}/v^2) \cdot 1/v^{*2}$, woraus nach Ersatz der außerhalb der Klammern stehenden Werte v^{*2} durch $v^{*2} = (G/b_i)\,1/\varrho\,\sqrt{4/\pi f w_s}$ die Beziehung $W = {}^1/_2 W_{\min}[(v^2/v^{*2}) + (v^{*2}/v^2)]$ herauskommt und analog die Formeln (6. 13) und (6. 14).

Beispiel. Für das in Abschnitt 5 berechnete Flugzeug mit $G = 3300$ kg (abgerundet), $b = 15$ m, $f w_s \sim 1{,}0$ m² erhält man mit $\eta \sim 0{,}7$, $v^* = 51$ m/sek, $\varepsilon^* = 0{,}075$, $W_{\min} = 252$ kg, $N^* = 244$ PS. Für eine andere Geschwindigkeit $v = 40$ m/sek ist dann

$$\varepsilon = 0{,}090, \quad W = 284 \text{ kg}, \quad N = 216 \text{ PS}.$$

8. Steigformel. Ähnlich zum Vorhergehenden gibt Schrenk die Steiggeschwindigkeit w nach Gl. (6. 24) an, worin der zweite Ausdruck den schädlichen und der dritte den induzierten Widerstand darstellt. Jetzt ergibt sich wiederum die größte Steiggeschwindigkeit aus der Bedingung $dw/dt = 0$. Aus ihr folgt zunächst die zugehörige Bahngeschwindigkeit für das schnellste Steigen aus der Gleichung

$$0 = -\frac{{}^3/_2\,\varrho\, v^2 f w_s}{G} + \frac{2G}{\pi\varrho v^3 b_i^2} \quad \text{zu} \quad v = \sqrt[4]{\frac{1}{3\pi}}\sqrt{\frac{2}{\varrho}} \cdot \sqrt{\frac{G}{b_i^2}}\sqrt[4]{\frac{b_i^2}{f w_s}} \quad \text{(Gl. 6.27)}.$$

und die beste Steiggeschwindigkeit selbst

$$w = \frac{75\,N\eta}{G} - \frac{4}{\sqrt[4]{(3\pi)^3}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\varrho}}\sqrt{\frac{G}{b_i^2}}\sqrt[4]{\frac{f w_s}{b_i^2}} \quad \text{[vgl. Gl. (6.28)]}.$$

9. Reichweite. Aus $\frac{75\,N \cdot \eta}{G} = \frac{W v}{G} = v \cdot \varepsilon$ folgt nach Multiplikation mit dt:

$$\frac{75\,N\eta \cdot dt}{G} = \varepsilon \cdot v \cdot dt = \varepsilon \cdot ds.$$

Gewichtsabnahme des Flugzeuges bei einer Brennstoffverbrauchsziffer B kg/PSh ist $dG = NB \cdot dt$. Eingesetzt folgt:

$$\frac{75\,dG \cdot \eta}{GB} = \varepsilon \cdot ds; \qquad s = 75\,\frac{\eta}{\varepsilon B}\ln\frac{G_0}{G_1}.$$

G_0 = Gewicht am Anfang, G_1 = Gewicht am Ende der Reichweite. Ist s = Reichweite in km, t in Stunden, so folgt:

$$s = 3{,}6 \cdot 75 \cdot \frac{\eta}{\varepsilon B}\ln\frac{G_0}{G_1} = 270\,\frac{\eta}{\varepsilon B}\ln\frac{G_0}{G_1}.$$

10. Größte Tragfähigkeit im Waagerechtflug [Gl. (6. 17)] entsteht aus der Steigformel für w (s. oben unter 5), wenn $w = 0$ gesetzt wird. Es folgt dann $\frac{(75\,N\eta)^2}{G^2} = \frac{c_w^2}{c_a^3} \cdot \frac{2G}{\varrho F}$, woraus $G = \sqrt[3]{\frac{\varrho}{2}(75\,N\eta)^2 F\left(\frac{c_a^3}{c_w^2}\right)}$; hierin ist die größte Steigzahl einzusetzen, also

$$\overline{G} = \sqrt[3]{\frac{\varrho}{2}}\sqrt[3]{(75\,N\eta)^2 F \cdot \left(\frac{c_a}{c_w^{2/3}}\right)_{\max}}.$$ [1])

[1]) Diese Formel ändert sich etwas, wenn (nach S. 684, Anmerkung) die „Triebwerksparabel" eingeführt wird.

2. Flugmechanische Grundlagen.

1. Aerodynamische Grundbegriffe, wie Staudruck, Auftrieb, Widerstand, Lage des Druckmittelpunktes, Moment, Polare, sind in Bd. I S. 273 u.f. behandelt.

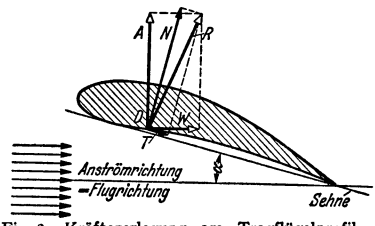


Fig. 3. Kräftezerlegung am Tragflügelprofil.

Mit dem Staudruck $q = \varrho/2 \cdot v^2$ gilt grundlegend

Auftrieb	$A = c_a\, q\, F$,	(2.1)
Widerstand	$W = c_w\, q\, F$,	(2.2)
Moment	$\mathfrak{M} = c_m\, q\, F t$.	(2.3)

Mit der Gleitzahl (Gleitwinkel) $\varepsilon = c_w/c_a$ ist auch $W = A\,\varepsilon$.

Häufig gebraucht (besonders für die Stabilitätsrechnung, s. Fig. 28) nach Fig. 3

die Normalkraft $N = c_n q F$ (2.4)
(senkrecht zur Flügelsehne),

die Tangentialkraft $T = c_t q F$ (2.5)
(parallel zur Flügelsehne).

Gelegentlich findet man die Auffassung: c_t fällt in die Richtung des Nullauftriebes, c_n senkrecht dazu.

2. Die Änderung der Luftdichte mit der Höhe wird durch die „Internationale normale Atmosphäre" (INA) mit den Definitionsformeln

$$d\,T/d\,h = -6{,}5°\,\text{C/km}, \qquad (2.6) \qquad \varrho = 0{,}125\,(1 - 6{,}5\,h/288)^{4{,}25} \qquad (2.7)$$

mit $T_0 = 288°$ (absolut) als Bodenwert gekennzeichnet.

Für viele Zwecke genügt der Ansatz $\varrho/\varrho_0 = 0{,}896^{h\,(\text{km})}$ (2.8)

oder auch seine Umkehrung $h^{(\text{km})} = h_0 + 20{,}9 \log_{(10)}(\varrho_0/\varrho)$. (2.9)

3. Die Motorleistung nimmt mit der Höhe ab. Eine viel gebrauchte Formel ist

$$N = N_0\,(\varrho/\varrho_0)^n, \qquad (2.10)$$

worin $n = 1$ für Überschlagsrechnungen bei geringen Höhenunterschieden, $n = 1{,}28$, falls kein Drehzahlabfall eintritt, $n = 1{,}4$, wenn Drehzahlabfall berücksichtigt werden soll.

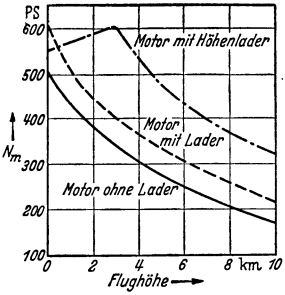


Fig. 4. Abnahme der Motorleistung mit der Höhe. S. auch S. 143.

Bei Höhenmotoren, bei denen bis zu einer Ausgangshöhe h_a (Dichte ϱ_a) die Leistung durch Ladegebläse nahezu konst. $= N_0$ gehalten wird, ist über h_a hinaus

$$N = N_0\,(\varrho/\varrho_a)^n. \qquad (2.11)$$

S. auch S. 683.

Fig. 4 zeigt die Abhängigkeit der Leistung von der Höhe und die verschiedenen Leistungsstufen.

4. Änderung des Wirkungsgrades η der Luftschraube. In den verschiedenen Flugzeugformeln kommt η^2 vor, die Abhängigkeit von Belastung und Geschwindigkeit wirkt sich daher prozentual oft stark aus.

Ist $\lambda_0 = v_0/u_0 =$ Fortschrittsgrad[1]) der Schraube bei $\eta_{\max}$[2]), so wird für irgendeine andere Geschwindigkeit v und $u = D\,\pi\,n/60$ mit $\lambda = v/u$

$$\eta = 3/2 \cdot \eta_{\max}\,\lambda/\lambda_0 \cdot [1 - 1/3 \cdot (\lambda/\lambda_0)^2]. \qquad (2.12)$$

Für $n =$ konst. ist

$$\eta = 3/2 \cdot \eta_{\max} \cdot v/v_0 \cdot [1 - 1/3 \cdot (v/v_0)^2]. \qquad (2.13)$$

Für gleich gehaltenen Staudruck (Steigflug mit $\alpha =$ konst., s. S. 682), ist

$$\eta = \frac{3}{2} \cdot \eta_{\max} \sqrt{\frac{\varrho_0}{\varrho}} \cdot \left[1 - \frac{1}{3} \cdot \left(\frac{\varrho_0}{\varrho}\right)\right]. \qquad (2.13\,a)$$

Über die Auswahl des Propellers auf Grund gegebener Daten für Geschwindigkeit, Leistung und Widerstand s. S. 678.

5. Widerstand. Der Gesamtwiderstand eines Flugzeugs setzt sich zusammen aus dem a) induzierten Widerstand W_i der Tragflügel, b) Profilwiderstand W_p der Tragflügel, c) schädlichen Widerstand W_s des restlichen Flugzeugs (entsprechende Luftkraftbeiwerte c_{w_i}, c_{w_p}, c_{w_s}).

[1]) S. Bd. I, S. 285. [2]) S. S. 686, Formel (7.6).

a) ist eine Folge der endlichen Spannweite (Randwirbel, Randwiderstand), seine Größe hängt außer von dem Seitenverhältnis, besonders auch von der Auftriebsverteilung über die Spannweite und damit auch von dem Umriß, sowie der Änderung des Profils bzw. des Anstellwinkels über die Spannweite ab (aerodynamische bzw. geometrische Verwindung, s. S. 672). Für sog. elliptische Auftriebverteilung, die mit guter Annäherung auch für rechteckige Flügel brauchbar ist, kann

$$c_{w_i} = c_a^2/\pi\Lambda \qquad (2.14)$$

und

$$W_i = A^2/\pi\Lambda q F \qquad (2.15)$$

gesetzt werden. Gl. (2. 14) ist gleichzeitig die Gleichung der sog. Randwiderstandsparabel im Polardiagramm (Fig. 5), in dem also das schraffierte Gebiet den induzierten Widerstand darstellt. Näheres s. Bd. I, S. 278.

Zu b) Der Profilwiderstand hängt dagegen wesentlich von den charakteristischen Formen und auch von der Oberflächenbeschaffenheit des Flügelprofils ab.

Im Polardiagramm, Fig. 6, ist der Bereich c_{w_p} schräg schraffiert. (Junkers Darstellung, Randwiderstandsparabeln nach links aufgetragen!)

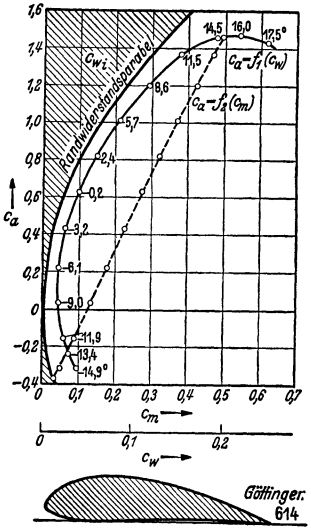


Fig. 5. Flügelprofil mit Polardiagramm und Momentenlinie.

Nach amerikanischen Angaben kann für die Flügelprofilfamilie NACA 2200, 2400 und 2300 der Profilwiderstands beiwert für zugespitzte freitragende Flügel angenommen werden im Mittel zu

$$c_{w_p} = \begin{matrix} 0{,}01 \text{ bis } 0{,}0105 \text{ mit} \\ 0{,}009 \text{ bis } 0{,}0095 \text{ ohne} \end{matrix} \text{ Querruder.} \qquad (2.16)$$

Bei schnellen Flugzeugen nimmt der Profilwiderstand W_p einen sehr großen Anteil am Gesamtwiderstand ein; er ist nahezu reiner Reibungswiderstand, für den angenähert gesetzt werden kann:

$$W_p = c_{w_p} q F \quad \text{mit} \quad c_{w_p} = 0{,}91/(\log Re)^{2{,}58} \quad (\text{sofern } Re \geqq 4 \cdot 10^6) \text{ [1].} \qquad (2.17)$$

Hierin ist $Re = vt/\nu$ die Reynolds-Zahl für den Flügel von der Tiefe t. (Kennzahleinfluß! s. Bd. I, S. 279.)

Erhebliche Verminderung des Reibungswiderstandes bei sehr hohen Geschwindigkeiten durch „Laminar-Profile", bei denen die Grenzschicht (Bd. I, S. 255) durch geeignete Krümmung und Verlegung der größten Dicke hinter die halbe Tiefe auf sehr großem Bereich laminar bleibt.

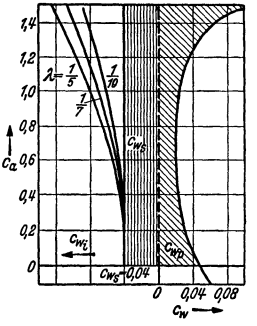


Fig. 6. Widerstände im Polardiagramm.

c_{w_p} Profil-, c_{w_i} induzierter, c_{w_s} schädlicher Widerstand. (c_{w_i} für verschiedene Seitenverhältnisse $\lambda = 1/\Lambda$.)

Zu c) Wenn auch der schädliche Widerstand einzelner Flugzeugteile gelegentlich stark von der Beeinflussung anderer abhängig ist, so genügt es doch im allgemeinen (besonders bei nicht zu schnellen Flugzeugen), die einzelnen Teilwiderstände zu addieren und dabei nach dem Schema der nachstehenden Zahlentafel 1 zu verfahren. Für jeden Widerstandsteil ist die Angriffsfläche f_w (Projektionsfläche) und der zugehörige Widerstandsbeiwert c_w angesetzt. Es ergibt sich dann der gesamte Widerstandsbeiwert des schädlichen Widerstands, bezogen auf die Tragfläche, zu

$$c_{w_s} = 1/F \cdot \Sigma(c_w f_w). \qquad (2.18)$$

Der Ausdruck $c_w \cdot f_w$ wird auch als die „schädliche Widerstandsfläche" f_{w_s} bezeichnet (s. auch Bd. I, S. 281).

Zahlentafel 1.

Gegenstand	Hauptspantfläche f_w	Koeffizient c_w	$f_w \cdot c_w$
1. Rumpf	—	—	—
2. Fahrgestell	—	—	—
3. Räder	—	—	—
4. Fahrgestellstreben	—	—	—
usw.			$\Sigma (c_w \cdot f_w) =$

Es ist dann meist notwendig, für die gegenseitige Beeinflussung noch einen „Interferenz-Zuschlag" von 10 bis 15 vH hinzuzurechnen.

Wenn nun angenommen werden kann, daß der schädliche Widerstand c_{w_s} nur wenig mit dem Anstellwinkel veränderlich ist, pflegt man ihn im Polardiagramm links von der Ordinatenachse aufzutragen, Fig. 6, längsschraffierter Raum.

Der gesamte Widerstandsbeiwert schneller Flugzeuge liegt heute in der Größenordnung $c_w = 0{,}012$ bis $0{,}030$.

Beispiele für einige neuere Flugzeuge:

Zahlentafel 2.

Flugzeug	Motor	G/F (kg/m²)	c_w/η
He 70 A	BMW VI	106,5	0,027
Do 17	BMW VI (2 ×)	118	0,034
Ju 86	Jumo 205 C (2 ×)	98	0,0296
Kl 35	HM 60 R	46	0,049
Do 18	Jumo 5 B (2 ×)	84	0,0435

6. Schädliche Fläche eines Flugzeugs. Für Überschlagsrechnungen kann man setzen

$$W_s = q \cdot f_{ws} = q \cdot \Sigma \bar{f}_{ws}, \qquad (2.19)$$

wobei $\bar{f}_{ws}$ die äquivalente schädliche Fläche der einzelnen Teile bedeutet, und es ist für

Tragflügel $\bar{f}_{ws} = 0{,}008\,F$ (Profilwiderstand),
Glatter Rumpf $0{,}004\,O_r$ (Rumpfoberfläche),
Leitwerk $0{,}01\,F_L$,
Motor samt Vorbau $0{,}5 F_m$ (F_m Ansichtsfläche in der Projektion)[1]),
Kühler $0{,}2 F_K$,
Fahrwerk $0{,}8 F_f$[2]) (F_f Ansichtsfläche).

Der Widerstand der luftgekühlten Sternmotore kann durch zweckmäßige Formgebung des Rumpfvorderteils erheblich herabgemindert werden, ebenso durch eine NACA-Haube, s. S. 159.

Die Verteilung des Widerstandes (in Abhängigkeit von v/v_{max}) zeigt Fig. 7; sie läßt den überragenden Anteil des induzierten Widerstandes bei kleinen Geschwindigkeiten, den Reibungswiderstand (Oberflächenwiderstand) bei großem v deutlich erkennen.

7. Einfluß der Zusammendrückbarkeit der Luft. Dieser Einfluß ist bei sehr hohen Geschwindigkeiten (Schnellflugzeuge über 600 km/h), vor allem auch an den Flügelspitzen von Luftschrauben, sehr merklich: schlagartige Widerstandszunahme, wenn irgendwo am Profil auch nur örtlich die Schallgeschwindigkeit erreicht oder überschritten wird.

Beim Modellversuch ist die mechanische Ähnlichkeit nur dann verbürgt, wenn neben gleichen Reynolds-Zahlen auch das Verhältnis u/a der

[1]) Mit NACA-Haube verringert auf $\sim 0{,}2\,F_m$.
[2]) Erhebliche Widerstandersparnis durch einziehbares Fahrgestell (etwa 15 vH).

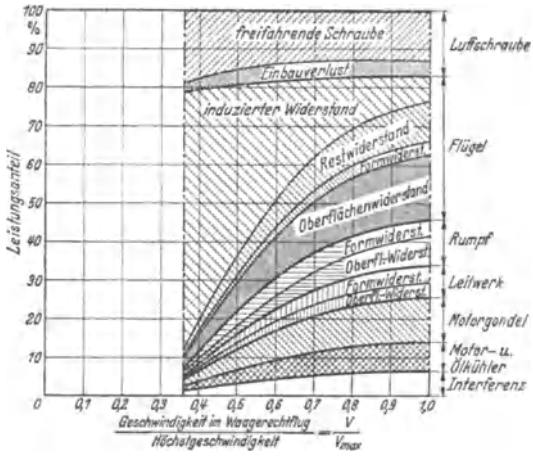


Fig. 7. Verteilung der Widerstandsanteile mit der Geschwindigkeit. (Aus Bock: Luftwissen 1937 S. 108 Abb. 2.) Bezüglich „Einbauverlust" s. Bd. I, S. 286.

Geschwindigkeiten u an den entsprechenden Stellen zur Schallgeschwindigkeit a dasselbe bleibt (Machsche Zahl, Bd. I, S. 272) [2].

Ziemlich bedeutende Abweichungen im aerodynamischen Verhalten treten auch schon unterhalb $u/a = 1$ auf. Besonders stark beeinflußt ist der Verlauf des Auftriebbeiwertes in der Umgebung von $c_{a-\max}$. Fig. 8 [1] zeigt, daß bei $u/a = 0{,}5$ der Einfluß noch gering ist, bei $u/a = 0{,}8$ dagegen schon eine wesentliche Verringerung von $c_{a-\max}$ und Vergrößerung von c_w eintritt. Für $u/a \lessapprox 0{,}7$ gilt annähernd nach Prandtl:

$$c_a = (dc_a/d\alpha) \cdot \alpha/\sqrt{1 - (u/a)^2}. \quad (2.20)$$

Bei der Berechnung von Flugleistungen usw. ist in solchen Fällen das abgeänderte Polardiagramm zu verwenden. Die Erhöhung von c_w und gleichzeitige Verringerung von $dc_a/d\alpha$ führt wegen der erforderlichen stärkeren Anstellung auf eine derartige Zunahme des Gesamtwiderstandes, daß in der Nähe von a der Flug ganz unwirtschaftlich wird.

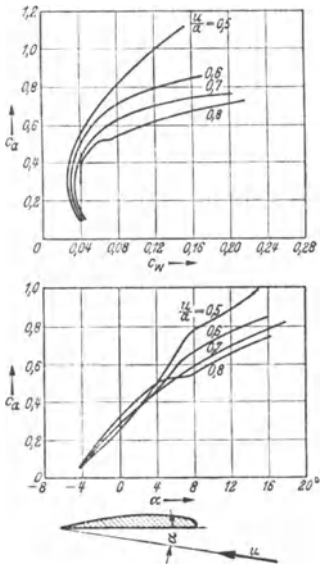


Fig. 8. Einfluß der Machschen Zahl u/a auf den Auftrieb und Widerstand. (Aus Flugtechn. Handbuch I, Kapitel: Modellmessungen [Pröll] S. 118 Abb. 1.)

3. Die Auftriebsverteilung

über den Flügel ist abhängig vom Profil, Umriß und Verwindung, bei Doppeldeckern auch von der gegenseitigen Beeinflussung der Flügel.

Die Auftriebsverteilung ist wichtig:

a) wegen der flugmechanischen Bedeutung: Einfluß auf den induzierten Widerstand, Abreißerscheinungen am Flügel, Abwindermittlung, Untersuchung der Kräfte und Momente bei unsymmetrischen Fluglagen (Roll- und Giermomente);

b) für die Wahl und Beurteilung der Umrißform des Flügels;

c) für die Festigkeit des Flügels (Lastverteilung).

Die Theorie ersetzt den Flügel durch Wirbelanordnungen, welche die erforderliche Zirkulation schaffen und in ihrer Umgebung abwärts gerichtete „Störgeschwindigkeiten" hervorbringen (Ursache des induzierten Widerstandes: jeder durch Reibung und Ablösung vom Flügel nach hinten abgehende Teilwirbel verringert die Zirkulation und damit die örtliche Auftriebsdichte).

Die in der Praxis wichtigste und auch häufigste Aufgabe ist, die Auftriebsverteilung zu suchen, die zu einer gegebenen Tiefen- (t) Verteilung und Veränderung des geometrischen Anstellwinkels α über die Spannweite b gehört. Als häufigste Anwendungsfälle dieser Art kommen in Betracht:

1. der unverwundene elliptische Flügel,
2. „ „ rechteckige Flügel,
3. „ verwundene rechteckige Flügel,
4. „ Doppeltrapezflügel ohne und mit Verwindung.

Die „Verwindung", d. h. Änderung des Profils über die Spannweite, kann entweder „geometrisch" vorgenommen werden (gleichartiges Profil, aber veränderlicher Anstellwinkel, also nicht mehr ebenflächige, sondern verwundene Tragflügel) oder „aerodynamisch" mit eben bleibendem Flügel (gleichbleibendem Anstellwinkel), aber gesetzmäßig veränderlichem Profil. Für den normalen Flug ist die elliptische Auftriebsverteilung die günstigste, denn sie ergibt konstante Störgeschwindigkeiten w_{ell} und kleinstes $W_{t_{ell}}$. Es ist für sie

$$\text{die Zirkulation} \quad \Gamma_{ell} = \Gamma_{0\,ell}\sqrt{1-\left(\frac{y}{b/2}\right)^2}, \tag{3.1}$$

$$\text{der Auftrieb} \quad A_{ell} = \varrho v \Gamma_{0\,ell} b\pi/4\,, \quad c_a = \Gamma_{0\,ell}\pi\Lambda/2vb\,, \tag{3.2}$$

$$w_{ell} = c_a v/\pi\Lambda = \text{konst.}, \tag{3.3}$$

$$c_{w_i} = c_a^2/\pi\Lambda\,. \tag{3.4}$$

Diese elliptische Auftriebsverteilung tritt in reinster Form beim elliptischen Flügel auf, Fig. 9.

Ist $t_{0\,ell}$ = größter Flügeltiefe, $t_{m\,ell}$ = mittlerer Flügeltiefe, und setzt man $\xi = \frac{y}{b/2}$, so wird:

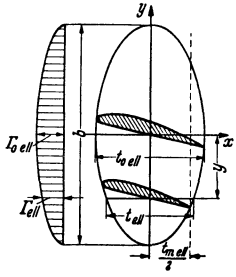


Fig. 9. Tragflügel mit elliptischer Umrißform und Auftriebsverteilung.

$$t_{ell} = t_{0\,ell}\sqrt{1-\left(\frac{y}{b/2}\right)^2} = t_{0\,ell}\sqrt{1-\xi^2}\,. \tag{3.5}$$

Andere Flügelformen, wie z. B. die trapezförmige, zeigen Abweichungen von dieser günstigsten Auftriebsverteilung. Zur Ermittlung dieser Abweichungen wird die Gleichung aufgestellt:

$$\Gamma = \Gamma_0\sqrt{1-\xi^2}\,(1+a\xi^2)\,. \tag{3.6}$$ [1])

Je nach den Zahlenwerten, die für den unbestimmten Parameter a eingesetzt werden, ergeben sich verschiedene Flügelformen.

Bei der Zirkulationsverteilung nach der Gleichung (3.6) wird der Auftrieb:

$$A = \varrho v \frac{\pi}{4}\int_{-b/2}^{+b/2}\Gamma dy = \varrho v \Gamma_0 b \cdot \frac{\pi}{4}\left(1+\frac{a}{4}\right), \tag{3.7}$$

so daß:

$$\Gamma_0 = \frac{4A}{\pi\varrho v b\,(1+a/4)}\,. \tag{3.8}$$

Aus Gl. (3.1) und (3.6) folgt, daß für den elliptischen Flügel $a = 0$ wird, so daß für diesen gilt:

$$\Gamma_{0\,ell} = 4A/\pi\varrho v b \quad \text{(vgl. 3.2)}.$$

[1]) Durand: Aerodynamic Theory IV (Aufsatz von Betz) S. 56.

Wird $\Gamma_{0\,\mathrm{ell}}$ = Zirkulation in der Mitte des elliptischen Flügels, der mit dem zu ermittelnden Flügel gleiche Spannweite und gleichen Auftrieb hat, als Vergleichmaßstab gewählt, so folgt nach Gl. (3. 6) und (3. 8):

$$\Gamma_0 = \frac{\Gamma_{0\,\mathrm{ell}}}{1 + a/4}; \quad \Gamma = \Gamma_{0\,\mathrm{ell}} \sqrt{1 - \xi^2} \left[\frac{1 + a\,\xi^2}{1 + a/4}\right]. \tag{3. 9}$$

Fig. 10 zeigt im oberen Teil diese Verteilung für die Parameterwerte $a = 0,\ 0{,}5,\ -0{,}5,\ -1$.

Die Umrißform für den unverwundenen Flügel folgt mit dem Mittelwert $t_{m\,\mathrm{ell}}$ (für den elliptischen Flügel) aus:

$$\frac{t}{t_{m\,\mathrm{ell}}} = \frac{\pi/4 \cdot \sqrt{1 - \xi^2}\,(1 + a\,\xi^2)}{1 + a/4 + 3/2\,a\,(1 - 4\,\xi^2)\,t_{m\,\mathrm{ell}}/b}. \tag{3. 10}$$

In Fig. 10 unten sind die Werte für $t/t_{m\,\mathrm{ell}}$ wiedergegeben. Es zeigt sich, daß die Abweichungen der Auftriebsverteilung stets viel geringer sind als die Abweichungen der Flügelbegrenzungen.

Die Konstante a ist dabei für elliptischen Umriß = 0, für rechteckigen Umriß (angenähert) 0,5 und für angenäherte Dreiecksform $\infty - 1$ zu setzen. Die abgerundeten Formen geben aber in sehr guter Annäherung die gewünschten Umrisse wieder.

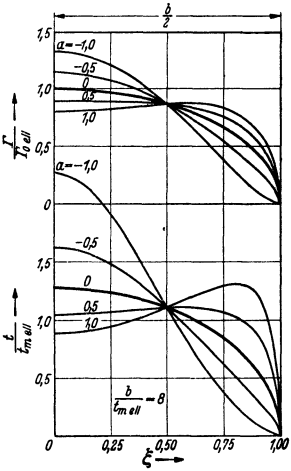


Fig. 10. Verteilung der Zirkulation Γ und der Umrißform (Tiefe t) über die halbe Spannweite (im Verhältnis zu den entsprechenden Werten bei elliptischer Auftriebsverteilung).

Wichtig ist es, die Abreißmöglichkeiten[1]) der Strömung bei hohen c_a-Werten zu beachten! Abreißen soll zuerst in der Mitte erfolgen (am Rande abreißende Strömung führt leicht zu plötzlichem gefährlichen Kippen [Rollen]); daher Verringerung des Einstellwinkels nach außen zu (Verwindung!) erforderlich. Ein so verwundener Flügel zeigt starke Rolldämpfung.

Eine Beeinflussung der Flügel durch den Rumpf, die sich in erheblicher Verschlechterung des Auftriebs zeigt (infolge Zirkulationsstörung), ist auf den Diffusoreffekt zurückzuführen. Die Stromlinien werden in der Umgebung des Rumpfes divergieren, besonders bei verjüngten Rumpfformen und bei der Tiefdeckerbauart. Dadurch kann es zu örtlichem Abreißen der Strömung kommen, wodurch c_a erniedrigt und der Widerstand erhöht wird. Gegenmittel: Entsprechende Ausbildung der Flügelwurzel, so daß die Diffusorwirkung verringert wird.

Bei dem vorstehenden Verfahren geht man also von einer angenommenen Auftriebsverteilung aus und ermittelt daraus die anderen Größen, vor allem auch die Umrißform des Flügels. Im Gegensatz hierzu lehrt das

Verfahren von Multhopp [2], wie zu einer gegebenen Tiefen- und Anstellwinkelverteilung (bei verwundenem Flügel) die Auftriebverteilung und der induzierte Anstellwinkel an jeder Stelle gefunden werden kann.

4. Die Wahl des Flügelprofils.

Gesichtspunkte: Flugleistungen (Geschwindigkeits- und Steigleistungen) oder Flugeigenschaften (Stabilitätsfragen), statische Erfordernisse (geringe Druckpunktwanderung, geringe Torsionskräfte), betriebstechnische Forderungen (Sicherheit gegen Trudeln[2]), Kursstabilität) oder endlich fabrikatorische Rücksichten.

Es wird sich auch hier meist um ein Kompromiß häufig widerstrebender Forderungen handeln.

---

[1]) Vgl. Vorbemerkungen S. 666.

[2]) „Trudeln", wichtiger (gefährlicher) Flugzustand, der bei „überzogenem" Flugzeug auftritt (s. S. 666).

Um die für bestimmte Zwecke günstigste Profilform aus den Profilkatalogen herauszufinden, empfiehlt sich ein zeichnerisch-rechnerischer Weg. An Stelle des Polardiagramms wird eine Darstellung gewählt, welche die reziproke Gleitzahl (c_a/c_w) als Ordinate enthält, weil diese für die Wirtschaftlichkeit des Fluges maßgebend ist. Als Abszisse kommen dann je nach dem Zweck der Untersuchung verschiedene Kombinationen der Profilbeiwerte in Frage.

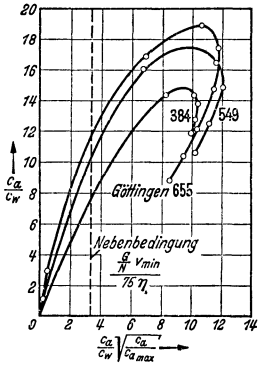


Fig. 11. Profilauswahl bei vorgeschriebener Kleinstgeschwindigkeit.

Es kann gefragt werden z. B. 1. nach der größten Geschwindigkeit bei vorgeschriebener Flächenbelastung, 2. ebenso bei vorgeschriebener Kleinstgeschwindigkeit, 3. desgleichen bei gegebenem Verhältnis v_{max}/v_{min} (Geschwindigkeitsspanne), 4. Profil für bestes Steigen.

Beispielsweise wird man für 2. aus den Grundgleichungen (2.1) und (2.2)

$$\left.\begin{aligned} c_{a_{max}} v_{min}^2 \varrho/2 \cdot F &= G \\ c_{w_{max}} v_{min}^3 \varrho/2 \cdot F &= 75\,\eta N \end{aligned}\right\} \quad (4.1)$$

und die Nebenbedingung[1])

$$c_a/c_w \cdot \sqrt{c_a/c_{a_{max}}} = (G/N) \cdot v_{min}/75\,\eta \quad (4.2)$$

entnehmen, in der N, η, G, v_{min} bekannt sind. Zeichnet man nun für verschiedene auszuwählende Profile die Kurven (c_a/c_w) über $c_a/c_w \cdot \sqrt{c_a/c_{a_{max}}}$, Fig. 11, so ist das günstigste Profil jenes, dessen Kurve am höchsten durch die Ordinate an der Nebenbedingung $(G/N) \cdot v_{min}/75\,\eta$ geschnitten wird (im Beispiel: Göttingen 655).

Profile für sehr hohe Fluggeschwindigkeiten. In der Nähe der Schallgeschwindigkeit a steigt der Profilwiderstand sehr stark an und erfordert eine Durchbildung der Profile zu immer spitzeren Formen. Die größte Dicke muß

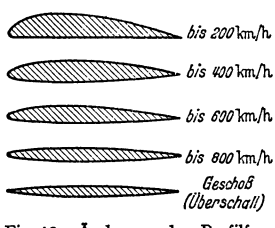


Fig. 12. Änderung der Profilform bei sehr hoher Geschwindigkeit.

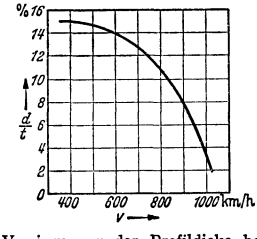


Fig. 13. Verringerung der Profildicke bei sehr hoher Geschwindigkeit. Fig. 12 u. 13 aus Heinkel (Vortrag in der Lilienthal-Ges. 1938 Fig. 21 u. 13).

weiter nach rückwärts verlegt werden, Fig. 12, denn bei großen Geschwindigkeiten (über 600 km/h) besteht bei dicken Profilen die Gefahr, daß örtliche Geschwindigkeitserhöhungen am Umfang zu groß werden und dann die Schallgeschwindigkeit erreichen können [3]. Fig. 13 zeigt, daß die günstigste Profildicke für etwa 600 km/h noch bei 14 vH liegt; bei 1000 km/h würde dagegen eine Dicke von nur 4 vH am günstigsten sein. Zu beachten dabei ist allerdings, daß die dünnen Profile geringe $c_{a_{max}}$ aufweisen, was wiederum für die Landung Schwierigkeiten bedingt (Landehilfen unbedingt erforderlich!)[2]).

Profile für gute Steigleistungen. Bei diesen ist die „Steigzahl" c_a^3/c_w^2 möglichst hoch zu machen; es muß also neben kleinem c_w (geringer induzierter

[1]) Multiplikation der Gl. $c_a/c_w = G\,v/75\,N\,\eta$ (s. S. 666 unter 4) mit $\sqrt{c_a/c_{a_{max}}}$.
[2]) Vgl. Bemerkung über Laminar-Profile, S. 669.

Widerstand, große Flügelstreckung!) auch c_a sehr hoch werden (starke Wölbung und flacher Verlauf von c_a in der Nähe des Höchstauftriebs).

Für die Stabilität und Flugzeugstatik ist die Darstellung $c_a = f(\alpha)$ und die Neigung $dc_a/d\alpha$ der größtenteils geradlinig verlaufenden c_a-Linie wichtig. Theoretisch ist $dc_a/d\alpha = 2\pi \cdot \cos(\alpha + \beta'/2) \backsim 2\pi$ für die Flügelstreckung $\Lambda = \infty$; tatsächliche Neigung für endliche Flügel

$$\frac{dc_a}{d\alpha} = \frac{2\pi\eta}{1 + 2\eta/\Lambda} = \frac{2\pi \cos(\alpha + \beta'/2)}{1 + 2\cos(\alpha + \beta'/2)/\Lambda}, \qquad (4.3)^{1})$$

wobei der Faktor $\eta = \cos(\alpha + \beta'/2)$ im Durchschnitt $\backsim 0{,}9$ beträgt. S. Fig. 72 auf S. 274, Bd. I. Andererseits ist auch $dc_{m_0}/d\alpha \backsim 1/4$, die Steigung der c_m-Linie, die gewöhnlich in das Polardiagramm mit eingezeichnet wird. (Der Wert $1/4$ ist nahezu unabhängig von der Profilform; Bd. I, S. 274.)

Alle diese Profile sind mehr oder weniger empirisch nach Erfahrungsergebnissen entworfen und durch Windkanalversuche erprobt worden (c_a, c_w, c_n). Von wesentlich theoretischer Bedeutung, aber auch praktisch verwendet, sind die mathematisch genau definierten Joukowski-Profile, deren Beiwerte c_a, c_m berechenbar sind, und für die auch der Geschwindigkeits- und Druckverlauf exakt ermittelt werden kann [4].

Sollen die **Profileigenschaften eines** vorgegebenen Flügelprofils an einem vorhandenen Flugzeug untersucht werden, so bestimmt man die Form desselben am besten durch Abrollen einer Messingscheibe mit Bleistift im Zentrum längs einer Rippe, wobei der Bleistift eine äquidistante Kurve auf einer vertikalen Papierfläche aufzeichnet. Durch Zurück-

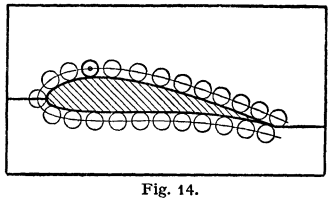


Fig. 14.

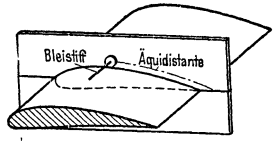


Fig. 15.

Fig. 14 u. 15. Versuchsmäßige Bestimmung der Profilform an einem fertigen Flugzeug.

konstruieren des Profils kann man dessen Wölbung- und Dickenparameter ermitteln. Aus den Profilkatalogen sucht man dann die geeignet erscheinende ähnliche Profilform auf, wozu eine graphische Zusammenstellung der genannten Parameter für jede Profilnummer sehr praktisch ist. Man wird dann wenigstens mit einiger Annäherung Profile finden, die ähnliche Eigenschaften (Polardiagramm) verbürgen. Fig. 14 und 15.

Weiteres über Profile s. Bd. I, S. 274 bis 280.

5. Berechnung der Flugzeugabmessungen.

Bei den oft sehr verwickelten Beziehungen der maßgebenden Größen und wegen der gegenseitigen Beeinflussung der Flugzeugteile empfiehlt es sich fast in allen Fällen, die Berechnung schrittweise durchzuführen:

Erste Vorberechnung mit z. T. abgeschätzten Annahmen, woraus eine überschlägige Kenntnis der Hauptgrößen gewonnen wird. Das nunmehr schon geklärte Projekt dient als Grundlage für die zweite genauere Berechnung, bei der auch geringfügige Einflüsse berücksichtigt werden können; anschließend Diskussion der Betriebseigenschaften (Flugleistungen und Flugeigenschaften).

Diese Art der Rechnungsführung ist vor allem deshalb notwendig, weil eine beliebige Annahme der Motorleistung nicht angängig ist. Die Motorenmuster sind nur in beschränkter Anzahl und nur für bestimmte Leistungen verfügbar und das Projekt hat sich diesen Gegebenheiten anzupassen.

Gang der Berechnung eines Flugzeugentwurfs.

Gegeben ist meistens die Nutzlast G_n, die gewünschte Höchstgeschwindigkeit und dann noch andere Bedingungen, z. B. die Reichweite, die Gipfelhöhe

[1]) S. S. 666.

(Steiggeschwindigkeit) und gewisse Start- und Landebedingungen. Auch ist meist von vornherein der Flugzeugtyp festgelegt (Sport-, Verkehrs- oder Militärflugzeug der verschiedensten Typen).

Einteilung der Gewichte eines Flugzeugs nach der untenstehenden Zahlentafel 3.

Die prozentualen Anteile der einzelnen Posten am Gesamtgewicht lassen sich bei der Verschiedenheit des Zwecks und vor allem auch der Geschwindigkeit nur von Fall zu Fall angeben. Im folgenden wird daher die Motorleistung zur Grundlage gemacht für eine abzuschätzende Ermittlung der Einzelgewichte.

Zahlentafel 3. (Gewichtszerlegung.)

Flugwerk	Leergewicht G_1	Rüstgewicht G_r	Fluggewicht G vollgetankt $G = G_0$, mit leeren Kraftstoffbehältern $G = G_1$
Triebwerk G_m			
Ständige Ausrüstung			
Zusätzliche Ausrüstung	Gesamtlast G_g		
Kraft- und Schmierstoff G_B		Zuladung G_z	
Besatzung / Nutzlast } G_n			

1. Vorläufige Berechnung, Motorauswahl.

Gegeben sei die Nutzlast (militärische oder „zahlende" Nutzlast) G_n, erwünscht die Geschwindigkeit v m/sek und Reichweite s (km). Mit den Bezeichnungen:

Fluggewicht (vollgetankt) G_0, leer G_1, Motorgewicht $G_m = 75\,kN$ mit $k \sim 0{,}01$ bis $0{,}015$ (einschl. Ausrüstung und Luftschraube),

Zuladung $= G_z = G_n + G_B$, Betriebsstoffmenge G_B (kg),

Brennstoffverbrauch B kg/PSh,

ist die Motorleistung (allgemein) nach 4., S. 666:

$$N = \frac{G\,v}{75}\left(\frac{\varepsilon}{\eta}\right), \tag{5.1}$$

und es folgt [angenähert vgl. (6.40), S. 684] mit $k\,v\,(\varepsilon/\eta) = G_m/G_0$:

$$G_0 = \frac{a\,G_z}{1 - a \cdot k v\,(\varepsilon/\eta)}, \qquad a = 1{,}3 \text{ bis } 1{,}4, \text{ vgl. Fußnote 1.} \tag{5.2}$$

$$G_B = G_0 - G_1 \sim G_1 \frac{sB}{270}\left(\frac{\varepsilon}{\eta}\right) \sim G_0 \frac{sB}{270}\left(\frac{\varepsilon}{\eta}\right) \frac{1}{1 + \frac{sB}{270}\left(\frac{\varepsilon}{\eta}\right)}. \tag{5.3}$$

Es ist dann

$$G_0 \sim \frac{a\,G_n}{1 - a \cdot k v \frac{\varepsilon}{\eta} - a \frac{sB}{270}\left(\frac{\varepsilon}{\eta}\right) \cdot \frac{G_1}{G_0}}. \tag{5.4}^{1})$$

Daraus kann eine erste Abschätzung sowohl der Gesamtlast als auch der Motorleistung gewonnen werden. Es ist außerdem noch zu entscheiden, ob ein- oder mehrmotorig gebaut wird. Für große Maschinen — über 3 t Fluggewicht —

[1]) Dies folgt aus der Gewichtssumme $G_0 = G_{\text{motor}} + G_n + G_B + G_{\text{zelle}}$. Das Zellengewicht G_{zelle} ist etwa 30 bis 40 vH des übrigen Gewichtes, daher mit $a \sim 1{,}3$ bis $1{,}4$

$$G_0 = a(G_{\text{motor}} + G_n + G_B) = a(G_{\text{motor}} + G_z).$$

Man kann aber auch ohne die Formel, durch erstmaliges Abschätzen der Zuladung und des Motorgewichts, die Größe G_0, rechnen, dann die erste Abschätzung (wegen Reichweite) verbessern usw.

und große Geschwindigkeit wird fast immer der Antrieb unterteilt, bei Verkehrsflugzeugen schon aus Gründen der Sicherheit (Ausfall eines Motors). Der geeignete Motor wird dann nach den verfügbaren Mustern ausgewählt.

2. Abschätzung der Hauptabmessungen.

An Hand eines Zahlenbeispiels sei die Nutzlast[1]) eines einmotorigen Flugzeugs mit $G_n = 1300$ kg angenommen; die Geschwindigkeit soll 75 m/sek (270 km/h) und die Reichweite 1500 km betragen. Nach Gl. (5.4) kann dann mit $G_0 \sim 3300$ kg gerechnet werden, falls $a = 1{,}4$, $k = 0{,}015$, $\varepsilon/\eta \sim \frac{1}{4}$, $G_1/G_0 = 0{,}9$ und $B = 0{,}225$ kg/PSh angenommen wird. Motorleistung demnach ~ 470 PS. Verfügbar ist ein BMW VI-Motor, der samt Ausrüstung und Luftschraube ~ 580 kg wiegt.

Gewöhnlich ist dann noch die Landegeschwindigkeit vorgeschrieben, etwa $v_L = 35$ m/sek (ohne Landehilfen), $v_L = 28$ m/sek mit Landehilfen. Kann man dann mit einem $c_{a_{\max}} = 1{,}5$ rechnen (Profilwahl!), so folgt die Flächenbelastung aus der Beziehung $G_0/F = \varrho/2 \cdot v_L^2 c_{a_{\max}}$. Im Beispiel ist das 85 kg/m², woraus die Fläche der Tragflügel mit $F = 38$ m² berechnet wird. Bei einer Spannweite b (aus örtlichen Gründen oder mit Rücksicht auf die Wendigkeit auf 15 m beschränkt) erhält ein Rechteckflügel 2,6 m Tiefe. Die Flügelstreckung ist somit $\Lambda \sim 6$, woraus der induzierte Widerstand abgeleitet werden kann.

Die Rumpflänge kann vorläufig mit $l \sim 0{,}6\,b = 9$ m angenommen werden, während die Größe des Leitwerks nach Gl. (8.7), S. 691 abzuschätzen ist. Es kann jetzt eine erste Skizze des Entwurfs gezeichnet werden, wobei auch schon auf die Bauweise Rücksicht genommen werden soll.

3. Eingehendere Rechnung.

a) Gewichtsaufstellung, am besten nach DIN L 22. Dabei wird für die Zelle die Entwurfszeichnung verwendet, während G_{motor} aus den Angaben der Lieferfirma und ebenso Zubehör, Schraube und Ausrüstung einzusetzen sind.

Nach der geforderten Reichweite wird noch einmal die Brennstoffmenge berechnet; es wird $G_B = \dfrac{sB}{270}\left(\dfrac{\varepsilon}{\eta}\right)\dfrac{G_0}{1 + \dfrac{sB}{270}\left(\dfrac{\varepsilon}{\eta}\right)} \sim 500$ kg mit $B = 0{,}225$ kg/PSh.

Zusammenstellung der Hauptgewichte (summarisch):

Zelle	955 kg		28,5 vH
Triebwerk	580 „		17,5 „
Betriebsstoff	500 „	$\sim$	15,0 „
Nutzlast + Ausrüstung	1300 „		39,0 „
	$\Sigma = 3335$ kg		100 vH

ΣG (ohne Zelle) $= 2380$, Zelle $= 0{,}4 \cdot 2380 = 955$ kg.

b) Mit der Gewichtsaufteilung verbindet man meist an Hand der Entwurfszeichnung die Schwerpunktermittlung für dessen vorderste und hinterste Lage durch Zeichnung oder tabellarisch in bezug auf ein Achsensystem durch die horizontal gestellte Propeller- (x-) Achse und eine y-Achse etwa durch die Flügel-Vorderkante.

c) Nunmehr ist nach Wahl des Profils eine genauere Berechnung der Flächenbelastung möglich: Aus der Steigzahl — s. S. 667 unter 5. — folgt mit $c_w = c_{w_0} + c_{w_s} = c_{w_0} + 1{,}2\,\Sigma f_{w_s}/G \cdot (G/F)$ [2])

$$\frac{c_a^3}{\left(c_{w_0} + \dfrac{1{,}2\,\Sigma f_{w_s}}{G}\left(\dfrac{G}{F}\right)\right)^2} = \left(\frac{2}{\varrho}\right)\frac{G^2}{(75N\eta)^2}\left(\frac{G}{F}\right). \qquad (5.5)$$

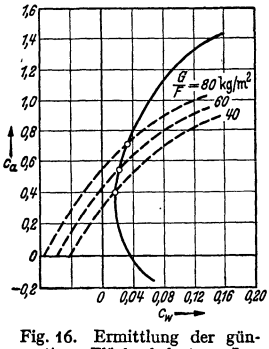


Fig. 16. Ermittlung der günstigen Flächenbelastung I.

Die entsprechenden semikubischen Parabeln zwischen c_a und c_w mit verschiedenen Parameterwerten (G/F) in das Polardiagramm, Fig. 16, eingetragen[3]), ergeben in den Schnittpunkten mit diesem die zu jedem (G/F) gehörigen c_a-Werte und damit auch die Höchstgeschwindigkeiten $v_{\max}$[4]), Kurve a Fig. 17. Darunter ist s. [Gl. (4.1)] die Kurve

$$v_{\min} = \sqrt{2/\varrho\, c_{a_{\max}}} \cdot \sqrt{(G/F)} \qquad (5.6)$$

[1]) Einschließlich „Ausrüstung"!

[2]) Dabei wurde c_{w_0} für $(c_{w_i} + c_{w_p})$ gesetzt, vgl. S. 668.

[3]) Berücksichtigung von c_{w_s} durch einen verschobenen Anfangspunkt im Polardiagramm (Fig. 16).

[4]) In Abhängigkeit von (G/F).

mit und ohne Landehilfe (1 oder 2) aufgetragen. Aus Fig. 17 ist nun abzuschätzen, welche Flächenbelastung zweckmäßig gewählt wird, um einerseits nicht zu hohe Landegeschwindigkeit zu erhalten, andererseits auch das v_{max} nicht zu sehr zu verringern. Es ist einleuchtend, daß die Landehilfen eine erheblich höhere Flächenbelastung zulassen (im Zahlenbeispiel Erhöhung von G/F von 85 auf 95 kg/m² bei gleichem v_{min}). $G/F = 200$ kg/m² und mehr bei schnellen Flugzeugen.

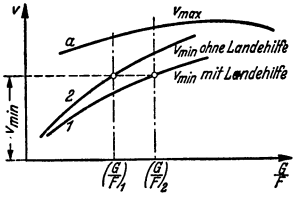


Fig. 17. Ermittlung der günstigsten Flächenbelastung II.

d) Die Umrißform des Flügels wird meist aus Gründen der Festigkeit, Stabilität (Pfeilform des Trapezflügels), unter Beachtung der Auftriebsverteilung (S. 671) oder aus fabrikatorischen, u. U. auch aus anderen Gründen gewählt. Entscheidet man sich für Doppeltrapezflügel (s. S. 666), so ist es auch bei diesem möglich, durch geeignete Verwindung der Flügelprofile elliptische Auftriebsverteilung und damit kleinstes W_i zu erhalten (wenigstens für eine bestimmte z. B. die normale Geschwindigkeit und Anstellwinkel). S. auch Bd. I, S. 281.

Anschließend sind der induzierte Widerstand sowie auch die Profil- und schädlichen Widerstände genau nachzurechnen.

Luftschraubenauswahl (s. auch Bd. I, S. 283).

Vom Motor sei die Leistungsdrehzahl-Kennlinie bekannt; Geschwindigkeit v und Flughöhe (bzw. ϱ) sind gegeben. Dann ist

$$k_s = v \sqrt[5]{\varrho/75N \cdot (60/n)^2} \qquad (5.7)$$

der Geschwindigkeitskoeffizient,

während $$\lambda = 60v/Dn \qquad (5.8)$$

den Fortschrittsgrad der Luftschraube bedeutet. Fig. 18 [5] gibt für eine bestimmte Schraube (Schmalblattpropeller NACA 4412) aus amerikanischen Versuchen diese Größen zusammen mit dem Wirkungsgrad η in Kurven wieder. Bei den Versuchen arbeitete der Propeller vor einem Flugzeugrumpf ohne Flügel. Die Verwendung dieser Kurven zur Luftschraubenauswahl wird an dem Zahlenbeispiel gezeigt.

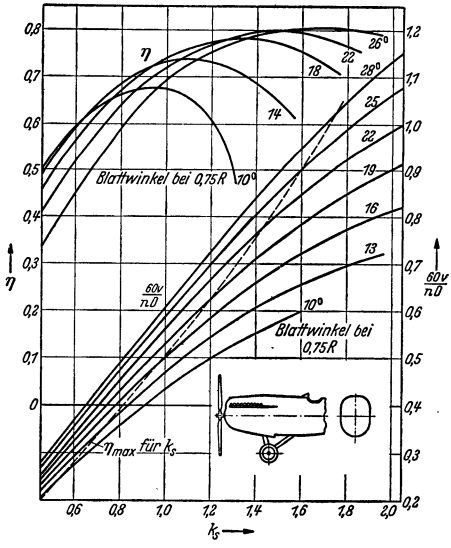


Fig. 18. Luftschraubenauswahl Wirkungsgrad η und Fortschrittsgrad $60v/nD$ in Abhängigkeit vom Schubkoeffizient k_s bei verschiedenen Blattwinkeln. (Aus amerikanischen Berichten NACA 1930, Report 350, Abb. 11.)

Es ist wieder $v = 75$ m/sek, Flughöhe 0, $\varrho = 0{,}125$, $N_{max} = 600$ PS, $n = 1500$, also $k_s = 1{,}602$. Der Durchmesser der Schraube sei nicht beschränkt; man wähle den größtmöglichen Wirkungsgrad — nach den Kurven für dieses k_s — $\eta \sim 0{,}8$. Dazu gehört der Blattwinkel 24°. Nach der 2. Kurvenschar findet man für diesen Winkel und für das $k_s = 1{,}60$ den Fortschrittsgrad 0 88. Damit berechnet man den Durchmesser $D = 3{,}4$ m und aus der Beziehung $\operatorname{tg}\beta = 4\,H/3\,D\pi$ (weil der Blattwinkel β bei $3/4 \cdot D/2$ gemessen wird) die Steigung $H = 3{,}56$ m. Der tatsächliche Wirkungsgrad ist allerdings wegen des Einflusses der Flügel usw. im Fluge um einige Hundertteile kleiner, etwa 0,75 [6].

Sind dann endlich durch die Stabilitätsrechnung (s. S. 691) auch die Abmessungen und Kraftverhältnisse des Leitwerks festgelegt, so wird man die

6. Flugleistungen

zu überprüfen haben.

Als Flugleistung ist alles das zu bezeichnen, was mit Sinn und Zweck des Fluges verbunden ist und einen Wert für den Verkehr im weitesten Sinne darstellt. Flugleistungen sind daher meßbare Größen (z. B. Geschwindigkeiten, Steigverhältnisse, Reichweite, Abflugverhältnisse). Sie sind zu unterscheiden von den Flugeigenschaften, die als Begleiterscheinungen des Flugbetriebes anzusehen sind und nicht unmittelbar dem Zweck des Fliegens dienen, wohl aber für dessen Sicherheit oder auch Annehmlichkeit von entscheidendem Einfluß sind.

Ermittlung der Waagerechtgeschwindigkeit eines gegebenen Flugzeugs.

Der in die Formeln eingehende Wirkungsgrad wird nach den Angaben auf S. 668 zunächst für den Bodenwert c_w errechnet bzw. geschätzt. Übliche Werte von η liegen zwischen 0,55 und 0,80. Es sind nun folgende Schritte vorzunehmen:

1. Abhängigkeit $N = \nu N_0$ vom Motor her feststellen: z. B. [s. Gl. (2.10)]

$$\nu = (\varrho/\varrho_0)^{1,4}, \tag{6.1}$$

2. Aufstellung der Leistungsbedingungen nach 6. auf S. 667:

$$v^2\varrho = 2/75^2 \cdot (G/F)(G/N_0)^2 \cdot 1/\eta^2 \cdot (c_w^2/c_a^3),$$

wobei von einer Änderung des Wirkungsgrades zunächst noch abgesehen werden kann.

3. Für verschiedene Höhen (Dichten ϱ) die Werte c_w^2/c_a^3 ausrechnen und aus der vom Profil her bekannten Kurve (c_a, c_a^3/c_w^2) den jeweils erforderlichen Auftriebsbeiwert c_a (bzw. Anstellwinkel) ablesen.

4. Nun folgt die Geschwindigkeit aus der Grundformel [s. Gl. (2.1) und 1., S 666]:

$$v = \sqrt{2/\varrho}\sqrt{G/F}\sqrt{1/c_a}. \tag{6.3}$$

Im Zahlenbeispiel (vgl. S. 677) sei also N_0 (am Boden) = 500 PS[1]). Es folgt hier die tabellarische Zusammenstellung der v für verschiedene Höhen:

Zahlentafel 4.

Profil NACA 23012; $\eta \sim 0.75$; $c_{w_s} = 0.022$

h [km]	ϱ	N	$\nu^3 \cdot \varrho$	$c_w^2/c_{a\,\mathrm{erf}}^3$	c_a aus Kurve 3. abgelesen	$v = \sqrt{G/F \cdot 2/\varrho \cdot 1/c_a}$ [m/sek]	V [km/h]
0	0,127	500	0,1270	0,0577	0,270	70,5	254
2	0,103	375	0,0579	0,0263	0,383	64,8	233
4	0,083	275	0,0251	0,0114	0,660	56,4	202
6	0,066	199	0,0105	0,0053	—	—	—
Für die Kurz- (Höchst-) Leistung am Boden							
0	0,127	600	0,1830	0,0832	0,240	75,2	271

Zweite Näherungsrechnung. Die gleichen Schritte wie unter 2 bis 4, jedoch mit den berichtigten Werten des Wirkungsgrades η wegen v oder ϱ nach Formel (2.13). Damit ergeben sich geänderte Werte c_a^3/c_w^2 sowie neue Werte c_a und endlich neue (und meist endgültige) Geschwindigkeiten.

[1]) Mit $G_0 = 3300$ kg.

Zahlentafel 5. Flugdaten neuerer Flugzeuge.

	Spannweite b [m]	Flügelstreckung $\Lambda = b^2/F$	Fluggewicht G [kg]	Flächenbelastung G/F [kg/m²]	Leistungsbelastung G/N [kg/PS]	Höchstgeschwindigkeit V_{max} km/h
Ju 160	14,32	5,9	3450	99,2	5,31	335
Ju 86	22,5	6,17	7450	90,85	4,9	365
He 111	22,6	5,84	7850	90,0	5,95	345
Fi 156 (Storch)	9,74	7,8	1260	48,5	5,25	185
FW 200 (Condor)	33	9,2	17 500	133	4,5	420
Ha 139 B	29,5	6,7	17 550	135	7,3	325
Do 26	30	7,5	20 000	166,7	7,3	335

Vereinfachte Berechnung bei schnellen Flugzeugen.

Hier ist die Rechnung zweckmäßiger von der Leistung her anzusetzen. In erster Näherung hat man nach (2.18) und 3., S. 666:

$$v_1 = \sqrt[3]{\frac{75\,N\eta}{\varrho/2 \cdot f_{w_s}}} = \sqrt[3]{\frac{75N\eta}{F}\left(\frac{2}{\varrho}\right) \cdot \frac{1}{c_w}}, \qquad (6.4)^1)$$

wobei der Profil- und schädliche Widerstand allein berücksichtigt ist. Den sehr kleinen induzierten Widerstand führt man in zweiter Näherung durch $c_a^2 k/\pi\Lambda = c_a^2 F/\pi b_i^2$ ein und erhält dann den verbesserten Wert

$$v_2 = v_1\,[1 - 1/3\,\pi \cdot (2/\varrho)^2\,(G/b_i)^2 \cdot 1/v_1^2 f_{w_s}]\,. \qquad (6.5)$$

Das Zusatzglied ist selten höher als 0,008 bis 0,01. Hierin bedeutet $b_i = b/\sqrt{\varkappa}$ (6.6) die „induzierte" Spannweite und $\varkappa$ eine „Abminderungszahl" für den induzierten Widerstand bei Mehrdeckern (s. Bd. I, S. 281). Bei Eindeckern ist $\varkappa = 1$.

Es ist bemerkenswert, daß bei sehr schnellen Flugzeugen (über 500 km/h) mit starken Motoren auch schon der Auspuffstrahl aus dem Motor einen erheblichen zusätzlichen Schub ausüben kann, wenn er durch geeignete Auspuffdüsen geleitet wird. Beim Flug in großer Höhe kann dieser Umstand vorteilhaft (bis zu 20 vH Zusatz zum Schraubenschub) ausgenutzt werden.

Verfahren von Schrenk [6]. Sind die Hauptabmessungen des Flugzeugs und auch das Profil noch nicht festgelegt, so gibt das Verfahren von Schrenk einen guten Überblick über die zu erwartenden Flugleistungen, wenn man Gewicht, Spannweite und Leistung als die kennzeichnenden Größen für ein „Idealflugwerk" einführt. Weiter wird angenommen, daß der Profilwiderstand konstant[2]) ist und zu der schädlichen Fläche ($f_{w_s} = F c_{w_s}$) des Flugzeugs hinzugerechnet wird, die von der Geschwindigkeit nahezu unabhängig bleibt. In den Schrenkschen Formeln werden die Luftkraftbeiwerte c_a und c_w ausgeschaltet, indem eine genau parabolische Polare (des induzierten Widerstandes) zugrunde gelegt wird. Es ist dann

$$\left.\begin{aligned} c_{w_i} &= c_a^2/\pi \cdot F/b^2 \cdot \varkappa = c_a^2/\pi \cdot F/b_i^2 \\ c_w &= f_{w_s}/F + c_a^2 F/\pi b_i^2 \\ c_a &= 2/\varrho \cdot G/F \cdot 1/v^2 \end{aligned}\right\} \qquad (6.7)$$

und der Widerstand $W = \varrho/2 \cdot f_{w_s} v^2 + 2/\pi\varrho \cdot (G/b_i)^2 \cdot 1/v^2$. (6.8)[1])

Darf man weiter die schädliche Fläche f_{w_s} als konstant annehmen, so gibt (nach Einsetzen der vorstehenden Werte für c_a und c_w in die Gleichung für $75N\eta$ auf S. 666 unter 4.)

$$75N\eta/f_{w_s} = \varrho/2 \cdot v^3 + 2/\pi\varrho \cdot (G/b_i)^2 \cdot 1/f_{w_s} \cdot 1/v \qquad (6.9)$$

[1]) S. hierzu S. 666.

[2]) Tatsächlich ändert sich auch c_{wp} nicht bloß in der Nähe von $c_{a\max}$ oder $c_a = 0$, sondern man kann die Rechnung verfeinern, wenn man auch für c_{wp} eine parabolische Funktion von c_a einführt; der Parabelscheitel liegt allerdings nicht immer auf der Achse $c_a = 0$!

die Gleichung der Schwebeleistungskurve an, d. h. also die für eine bestimmte Waagerechtgeschwindigkeit v benötigte Leistung. Diese Gleichung gilt mit $N = N_0$ und $\varrho = \varrho_0$ für Bodenwerte; einfache Erweiterung für die Höhe h durch die Beziehung $N_h = N_0 \nu_h$.

Beziehung zur günstigsten Gleitzahl. Nach Schrenk findet man den Kleinstwert der Gleitzahl[1])

$$\varepsilon_{\min} = \varepsilon^* = \min\,(c_w/c_a) \tag{6.10}$$

7., S. 667) aus

$$\varepsilon^* = \sqrt{4/\pi}\,\sqrt{f_{w_s}/b_i^2}\,. \tag{6.11}$$

Hier ist der Gesamtwiderstand ein Minimum, und es gehört zu ihm die wirtschaftlichste Bahngeschwindigkeit

$$v^* = 1{,}06/\sqrt{\varrho}\cdot\sqrt{G/b_i}\,\sqrt[4]{1/f_{w_s}} \tag{6.12}$$

sowie die Leistung N. Für andere Gleitzahlen gilt dann die Bedingung „irgendeine Gleitzahl"

$$\varepsilon = \tfrac{1}{2}\,\varepsilon^*\,[v/v^* + (v^*/v)^2]\,, \tag{6.13}$$

„irgendeine Leistung"

$$N = \tfrac{1}{2}\,N^*[(v/v^*)^3 + v^*/v]\,. \tag{6.14}$$

Diese Formeln sind recht praktisch für die Umrechnung der Leistungen bei verschiedenen Geschwindigkeiten.

Zu den „Flugleistungen" gehört auch die „Geschwindigkeitsspanne", denn von ihr hängt die Verwendbarkeit des Flugzeugs ab: für Schnellverbindung bei kleinen Flugplätzen, für größere Sicherheit (beim Schnellflug und Landung), für vielseitige Verwendung zu militärischen Zwecken (Beobachtung und Schnellflug), für die Möglichkeit zum Flugzeugschlepp.

Maßgebend ist hier das Verhältnis $\mathfrak{S} = v_{\max}/v_{\min}$ ausgedrückt durch

$$\mathfrak{S} = \sqrt[6]{\frac{\varrho}{2}\cdot\frac{(75\,\eta)^2}{G/F\cdot(G/N_0)^2}}\,\sqrt[3]{\frac{c_{a_{\max}}^3}{c_{w_{\min}}^2}}\,. \tag{6.15}$$

Hier ist $c_{a_{\max}}$ lediglich vom Profil abhängig, $c_{w_{\min}}$ aber von der „Feinheit" des Flugzeugs. Die in der sechsten Wurzel auftretende „Bauzahl" $G/F\cdot(G/N_0)^2$ hat hier nicht mehr großen Einfluß.

Mit der für schnelle Flugzeuge zulässigen Vereinfachung $c_{w_{\min}} = c_{w_0}$ (für $\alpha = 0°$) und mit $\eta \sim 0{,}78$ kann nach amerikanischen Angaben[2]) gesetzt werden:

$$\mathfrak{S} = K\sqrt[6]{\frac{1}{(G/F)\,(G/N_0)^2}} \tag{6.16}$$

mit den Zahlenwerten für K nach der Zahlentafel 6:

$c_{a_{\max}}$	$c_{w_{\min}}$		
	0,02	0,035	0,07
1,5	27,8	23,1	18,4
2,5 (mit Schlitz)	35,6	29,6	23,5

Bei normalen Verhältnissen ist eine Geschwindigkeitsspanne von etwa $\mathfrak{S} = 3$ zu erreichen; mit besonderen Hilfsmitteln (Erhöhung von $c_{a_{\max}}$ durch Schlitzflügel, Klappen u. dgl.) läßt sich $\mathfrak{S}$ bis auf etwa 4 bis 5 steigern (Fieseler „Storch").

Größte Tragfähigkeit im Waagerechtflug. Die größte Tragfähigkeit $\bar{G}$ im Waagerechtflug beträgt nach 10., S. 667:

$$\bar{G} = \sqrt[3]{\varrho/2}\,\sqrt[3]{(75\,N\,\eta)^2 F}\,\left(c_a/c_w^{\frac{2}{3}}\right)_{\max}\,. \tag{6.17}$$

[1]) S. S. 667.

[2]) Umgerechnet auf metr. Maß und Pferdestärken.

Mit Rücksicht auf die Leistungsänderung in anderer Luftdichte $N = N_0(\varrho/\varrho_0)^n$ [1]) wird allgemeiner

$$\bar{G} = \sqrt[3]{\varrho^{2n+1}/2\varrho_0^{2n}}\,\sqrt[3]{(75 N_0\eta)^2 F}\,(c_a/c_w^{\frac{3}{2}})_{\max}. \tag{6.18}$$

Die Tragfähigkeit nimmt also rascher ab als die Dichte!

Tragfähigkeit mehrmotoriger Flugzeuge bei Ausfall eines Motors. Ist z die Anzahl der Motore von gleicher Stärke, so wird die Tragfähigkeit herabgesetzt auf

$$\bar{G}' = \bar{G}\left(\frac{z-1}{z}\right)^{\frac{2}{3}}, \tag{6.19}$$

wenn die Motorleistung dabei etwa durch Ausfall eines Motors auf den $(z-1)/z$-ten Teil herabgesetzt wird.

Bei Ausfall eines Motors ist für genauere Rechnung auch der Widerstand der leerlaufenden bzw. stehenden Schraube zu berücksichtigen.

Steigleistungen eines Flugzeugs.

Man fordert und berechnet: a) die kürzeste Zeit, in der eine bestimmte Höhe erreicht werden kann, b) den steilsten Anstieg in Bodennähe, um Hindernisse zu übersteigen, c) die größtmögliche Gipfelhöhe.

Je nach der gestellten Aufgabe sind auch verschiedene Betrachtungsweisen zu unterscheiden: 1. Für ein schon bekanntes Flugzeug sind die Forderungen a) bis c) zu erfüllen. 2. Ein Flugzeug ist so zu entwerfen, daß jeweils die eine oder die andere der drei genannten Aufgaben gelöst werden kann.

Die wichtigste Größe ist hier die Steiggeschwindigkeit w, die sich aus der Hubgeschwindigkeit

$$w_h = 75 N\eta/G \tag{6.20}$$

und der Sinkgeschwindigkeit

$$w_s = Wv/G = \sqrt{2/\varrho}\,\sqrt{G/F}\,\sqrt{c_w^2/c_a^3} \tag{6.21}$$

zusammensetzt:

$$w = 75 N\eta/G - \sqrt{2/\varrho}\,\sqrt{G/F}\,\sqrt{c_w^2/c_a^3}. \tag{6.22}$$ [2])

Diese Formeln werden bei bekannten Flugzeugdaten vorzugsweise Verwendung finden.

Zeichnerisch ermittelt man die Steiggeschwindigkeit w aus der Zusammenstellung der Schwebeleistungskurve des Flugzeugs und der Motorleistungskurve, Fig. 19. Die erstere erhält man aus

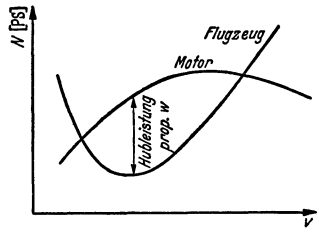


Fig. 19. Flugzeug- und Motor-Leistungskennlinie (abhängig von der Geschwindigkeit).

$$N_{\text{Flugzeug}} = Gv(c_w/c_a)\cdot 1/75, \tag{6.23}$$

wobei v und c_a wieder durch die Bedingung $v = \sqrt{2/\varrho}\,\sqrt{G/F}\,\sqrt{1/c_a}$ verknüpft sind (tabellarische Berechnung). Die Motorkurve $N = f(v)$ wird ebenfalls in Abhängigkeit von v aufgetragen: die verbindende Beziehung dazu liefert die Luftschraube mit ihrer Schub- und Wirkungsgradlinie in Abhängigkeit vom Fortschrittsgrad $\lambda = 60\,v/Dn$. Der Abstand der beiden Kurven ist dann nach Gl. (6.22) proportional der Steiggeschwindigkeit; $w_{\max}$ und die Bahngeschwindigkeit v^* besten Steigens lassen sich sofort übersehen.

Sind aber die Hauptabmessungen des Flugzeugs noch nicht bekannt, so gilt nach Schrenk:

$$w = 75 N\eta/G - \varrho/2\cdot v^3 f_{w_s}/G - 2G/\pi\varrho v b_i^2, \tag{6.24}$$ [3])

[1]) Allgemeiner Ansatz; meist wird $n = 1{,}4$ gesetzt werden können! Vgl. Gl. (2.10).
[2]) S. S. 666. [3]) S. S. 667.

bei der alle Glieder letzten Endes von der Bahngeschwindigkeit v abhängen. Zumeist ist dann die Leistung als konstant und gegeben einzusetzen (vgl. S. 684).

Schnellstes Steigen bei kleiner Bahnneigung. Bis zu Steigwinkeln γ von etwa 18° kann $\cos\gamma \sim 1$ gesetzt werden (Genauigkeit etwa 2 vH). Der Auftrieb kann nahezu gleich dem Fluggewicht gesetzt werden. Man hat dann

$$w = \eta\,[75N/G - \sqrt{2/\varrho}\,\sqrt{G/F}\,\sqrt{c_w^2/\eta^2 c_a^3}\,], \tag{6.25}$$

und hierin ist wegen der Veränderlichkeit des Wirkungsgrades η mit v der Ausdruck $c_w^2/c_a^3 \cdot 1/\eta^2$ zu einem Kleinstwert zu machen.

Steilstes Steigen (γ_{max}). Es gilt hier der Ansatz $\sin\gamma = w/v$ oder

$$\sin\gamma = \frac{75N\eta\sqrt{\varrho/2}}{G\sqrt{G/F}}\sqrt{c_a} - \frac{c_w}{c_a} \tag{6.26}$$

abhängig von c_a. Für verschiedene Anstellwinkel läßt sich $\sin\gamma$ am besten zeichnerisch in analoger Weise daraus ermitteln, wie bei Fig. 19, da die unmittelbare Rechnung recht umständlich ist.

Gut brauchbare Beziehungen gibt Schrenk an: Günstigste Bahngeschwindigkeit für schnellstes Steigen

$$v^* = a\sqrt{2/\varrho}\,\sqrt{G/b_i^2}\,\sqrt[4]{b_i^2/f_{w_s}} \tag{6.27}$$

und dazu die diesem v^* entsprechende Sinkgeschwindigkeit

$$w^*_{sink} = a'\sqrt{2/\varrho}\,\sqrt{G/b_i^2}\,\sqrt[4]{f_{w_s}/b_i^2}\,. \tag{6.28}$$ [1])

Die Zahlenfaktoren a und a' sind für die beste „Steigzahl"

$$a = \sqrt[4]{1/3\pi} = 0{,}572; \quad a' = 4/\sqrt[4]{(3\pi)^3} = 0{,}749\,. \tag{6.29}$$

Somit wird die beste Steiggeschwindigkeit in Bodennähe

$$w^*_{max} = 75\,N\eta/G - w^*_{sink} \tag{6.30}$$

mit $a' = 0{,}749$. (Nachprüfen, ob die zugehörige Auftriebszahl nicht schon so hoch liegt, daß die Annahme eines konstanten Profilwiderstandes nicht mehr zutrifft!)

Für das steilste Steigen ist nach Schrenk zu setzen (vgl. Fig. 20):

$$\sin\gamma \backsim \gamma = w/v = 75\,N_0\eta/Gv - \varrho_0 v^2 f_{w_s}/2G - 2G/\pi\varrho_0 v^2 b_i^2\,, \tag{6.31}$$

wobei wieder durch graphische oder numerische Verfahren der Höchstwert von γ für verschiedene v gefunden wird.

Gipfelhöhe (Gipfeldichte ϱ_g [2]). Da hier $w = 0$ ist und die Motorleistung sich nach

$$N_g = \nu_g N_0 \tag{6.32}$$

ändert, so ist (s. 6., S. 667) die Gipfeldichte ϱ_g aus

$$\nu_g\sqrt{\varrho_g/2} = (\sqrt{c_w^2/c_a^3})_{min}\{G/N_0 \cdot \sqrt{G/F}\}\,1/75\,\eta_g \tag{6.33}$$

zu ermitteln. Mit Formel (2.10) erhält man die Überschlagformel für die Gipfelhöhe (mit $\nu = (\varrho/\varrho_0)^{1,4}$)

$$h^{(km)} = \underset{(10)}{11}\log\left(\frac{75\,(\eta_g\sqrt{c_a^3/c_w^2})_{max}}{\sqrt{G/F}\cdot G/N_0}\right) - 6{,}62^{(km)}\,. \tag{6.34}$$

Beispiel. Im Zahlenbeispiel auf S. 677 ist $(c_w^2/c_a^3)_{min} = 0{,}006$ und η_g sei $\sim 0{,}70$, dann ist $h = 5{,}17$ km.

Am Boden ($\varrho = \varrho_0$) ist dagegen die Hubgeschwindigkeit (mit $\eta_s = 0{,}75$) 8,8 m/sek die beste Sinkgeschwindigkeit Gl. (6.28) = 2,77 m/sek also die Steiggeschwindigkeit schnellsten Steigens $w^* = 6{,}03$ m/sek, die zugehörige Bahngeschwindigkeit $v^* = 35{,}1$ m/sek.

[1]) S. S. 667.

[2]) Die praktische „Dienstgipfelhöhe" wird meistens 0,5 km tiefer angenommen!

Die Gl. (6. 33, 34) zeigen deutlich den Einfluß der Bauzahl $(G/N_0 \cdot \sqrt{G/F}$, so wie des Wirkungsgrades auf die erreichbare Gipfelhöhe. Danach ist also die Leistungsbelastung von erheblich größerem Einfluß als die Flächenbelastung, außerdem ist wesentlich der Ausdruck (c_w^2/c_a^3), der darum auch „Steigzahl" genannt wird.

Anmerkung. In vielen Fällen hat man mit einer stetigen Änderung der Leistung mit der Geschwindigkeit beim Steigflug zu rechnen. Man kann dann als sog. Triebwerkskurve (für Vollgasbetrieb und feste Luftschrauben) eine Parabel wählen

$$N\eta = N_1 \eta_1 / v_1^3 \cdot v\,(2\,v_1 - v), \tag{6.35}$$

wobei v_1, η_1, N_1 Werte für die Höchstgeschwindigkeit im Waagerechtflug sind. Damit ändert sich die Formel (6. 24) in

$$75\,N\eta = 75\,N_1\eta_1/v_1^3 \cdot v\,(2\,v_1 - v) = \varrho/2 \cdot v^3 f_{w_s} + 2/\pi\varrho \cdot (G/b_i)^2\,1/v + G\,w \tag{6.36}$$

und mit $dw/dv = 0$ folgt dann die Bahngeschwindigkeit v^* für bestes Steigen und daraus die Steiggeschwindigkeit w selbst [zeichnerisches Verfahren zur Lösung dieser Gleichungen oder Verwendung eines Iterationsverfahrens mit einem ersten Näherungswert v^* aus Gl. (6. 27)]. Ähnlich ist auch für das steilste Steigen vorzugehen, während die Gipfeldichte stets mit der dort herrschenden Motorhöchstleistung N_g, η_g, ϱ_g erflogen wird, so daß die obigen Formeln ungeändert bleiben.

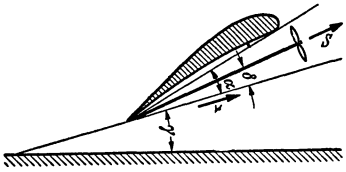


Fig. 20. Winkel im Fluge. γ Bahnwinkel, α Anstellwinkel, δ „Hängewinkel" der Schraubenachse zur Flugbahn.

Angenähert besteht die Beziehung

$$\sin\gamma \sim \frac{S - W}{G},$$

die aus einer Diagrammdarstellung von S und W in Abhängigkeit von der Bahngeschwindigkeit analog zu Fig. 19 zu entnehmen ist. Größtwert von γ an der Stelle größten Abstandes beider Diagrammkurven S und W.

Änderung (Umrechnung) der Gipfelhöhe bei anderer Belastung.

Eine einfache Faustregel für nicht zu große Belastungsänderungen ist

$$h_2^{(\mathrm{km})} = h_1^{(\mathrm{km})} - 7{,}2\,\frac{G_2 - G_1}{G_1}. \tag{6.37}$$

Steigzeit T. Da eine exakte Durchrechnung des Ausdrucks

$$T = \int_0^h dh/w \tag{6.38}$$

wegen der verwickelten Abhängigkeiten der Größen h und w von dem Dichtenverhältnis $\varrho/\varrho_0 = 0{,}896^h$ für gewöhnlich nicht möglich ist, begnügt man sich mit einer schrittweisen Berechnung der Steigzeit. Für je eine Zone (etwa Δh von 500 zu 500 m) wird die Steiggeschwindigkeit w_m im Mittel bestimmt. Es ist dann

$$T = \Sigma(\Delta h/w_m) = \Delta h\{1/w_{m_1} + 1/w_{m_2} + \cdots\}. \tag{6.39}$$

Diese Formel läßt sich bis in die Nähe der Gipfelhöhe gut verwenden.

Reichweite eines Flugzeugs

ist die mit einer gegebenen Brennstoffmenge (gefüllte Tanks) bis zu deren Erschöpfung zurückgelegte Strecke.

a) Ohne Windeinfluß. Für den Flug in Bodennähe gilt die bekannte Formel:

$$\text{Reichweite}\quad s = 270 \cdot \eta/B\varepsilon \cdot \ln(G_0/G_1) \tag{6.40}^1)$$

oder angenähert

$$s \sim 270\,\frac{\eta}{B\varepsilon}\,\frac{G_B}{G_1}\left(1 - \frac{G_B}{2G_1}\right) \approx 270\,\frac{\eta}{B\varepsilon} \cdot \frac{G_B}{G_1}. \tag{6.41}$$

Hierin sind G_0 und G_1 Anfangs- und Endgewichte des Flugzeugs, G_B Brennstoffgewirkt, $\varepsilon = c_w/c_a$ der Gleitwinkel und B der Brennstoffverbrauch (wobei s in km, und der Brennstoffverbrauch B in kg/PSh eingesetzt wird). Für größte

[1]) S. S. 667.

Reichweite sollte immer der kleinste Gleitwinkel $\varepsilon^*_{(\min)}$ eingestellt werden und deshalb ist nicht $v_{\max}$, sondern v^* die günstigste Geschwindigkeit. (Flug bei bester Gleitzahl!)

Es gibt nun zwei Möglichkeiten:

1. Flug in Bodennähe ohne Anstieg. Hier nimmt v^{*2} wie das Fluggewicht ab, weil während des ganzen Fluges ε^* eingehalten und deshalb auch der Anstellwinkel konstant bleibt. Eine leichte Rechnung zeigt, daß dann bei praktisch gleichbleibendem Schraubenwirkungsgrad mit dem zurückgelegten Wege die Geschwindigkeit nahezu linear abnehmen muß. Die verfügbare Leistung muß daher mehr und mehr gedrosselt werden, was u. U. ungünstige Betriebsverhältnisse ergibt.

2. Praktischer ist es deshalb, den Flug ansteigend in immer größere Höhen zu verlegen, weil man dadurch das Drosseln erspart und die überschüssige Arbeit in Höhenreserve umsetzen kann. Eine nennenswerte Erhöhung der Reichweite tritt dadurch allerdings nicht ein; der Vorteil liegt aber in der größeren mittleren Geschwindigkeit.

Überhaupt liegt der Vorteil des Höhenfluges in der Tatsache, daß wegen der geringeren Luftdichte auch für große Geschwindigkeiten c_a verhältnismäßig groß ist, und daß der zugehörige Gleitwinkel (c_w/c_a) im Bereich des günstigsten Gleitwinkels ε^* liegt. Es folgt daraus: erhöhte Geschwindigkeit bei gleicher Reichweite.

b) Reichweite mit Windeinfluß. Ist $\pm \overline{w}$ die Windstärke (+ mit Wind, — Gegenwind), so ist angenähert die Reichweite.

$$s = 270 \frac{\eta}{B} \left(\frac{1 \pm \overline{w}/v}{\varepsilon} \right) \ln \frac{G_0}{G_1} . \tag{6.42}$$

Die günstigste Geschwindigkeit $\bar{v}$ bzw. Gleitwinkel $\bar{\varepsilon}$ wird durch zeichnerische Ermittlung des Maximums von $1/\varepsilon \pm \overline{w}/v\varepsilon$ gefunden. Man erkennt daraus die an sich verständliche Tatsache, daß bei Mitwind langsamer, bei Gegenwind schneller geflogen werden soll als der Geschwindigkeit v^* des günstigsten Gleitwinkels ε^* bei Windstille entspricht.

Änderung der Reichweite. Bei gleicher Kraftstoffmenge, aber geänderter Leistung (Motor N_2 statt N_1) ist angenähert

$$s_2 = s_1/3 \cdot (1 + 2N_2/N_1) . \tag{6.43}$$

Um noch den Einfluß verschiedener Höhen überschlägig zu berücksichtigen, setzt man

$$s_2 = s_1/3 \cdot (1 + 2N_2/N_1) \sqrt[3]{\varrho_0/\varrho} . \tag{6.44}$$

7. Abflug (Start) und Landen des Flugzeugs.

Start.

Angestrebtes Ziel: Kleinste Rollstrecke oder auch steiler Abflug, um Hindernisse in unmittelbarer Nachbarschaft des Flugplatzes sicher überfliegen zu können. Daher vorgeschriebene (konventionelle) Startstrecke = Entfernung vom Ausgangspunkt bis zu einer Stelle, wo das Flugzeug mindestens 20 m Höhe erreicht hat[1]).

Unterteilung der Rollstrecke in Anrollen, Anschweben, Anstieg, Fig. 21.

Abflugformeln umfassen summarisch die gesamte Startstrecke (Anrollen plus Anschweben) und benutzen dabei die Abhebegeschwindigkeit

$$v_2 = \sqrt{2/\varrho} \sqrt{G/F} \sqrt{1/c_{a_2}} , \tag{7.1}$$

in der c_{a_2} durch den größtmöglichen Winkel vor dem Abheben gegeben ist (man kann auch den Winkel einsetzen, der für günstigstes Steigen gilt, also c_a^3/c_w^2 max).

[1]) Mindeststeiggeschwindigkeit von 1,5 m/sek für Landflugzeuge, 0,8 m/sek für Wasserflugzeuge bei einer Dichte $\varrho = 0{,}11$.

Aus der Energiegleichung abgeleitete Formeln sind meist sehr umständlich. Für Überschlagrechnungen genügt der Ansatz [7]

Abflugstrecke:

$$l = \frac{G^2}{g\,\varrho\,F c_{a_2}(S_0 - \mu G)}, \tag{7.2}$$

Umrechnungsformel:

$$l_2 = l_1 \left(\frac{G_2}{G_1}\right)^2 \frac{\varrho_1}{\varrho_2} \frac{S_0(\varrho_1) - \mu G_1}{S_0(\varrho_2) - \mu G_2} \tag{7.3}$$

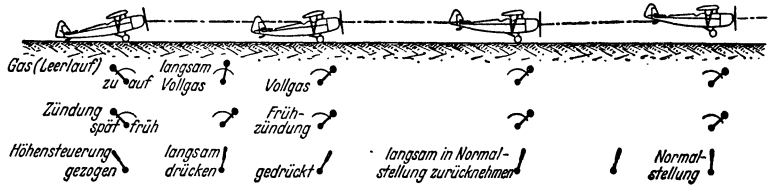


Fig. 21. Abflug in verschiedenen Phasen; zu diesen sind die Stellungen des Gas- und Zündhebels wie auch des Steuerknüppels angegeben. (Aus Luftfahrt, Datsch-Lehrmitteldienst G. m. b. H., Abb. 75.)

für andere Luftdichten, verändertes Fluggewicht, aber gleichen Standschraubenzug S_0 und gleiche Bodenreibungswerte μ. Der Standschraubenzug ist proportional n^2. Mit der Schubziffer c_{s_0} erhält man ihn aus der Formel

$$S_0 = c_{s_0} \cdot \varrho/2 \cdot u^2 \cdot \pi D^2/4 \quad (\text{mit} \quad u = \pi D n/60) \tag{7.4}$$

oder mit dem Ansatz $S_0 \sim 10\sqrt[3]{\mathfrak{F} N^2 \varrho/\varrho_0}$ $\left(\mathfrak{F} = \frac{\pi D^2}{4} \text{ in m}^2, N \text{ in PS}\right)$. (7.5)

Eine weitere Beziehung ist (Blenk) $S = 112{,}5\,\eta_{\max} N/v_0 \cdot [1 - \frac{1}{3}(v/v_0)^2]$. (7.6)

Daraus folgt der Schraubenzug am Stande $S_0 = 112{,}5\,\eta_{\max} N/v_0$. (7.7)

Blenk gibt weiterhin an: $S_0 = 4N \cdot \sqrt[3]{F/N}$. (7.8)

In diesen Formeln sind v_0 und $\eta_{\max}$ zusammengehörige Werte für die beste Schraubenwirkung im Fluge. Man bestimmt also zuerst v_0 (etwa gleich 85 vH der größten Waagerechtgeschwindigkeit) und weiter die zugehörigen Werte N und v aus der Berechnung der Waagerechtgeschwindigkeit (5).

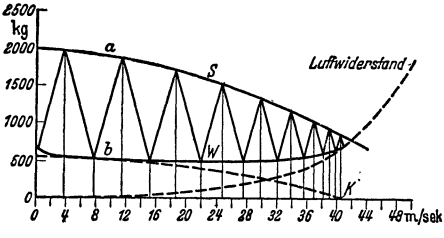


Fig. 22. Startdiagramm (Kräfte abhängig von der Geschwindigkeit) mit „Zeitdreiecken". Kurve *a* Schraubenzug, Kurve *b* Widerstände.

Einen allgemeinen und guten Überblick des ganzen Startvorganges gibt ein

Startdiagramm [8], das Kräfte und Widerstände abhängig von der Geschwindigkeit erkennen läßt. Fig. 22 zeigt in der Kurve *a* den Schraubenzug S, der vom Stand bis zur vollen Geschwindigkeit nach verschiedenen Gesetzen veränderlich ist (Abnahme von S bei konstanter Drehzahl mit v oder v^2). Kurve *b* gibt den Luftwiderstand einschließlich der Bodenreibungsverluste. Hierbei können die verschiedenen c_w-Werte während des Startes berücksichtigt werden. Die Fläche zwischen den Kurven *a* und *b* enthält die Beschleunigungskräfte; nach einem bekannten Verfahren der „Zeitdreiecke" [8] kann zeichnerisch aus der Zahl der eingezeichneten Dreiecke die Dauer des Abflugvorganges

(bis zum Abheben, Punkt K) und auch der Rollweg ermittelt werden. Das Diagramm ist gut geeignet, um auch besondere Einflüsse während des Startes berücksichtigen zu können (z. B. künstliche Startmittel usw.).

Die Bodenreibungsverluste (Rollwiderstand und Zapfenreibung) sind nach der Formel $W_b = \mu_B Q$ abzuschätzen mit $\mu_B = {}^1/_{40}$ bis ${}^1/_{24}$ für festen Rasen, ${}^1/_{16}$ für weichen Rasenboden und ${}^1/_{50}$ bis ${}^1/_{100}$ für Betonfahrbahn. Die Spornreibung (Gleitsporn) kann mit 0,15 bis 0,4 des Sporndruckes angesetzt werden. Q ist der (hier veränderliche) Boden(normal)druck. Der Verlauf der Bodenreibungsverluste ist in Fig. 22 durch die in K endigende Kurve dargestellt.

Start bei Wind. Gegenwind verkürzt, Mitwind verlängert den Start; angenähert kann (für Gegenwind) gesetzt werden:

$$\left(\begin{matrix}\bar{l}_w \text{ mit} \\ l \text{ ohne}\end{matrix} \text{ Wind}\right) \quad \text{Startweg } \bar{l}_w = l - \frac{\bar{w}}{2}\left(1 + \frac{v_2 - \bar{w}}{v_2}\right)t, \qquad (7.9)$$

(Fläche zwischen den Ordinaten v_2 und $v_2 - \bar{w}$ der vt-Kurve als Trapez angesehen)

wenn $\bar{w}$ die Windgeschwindigkeit, t die Startzeit ohne Wind ist.

Landung.

Der normale Landungsvorgang ist aus der Fig. 23 mit seinen einzelnen Teilen: Gleitflug,

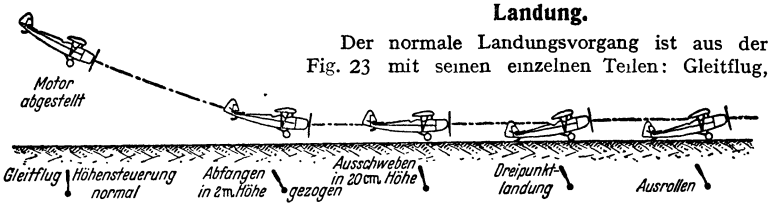


Fig. 23. Normaler Landungsvorgang (Dreipunktlandung) mit Angabe der Steuerknüppelstellungen. (Aus Luftfahrt, Datsch-Lehrmitteldienst, Abb. 76.)

Abfangen, Ausschweben, Aufsetzen, Ausrollen bis zum Stillstand ersichtlich. Ähnlich wie beim Start kann auch hier ein (Kraft-Geschwindigkeits-) Lande-Diagramm aufgestellt werden, aus dem in der gleichen graphischen Weise wie dort Rollzeit und Rollweg ermittelt werden. Jedoch ist hier die Darstellung durch die Geschwindigkeitspolare (v_s in Abhängigkeit von v_h) zweckmäßiger wegen des verzögerten Landungsvorganges. Die Kurve, Fig. 24, zeigt ein ausgesprochenes Minimum im engen Bereich und man sieht, daß es für den normalen Flügel zwecklos ist, einen Gleichgewichtszustand mit zu hohem c_a aufzusuchen, weil dann v_{sink} wieder stark zunimmt. Durch starkes „Ziehen" des Flugzeugs kann allerdings instationär und vorübergehend die Sinkgeschwindigkeit bis auf Null vermindert werden, was beim Aufsetzen vom Piloten ausgenutzt wird.

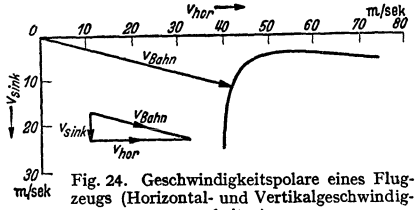


Fig. 24. Geschwindigkeitspolare eines Flugzeugs (Horizontal- und Vertikalgeschwindigkeiten).

Mittel zur Verkürzung der Landung. Zur Zeit sind höchstzulässige Landegeschwindigkeiten von 90 bis 120 km/h bei Landflugzeugen und bis zu 200 km/h bei Seeflugzeugen (Flugbooten) üblich. Um die damit verbundenen langen Ausrollwege (Flugplatzgröße!) zu verringern, bremst man bekanntlich die Fahrgestellräder mit Luftdruckbremsen. Andererseits sucht man das zu flache Anschweben und ebenso auch die große Anschwebegeschwindigkeit zu vermeiden und benutzt dazu verschiedene Mittel. Zu den „normalen" Hilfen gehört die zweckmäßige Wahl von Flächenbelastung, Profil und Umrißform (Flügelschränkung). Darüber hinaus sind besondere Hilfen vorgeschlagen bzw. verwendet worden: a) Vergrößerung der Tragfläche bei der Landung, b) Profilveränderung

im Fluge, c) Landeklappen, d) Grenzschichtbeeinflussung durch Schlitzflügel, Absaugeflügel, Düsenflügel. Endlich gehört dazu auch die Bremsung der Räder beim Ausrollen auf dem Boden.

Über die Wahl der Flächenbelastung s. S. 677. Die gesteigerten Geschwindigkeitsanforderungen bringen allerdings viel höhere Flächenbelastung mit sich, als sie für die normale Landung tragbar erscheinen. Künstliche Hilfsmittel müssen daher in solchen Fällen immer angewendet werden.

Vergrößerung der Fläche während des Fluges wirkt sich bekanntlich nur wie die Wurzel aus der Flächenbelastung aus. Wird gleichzeitig das Profil verändert (vergrößerte Wölbung), so ist die Wirkung stärker. Zwei Vorschläge in dieser Richtung wurden bisher durchgeführt: Vergrößerung der Flächentiefe bei gleichbleibender Spannweite (Schmeidler) und Vergrößerung der Spannweite bei ungeänderter Tiefe (Markhonine). Bei den bisherigen Versuchen mit solchen veränderlichen Flächen ist eine Verringerung der Landegeschwindigkeit um $\backsim$ 10 vH erreicht worden.

Nach neueren Vorschlägen kann eine Änderung der Flächengröße im Fluge von erheblichem Vorteil sein, wenn die Flächenbelastung entsprechend gewählt wird [9].

Die Landeklappen haben eine wesentliche Erhöhung von $c_{a\,max}$ zur Folge. Sie werden ausgeführt als Wölbungsklappen, die nur die Profilwölbung vergrößern, oder als Spreizklappen, die zugleich auch als Luftbremsen wirken und eine sehr starke Erhöhung von c_a erreichen lassen.

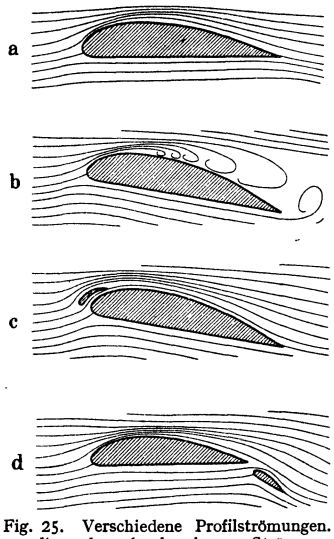


Fig. 25. Verschiedene Profilströmungen. *a* anliegende, *b* abgerissene Strömung, *c* Strömung am Schlitzflügel, *d* Strömung am Junkers-Doppelflügel.

Auch der Junkerssche Doppelflügel gehört hierher, da er im überzogenen Zustand des ganzen Flugzeugs die Strömung am Flügel noch „anliegend" erhält, so daß sie nicht abreißt, daher ist auch hier eine erhebliche c_a-Erhöhung durch Vergrößerung des Anstellwinkels möglich.

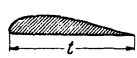
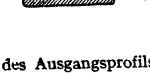
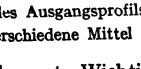
Fig. 25 (a und b) zeigt den Unterschied zwischen „anliegender" Strömung um ein Tragflächenprofil und „abgerissener" Strömung im „überzogenen" Zustand und endlich die günstige Wirkung eines „Doppelflügels" (Fig. 25 d) (nach Junkers).

Einen anderen Weg schlägt Fowler ein, dessen Hilfsflügel im normalen Fluge im Hauptflügel versteckt bleibt. Für die Landung wird das Profil nach hinten herausgeschoben, wodurch nicht bloß eine Vergrößerung der Fläche, sondern auch eine Landeklappenwirkung erzielt wird. Mit Fowler-Flügeln wurden Höchstauftriebe von $c_a \backsim 3$ erreicht, die Gleitgeschwindigkeit konnte bis auf 60 vH heruntergesetzt werden.

Mit am wirksamsten sind die Maßnahmen, welche die Grenzschicht am Flügel günstig beeinflussen. Denn die Totwasserbildung aus der Grenzschicht an der Flügeloberseite und die dadurch bedingte verkleinerte Zirkulation bringt es mit sich, daß die gewöhnlich erreichten Höchstwerte von c_a selten den Wert 1,5 übersteigen (vgl. Bd. I, S. 276). Die Mittel zur Verhinderung der Grenzschichtablösung zeigen mehrere Grundgedanken: Man wird die Ablösung erschweren und weiter nach hinten verlegen, indem von der Unterseite Strömungsenergie in die durch Grenzschicht gebremsten Stromfäden gebracht wird. Dies geschieht beim Schlitzflügel, Fig. 25 c, bei dem ein Strom frischer Luft von der Druckseite nach der Saugseite geführt wird und dort gewissermaßen die Grenzschicht wegbläst. Schlitzflügel nach Lachmann und Handley-Page werden entweder unmittelbar zur Erhöhung des $c_{a\,max}$ bei der Landung selbsttätig oder gesteuert zur Wirksamkeit gebracht, oder sie befinden sich vor dem Flügel in der Gegend

der Querruder, um deren Wirksamkeit auch im überzogenen Zustand sicherzustellen und das sog. „Abschmieren", d. h. seitliche Abrutschen des Flugzeugs, zu verhindern.

Durch alle diese verschiedenen Hilfsmittel gelingt es, den Bereich des Höchstauftriebes z. T. sehr stark zu erhöhen, was deutlich in der nachstehenden Zahlen-

Bezeichnung	Anordnung	$\alpha°$	$\beta°$	$C_{a_{max}}$	% [1]
Grundprofil		15	—	1,4	—
Einfache Landeklappe .		12	45	1,95	30
Einfache Spreizklappe .		14	60	2,2	20
Lachmann-Handley-Page Schlitzflügel . .		28	—	1,65	—
Schlitzflügel mit Spaltklappe		19	45	2,3	30
Wölbungsklappe mit Spalt		12	45	2,0	30
Junkers-Doppelflügel . .		13	40	2,5	20
Fowler-Flügel		29	40	3,35 [2]	40

$\alpha°$ Anstellwinkel des Ausgangsprofils, $\beta°$ Ausschlag der Klappe.
Fig. 26. Verschiedene Mittel zur Auftriebserhöhung.

tafel Fig. 26 zum Ausdruck kommt. Wichtig ist, daß durch die auftrieberhöhenden Mittel die Neigung der Flugzeugachse nicht über das übliche Maß erhöht zu werden braucht, so daß die Landung in normaler Weise vor sich gehen kann.

8. Flugeigenschaften

sind die bei verschiedenen Flugzuständen beobachteten Bewegungsvorgänge sowie die für den Führer merkbaren Reaktionswirkungen des Flugzeugs auf Steuerausschläge, wobei sowohl Gleichgewichts- als auch beschleunigte Zustände betrachtet werden müssen.

Die Symmetrie des Flugzeugs im Normalflug bezüglich einer vertikalen Ebene durch den Schwerpunkt gestattet eine Trennung der Erscheinungen in

A. Längsbewegung des Flugzeugs (in der vertikalen Symmetrieebene).

B. Quer- und Seitenbewegung (allgemeine Bewegung).

Bei der Längsbewegung des Flugzeugs unterscheidet man die statische und die dynamische Betrachtung. Bei ersterer untersucht man zuerst den Momentenausgleich und danach die statische Stabilität (Verwechslung dieser Begriffe vermeiden!).

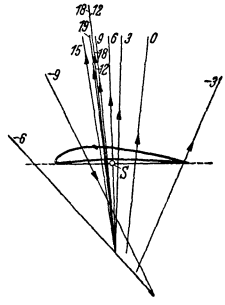


Fig. 27. Richtung und Lage der Luftkräfte bei verschiedenen Anstellwinkeln. (Aus Fuchs-Hopf-Seewald: Bd. I Abb. 146.)

Ausgleich der Längsmomente.

Fig. 27 zeigt die verschiedenen Lagen der Luftkraftresultierenden am Flügel bei wechselndem Anstellwinkel (und zugleich auch deren Größe und Richtung), während Fig. 28 die sämtlichen Kräfte am Flugzeug mit ausgeschlagenem Höhenruder wieder-

[1]) Klappentiefe bezogen auf die Flügeltiefe t. [2]) Bezogen auf die ursprüngliche Fläche.

gibt. Gleichgewicht erfordert das Bestehen der Momentengleichung bezüglich des Schwerpunktes $\mathfrak{S}$:

$$-Rr + Hl_H - Sp + W\mathfrak{w} = 0\,. \tag{8.1}$$

Kopflastige Momente werden positiv angesetzt; Momente des Widerstandes $W\mathfrak{w}$ und des Propellerschubes Sp sind im allgemeinen klein (Ausnahme bei Wasserflugzeugen mit sehr hochliegendem Motor). Es bleibt im wesentlichen

$$-Rr + Hl_H = \mathfrak{M}_{\text{Flügel}} + \mathfrak{M}_H{}^{1})\,,$$

und diese Momente sollen also im normalen Fluge ausgeglichen (= o) sein.

Graphischer Momentenausgleich.

Zweck: Richtige Auswahl der Höhenleitwerksdaten, Beurteilung der Stabilitätsverhältnisse und etwaiger Abänderungen (in bezug auf Schwerpunktlage, Schränkung, Flächengröße, Rumpflänge).

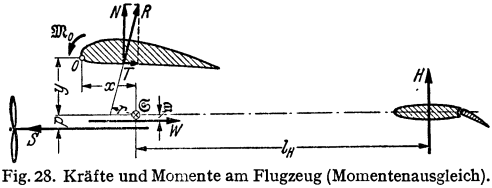


Fig. 28. Kräfte und Momente am Flugzeug (Momentenausgleich).

Ist nach Bd. I, S. 274 $\mathfrak{M}_0$ = Moment der Luftkraft, bezogen auf die „Nasenleiste", T tangentiale, N normale Luftkraft, x und y parallel zu T und N von $\mathfrak{S}$ aus gerechnet, so ist das Flügelkraftmoment um den Schwerpunkt $\mathfrak{S}$ gleich

$$\mathfrak{M}_{\text{Fl}} = \mathfrak{M}_0 - Nx - Ty. \tag{8.2}$$

1. Punktweises Auftragen der Momentenbeiwerte für den Flügel $c_{m_{\text{Fl}}} = \frac{1}{qFt}\mathfrak{M}^{\text{Fl}}$ [s. Gl. (2.3)] über α nach Gl. (8.2). Diese Flügelmomentenkurve ist stark von der Rückwärtslage x des Schwerpunktes beeinflußt (x soll zwischen 0,28 bis 0,36 t von der Flügelvorderkante aus gerechnet sein)[2]) (Fig. 29). Unterschreiten der Abszisse bedeutet Schwanzlastigkeit.

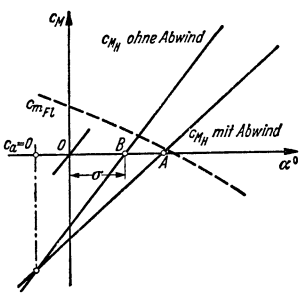


Fig. 29. Diagramm der Flügel- und Höhensteuermomente, Ermittlung der Leitwerks-„Schränkung".

2. Die Momentenkurve $\frac{\mathfrak{M}_H}{qFt}$ für das Leitwerk mit $H = c^*_{n_H} F_H \cdot q_H$, s. Formel (8.1); ($c^*_{n_H}$ = Beiwert unter Berücksichtigung des Abwindes) ist eine nach rechts ansteigende Gerade

$$\frac{\mathfrak{M}_H}{qFt} = c^*_{n_H} \frac{F_H l_H}{Ft} \frac{q_H}{q}\,. \tag{8.3}$$

Ihre Neigung $\left(\frac{\partial c^*_{n_H}}{\partial \alpha_H}\right) \frac{F_H l_H}{Ft} \frac{q_H}{q}$ ist abhängig vom Anstellwinkel α_H und proportional dem Staudruck q_H und dem Abwind (s. S. 692). Der Staudruck q_H am Ort des Höhenleitwerks ist beim Motorflug meist $> q$ wegen des Schraubenstrahleinflusses.

Ihre Lage im Diagramm ist abhängig von der „Schränkung" gegenüber den Tragflächen.

Da für $c_a = 0$ (keine Zirkulation!) kein Abwind vorhanden ist, müssen die Geraden mit und ohne Abwind dort durch den gleichen Punkt gehen. Danach

[1]) Index H bedeutet das Höhenleitwerk.

[2]) Bei Doppeldeckern ist zu zeichnen: 1. Flügelmomentenkurve für Oberflügel, $\mathfrak{M}_0$, N_0, T_0. 2. Flügelmomentenkurve für Unterflügel, $\mathfrak{M}_u$, N_u, T_u. 3. Anbringung der Korrekturen wegen gegenseitiger Beeinflussung (geringfügig). 4. Addition 1 + 2 zur Momentenkurve der ganzen Zelle.

ist zur Ermittlung der passenden Schränkung des Höhenleitwerks wie folgt vorzugehen:

1. Flügelmomentenkurve $\mathfrak{M}_{\mathrm{Fl}}/qFt$ zeichnen (für Doppeldecker die resultierende Kurve beider Flügel.

2. Neigung der Leitwerkgeraden mit Abwind (s. S. 692) so annehmen, daß $\left|\frac{\partial c^*_{n_H}}{\partial \alpha_H}\right| > \left|\frac{\partial c_{m_{\mathrm{Fl}}}}{\partial \alpha}\right|$.

Dies ist die Stabilitätsbedingung, s. unten!

3. Lage dieser Geraden so wählen, daß angenäherter Momentenausgleich in den Bereich günstigster Flugzustände kommt. Schnittpunkt A mit der α-Achse. (Vorsicht für den Landefall mit $c_{a_{\max}}$!)

4. Durch den Schnittpunkt dieser Geraden bei $c_a = 0$ lege man die (steilere!) Leitwerkgerade ohne Abwind, welche die α-Achse im Punkte B schneidet.

5. Die erforderliche Schränkung ist dann der Winkel σ (gegeben durch den Abstand OB im Winkelmaßstab) auf der α-Achse, d. h. die Höhenflosse (oder das ganze Höhenleitwerk beim Ruderwinkel $\beta = 0$) ist um den Winkel σ flacher oder steiler anzustellen als der Flügel, was als „Schränkung" bezeichnet wird (vgl. Fig. 1), je nachdem σ positiv oder negativ ist (im Beispiel Fig. 29 ist σ positiv).

Damit ist der Momentenausgleich erzielt. (Sonderfälle beachten, bei denen die Flügelmomentenkurve anders verläuft, Hochdecker, Wasserflugzeuge, Ente!)

Notwendige Änderungen (Abhilfe) bei nicht befriedigendem Momentenausgleich:

a) Maschine ist zu kopflastig, Abhilfe: Gewichts- und Schwerpunktverlegung durch Zusatzgewichte im hinteren Rumpfteil (rohes, und wegen Gefährdung der dynamischen Stabilität, manchmal bedenkliches Mittel), Vorsetzen der Tragflügel, Verringerung etwaiger Pfeilstellung, gemeinsames Herabziehen beider Verwindungsklappen.

b) Maschine ist zu schwanzlastig; Abhilfe: die entgegengesetzten Mittel zu a), insbesondere stärkere Pfeilstellung!

Übliche, d. h. normale Lagen des Schwerpunkts in 28 bis 36 vH der Flügeltiefe von der Vorderkante nach hinten.

Als statische Stabilität bezeichnet man die Eigenschaft des Flugzeugs, nach einer Störung wieder in die Gleichgewichtslage zurückzukehren, d. h. es muß ein rückführendes Moment durch die Störung geweckt werden. Bedingung dafür ist

$$\partial \mathfrak{M}/\partial \alpha > 0\,. \tag{8.4}$$

Weil $\partial \mathfrak{M}_{\mathrm{Fl}}/\partial \alpha$ meist negativ ist (Fig. 29), muß, absolut genommen,

$$|\partial \mathfrak{M}_{\mathrm{Fl}}/\partial \alpha| < |\partial \mathfrak{M}_H/\partial \alpha|$$

sein. Nun ist

$$\mathfrak{M}_{\mathrm{Fl}} = qFc_{m_{\mathrm{Fl}}}t\,, \qquad \mathfrak{M}_H = q_H F_H c^*_{n_H} \cdot l_h\,, \tag{8.5}$$

daher folgt als wichtiges Kriterium der statischen Stabilität

$$Ft/F_H l_h < \partial c^*_{n_H}/\partial c_{m_{\mathrm{Fl}}} \text{ (vgl. 8.9).} \tag{8.6}$$

Übliche Zahlenwerte für Überschlagsrechnung:

$$\frac{Ft}{F_H l_h} \leqq \frac{0{,}54\,\partial c_{n_H}/\partial \alpha_H}{\partial c_n/\partial \alpha\,(x/t - 1/4)}\,, \tag{8.7}$$ [1])

wo x/t die Rücklage des Schwerpunkts ist mit Rücksicht auf Abwind und andere Nebeneinflüsse.

Bei einigen Sonderbauarten ändern sich die Stabilitätserscheinungen sehr stark.

[1]) Es ist nämlich $\frac{\partial c_{m_0}}{\partial c_n} \sim \frac{1}{4}$, also $\frac{\partial c_m}{\partial \alpha} \sim \frac{\partial c_{m_0}}{\partial \alpha} - \frac{x}{t}\frac{\partial c_n}{\partial \alpha} = \frac{\partial c_n}{\partial \alpha}\left(\frac{1}{4} - \frac{x}{t}\right)$ [vgl. (8.2)].

Berücksichtigung von Nebeneinflüssen
(Abwind, Abschirmen, Schraubenstrahl).

1. „Abwind", d. i. eine am Leitwerk nach abwärts gerichtete Strömung, wird veranlaßt durch die Beeinflussung vom Flügel (Zirkulation und abgelöste Wirbel). Die entsprechende Abwärtsströmung w am Ort des Leitwerks vermindert dessen wirksamen Anstellwinkel um $\Delta\alpha_H = w/v$.

Für die Stabilität bedeutet der Abwind soviel wie eine verringerte Steilheit der Leitwerkgeraden:

$$\left(\frac{\partial c_{n_H}}{d\,\alpha_H}\right)^* \text{(mit Abwind)} = \left(1 - \frac{\partial \Delta\alpha_H}{\partial\alpha}\right)\left(\frac{\partial c_{n_H}}{\partial\alpha_H}\right) \text{(ohne Abwind).} \quad (8.8)$$

Empirische Formel aus Versuchen (Mittelwert):

$$\left(\frac{\partial c_{n_H}}{d\,\alpha_H}\right)^* \backsim 0{,}54\left(\frac{\partial c_{n_H}}{\partial\alpha_H}\right). \quad (8.9)$$

2. Abschirmen (d. i. eine Windschattenwirkung infolge störender Flugzeugteile bei extremen Lagen des Flugzeugs, z. B. bei großen Anstellwinkeln) verursacht teilweise Unwirksamkeit des Steuers und kann dadurch zur Ursache gefährlicher Flugzustände werden. Neuere Versuche scheinen eine Klärung dieses wichtigen Umstandes in Aussicht zu stellen. Konstruktiv richtige Anordnung des Leitwerks ermöglicht es, die Abschirmgebiete zu vermeiden.

3. Schraubenstrahleneinfluß zeigt sich in einer Zusatzgeschwindigkeit im Bereich des Leitwerks, also in einer Verstärkung seiner Wirkung. Dagegen ist manchmal eine schiefe Anblasrichtung des Schraubenstrahles zu berücksichtigen, wodurch wiederum der Abwindwinkel erhöht wird. Im Gesamtresultat heben sich beide Einflüsse manchmal auf, manchmal addieren sie sich[1]).

Dynamische Stabilität. Sie verlangt, daß die Rückführungsbewegung nach einer Gleichgewichtsstörung so stark gedämpft ist, daß angefachte Schwingungen des Flugzeugs als Ganzes (Drehschwingung und Bahnschwingungen) nicht auftreten. Beurteilung und Abwehr solcher Zustände läßt sich aus den allgemeinen Bewegungsgleichungen für die Längsbewegung ableiten [10].

9. Allgemeines über Leitwerke[2]).

Die Drehung des Flugzeugs um seine drei Hauptachsen erfolgt durch die drei Leitwerke: Höhenleitwerk (Drehung um die Querachse), Seitenleitwerk (Drehung um die Hochachse), „Verwindung" (Quersteuerung, Drehung um die Längsachse), Fig. 30.

Ruder allein werden nur selten verwendet, meist sind sie in Verbindung mit fester Flosse, die beim Höhenleitwerk gewöhnlich unter kleinem (±) Einstellwinkel gegen die Rumpfachse verstellbar ist, um größere Gewichtsverschiebungen im Fluge (z. B. Bombenabwurf) ausgleichen zu können. Für die Berechnung ist wesentlich die Normalkraftzahl c_{n_H} des Leitwerks[2]), weil das Leitwerkmoment um den Flugzeugschwerpunkt

$$\mathfrak{M}_H = c_{n_H} q F_H l_H. \quad (9.1)$$

ist. Die Größe von c_{n_H} ist vom Anstellwinkel α_H und dem Ruderwinkel β_H abhängig (Fig. 31 und 31 a), wobei die Neigung $\partial c_{n_H}/\partial\alpha_H$ dieser Kurven stark vom Seitenverhältnis der Leitwerkfläche abhängig ist. Es ist also

$$c_{n_H} = \partial c_{n_H}/\partial\alpha_H \cdot \alpha_H + \partial c_{n_H}/\partial\beta_H \cdot \beta_H \quad (9.2)$$

und das Ruderdrehmoment um die Achse des Ruders

$$\mathfrak{M}_r = c_{n_R} q t_R F_r, \quad (9.3)$$

bezogen auf Tiefe und Fläche des Ruders, wonach die Größe der Steuerkraft beurteilt werden kann.

[1]) Die mit 1 bis 3 zusammenhängenden für die Stabilität sehr wichtigen Fragen bedürfen noch der Klärung durch Versuche und eingehende Rechnung.

[2]) In den folgenden Ausführungen und in Fig. 31 und 31 a bezieht sich Index „H" auch auf Seitenleitwerk und Quersteuerung.

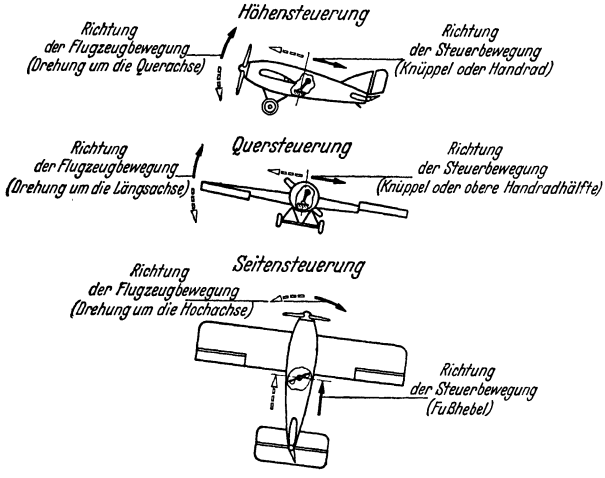


Fig. 30. Die drei verschiedenen Leitwerke des Flugzeugs. Deutscher Normen-Ausschuß, Berlin.

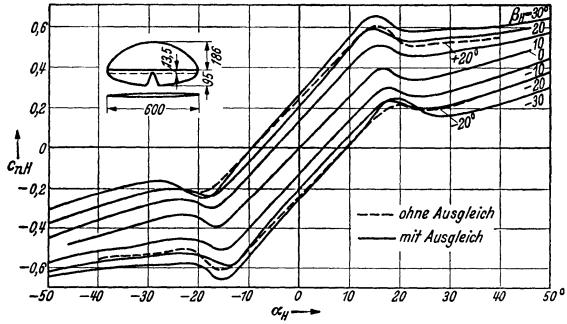


Fig. 31. Leitwerksmomentenzahlen für verschiedene Anstellwinkel und Ruderwinkel. (Aus Fuchs-Hopf-Seewald I, Abb. 160.)

Ausgleich der Ruder. Um zu große Steuerkräfte zu vermeiden, werden Ruder ausgeglichen, vielfach durch Zusatzlappen vgl. Fig. 1 (11), so daß ein entlastendes Gegenmoment bezüglich der Ruderachse entsteht („Außenausgleich").

Um die Verstellkräfte auch bei hohen Staudrücken noch beherrschen zu können und um gleichzeitig gefährliche Massenwirkungen möglichst zu vermeiden, sind jetzt verschiedene Verfahren des sog. „aerodynamischen Ausgleichs" gebräuchlich:

a) Ruderachse näher an den Druckpunkt bringen („Innenausgleich", Spalt- oder Düsenruder, Doppelflügel, Fig. 25d, Frise-Ruder) [11];

b) Druckpunkt näher zur Drehachse verlagern, durch geänderte Luftkraftverteilung: Ruder mit gekoppelter Hilfsklappe, die zwangläufig mit bewegt wird;

c) Ruder durch Hilfsklappe (Vorsteuerung) gesteuert (Bauart Flettner), Fig. 32.

Bei allen diesen Bauarten ist auf die Gefahr des Flügelflatterns zu achten.

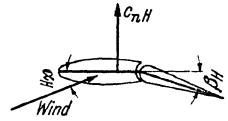


Fig. 31a.

Fig. 32. Flettner-Hilfsruder.

10. Seiten- und Querstabilität.

Beim Kurvenflug infolge Seiten- und Quersteuerung wird die Richtung der Bahngeschwindigkeit im allgemeinen nicht mehr in die Symmetrieebene des Flugzeugs fallen, sondern einen (gewöhnlich kleinen) Winkel β, den Schiebewinkel, mit ihr bilden. Die seitliche Geschwindigkeitskomponente $v \sin\beta$ ist die Schiebegeschwindigkeit. Der Schiebewinkel β und der Anstellwinkel α bestimmen die gegenseitige Lage des flugzeugfesten und des bahnfesten Koordinatensystems. Da auch die Schwerkraft (Fluggewicht) eine weitere Orientierung bezüglich eines erdfesten Koordinatensystems voraussetzt, so kommen noch zwei neue Winkel hinzu: der Bahnwinkel γ der x-Achse gegen die Horizontalebene und der (seitliche) Hängewinkel μ der Auftriebsachse zur Vertikalebene durch die Bahnachse x.[1])

Der Schiebewinkel hat die Entstehung von Seitenkräften quer zur Flugbahn sowie von verschiedenen Momenten um die Hoch- und Längsachse des Flugzeugs zur Folge. Die gleichzeitige Wirkung des Schiebewinkels auf die Momente um die Hoch- und Längsachse beherrscht die gesamte Seitenbewegung. Es beeinflussen sich dabei die Ruderbewegungen und die Flugzeugdrehungen, und zwar unmittelbar: die Bewegung des Seitenruders und die Wende- und Schiebebewegung des Flugzeugs, der Querruderausschlag und die Rolldrehung. Dazu tritt die gegenseitige Kopplung aller dieser Bewegungen, teils durch Luftkraftteils durch Massenkopplung, wobei besonders die Wirkung losgelassener (freier) Ruder beachtet werden muß, wenn diese nicht vollständig massenausgeglichen sind. Endlich ist auch der dämpfende Einfluß der Drehungen (als Winkeländerungen und dadurch geweckte Dämpfungsmomente) in Rechnung zu ziehen.

Einen Einblick in diese sehr verwickelten Verhältnisse gewinnt man durch die Differentialgleichungen für die antisymmetrischen Bewegungskomponenten des Flugzeugs und deren Diskussion, wobei man die durch die drei Grundgrößen (Schiebewinkel, Rolldrehung um die Bahnachse, Wendedrehung um die Hochachse) entstehenden Momente hinzunehmen muß [13].

Aus diesen Rechnungen folgen auch die Ungleichungen, die für die Seitenstabilität erfüllt sein müssen. Es zeigt sich, daß fast immer instabiles Verhalten vorliegt in dem Sinne, daß beim Einleiten einer Kurve Rollmomente entstehen, welche die Querneigung dauernd zu vergrößern streben.

Wenn diese Instabilität auch von geringer Bedeutung ist, weil die Querstabilität durch fast unbewußte Betätigung der Querruder im normalen Flug leicht erhalten werden kann, so pflegt man doch — auch wegen anderer, hier nicht betrachteter Fälle — Mittel zur Verbesserung der Seitenstabilität anzuwenden. Solche sind:

1. Vergrößerte Leitwerksflächen oder längerer Rumpf.
2. V-Stellung der Flügel (s. Fig. 1).
3. Gleichseitige Verwindung der Flügel mit kleinerem Anstellwinkel außen.
4. Pfeilstellung (s. Fig. 1).

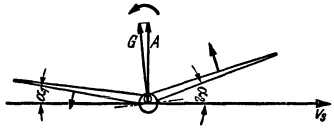


Fig. 33. Wirkung der „V"-Stellung (v_s Geschwindigkeit des seitlichen Abrutschens).

Während 1. nur da angezeigt ist, wo sich die Leitwerksfläche sehr hoch über dem Schwerpunkt befinden, ist die bei vielen Flugzeugen vorhandene V-Stellung der Flügel recht wirksam (Fig. 33). Denn durch die nunmehr ungleichen Anstellwinkel beider Flächenhälften entsteht[2]) ein größeres stabilisierendes Rollmoment, das der Drehungstendenz entgegenwirkt und damit auch das seitliche Abrutschen verhindert. In ähnlicher Weise wirkt die Maßnahme 3., während bei der Pfeilstellung (4.) durch die unsymmetrische (seitliche) Anströmung ebenfalls stabilisierende Momente geweckt werden.

[1]) Im Horizontalflug ist μ auch der Winkel zwischen der Horizontalebene und der Querriebsebene.

[2]) Zufolge seitlichen Schiebens mit $v_s = v \sin\beta$.

Die dynamische Bedingung für Seitenstabilität fordert außerdem positive Roll- und Wendedämpfung[1]), die im normalen Flugbereich meist genügend erfüllt ist. Im überzogenen Zustand kann dagegen die Rolldämpfung negativ und die Rollbewegung angefacht werden („Autorotation"), wodurch dann leicht bei Störungen die Trudelbewegung einsetzen kann. Außerdem kann die Stabilität der Seitenbewegung auch dann gefährdet werden, wenn Seiten- oder Querruder zu weit aerodynamisch ausgeglichen sind. Die Massenkopplung der Ruderbewegungen mit denen des Flugzeugs kann bei losgelassenen Rudern auch zu instabilen Bewegungen führen.

11. Seitensteuerung (Seitenleitwerk).

Der Kurs wird durch das Seitensteuer geändert, das fast immer mit einer festen Kielflosse in Verbindung steht und dazu durch die Quersteuerung (Verwindung), die heute fast nur in Gestalt von Klappen mit entgegengesetztem Ausschlag an den Flügelenden ausgeführt wird. Das Seitenruder wird durch Fußhebel betätigt, die Verwindung durch den Knüppel oder (bei größeren Flugzeugen) durch ein Handrad am Höhensteuerhebel. Das Seitenruder allein kann die Krümmung der Bahn nicht unmittelbar erzeugen; es regelt nur die Einstellung des Flugzeugs zu seiner Bahn und hilft den „Seitenwind" klein zu halten.

Für die Berechnung und Beurteilung der Seitensteuerung gilt:

1. im Waagerechtflug: In der Kurve vom Radius R muß eine Zentripetalkraft wirken, die der Fliehkraft $Z = G/g \cdot v^2/R$ das Gleichgewicht hält, Fig. 34.

a) Durch Ruderlegen allein entsteht die Auslenkung der Rumpfachse um den Winkel β, und der Schraubenzug S bekommt die Seitenkraft $S \sin\beta$.

b) Daneben aber entsteht Schräglage (durch die Verwindung) um den Winkel μ, wodurch die Schwerkraftkomponente $G \operatorname{tg}\mu$ geweckt wird. Aus

$$G/g \cdot v^2/R = G \cdot \operatorname{tg}\mu + S \cdot \sin\beta \quad (11.1)$$

folgt der Krümmungsradius

$$R = v^2/g\,(\operatorname{tg}\mu + S/G \cdot \sin\beta)\,. \quad (11.2)$$

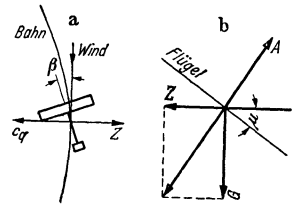


Fig. 34. Seitensteuerung (β „Schiebewinkel", μ „Hängewinkel".) c_q Luftkraftkomponenete, A Auftrieb: a bei Seitenwind, b bei Querneigung. (Aus Fuchs-Hopf-Seewald I, Abb. 231.)

2. Im Steig- und Gleitflug: Unter dem Bahnwinkel γ kommt die Antriebskraft der Schwere $\mp G \sin\gamma$ hinzu, somit

$$R = \frac{v^2}{g\,(\operatorname{tg}\mu + (S \mp G \sin\gamma)\sin\beta/G)}\,. \quad (11.3)$$

3. Berechnung des Seitenleitwerks. Von den verschiedenen Formen des Umrisses und vor allem von dem Verhältnis $\frac{\text{Kielflossenfläche}}{\text{Ruderfläche}}$ hängt die Größe des Seitenmomentes ab, das die ursprüngliche Drehung des Flugzeugs um seine Hochachse bewirkt. Die Momentenkurven üblicher Bauarten in Abhängigkeit vom Ruderausschlagwinkel zeigt Fig. 31. Da das Seitenleitwerk im wesentlichen der Stabilisierung dient, um den Seitenwind klein zu halten, so kann die oben erwähnte Seitenstabilitätsbedingung nicht unmittelbar zur Bestimmung der Flächengröße des Seitenleitwerks dienen; diese gewinnt man vielmehr aus der Bedingung der sog. „Richtungs-" oder „Windfahnenstabilität"[2]), bei der die Wirkung der Giermomente des Flügels durch die entgegengesetzte Wirkung des Seitenruders zurückgebracht wird. Eine einfache Betrachtung,

[1]) Wendedämpfung, d. i. eine gedämpfte Drehschwingung um die Hochachse.

[2]) Stark instabilisierender Einfluß des Rumpfvorderteils; dies kann gelegentlich dazu ausgenützt werden, um zu große Richtungsstabilität durch entsprechende Ausgestaltung der Rumpfform zu verbessern. Vorsicht wegen großer Empfindlichkeit!

analog zu der, welche zu Gl. (8.6) s. S. 691, führte, ergibt die Bedingung

$$l_s F_s / b F > 0{,}05 \tag{11.4}$$

als Überschlagsregel.

12. Die Flugzeugstatik

behandelt alle Fragen der Flugzeugfestigkeit, und zwar:

1. Größe, Richtung und Lage der äußeren Kräfte und Momente am ganzen Flugzeug; 2. Ermittlung der Kräfte in den einzelnen Flugzeugteilen; 3. Beanspruchungen in den einzelnen Flugzeugteilen.

Wegen der sehr verschiedenen und wechselvollen Art der Lufteinwirkung wird diese schematisiert in den „Belastungsannahmen" und den entsprechenden Vorschriften (verschieden in den einzelnen Ländern[1]), jedoch überall im wesentlichen nach den nachfolgenden Gesichtspunkten aufgestellt):

a) Für Luftkräfte und Momente sind gewisse typische Belastungsfälle und Bereiche ermittelt.

b) Für die Verteilung der Kräfte im Flugzeug werden theoretisch-experimentelle Gesetze aufgestellt.

c) Für die Beanspruchung gilt die rechnerische Festsetzung von „sicheren Lasten", das sind Laststufen, die „sicher" (wenn auch nur ausnahmsweise) einmal erreicht werden und dann noch sicher getragen werden müssen. Dazu gehören dann Bruchsicherheiten als „Sicherheitszahlen"[2]) [12].

13. Kräfte und Kraftverteilung.

Die sicheren Lasten stehen in ursächlichem Zusammenhang mit der Kraftwirkung, also mit den Belastungsfällen; sie sind durch „Vielfache" (n) des Fluggewichts gekennzeichnet. Ist also beispielsweise in einem Fall $n = 4$ noch als „sicher" beurteilt, beträgt weiter die Sicherheitszahl $j = 1{,}8$, so entspricht dieser Bruchsicherheit eine 7,2-fache Eigenlast.

Beanspruchungsgruppen.

In Deutschland gilt die Einteilung in vier Beanspruchungsgruppen nach dem Schema der Zahlentafel 7. Die „sicheren Lastvielfachen" sind je nach den Gruppen verschieden [12].

Zahlentafel 7.

Beanspruchungs-Gruppe	Sturzflug Fall „100" C	Lastvielfaches „$\bar{n}$" für Fälle A, B
2 (gering)	$\bar{q} = q_h + 200$, aber $\geqq 2{,}25\, q_h$	$\bar{n} = 1{,}8 + \dfrac{1000}{G + 1500}$
3 (normal)	$\bar{q} = q_h + 250$, aber $\geqq 2{,}25\, q_h$	$\bar{n} = 2 + \dfrac{2000}{G + 2000}$
4 (hoch)	$\bar{q} = q_h + 400$, aber $\geqq 2{,}25\, q_h$	für $q_h \geqq 5{,}78\, G/F$: $\bar{n} = 6{,}25 - \dfrac{4\, G/F}{q_h - 4\, G/F}$; für $q_h \leqq 5{,}78\, G/F$: $\bar{n} = 4$
5 (sehr hoch)	$\bar{q}$ = Endstaudruck	für $q_h \geqq 7{,}09\, G/F$: $\bar{n} = 7{,}5 - \dfrac{4{,}25\, G/F}{q_h - 4{,}25\, G/F}$; für $q_h \leqq 7{,}09\, G/F$: $\bar{n} = 6$

q_h ist der größte Staudruck im Waagerechtflug (bei v_{max}).

[1]) Typisierung in Deutschland und Italien am weitesten differenziert, in England geht man gelegentlich auch von anderen Gesichtspunkten aus, und es finden sich auch in Einzelheiten große Abweichungen in den Vorschriften. In Deutschland gelten zur Zeit die Bauvorschriften für Flugzeuge (B. V. F.) [12].

[2]) Das sind Multiplikatoren j, die dann das Erreichen der Bruchgrenze oder anderer Festigkeitsgrenzen gerade noch gestatten sollen. Solche Sicherheitszahlen sind z. B.:
für Spannungsbruch der ganzen Konstruktion $j = 1{,}8$,
für Stabilitätsbruch (Knickung, Beulung) $j = 1{,}35$.

Belastungsfälle. Grundlage bildet die Auftriebs- und die Momentenkurve (bezogen auf Vorderkante Profil) nach Fig. 35 bzw. Fig. 5.

Grundbelastungszustände sind solche, bei denen symmetrische Beanspruchung und Momentengleichgewicht um alle Achsen vorausgesetzt wird. Maßgebend ist entweder der Staudruck oder der Anstellwinkel bzw. c_a oder $c_{ges} = \sqrt{c_a^2 + c_w^2}$ oder die Luftkraft (die letztere gegeben durch ein sicheres Lastvielfaches n).

Zu der Luftkraft der Tragfläche ist auch die (meist kleine) Höhenleitwerkskraft P_H hinzuzunehmen, die zur Herstellung des Momentengleichgewichts am ganzen Flugzeug erforderlich ist.

1. Sturzflug (Fall „100" oder „C") gekennzeichnet durch $c_a = 0$. Ausgang der Berechnung ist hier der „sichere" Staudruck $\bar{q}$, der nach Tafel 7 einzusetzen ist. Demgemäß ist die „sichere" Luftkraft

$$P_C = c_{ges}\,\bar{q}\,F \qquad (13.1)$$

und das sichere Lastvielfache

$$n_C = \frac{\bar{q}\,c_{ges}}{G/F} = \frac{\bar{q}\,(c_w + c_{w_{schr}})}{G/F}, \qquad (13.2)$$

wobei hier $c_{ges} = c_w + c_{w_{Schraube}}$ mit dem Widerstandsbeiwert $c_{w_{schr}}$ der nur langsam laufenden Schraube eingesetzt wird. Das in diesem Falle besonders wichtige Torsionsmoment am Flügel ist durch den Hebelarm

$$h = t \cdot c_m/c_w \qquad (13.3)$$

und die Kraft nG gegeben, also

$$\mathfrak{M}_t = n\,G\,h = \bar{q}\,F\,c_m\,t \qquad (13.4)$$

ohne weitere Vervielfachung.

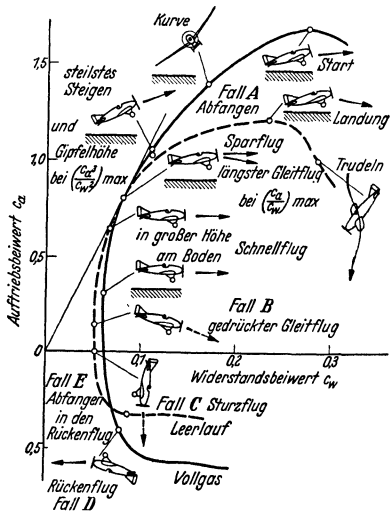


Fig. 35. Vollgas- und Leerlauf- (Gleitflug-) Polare eines Flugszeugs mit eingezeichneten Flugzeuglagen und Beanspruchungs-„Fällen". (Aus Luftfahrt, Datsch-Lehrgang, DLV-Lehrtafel.)

2a. Abfangbereich zwischen den zwei Grenzfällen „A" und „B", Fig. 35. Im Falle A („Abfangen") wird vom Lastvielfachen n_A ausgegangen, das nach Tafel 7 für die verschiedenen Baugruppen zu wählen ist. Dazu ist die Grenzlage mit c_{ges} für v_{max} einzusetzen.

Hier ist also der maßgebende Staudruck erst auszurechnen und im Grenzfall A durch

$$q_{(A)} = \frac{n_A}{c_{ges}}\,(G/F) \qquad (13.5)$$

gegeben.

Im „unteren" Grenzfall „B" wird dagegen (wie bei 1) vom Staudruck ausgegangen, der aber nur 80 vH von letzterem beträgt. Es ist also

$$q_B = 0{,}8\,\bar{q} \qquad (13.6)$$

und mit dem gleichen n wie oben:

$$c_{ges_{(B)}} = n\,G/F\,0{,}8\,\bar{q}. \qquad (13.7)$$

2b. Rückenflug. Bei negativem Anstellwinkel ist $n = \frac{1}{2}n_A$, sonst analog für die Grenzfälle E (Abfangen aus dem Rückenflug mit c_{ges} für $c_{a_{min}}$ (negativ), und für Fall „D" mit $q_D = q_B = 0{,}8\,\bar{q}$.

Von den zusammengesetzten Belastungsfällen wird hier nur der einfache Böenfall hervorgehoben, der eintritt, wenn ein Flugzeug mit der Geschwindigkeit v von einer Böe (Geschwindigkeit w) senkrecht zu v in der Symmetrieebene getroffen wird. Die entstehende ziemlich plötzliche Anstellwinkeländerung bringt ein Lastvielfaches

$$n = 1 + q \cdot F/G \cdot w/v \cdot (d\,c_a/d\,\alpha) \cdot \eta \qquad (13.8)$$

mit sich, wo η ein „Abminderungskoeffizient" ist, der bei üblichen Bauarten mit $\sim$0,8 angesetzt werden kann.

Weitere „Fälle" betreffen das „Hochreißen" (dynamische Festigkeit), dann die Ruderbetätigung sowie die verschiedenen Landefälle (s. dort).

Verteilung der Luftkräfte.

a) Bei Mehrdeckern auf jeden Flügel, b) Verteilung über die Spannweite, c) Verteilung über die Tiefe.

Zu a) Nach der Doppeldeckerberechnung (s. auch Bd. I, S. 281) erhält der Oberflügel einen größeren Auftrieb als der untere unter sonst gleichen Verhältnissen.

Die Verteilung wird nach einer der bekannten Berechnungsmethoden ausgeführt, etwa nach der summarischen Doppeldecker-Berechnung von Prandtl mit den Auftriebsgrößen A_o und A_u und den entsprechenden Widerständen W_o und W_u (s. Bd. I, S. 282)[1].

b) Verteilung in Richtung der Spannweite. An Stelle der meist recht verwickelten Auftriebsverteilungsrechnung (s. dort) vereinfachen die B. V. F. die Angaben für rechteckigen oder nahezu elliptischen unverwundenen Flügel wie folgt: $c_a q$ = konstant in Richtung b oder $c_a q$ = konstant mit Abschrägung auf $^1/_2 c_a q$ nach Fig. 36. Die ungünstigere Annahme ist zu wählen (wichtig für gedrückte Kragholme mit entlastenden Momenten). Für Verwindung und Querruderausschlag gelten besondere Formeln, ebenso für Kräfte bei Rollbewegung. Bei Trapezflügeln folgt die Lastverteilung meist genau dem Umriß[2]).

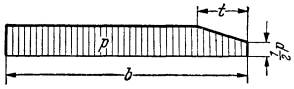


Fig. 36. Verteilung der Luftkräfte über die Spannweite.

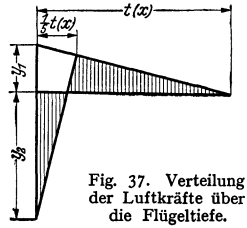


Fig. 37. Verteilung der Luftkräfte über die Flügeltiefe.

c) Verteilung in Richtung der Tiefe. Für überschlägige Rechnungen verwendet man vorteilhaft die ältere Anweisung, nach der die Lastverteilung nach Fig. 37 vorzunehmen ist, und in dieser bedeutet:

$$y_1 = 0{,}5q(15c_m - c_n); \quad y_2 = 12q(2{,}5c_m - c_n). \tag{13.9}$$

Für die verschiedenen Profile und Belastungsfälle sind dann die entsprechenden Werte c_m, c_n einzusetzen [13]. Weiterhin wird man nach bekannten statischen Regeln die Lasten auf Vorder- und Hinterholme verteilen.

Bei Schalenbauweise sind die Biegungsmomente, Drillmomente und etwaige Längskräfte in jedem Querschnitt zu ermitteln.

Bei verspannten Zellen (Doppeldecker) müssen die auf die Holme verteilten Lasten noch auf die Knotenpunkte (Ansatz der Verspannungsorgane) anteilig verlegt werden (Knotenlasten). Dazu kommt noch die Ermittlung der Stütz- und Knotenmomente.

14. Statik der Flugzeugteile.

Ermittlung der Stabkräfte für statisch bestimmte Zellen-Hauptsysteme in bekannter Weise nach den Regeln der Statik (entweder analytisch aus den 6 räumlichen Gleichgewichtsbedingungen oder durch Kräftepläne). Statisch unbestimmte Systeme etwa nach den Sätzen von Castigliano zu rechnen.

Beispiel einer Biegungsberechnung für einen freitragenden Flügel mit Motorgondel und Flächentank, Fig. 38. Die Auftriebsverteilung nach den B. V. F. zeigt eine trapezförmige Abnahme (entsprechend der Umrißform) der Belastung p je Meter.

---

[1]) Vgl. dazu den sehr eingehenden Beitrag von Küchemann [14].

[2]) Häufig ist die Querruderbetätigung Ursache besonderer Beanspruchungen bei der dann entstehenden Rollbewegung. Zur festigkeitstechnischen Beurteilung dienen dann die von den B. V. F. vorgesehenen „Fälle" 135 bis 146, bei denen gleichförmige oder beschleunigte Drehung infolge Ruderausschlages entsteht. Hier ist besonders auf die Änderung der Auftriebsverteilung (unsymmetrisch) infolge der Rollwinkelgeschwindigkeit zu achten!

Davon ist abzuziehen das ebenfalls von innen nach außen abnehmende Flügelgewicht und dann die Einzellasten P, z. B. die Motorgondel an zwei Stellen, und der Flügeltank (auf die Länge desselben verteilt). Durch eine erste Integration (graphisch) erhält man aus der Differenz der Linien für Auftrieb und Flügelgewicht die Querkraftkurve entsprechend dem Ausdruck

$$-Q_y = \int_0^y p\,dy + \sum_0^y P, \qquad (14.1)$$

und bei nochmaliger Integration die Biegungsmomente

$$\mathfrak{M}_{B_y} = \int_0^y Q\,dy. \qquad (14.2)$$

Die Verteilung auf die Holme erfolgt dann nach der Lage der Druckmittelpunkte in den einzelnen Profilen, wobei die Druckpunktlinie des Flügels meistens als Gerade angenommen werden kann.

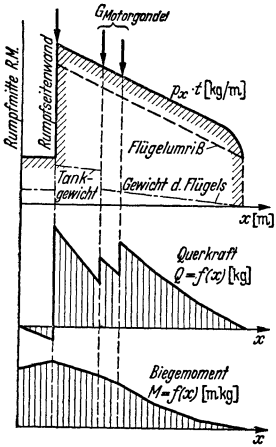


Fig. 38. Luftkraft und Gewichtsverteilung an einem freitragenden Flügel. Querkraft und Momentenlinie.

Einzelausführungen.

Der Rumpf kann im allgemeinen als räumlich gestützter Balken angesehen werden mit den Flügelaufhängungsstellen als Stützpunkten. (Für die Landung sind es die Stellen, an denen die Fahrgestellkräfte eingeleitet werden.) Die Lasten wirken größtenteils senkrecht nach unten, Schraubenzug und Widerstand (Sturzflug!) in Achsrichtung. Unsymmetrische Trag- und Leitwerkskräfte erzeugen Verdrehung und wirken außerdem als räumlich verteiltes Kraftsystem, vgl. S. 700 (Seitenleitwerk).

Bei einer Ausführung als Rohrgerüstrumpf[1]) wird man in vielen Fällen das räumliche Fachwerk zerlegen können in vertikale und horizontale „Tragwände", die dann, jede für sich, mit ebenen Kraftplänen bearbeitet werden können. Über die Schalenbauweise von Rümpfen s. S. 705.

Leitwerk. Nach den B. V. F. verwendet man hier nicht die Sicherheitszahlen, sondern ermittelt unmittelbar die Luftkräfte, die dann noch von Sonderbeanspruchungen überlagert werden können.

Höhenleitwerk. Ausgangszustand ist die durch das Momentengleichgewicht bedingte „sichere" Höhensteuerkraft P_H, die aus dem Längsmoment des Höhensteuers mit $P_H = \mathfrak{M}_H/l_H$ folgt[2]). Die sichere Flächenbeanspruchung ist dann

$$p_H = \mathfrak{M}_H/l_H F_H. \qquad (14.3)$$

Das Ruder wird dabei festgehalten, Ruderwinkel $\beta_H = 0$. Danach berechnen sich die Teillasten, die auf jeden Spant des Höhenleitwerks kommen. Dies gibt die Biegungsbelastung für den Ruderholm, der häufig als Träger auf mehreren Stützen (Lager der Achse) zu behandeln ist. Weiter wird wie oben unter 13, c) oder nach einer vorgeschriebenen Druckverteilungskurve diese Last über die Rippe nach der Tiefe zu verteilt, wonach die Biegung der Rippe (evtl. auch eines zweiten Leitwerkholms) ermittelt werden kann.

Die **Böenbeanspruchung** ist hier von besonders großem Einfluß. Mit der Böengeschwindigkeit $\pm w = 10$ m/sek senkrecht zur Fläche folgt wie bei den Tragflächen die Zusatzkraft pro m²

$$p' = \pm q \cdot w/v \cdot (\partial c_a/\partial \alpha)_H \cdot \eta \qquad (14.4)$$

mit dem Abminderungsfaktor $\eta \sim 0{,}6$ [12].

[1]) Rumpfaufbau aus einem geschweißten Fachwerkgerüst aus Rohren bestehend.
[2]) Die Rechnung ist für die vorderste und hinterste Schwerpunktlage nachzuweisen, vgl. S. 690, Fig. 28 ($P_H = H$).

Seitenleitwerk. Abhängig vom Anblaswinkel α_s findet man auch hier aus Windkanalmessungen die Werte c_{n_s} für verschiedene Ruderausschläge β_s. Danach ermittle man aus c_{n_s}

$$\left.\begin{array}{ll} \text{den mittleren Leitwerksdruck} & p_s = q\, c_{n_s} \\ \text{und damit die Seitenleitwerkskraft} & P_s = p_s F_s, \end{array}\right\} \text{(Fig. 39)} \qquad (14.5)$$

die auf der Anblasrichtung senkrecht steht. Sie ruft die Momente

$$L_s = p_s F_s h_s \quad \text{und} \quad N_s = p_s F_s l_s \qquad (14.6)$$

hervor, die neben der unmittelbaren Beanspruchung des Rumpfes noch Translations- und Drehbeschleunigungen des ganzen Flugzeugs und damit Massen- (Trägheits-) Kräfte zur Folge haben. Ähnlich wie beim exzentrischen Landestoß ist damit jeder massebehaftete Flugzeugteil m_k besonderen Trägheitskräften unterworfen, die durch den baulichen Zusammenhang übertragen werden. Man erhält insbesondere die Translationsbeschleunigung („Schieben") $b_s = P_s g/G$, also die entsprechende Trägheitskraft auf m_k

$$\frac{m_k g}{G} P_s. \qquad (14.7)$$

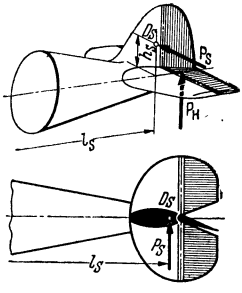


Fig. 39. Kräfte am Höhen- und Seitenleitwerk.

Die Drehbeschleunigungen sind $\varepsilon_x = \dfrac{L_s}{J_x}$ um die Rumpfachse und $\varepsilon_z = \dfrac{N_s}{J_z}$ (14.8)

um die Hochachse, und diese haben Trägheitskräfte in y- und z-Richtung zur Folge.

J_x und J_z sind die Trägheitsmomente bezüglich Rumpf- und Hochachse. Die genannten Trägheitskräfte, dazu auch die aus der Höhensteuerbewegung abgeleiteten, werden nach den 3 Richtungen vereinigt und zur zusätzlichen Beanspruchungsrechnung für die einzelnen Flugzeugteile verwendet.

Das Seitenleitwerk selbst wird ähnlich wie das Höhenleitwerk behandelt. Die feste „Kielflosse" ist heute meistens ein Bestandteil des Rumpfes und muß mit diesem zusammen bemessen werden.

Im Böenfall (seitliche Böe von $w = \pm 10$ m/sek) ändert diese den Anstellwinkel je nach ihrer Richtung. Danach ist die geänderte Querkraftzahl c_{n_s} zu beurteilen. Der Abminderungskoeffizient η ist ebenso zu wählen wie beim Höhenleitwerk $\sim 0{,}6$.

Das Fahrgestell hat bei der Landung einen erheblichen Anteil der kinetischen Energie aufzunehmen durch seine Abfederung, einschließlich der Radreifen. Nach den B. V. F. [12] ist dafür der Anteil $G/2g \cdot v_{stoß}^2$ (14.10) einzusetzen mit $v_{stoß} \sim (0{,}8$ bis $1) w_{sink}$ für „sichere" Arbeitsaufnahme. Die vom Fahrgestell aufzunehmende Formänderungsarbeit kann einem Federungsdiagramm entnommen werden, dessen Arbeitsfläche die größte Stoßkraft P_{max} erkennen läßt, die vom Fahrgestell auf das Flugzeug übertragen wird und dessen einzelne Glieder beansprucht. Rechnung analog zu der hier oben für das Seitenleitwerk angedeuteten.

Für Schwimmer und Flugboote gelten Sondervorschriften, die im Schrifttum und auch in den B. V. F. nachzusehen sind.

Flugtechnische Festigkeitsrechnungen (Einzelfragen).

Die Bauteile (Rippen, Holme, Streben, Motorträger, Fahrgestellteile) werden in verschiedenster Weise beansprucht. Neben Biegung und Torsion tritt bei den stabartigen Gliedern Knickungsbiegung auf [15, 16].

Durchlaufende Holme auf mehreren Stützen finden sich bei abgestrebten Hochdeckern, bei mehrstieligen Doppeldeckern, bei mehrfach gelagerten Ruder-

flächen usw. Ihre statische Berechnung geschieht nach dem Dreimomentensatz von Clapeyron, u. U. nach der erweiterten Clapeyronschen Gleichung (s. Bd. I, S. 386) unter Berücksichtigung der Tangentenneigungen an den Stützen. Auch bei solchen vielfach auf Knickungsbiegung beanspruchten durchlaufenden Holmen wird zweckmäßig die Berechnung für verschiedene Laststufen ($^1/_2$ bzw. $^1/_3$ der sicheren Last und für Bruchlast) durchgeführt, um Klarheit über das nichtlineare Anwachsen der Beanspruchung zu gewinnen [17].

Schalenbau. Kennzeichnend ist die Aufnahme nicht nur der Schubspannungen (Querkraft und Torsion), sondern auch der Längsspannungen durch genügend abgesteifte Haut. S. S. 704.

Vorteil: Bessere Ausnützung der Biegungsfestigkeit des ganzen in den äußeren Fasern liegenden Materials, sowie leichter erzielbare glatte Oberfläche.

Für die Berechnung kommt es nicht nur auf die Spannung in der Haut und ihre zulässige Größe an, sondern besonders auch auf Knick- und Beulerscheinungen (Faltenbildung) und deren Beherrschung. Die Theorie ist in Deutschland besonders von Wagner und Ebner auf eine große Zahl weiterer Fälle ausgedehnt und durch Versuche belegt worden.

15. Motorloser Flug (Segelflug).

Der motorlose Flug ist die historisch älteste Form des Kunstfluges. Erste Flüge von Otto Lilienthal (1885), dessen Gleitflugzeug als Vorläufer unserer heutigen Maschinen fast alle grundlegenden Bauteile desselben enthielt. Der motorlose Flug ist entweder ein „reiner"

Gleitflug bei Windstille unter dauerndem Höhenverlust oder ein **Segelflug,** wenn er aufsteigende Luftströmungen ausnutzt oder auf andere Weise zusätzliche Hebungsenergie aus der Atmosphäre heranholt. Am häufigsten ist die Ausnutzung naturgegebener „Aufwinde", die als Hangaufwind, Reibungsaufwind, thermischer Aufwind vorkommen [18].

Wichtige Grundbeziehungen für den Segelflug sind neben den Grundgleichungen (2.1) bis (2.3) noch die

Sinkgeschwindigkeit
$$v_s = \sqrt{2/\varrho}\,\sqrt{G/F}\,\sqrt{c_w^2/c_a^3} \tag{15.1}$$

und der Gleitwinkel
$$\varepsilon = c_w/c_a\,. \tag{15.2}$$

Die Sinkgeschwindigkeit ist um so kleiner, je kleiner die Flächenbelastung G/F und die Beziehung c_w^2/c_a^3 ist. Günstigste bisher erreichte Werte: Gleitwinkel 1/30, Sinkgeschwindigkeit ~0,55 m/sek.

Der Segelflug ist möglich, sobald die aufsteigende Windströmung $|w_s| > |v_s|$ (Sinkgeschwindigkeit) ist.

Am **Hang eines Berges,** und zwar an der Leeseite, steigt die Luft entsprechend der Hangneigung φ und Windgeschwindigkeit w mit $w_s = w \sin\varphi$ an. Der Segelflieger muß bestrebt sein, diesen Hangaufwind auszunützen, er ist daher an die Nähe des Berges gebunden, wenn er auch vermöge kleiner Sinkgeschwindigkeit seine Starthöhe erheblich übertreffen kann.

Der **Reibungsaufwind** kommt dadurch zustande, daß der Wind plötzlich an einer rauhen Geländefläche stark gebremst wird und eine Stauwirkung erfährt, die ihn zum Steigen veranlaßt.

Die **freie Vertikalbewegung in der Atmosphäre** wird gewöhnlich durch thermische Instabilität der Luft hervorgerufen. Wenn nämlich das Temperaturgefälle in der freien Luft stärker als das sog. adiabatische (−11°/km) abfällt, so ist die Luft in labilem Gleichgewicht. Eine geringe Störung (Hebung am Boden) bringt ein dauerndes Steigen der Luftmassen und damit der darin eingeschlossenen Segelflugzeuge mit sich. Ist das Temperaturgefälle kleiner als 11°/km, so ist die Luftschichtung stabil und kein thermischer Aufwind zu erwarten. Rücksicht auf die Feuchtigkeit der Luft, weil in gesättigt feuchter Luft das adiabatische Temperaturgefälle kleiner (nur ~ −5°/km) ist. Daher ist in feuchter Luft (Kumuluswolken) die Thermik besonders günstig. Aus einem maßstäblich gezeichneten „Emagramm" [1]) läßt sich auch die Stärke des thermischen Aufwindes berechnen.

Böenflug. In Gewitterböen sind meistens sehr starke Aufwindzonen zu finden (vor der Gewitterfront). Sie wurden von geschickten Segelfliegern wiederholt vorteilhaft zu weiten Streckenflügen ausgenutzt.

Wellenaufwind. An der Leeseite eines Gebirges herrscht oft eine wellenförmige Strömung, die sich auf weite Strecken hinzieht und durch charakteristische Wolkenbildungen erkennbar ist. Geübte Segelflieger wissen den in den Luftwellen vorhandenen Aufwind zu langen Streckenflügen entlang des Kammes der Welle auszunutzen oder auch zu Höhenflügen, die bis auf sehr große Höhen geführt haben.

Bisheriger Stand der Rekorde im Segelflug. Höhe über Startstelle: 6,687 km (inoffizieller Rekord über 8 km). Gerade Strecke: 652 km. Dauer: $40^1/_2$ Std.

---

[1]) Das ist ein Diagramm, das den wirklichen Temperaturverlauf (Temperaturgefälle) mit der Höhe im Vergleich zum adiabatischen wiedergibt.

Konstruktion.

Um die oben gestellte Forderung kleinsten Gleitwinkels und kleinster Sinkgeschwindigkeit möglichst gut zu erfüllen, müssen die Segelflugzeuge in erster Linie kleinen induzierten Widerstand haben, da sie bei hohen c_a-Werten fliegen. Daher große Flügelstreckung, große Spannweite erforderlich! G/F muß klein sein, andererseits ist eine zu geringe Fluggeschwindigkeit auch nicht erwünscht. Denn da die ausnützbare Thermik meist nur wenige Tagesstunden anhält, so muß in dieser Zeit eine möglichst große Strecke zurückgelegt werden können, wenn es bei Leistungssegelflugzeugen auf den Streckenrekord ankommt.

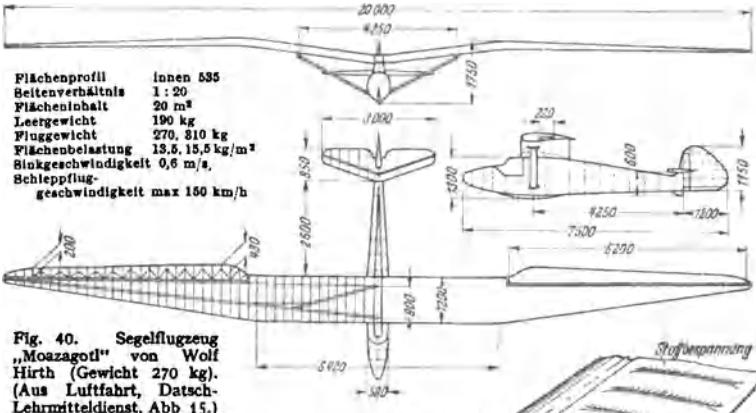


Fig. 40. Segelflugzeug „Moazagotl" von Wolf Hirth (Gewicht 270 kg). (Aus Luftfahrt, Datsch-Lehrmitteldienst, Abb 15.)

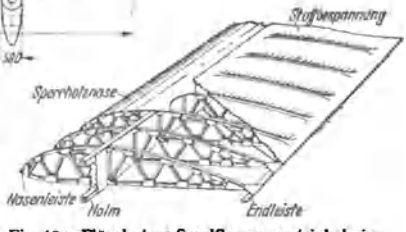


Fig. 40a. Flügel eines Segelflugzeuges (einholmig, torsionsfester Vorderteil, Sperrholzröhre). (Aus Luftfahrt, Datsch-Lehrmitteldienst, Abb. 15.)

Um möglichst leicht und mit geringstem schädlichen Widerstand zu bauen, werden die Flügel spitzendig und ganz freitragend ausgeführt. Gewöhnlich Kastenholm mit torsionssteifer Sperrholzprofilnase, Stoffbespannung der rückwärtigen Flügelteile. Rumpf in Schalenbauweise. Statt des Fahrgestells: Gefederte Kufe oder eingebaute Rollen (Gummibälle), Fig. 40.

Der Start erfolgt entweder durch Abschleudern mit Gummiseilzug oder als Drachenstart durch eine Autowinde oder fahrendes Auto. Neuerdings am meisten beliebt der Start durch Flugzeugschlepp bis in solche Höhen, in denen der Anschluß an die Thermik gefunden wird.

Hauptdaten von Segelflugzeugen.

Flugzeugtyp	G kg	b m	F m²	Flügelstreckung $\Lambda = b^2/F$	G/F kg/m²	Kleinster Gleitwinkel ε	Kleinster Sinkgeschwindigkeit v_s m/sek
Vampyr (1922) (Hannover)	210	11,6	15	10,8	13,1	$^1/_{18}$	0,65
Fafnir II (1933) (Lippisch)	375	19	19	19	19,7	$^1/_{28}$	0,6
Minimoa (1935) (Wolf Hirth)	310	17	20	14,5	15,5	$^1/_{30}$	0,55

16. Sonderbauarten (Trag- und Hubschrauber)

erfüllen den Zweck, die Geschwindigkeitsspanne weitgehend zu vergrößern durch die Möglichkeit, daß sie sehr langsam fliegen und demgemäß auch auf sehr beschränktem Platz landen können.

a) **Tragschrauber (La Cierva)**, Fig. 41. Die Tragschraube des Musters „C 30" besteht aus drei Blättern, deren Holm — ein Chromnickel-Stahlrohr — fast ausschließlich durch die Fliehkraft beansprucht wird. An dieses Rohr sind formgebende Sperrholzrippen angeschraubt. Die mit Sperrholz beplankten Drehflügel werden vom Fahrtwind, aber nicht vom Motor angetrieben, daher entsteht auch kein Rückdrall des übrigen Flugzeugs. Normaler Vortrieb des Flugzeugs durch gewöhnliche Luftschraube und Motor. Zum Ausgleich der Drehmomente in den verschiedenen relativen Stellungen der Flügelblätter zur Fahrtrichtung müssen diese gelenkig beweglich sein und eine Auf- und Abbewegung („Schlagbewegung") zulassen.

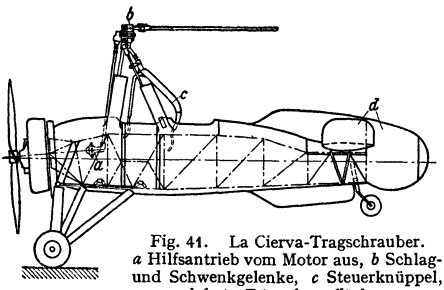


Fig. 41. La Cierva-Tragschrauber. *a* Hilfsantrieb vom Motor aus, *b* Schlag- und Schwenkgelenke, *c* Steuerknüppel, *d* feste Dämpfungsflächen.

Bisherige Leistungen: Beförderung von 3 Personen. Höchstgeschwindigkeit 205 km/h. Kleinstgeschwindigkeit ~ 45 km/h. Gleitwinkel etwa 50°. Normaler Startweg bei Windstille 100 bis 150 m. Landungsstrecke nur wenige Meter.

Beim „Sprungstart" wird der Rotor am Stande auf sehr hohe Drehzahl durch den Motor gebracht, während die Flügelblätter auf kleinsten Widerstand eingestellt sind. Werden sie dann plötzlich auf Steigen geschaltet und gleichzeitig die Luftschraube an den Motor gekuppelt (evtl. Verstellblätter), so springt die Maschine ein kurzes Stück senkrecht hoch, um dann dem Zug der Luftschraube zu folgen und, ohne den Boden zu berühren, in geringer Höhe weiter zu fliegen.

b) **Hubschrauber** können senkrecht aufsteigen und landen, auch vorwärts (bzw. rückwärts) fliegen. Antrieb der Hubschrauben vom Motor aus. Zum Ausgleich des Drehmoments (Verhindern des Rückdralls des Flugzeugkörpers) sind gegenläufige Schrauben erforderlich oder es müssen besondere Maßnahmen ergriffen werden.

Der einzige bisher erfolgreiche Vertreter dieser Bauart, dem gleichzeitig große praktische Bedeutung zukommt, ist der Hubschrauber von Prof. Focke. Die beiden Rotoren von 8 m Dmr. haben je drei gelenkig bewegliche Blätter (ähnlich wie beim Tragschrauber Die Kraft wird durch Wellen- und Kegelräder vom Motor aus übertragen, der vorne im Rumpf sitzt und zu Kühlungszwecken eine kleine Ventilatorschraube hat. Im Fluge bilden die Flügelblätter zwei Kegel, deren (fiktive) Achsen durch die Knüppelsteuerung nach vorne oder rückwärts geneigt werden können (Vorwärts-, Steig- und Rückwärtsflug). Der Motor kann abgekuppelt werden, so daß die Maschine als Tragschrauber gleiten und landen kann (Sicherheit für den Fall des Motorversagens).

Bisherige Leistungen: Größte Geschwindigkeit im Waagerechtflug 145 km/h. Kleinstgeschwindigkeit 0. Rückwärtsgeschwindigkeit 30 km/h. Gipfelhöhe, erreicht 2600 m. Steiggeschwindigkeit (als Hubschrauber) am Boden 3,6 m/sek. Größte bisher zurückgelegte Strecke in gerader Linie 230 km.

Gewichte: **Rüstgewicht 790 kg, Zuladung 250 kg, Fluggewicht 1040 kg [19].**

Schrifttum.

1. Flugtechnisches Handbuch I. Modellmessung S. 118 Abb. 1. — 2. Multhopp: Die Berechnung der Auftriebsverteilung an Tragflächen. Jb. dtsch. Luftf. 1938. — 3. Heinkel: Erhöhung der Geschwindigkeit des Flugzeugs in den letzten Jahren. Jb. dtsch. Luftf. 1938, Erg.-Bd., S. 7 u. 9. — 4. Prandtl-Tietjens: Hydro- und Aerodynamik Bd. 2. — 5. Weick: NACA-Report 350, 1931 (Luftschrauben). — 6. Schrenk: Zur Berechnung der Flugleistungen ohne Zuhilfenahme der Polaren. DVL-Jb. 1927. — 7. Blenk: Startformeln für Landflugzeuge. Z. Flugtechn. Motorluftsch. 1927. — 8. Pröll: Start schwerbelasteter Flugzeuge. Z. Flugtechn. Motorluftsch. 1928. — 9. Belart: Hohe Flächenbelastung. Aircraft Engng. 1938. — 10. Fuchs-Hopf-Seewald I: Aerodynamik S. 208. — 11. Junkers-Lehrvortrag: Aerodynamische Hilfsmittel 1938. — 12. Bauvorschriften für Flugzeuge 1936. Siegel: Angewandte Lastannahmen. Dtsch. Luftfahrtzeug-Ausschuß Berlin-Adlershof. — 13. Thalau-Teichmann: Aufgaben aus der Flugzeugstatik. — 14. Küchemann: Auftriebsverteilung über die einzelnen Flügel eines Doppeldeckers. Jb. dtsch. Luftf. 1938. — 15. Müller-Breslau: Statik der Baukonstruktionen II, 2. — 16. Pröll: Zur Berechnung der Tragflächenholme. Z. Flugtechn. Motorluftsch. 1917. — 17. Reissner u. Schwerin: Die Festigkeitsberechnung der Flugzeugholme. WGL-Jb. 1914. — 18. Wolf Hirth: Handbuch des Segelfliegens. — 19. Focke: Focke-Hubschrauber. Luftwissen 1938 S. 33.

Bau-Elemente des Flugzeugs.

Bearbeitet von Professor **H. Dubbel**, Berlin.

Bezeichnungen.[1]) Rumpfholm = Längsverband im Aufbau des Rumpfes zur Aufnahme und Weiterleitung der Leitwerkskräfte und der direkt auf den Rumpf wirkenden Beschleunigungs- und Luftkräfte.

Spant = Rahmenförmiger Bauteil des Rumpfes, der dazu dient, die Querschnittsform des Rumpfes zu sichern und Kräfte von der Rumpfhaut auf die Holme zu übertragen.

Holm = Bauteil im Längsverband des Flügels (oder Rumpfes, s. oben), der die Luftkräfte durch die Flügelhaut und Rippen empfängt und zum Rumpf weiterleitet.

Rippe = In Flugrichtung liegender Flügelbauteil, der die Luftkräfte von der Flügelhaut auf die Holme überträgt und die Form des Profils wahrt.

Baustoffe: Stahl, Aluminium (Dural, Hydronalium, BS-Seewasser und leichte Legierungen), Elektronblech, Kiefernholz, Birkensperrholz, Leinwand.

Leichtmetallbauweisen. Bei Ganzmetallflugzeugen wird die Blechbeplankung zur Kraftübertragung mit herangezogen. Flügel, Rümpfe und Leitwerke sind dann in statischer Hinsicht röhrenartige Gebilde von großer Torsionssteifigkeit. An den Stellen, wo äußere Kräfte in diese Röhren einzuleiten sind (z. B. Fahrgestellanschluß, Flügelrumpfverbindung usw.) und am Rande von größeren Ausschnitten werden Spante (Querwände) angeordnet, die meist als Fachwerk, beim Rumpf aber der Raumfreiheit halber oft auch als Rahmen ausgebildet sind.

Je nach Anordnung der Versteifungsprofile der Blechhaut unterscheidet man drei Bauweisen für Rümpfe, Flügel und Leitwerke:

1. Querpfettenbauweise. In Längserstreckung des Hauptbauteils verlaufen wenige starke Holme, die in der Regel längs der Schnittlinie von inneren Stegwänden mit der Außenhaut angeordnet sind, s. Fig. 17, Schnitte *a*, *d* und *e*. Die zwischen diesen Holmen liegenden Teile der Außenhaut sind durch „Querpfetten" versteift, welche die Holme gegeneinander abstützen und in 18 bis 25 cm Abstand angeordnet sind, s. Außenflügel in Fig. 7, links. Solche Blechwände nehmen die aus äußeren Quer- und Torsionskräften entstehenden Schubkräfte auf, indem sich das Hautblech in schräg zu den Holmen verlaufende Falten legt, in deren Richtung Zugspannungen auftreten (Zugfeld, Wagner-Träger). Bei Flügel und Leitwerk werden die inneren Stegwände in ähnlicher Weise oder auch als Wellblech- oder Fachwerkträger ausgebildet. Diese Bauweise wird vor allem bei Flügeln und Leitwerken häufig verwendet, bietet aber auch bei Rümpfen infolge ihrer Einfachheit Vorzüge.

2. Längspfettenbauweise. Bei dieser Bauweise werden die Querwände in geringem Abstand (etwa 70 cm) angeordnet. In Längserstreckung des Bauteils verlaufen an der Innenseite der Außenhaut viele „Längspfetten" (Abstand 12 bis 25 cm), die in der Regel durch Ausschnitte der Querwände ohne Unterbrechung durchgeführt werden, vgl. Fig. 6, 14 und 17c. Diese Längspfetten und die mit ihnen vernietete Blechhaut (auf Druck „mittragende Breite" auf jeder Seite der Pfette = 50mal Blechstärke) nehmen die aus der Biegung entstehenden Zug- und Druckkräfte auf, wobei sie hinsichtlich des Druckes als Knickstäbe (mit dem Querwandabstand als Knicklänge) berechnet werden. Die Querkräfte z. B. aus der Torsion werden nach Art des Zugfeldes aufgenommen.

Kleine Öffnungen, wie z. B. Bullaugen oder Fenster, werden durch Rahmen versteift. Große Öffnungen, z. B. für MG.-Stände, Bombenklappen, Türen für Personen- oder Güterverladung, erfordern bei dieser und der unter „3" an-

[1]) Die Bezeichnungen sind den mit Abbildungen versehenen „Begriffsbestimmungen", herausgegeben von der „Zentrale für wissenschaftl. Berichtswesen", Berlin-Adlershof, bei der „Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt" entnommen.

gegebenen Bauweise zu ihrer Versteifung erhebliche Aufwände, und ihre geschickte Anordnung ist eine wichtige Aufgabe des Flugzeugentwurfes. Vor und hinter jeder solchen Öffnung müssen je eine oder auch zwei Querwände angeordnet werden; ferner müssen an den seitlichen Rändern der Ausschnitte starke Längsgurte vorgesehen werden, die, im Querschnitt langsam abnehmend, nach vorn und hinten 1 bis 3 m über die gestörte Konstruktion hinausreichen müssen.

Die Längspfettenbauweise wird vor allem bei Rümpfen, in Amerika häufig auch bei Flügeln angewendet. Die Längspfettenbauweise wird oft auch als „Schalenbauweise" bezeichnet, doch erscheint diese Bezeichnung in statischer Hinsicht nicht gerechtfertigt.

3. Schalenbauweise. Als „Schale" (in statischer Hinsicht) ist strenggenommen eine krumme Fläche zu bezeichnen, bei der die Krümmung die Beulfestigkeit günstig beeinflußt. Um z. B. bei einem Flugzeugrumpf mit gerundetem Querschnitt diese Wirkung zu erzielen, ist es erforderlich, außer den Längspfetten in verhältnismäßig geringem Abstand Querpfetten (Ringpfetten) anzuordnen.

Es war die ursprüngliche Absicht von Prof. Junkers (1914), Flügel und Rümpfe in dieser Weise zu bauen. Flügeldecken sind jedoch zu schwach gekrümmt, um eine solche Bauweise zu rechtfertigen. Dagegen ist der Rumpf des Junkers „Junior" mit dem außen in Längsrichtung verlaufenden Wellblech und den innenliegenden Ringpfetten eine Schale. In Amerika und in letzter Zeit auch in Deutschland sind Schalenrümpfe mit außenliegendem Glattblech bei großen Passagierflugzeugen mit Erfolg ausgeführt worden, wobei sowohl der Abstand der Längspfetten als auch der der Ringpfetten etwa 20 cm beträgt. (Vgl. den Rumpf Fig. 7.) Die Aufnahme der Schubkräfte erfolgt hier nach Art des Zugfeldes.

Leichtmetalle. Bezüglich Duralumin und Elektron s. Bd. I, Werkstoffkunde. Die hauptsächlich im Flugzeugbau dünnwandigen Duralprofile werden aus Blechstreifen durch Ziehen, Walzen oder Abkanten hergestellt. Da die Festigkeit bei Erwärmung über etwa 175° C zurückgeht, so sind Schweißnähte nur an gering beanspruchte Stellen zu legen. Abnahme der Dauerfestigkeit bis zu 200° C rd. 15 vH. Erwärmung über 505 bis 510° verursacht Schaden, die auch durch Nachbehandlung nicht behoben werden können.

Steigerung der Korrosionsbeständigkeit durch Eloxieren (Bd. I) und Plattieren.

Eloxieren verstärkt die natürliche Oxydhaut, mit der sich Aluminium an der Luft überzieht und die etwa 0,2 μ dick ist, durch festhaftende Oxydschichten, deren Dicke annähernd das 100-fache der natürlichen Filmdicke beträgt. Erzeugt wird diese Schicht auf elektrochemischem Wege, indem die oberste Metallzone in ein Oxyd umgewandelt wird.

Die Dürener Metallwerke stellen besonders für Wasserflugzeuge „Duralplat" her; die Plattierschicht besteht aus einer kupferfreien Al-Legierung. Die Plattierung verschweißt beim Warmwalzen oberflächlich mit der Kernlegierung und verbindet sich beim nachfolgenden Veredlungsglühen durch Diffusion mit dem Grundwerkstoff, dessen Festigkeit das Duralplat nahezu erreicht. Die plattierten Werkstoffe der Leichtmetallwerke, Hannover, bestehen aus einem Werkstoff der Al-Cu-Mg-Gattung, plattiert mit Reinaluminium oder einer kupferfreien Legierung (Albondur, Bondurplat).

(In England und USA. werden Alcladbleche verwendet, ebenfalls aus Al-Legierungen hergestellt, auf deren Oberfläche eine sehr dünne Al-Schicht aufgewalzt wird.)

Nietung[1].) Die Bedeutung der Nietung geht daraus hervor, daß an einer 4-motorigen Junkers-Ju 38 rd. 1 Million Niete zu schlagen sind und daß die Nietung 70 bis 80 vH der ganzen Zusammensetzungsarbeit ausmacht. Die Nietung im Leichtmetall-Flugzeugbau zeigt gegenüber den bekannten Verfahren grundsätzliche Verschiedenheit. Die Nietstärke beträgt vorwiegend 3 bis 5 mm, die Blechdicke 0,5 bis 1 mm. Die Niete werden kalt geschlagen, daher Ausfüllung des Nietloches und Beanspruchung des Nietes auf Abscheren, der Lochwandung durch Lochleibungskräfte. Werkstoff: aushärtbare Aluminiumlegierungen. Erhöhen des Formänderungsvermögens durch Glühen im Salzbad auf rd. 500° C während 10 bis 15 min, hierauf sofortiges Abschrecken in Wasser von Raumtemperatur. Die Abnahme der Bearbeitbarkeit setzt erst 2 bis 4 Stunden nach dem Abschrecken ein, so daß während dieser Zeit das Kaltschlagen keine Schwierigkeiten bereitet. Für die in dieser Zeit nicht geschlagenen Niete kann die „Veredelung" beliebig wiederholt werden, oder es kann durch Kühllagerung in Kühlschränken nach dem Abschrecken der Härteanstieg unterbrochen werden.

Neuerdings geht man auch zur Verwendung von Nietwerkstoffen über, die bei geringeren Festigkeitshöchstwerten infolge langsameren Härteanstiegs noch 12 und mehr Stunden nach der Veredelung gut schlagbar sind. Bei der neuerdings entwickelten Nietlegierung Duralumin 681 H beträgt die Mindestfestigkeit 22 kg/mm; die Legierung bleibt voll ausgehärtet immer gut schlagbar, die Warmbehandlung vor dem Nieten fällt fort. S. auch Z. VDI 1939. S. 641.

[1]) Dr.-Ing Wilh Pleines: Die Nietung im Leichtmetall-Flugzeugbau. Werkst.-Techn. u. Werksleiter 1937 Heft 17 S. 377 und Heft 18 S. 401.

Gestaltung der Nieten in Deutschland hauptsächlich als Pilzkopfniet nach Fig. 1 und 2 und als Flachsenkkopfniet nach Fig. 3.
Hohlnieten werden zur Verbindung einseitig zugänglicher Bauteile verwendet.

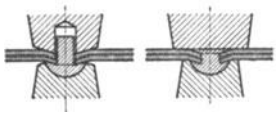


Fig. 1 u. 2. Pilzkopfniet. (*P*-Nietung.)

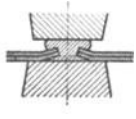


Fig. 3. Flachsenkkopfniet. (FS_m-Nietung)

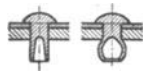


Fig. 4 u. 5. Heinkel-Sprengniet.

Zum gleichen Zweck wird beim Heinkel-Sprengnietverfahren eine Anbohrung im Nietschaft mit hochbrisantem Sprengstoff gefüllt, der durch einen auf 300° vorgewärmten Zündkolben zur Entzündung gebracht wird, Fig. 4 und 5.
Punktschweißung ist bei nicht vergütbaren Legierungen ohne weiteres möglich, stößt aber bei den durch Warmbehandlung vergüteten Legierungen auf die Schwierigkeit, daß die mit dem Schweißen verbundene Erwärmung die Festigkeit herabsetzt; neuere Versuche der Bayerischen Flugzeugwerke erscheinen jedoch erfolgversprechend. (Luftwissen 1938 S. 279.)

1. Rumpf.

Form. Längsschnitt meist verjüngt, spindelförmig. Vorteil der zylindrischen Form: viele gleiche Einzelteile. Querschnitt rund oder oval, Fig. 6, 7 und 8. Rechteckiger Querschnitt, der sich räumlich am besten ausnutzen läßt, ist strömungstechnisch ungünstig, daher selten. Häufig Unterteilung des Rumpfes zur Erleichterung des Transportes. Die Größe des Querschnittes wird bei Reiseflugzeugen bestimmt durch die Anzahl der in ihm unterzubringenden Fluggäste und die ihnen zu bietenden Bequemlichkeiten. (Bequeme Sitzbreite, Gangbreite, Stehhöhe, die nicht immer zu erreichen ist.) Bei Ha 137 (Blohm & Voss) ist der Rumpf oben und unten gerundet und hat senkrechte Seitenwände, die in einer hohen, senkrechten Schneide auslaufen, Fig. 9[1]). Der tragende Rumpfquerschnitt des Fw 200 Condor, Fig. 7, setzt sich aus der oberen Schale, den beiden seitlichen Schalen und dem Fußboden zusammen. Unter diesem ist eine zur Formgebung

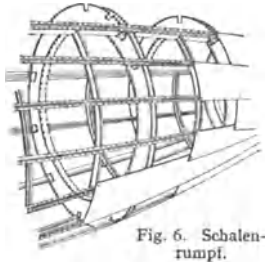


Fig. 6. Schalenrumpf.

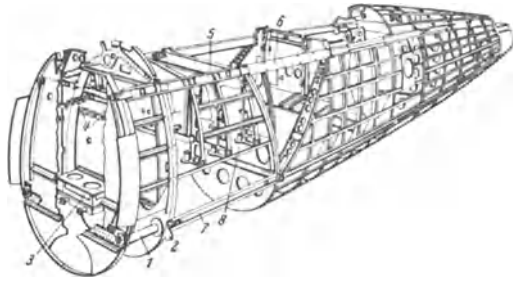


Fig. 8. Rumpfgerüst[2]) des Henschel-Mehrzwecke-Flugzeugs Hs 126 (s. Fig. 19). *1* Fahrwerkbolzen (Stahl), *2* Kugelpfannen der Aufbockbeschläge (Stahlguß), *3* Stoßdämpferbrücke (Elektronguß), *4* Stoßdämpferführungen (Elektronguß), *5* Oberholm, *6* Auflageblech, *7* Unterholm, *8* Zwischenwand für die Abdeckung des Kraftstoffbehälterraumes.

[1]) Fig. 9 erklärt den in Baubeschreibungen vielfach zu findenden Ausdruck: „in einer Schneide auslaufend".
[2]) In den Erklärungen zu den Fig. 8 23—27 und 41—43 sind die Werkstoffe nur für die nicht aus Duralumin gefertigten Teile a· gegeben.

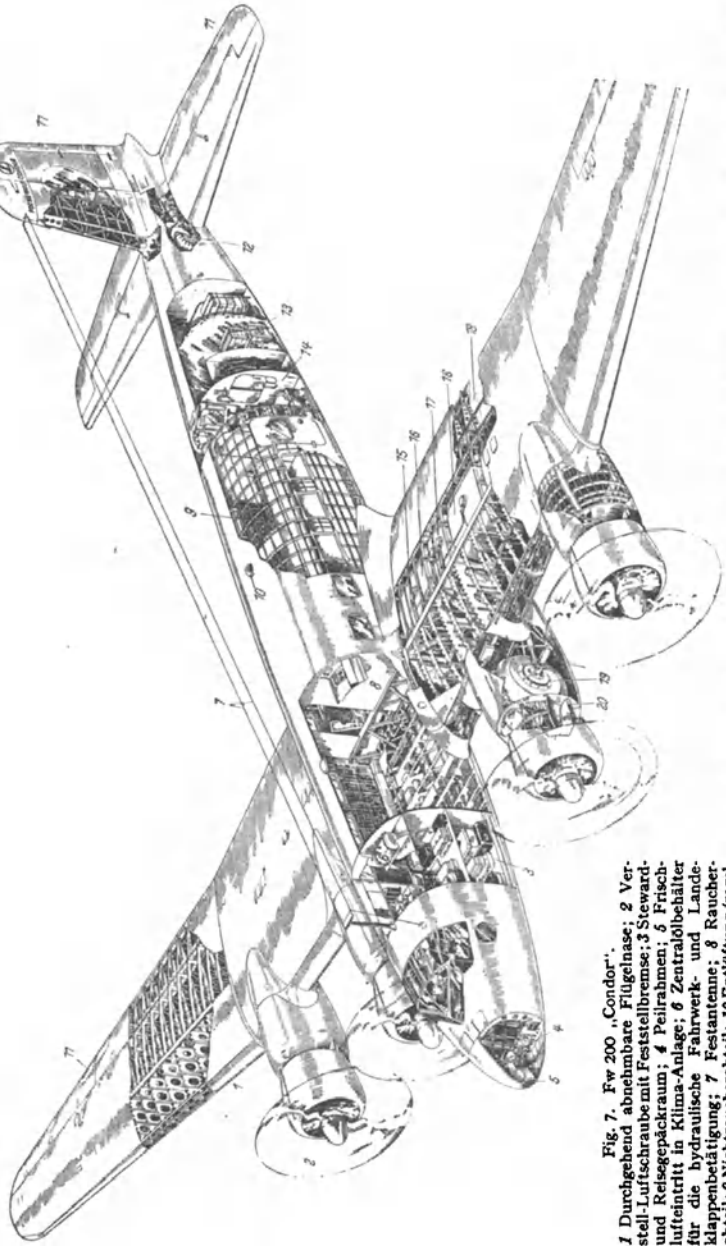


Fig. 7. Fw 200 „Condor".
1 Durchgehend abnehmbare Flügelnase; *2* Verstell-Luftschraube mit Feststellbremse; *3* Steward- und Reisegepäckraum; *4* Peilrahmen; *5* Frischlufteintritt in Klima-Anlage; *6* Zentralölbehälter für die hydraulische Fahrwerk- und Landeklappenbetätigung; *7* Festantenne; *8* Rauscherabteil; *9* Nichtrauscherabteil; *10* Entlüftung (regelbar); *11* Trimmklappen (elektrisch verstellbar); *12* Spornrad (eingezogen); *13* Frachtraum; *14* Waschraum; *15* Flügelhauptträger (im Rumpf durchgehend); *16* Behälter für Reisekraftstoff; *17* Behälter für Startkraftstoff; *18* Spreizklappe; *19* Fahrwerk (eingezogen); *20* Triebwerk.

dienende Verkleidung angeordnet; der Raum zwischen Fußboden und Verkleidung nimmt die Leitungen und Steuerzüge auf, die durch Klappen und abschraubbare Bleche leicht zugänglich sind. Fig. 8 zeigt das Gerüst des Hs 126, bei dessen

Aufbau weitestgehend gepreßte Teile verwendet werden. (Näheres s. Oeckl: Konstruktion und Fertigung im neuzeitlichen Metallflugzeugbau. Z. VDI 1938, Heft 11.) Aufteilung des Condor-Rumpfes s. Fig. 10.

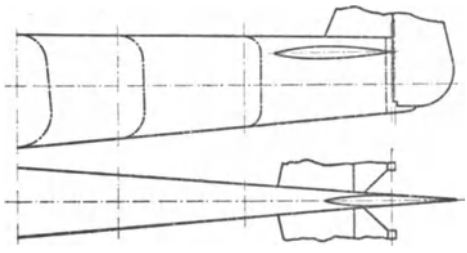


Fig. 9. Rumpf-Ende von Ha 137.

Bauweise vorwiegend Schalenbau oder Rohrgerüstbau. Für den ganzen Rumpf wird Glatthautnietung vorgesehen, die nur bei strömungstechnisch ungünstiger Formgebung infolge von Anbauten u. dgl. auf das vordere Drittel des Rumpfes beschränkt wird. Man verwendet Schalen mit beulsteifer Beplankung und solche mit eintretenden Faltungen.

Das Rohrgerüst zeigt — namentlich bei Verwendung geschweißter Stahlrohre — einen sehr einfachen Aufbau, dessen häufig zu findende Rechteckform

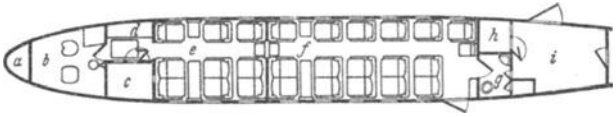


Fig. 10. Rumpfaufteilung des Fw 200 „Condor".
a Bugkappe mit Peilrahmen, *b* Führerraum, *c* vorderer Gepäckraum, *d* Anrichte, *e* Raucherkabine, *f* Nichtraucherkabine, *g* Waschraum, *h* Postraum, *i* großer Gepäckraum.

allerdings Umbau eines aerodynamisch günstigeren, ovalen Formgebungsgerüstes erfordert, das meist aus Sperrholzspanten besteht, während Stoffbespannung die Splittergefahr bei Brüchen vermeidet.

Bei großen Flugzeugen ist zweckmäßig das Rumpfende zwecks Überwachung begehbar. Mit dem Rumpf sind die Flossen fest verbunden; die Höhenflosse kann vielfach im Stand oder im Fluge verstellt werden.

2. Tragflügel[1]).

Form: elliptisch, rechteckig oder doppeltrapezförmig mit häufig abgerundeten Ecken. Bevorzugt wird die letzte Form, da sie gute Annäherung an die elliptische Auftriebsverteilung gibt, s. S. 672; gegenüber der rechteckigen Form rückt der Schwerpunkt näher zur Befestigungsfläche, die selbst größere Abmessungen erhält. Wahl des Profils je nach den zu erfüllenden Bedingungen, wobei Kataloge Anhaltspunkte geben, vgl. Bd. I, S. 276. Streckung meist 6:1 bis 9:1. Flächenbelastung G/F in Einzelfällen bis 220 kg/m².

Ausführung der Flügel in vergütetem Sperrholz oder in Leichtmetall, auch in Gemischtbauweise mit Holzbeplankung und Stahlrohr-Innenstreben. Vorwiegend **Ganzmetallbauweise.** Die Außenhaut wird zum Tragen herangezogen und ihre Festigkeit durch besondere Versteifungen oder vorteilhafter durch größere Dicke erhöht, wodurch die Versenknietung erleichtert, die Herstellungskosten verringert werden.

Die Bauweise wird gewöhnlich durch die Anzahl der Holme gekennzeichnet.

1. Einholmige Bauweise, Fig. 11. Der Holm übernimmt die Biegung, ein Fachwerk oder eine „verdrehsteife Flügelnase" (Nasenholm) die Torsion. S. auch Fig. 40a, S. 702.

[1]) Fig. 11, 12, 20, 40 und 44 sind Veröffentlichungen von Dr.-Ing. W. Pleines in der Z. VDI entnommen.

2. Zweiholmige Bauweise, Fig. 12. Die beiden Holme begrenzen einen verdrehsteifen Kasten, der durch Diagonal-Knickstreben besonders versteift ist. Bei der Ausführung nach Fig. 12 ist die Flügelnase abnehmbar.

3. Kastenholmbauweise ist vorhanden, wenn der Kasten nach Fig. 12 in die Mitte des Flügels gelegt wird.

4. Mehrholmige Bauweise. Die Holme werden in eine große Anzahl von Pfetten aufgelöst. Die Verteilung des Holmwerkstoffes auf äußersten Flügelumriß ergibt größtes Widerstandsmoment.

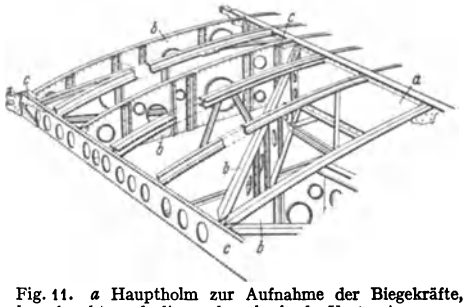


Fig. 11. *a* Hauptholm zur Aufnahme der Biegekräfte, *b* senkrecht und diagonal verlaufende Kastenrippen zur Aufnahme der Verdrehkräfte, *c* gemeinsame Knotenpunkte zu dritt am Hauptholm und zu zweit am hinteren Hilfsholm.

5. Rohrholmbauweise, Fig. 13 (Blohm & Voss, Bauart Vogt), kann als Abart der Einholmbauweise angesehen werden. Die Flügelhaut deckt nur ab. Das

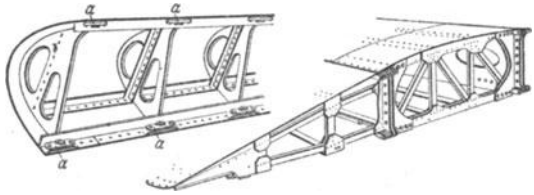


Fig. 12. Ganzmetallbauweise. Flügel zweiholmig.
Flügelnase wird mit Annietmuttern — im Bauteil versenkt angenietete Muttern (*a*), in die Versenkschrauben eingeschraubt werden — besonders angesetzt; Holme, Kasten und Hilfsrippen sowie tragende Außenhaut (versenkgenietet) bilden verdrehsteifen Kasten, der durch Diagonal-Knickstreben besonders versteift ist.

Rohr nimmt sowohl die Biege- wie auch die Verdrehkräfte auf und wird bei Verwendung von Stahl — im Flügelmittelstück — aus gebogenen Blechen verschiedener Wanddicke geschweißt, bei Verwendung von Dural — in den Außenflügeln — genietet. Nach den Flügelenden hin verläuft das Rohr kegelig. Angeschraubte Beschläge ermöglichen Einleitung bedeutender Kräfte in den Holm, z. B. Anschluß des Schwimmers bei Seeflugzeugen. Ausnutzung des Holmrohres als Brennstoffbehälter.

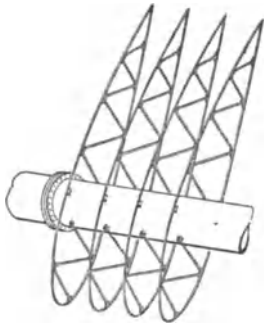


Fig. 13. Rohrholm Bauart Vogt.

Die aus U-Profilen genieteten ungeteilten Fachwerkrippen des Außenflügels sind mittels einfacher Winkelhebel mit dem Holm vernietet.

Ausführung der Holme als Gitterholm oder als Vollwandholm mit Erleichterungslöchern. Vielfach Anwendung des Wagnerträgers, dessen kräftige Gurte die von der Biegungsbeanspruchung herrührenden Längskräfte aufnehmen, während das dünne, hohe Stegblech, durch Profile versteift, die Schubbeanspruchung aufnimmt. Schon bei geringer Belastung beult sich das Stegblech in Richtung der Hauptzugspannung durch (vgl. S. 704).

Bezüglich Zugänglichkeit z. B. der Flügelnase ist der Gitterholm dem Vollwandholm überlegen, doch kann Zugänglichkeit zum Flügel von außen geschaffen werden, Fig. 17.

Fig. 14. Gepreßte Rippe (Henschel).

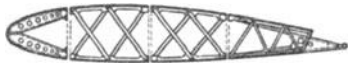


Fig. 15. Fachwerkrippe.

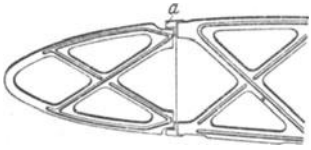


Fig. 16. Dreiteilige, gepreßte Rippe der Flugzeugwerke Henschel. *a* Holm.

Die Ausführung der Rippen ist aus den Fig. 14 bis 16 ersichtlich; Fig. 14 zeigt eine gepreßte Rippe der Henschel Flugzeugwerke AG, deren Herstellung im Elektrongesenk erhebliche Arbeitsersparnis gegenüber der von Hand zusammengebauten Rippe nach Fig. 15 bringt.

Die Rippen sind mit den Holmen vernietet. Diese sind als Blechwandträger mit Gurten aus Preßprofilen ausgebildet, an die Beplankung und das aus Fertigungsgründen mit Durchbrüchen versehene Stegblech mittels dünner Schenkel angeschlossen.

In den Flügeln sind u. a. unterzubringen: die Ölbehälter und Leitungen für Kraft- und Schmieröl, das Steuerungsgestänge, die Kühler. Für das einziehbare Fahrgestell sind Aussparungen vorzusehen, vgl. z. B. Fig. 20.

Über Anordnung der Motoren und Propeller s. S. 717.

Die Kühler werden häufig unter den Motoren gelenkig aufgehängt, so daß sie in größerer Höhe eingezogen werden können, da die volle Leistung nur zum

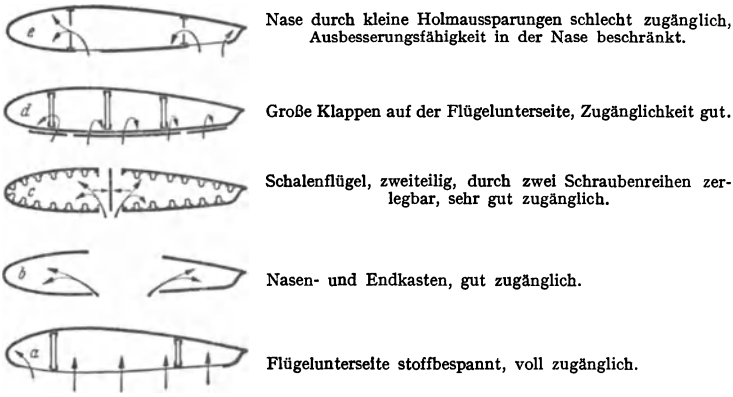


Fig. 17. Zugänglichkeit des Flügels (nach Oeckl).

Steigflug und in längerem Vollgasflug gebraucht wird. Abschluß der Motorenbauten gegen das Flügelinnere durch Brandschott.

Da das Innere des Flügels nur bei großen Ausführungen begehbar ist, so sind zwecks Überwachung genannter Einrichtungen besondere Öffnungen vorzusehen, deren verschiedene Art die Skizzen der Fig. 17 zeigen.

Grundsätzlich ist zu beachten, daß nicht steife Flügel verformt werden, wodurch sich eine andere Luftkraftverteilung ergibt, was besonders für sehr große und sehr schnell fliegende Flugzeuge von Bedeutung wird.

Gefährlich ist die Bildung eines Eisansatzes, der das Gewicht vergrößert und die Profilform verändert. Der Goodrich-Enteiser, Fig. 18, verhindert den Eisansatz an der Profilnase durch dort angebrachte Gummischläuche, die wechselweise aufgepumpt und entleert werden. Beheizung der gefährdeten Stellen durch die Wärme der Abgase ist ebenfalls vorgeschlagen worden. S. auch S. 714.

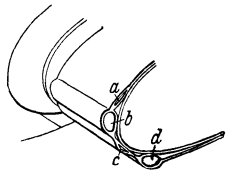


Fig. 18. Goodrich-Enteiser. Die Gummischläuche *bd* und *ac* werden in rhythmischer Reihenfolge aufgeblasen und entleert.

3. Verbindung von Flügel und Rumpf.

Die Summe von Einzel-Auftrieb und Einzel-Widerstand des Tragwerkes und des Rumpfes ergibt nicht die bezüglichen Gesamtwerte der miteinander verbundenen Bauteile, vielmehr treten durch gegenseitige Beeinflussung (Interferenz, s. S. 666) Störungen des Strömungsverlaufes auf. Wird von dem Luftwiderstand der Flügelverstrebung abgesehen, so verhalten sich aerodynamisch Hochdecker am günstigsten, ihnen folgen Mitteldecker mit Flügelansatz ungefähr in Mitte Rumpfachse, doch sind bei dieser Bauart Sicht und statischer Aufbau ungünstig. Bevorzugt werden Tiefdecker.

Bei Versagen des Fahrwerks bieten Tiefdecker den Vorteil, daß infolge des starken Bodeneinflusses die Landung ohne größere Beschädigungen verläuft, da sich unter dem Flügel ein vor hartem Anprall schützendes Luftkissen bildet.

Von besonderer Bedeutung ist die „Diffusorwirkung", s. S. 673.

Die schädliche Wirkung divergenter Strömung zwischen hinterer Flügeloberseite und verjüngtem Rumpf geht aus Messungen der Göttinger Versuchsanstalt hervor, wobei Flügelansätze an den Rumpf unter 120 und 90° keine schädlichen Wirkungen zeigten. Bei Ansatzwinkeln von 60 und 45° strömt die Luft durch den engen Raum zwischen Rumpf und Flügel in den durch die Verjüngung des Rumpfes bedingten erweiterten Raum, eine Wirkung, die am stärksten bei Tiefdeckern auftritt.

Divergente Strömung läßt sich vermeiden bzw. verringern durch: Wahl der Ansatzwinkel, dünnere Profile, parallele Rumpfwände und besonders durch Ausrundung der Ecken mittels besonderer Flügelwurzelverkleidung, wobei zwecks Vermeidung eines sich erweiternden Strömungsraumes der Abrundungsradius stromabwärts wachsen muß.

Bauliche Ausführung der Verbindung beim Flugzeug Focke-Wulf Fw 200 „Condor", Fig. 7, in der Weise, daß der Hauptholm des Flügels durch den Rumpf geht, wodurch dessen Bauhöhe und schädliche Widerstandsfläche erheblich vermindert wird. Der Holm wird durch eine Stufe zwischen Raucher- und Nichtraucher-Abteil verdeckt, Fig. 10. Der Nasenholm ist dem Rumpf gelenkig angeschlossen. Die Beplankung der Flügel ist durch einen Schraubenkranz mit der Rumpfseitenschale verbunden; die Übergangsstelle ist durch Elektron verkleidet.

Beim Heinkel-Flugzeug He 111 ist das Flügelmittelstück in Holmkästen des Rumpfes gelagert. Der Flügel geht vom Rumpf aus zunächst abwärts, verläuft dann waagerecht und steigt schließlich nach außen hin wieder aufwärts. Durch diese Formgebung werden zur Vermeidung von Beeinflussungswiderständen große Winkel zwischen Rumpf und Flügel erreicht, während das Aufsteigen nach außen hin die Querstabilität erhöht.

Bei den Junkers-Flugzeugen sind die Außentragflächen mit leicht lösbaren Kugelverschraubungen am Flügelmittelstück, das mit dem Rumpf eine Einheit bildet, befestigt.

Blohm & Voss führen den Rohrholm, Fig. 13, durch den Rumpf hindurch; der Mittelflügel ist durch Flügelkästen, am Holm angeschraubt und aus Rippen und Blechhaut aufgebaut, unterteilt. Durch Abnehmen dieser Kästen kann der Mittelflügelholm freigelegt werden, so daß die am Holm verlegten Steuerungen und Leitungen zu den Triebwerken zugänglich werden.

Zwecks Erzielung günstigster Sichtverhältnisse für Beobachtungen nach unten ist das Mehrzwecke-Kampfflugzeug der Henschel Flugzeugwerke AG als abgestrebter Hochdecker mit großem Flügelausschnitt entworfen, Fig. 19. Der

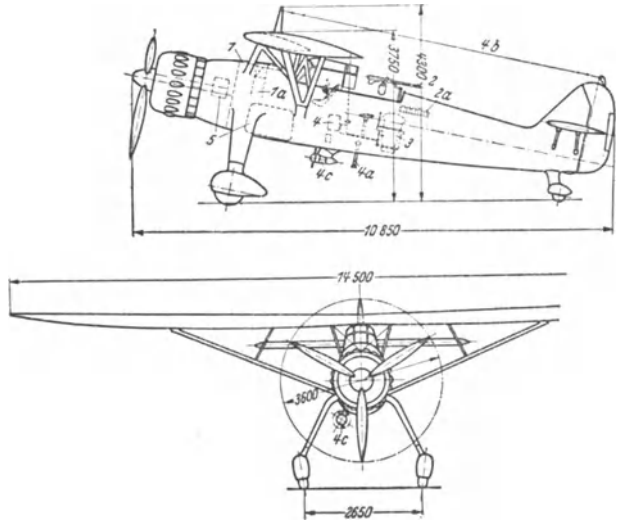


Fig. 19. Einmotoriges Mehrzwecke-Flugzeug (Hs 126) der Henschel-Flugzeug-Werke AG. zur Naherkundung, Artilleriebeobachtung und zum Bombenwurf. Außerdem ist die Anbringung eines Nebelgerätes vorgesehen.
Ganzmetallweise, nur die Ruder und ein Teil der Flügelunterseite sind mit Stoff bespannt. *1* Starres MG., *1a* Patronenkasten, *2* Bewegliches MG., *2a* Munitionstrommeln für MG., *3* Lichtbildgerät, *4* FT-Gerät, *4a* Schleppantenne, *4b* Festantenne, *4c* Generator für FT, *5* Kraft- und Schmierstoff-Behälter, *6* (vor *3* liegend) Magazin für 10 Bomben zu je 10 kg.

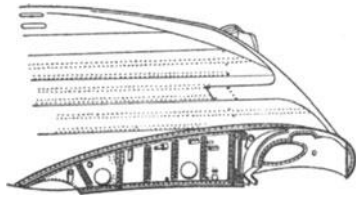


Fig. 20. Flügel-Rumpf-Anschlußteil mit Aussparung in der Flügelnase zur Aufnahme des Fahrwerks (nach innen einklappbar).

Tragflügel ist über dem Rumpf mittels eines „Baldachin"gerüstes angeordnet und durch V-Stiele zum Rumpf abgestützt. Das Baldachingerüst besteht aus profilierten Stahlstreben, die mit Stahlbeschlägen an die Oberholme des Rumpfes angeschlossen sind, s. Fig. 8. Die vordere Strebe der V-Stiele ist als Blechkonstruktion ausgebildet, die hintere aus Dural-Tropfenrohr hergestellt. In der Mitte sind beide Streben nochmals zum Flügel abgefangen.

Fig. 20 zeigt einen in sich abgeschlossenen Flügel, der durch zwei Bolzen mit dem Rumpf verbunden und leicht abnehmbar ist.

4. Steuerung und Leitwerk.

Der Flugzeugführer steuert das Seitenruder mittels Fußhebels, Fig. 21. Höhen- und Querruder werden durch allseitig beweglichen Knüppel, Fig. 22, oder — bei großen Flugzeugen — durch Handrad gesteuert. Die seitliche Bewegung des Knüppels wirkt auf die entgegengesetzt ausschlagenden Querruder, Vor- und Rückwärtsbewegung (Drücken und Ziehen) auf das Höhenruder.

Durch „Ziehen" neigt die Flugzeugspitze sich aufwärts, Auftrieb und Widerstand des Flugzeugs werden vergrößert. Übertragung der Knüppelbewegung mittels Seilrollen oder Stoßstangen.

Große Flugzeuge werden mit „Doppelsteuerung" — zwei Steuersäulen mit Handrädern, die durch zwei Führer bedient werden — ausgerüstet.

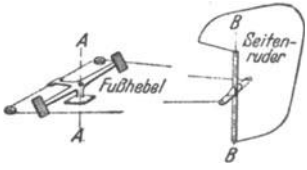


Fig. 21. Steuerung des Seitenruders.

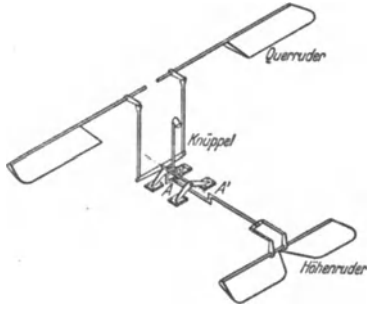


Fig. 22. Steuerung durch Knüppel und Stoßstangen.

Von dem Einbau motorischer Steuerung sieht man auch bei großen Flugzeugen ab, da hierbei der Flugzeugführer infolge Ausfalls der Reaktion der Steuerung kein „Steuergefühl" mehr haben würde.

Da bei hohen Fluggeschwindigkeiten verhältnismäßig kleine Ausschläge des Höhenruders die Zelle stark beanspruchen, so kann im Falle der Gefahr der Flugzeugführer durch plötzliche Ruderbetätigung das Flugzeug gefährden. Die DVL hat in Gemeinschaft mit Siemens eine Sicherheitssteuerung geschaffen, die bei hohen Staudrücken den Ruderausschlag in Abhängigkeit von der Flugzeuggeschwindigkeit begrenzt; bei niedrigem Staudruck ist volle Steuerfreiheit vorhanden.

Ausführung des Seitenleitwerks meist mit einem Flügel auf Rumpfmitte, aber auch als symmetrisches Doppelflügel-Leitwerk mit zwei an der Außenseite der Höhenflosse feststehenden Seitenflossen (so bei Ju 90, Do 19, Ha 142 u. a.).

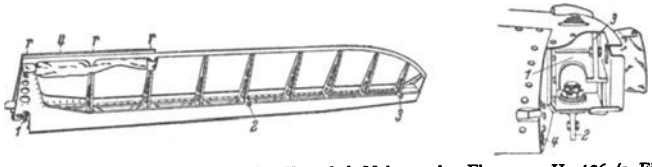


Fig. 23[1]). Querruder (unbespannt) des Henschel-Mehrzwecke-Flugzeugs Hs 126 (s. Fig. 19). *1, 2, 3* Lagerstellen des Querruders, *4* Trimmkante (halbhartes Aluminiumblech), *r* Rippen. In der Nebenfigur bedeuten: *1* Beschlag des inneren Ruderlagers (Elektronguß), *2* Lageranschlußbolzen (Stahl), *3* am Beschlag *1* angegossener Arm für den Anschluß des Betätigungsgestänges. *4* Eintrittsöffnung des Rohres für den genauen Gewichtsausgleich. Dieses Rohr wird mit Stahlkugeln gefüllt. (Das eigentliche Ausgleichgewicht besteht aus einer Stahlstange, die mit angeschweißten Lappen an den Querruderrippen befestigt ist.)

Bei Kampfflugzeugen wird durch diese Anordnung die Schußfreiheit verbessert. Das Seitenleitwerk ist so anzubringen, daß es nicht in den Windschatten des Höhenleitwerks gelangt, da hierbei vor allem der gefährliche Zustand des „Trudelns" (s. S. 666) nicht mehr beeinflußt werden kann. Anordnung des Höhenleitwerks nicht zu hoch über dem Tragflügel, um Abschirmwirkung durch diesen zu vermeiden, zweckmäßig erscheint Lage auf der Flügelsehne.

Lage des Schwerpunktes nach Fig. 28, S. 690, derart, daß die Momente klein sind, verringert die Kräfte auf die festen Flossen und — wegen des geringen Unterschiedes der Momente — die Kräfte auf die Ruder; mit der Stabilität des Flugzeuges nehmen die Ruderverstellkräfte und der Leitwerkwiderstand zu.

Das Leitwerk wird in Holz oder Ganzmetall ausgeführt, oder aus Leichtmetallprofilen oder verschweißten Stahlrohren hergestellt, die von einer Stoffhaut umhüllt werden.

[1]) S. Fußnote 2, S. 706.

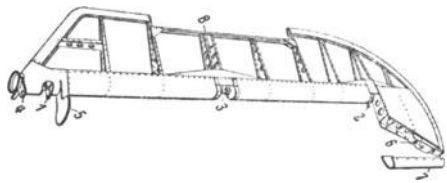


Fig. 24[1]). Höhenruder (unbespannt) von Hs 126 (s. Fig. 19). *1* Innerer Lagerbolzen, *2* äußerer Lagerbolzen, *3* Beschlag zur Lagerung eines Schwinghebels des Höhentrimmruderantriebs (Elektronguß), *4* Anschlußarm des inneren Ruderlagerbeschlages für das Antriebgestänge (Elektronguß), *5* und *6* Ausgleichgewicht (Grauguß), *7* abschraubbare Nasenkappe (Elektronblech), *8* U-Profil zur Aufnahme der Trimmruderlagerung.

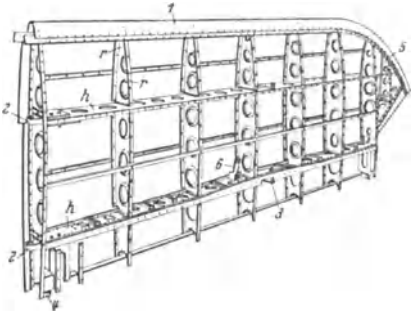


Fig. 25[1]). Gerüst der Höhenflosse von Hs 126 (s. Fig. 19). Die Höhenflosse ist aus 8 Rippen *r* und zwei Holmen *h* zusammengesetzt.
1 Randleiste, *2* Beschläge für die Lagerung an der Seitenflosse (Magnesium-Legierung), *3* Beschläge für den Anschluß der Abfangstreben, *4* inneres Ruderlager (Elektronguß), *5* Rippe, *6* Umlenkhebel für das Höhentrimmrudergestänge (Elektronguß).

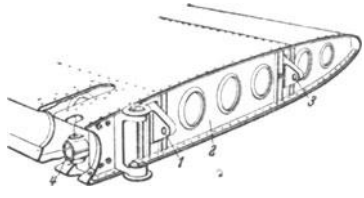


Fig. 26[1]). Anschlußbeschläge und Ruderlager der Höhenflosse von Hs 126 (s. Fig. 19).
1 Beschläge für die Lagerung an der Seitenflosse (Magnesiumlegierung), *2* erste Rippe der Höhenflosse, *3* Buchse (Stahl), *4* Kopf des inneren Ruderlagers (Elektronguß).

Umriß des Leitwerks: meist trapezförmig mit Abrundung oder elliptisch.

Zwecks Vermeidung von Schwingungen Massenausgleich der Ruder durch Gegengewichte, vgl. Fig. 23; bezüglich aerodynamischen Ausgleich s. S. 693.

Blohm & Voss steuern Höhen- und Seitenruder in üblicher Weise durch Stoßstangen. Für die Querruder dient eine Drehsteuerung, welche die Handradbewegung auf rasch drehende Drehwellenzüge überträgt, wobei am Ruder selbst rückübersetzt wird. Vorteil: geringes Baugewicht und größere Steifigkeit der Rudersteuerung.

Zur Entlastung des Flugzeugführers bei Blindflug oder bei langen Streckenflügen in bölgem Wetter hat die Siemens Apparate und Maschinen G. m. b. H. ein Selbststeuerungsgerät „Autopilot" geschaffen. Zum Kurshalten dient ein Kompaß als Richtgeber, zur Geschwindigkeitsregelung ein Staudruckmesser und zur Quersteuerung ein Querneigungsmesser.

Die hydraulisch verstärkten Impulse dieser Richtgeber wirken auf die Ruder.

Für die Eisbildung am Querruder ist die Formgebung des Spaltes zwischen diesem und dem Flügel von Einfluß, der von gleichbleibender Breite sein soll. Ein den Spalt verdeckender Verkleidungsstreifen an der Flügelunterseite setzte die Vereisungsgefahr wesentlich herab.

Bezüglich Steuerung der Schlitzflügel und Landeklappen s. S. 719.

5. Fahrgestell und Sporn.

Das Fahrgestell — meist mit zwei Rädern — gibt dem ruhenden Flugzeug einen vor dem Schwerpunkt liegenden Stützpunkt, während der zweite Stützpunkt durch den Sporn gegeben ist. Verteilung des Gewichtes zu etwa $^9/_{10}$ auf das Fahrgestell, $^1/_{10}$ auf Sporn.

Durch Verschalung des Gestells mittels Stromlinienkörper kann der Luftwiderstand verringert, durch Einziehen des („Verschwinde-") Fahrwerks in Rumpf oder Flügel gänzlich vermieden werden, so daß diese Maßnahme fast allgemein üblich. In ein- und ausgezogenem Zustand ist das Fahrgestell — etwa durch Verriegelung — in seiner Lage zu sichern. Die Einziehöffnung

[1]) S. Fußnote 2, S. 706.

wird nach dem Einziehen durch Abdeckbleche selbsttätig geschlossen. Selbsttätige Licht- oder Laut-Warnzeichen machen zweckmäßig beim Drosseln vor dem Landen darauf aufmerksam, daß das Fahrgestell noch eingezogen ist. Bewegung des Fahrgestells von Hand z. B. durch einen vom Flugzeugführer zu drehenden Schneckentrieb oder meist auf mechanischem Wege, wobei eine von Hand zu betätigende Noteinrichtung vorzusehen ist.

Mechanische Betätigung durch Elektromotoren, deren Strom in den Endstellungen selbsttätig ausgeschaltet wird, hydraulisch mittels Drucköl oder mittels Druckluft aus dem für das Anlassen der Motoren vorgesehenen Behälter. Mitunter läßt man die Räder etwas vorstehen, damit in besonderen Fällen mit eingezogenem Fahrwerk gelandet werden kann.

Stöße bei der Landung werden durch „Federbeine" aufgenommen, wobei als elastische Mittel Druckluft, Gummi oder Stahl in Gestalt von Schraubenfedern, Ringfedern, oder Torsionsfedern in Frage kommen. Vernichtung der Stoßenergie durch Drosselung von Luft, Öl oder durch mechanische Reibung. Schnellflugzeuge mit ihren hohen Flächenbelastungen ergeben Landegeschwindigkeiten von mehr als 100 km/h, so daß Auslaufverkürzung durch Abbremsen der Fahrwerkräder mittels Backenbremsen nötig wird. Anzug der Bremsen durch mechanische Übersetzung (bei kleinen Flugzeugen), durch Druckluft, meist jedoch durch Drucköl.

Ausrüstung der aus Elektronmetall hergestellten Flugzeuglaufräder mit luftgefüllten Gummireifen, Lagerung auf Federrollen.

Räder mit Gummireifen von 400 bis 1300 mm Dmr. Federweg etwa 40 cm.

Gerüst des Fahrgestells: hochwertige Stahlrohrkonstruktion. Die Räder können durch Fußhebel gebremst werden.

Das Spornrad, ebenfalls einziehbar, ist ausgezogen in waagerechter Ebene drehbar und schont die Landefläche. Demgegenüber halten feste Sporne (Kufen) die Rollstrecke kürzer.

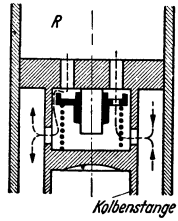


Fig. 27. Faudi-Luftfederbein (Schema).

Ausführungsbeispiele. Faudi-Luftfederbein, in Fig. 27 schematisch dargestellt[1]). Beim Eindringen des Kolbens in den Verdichtungsraum *R* wird die in diesem befindliche Druckluft weiter verdichtet. Durch Bohrungen im Kolben und durch das beim Kolbenhingang geöffnete Dämpfungsventil strömt die Luft je nach Wucht des Landungsstoßes mehr oder weniger gedrosselt in den kreisringförmigen Dämpfungsraum. Beim Kolbenrückgang schließt Dämpfungs-

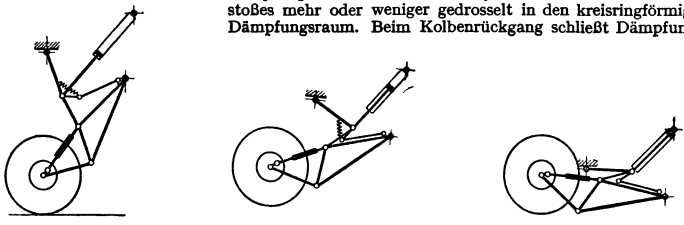


Fig. 28 bis 30. Fahrgestell „Condor".

ventil, und die Luft kann nur durch die kleine Öffnung in der Ventilplatte in den Verdichtungsraum *R* zurückströmen. Die Dämpfung kann durch Verändern der Rückströmöffnung eingestellt werden.

Fig. 28 bis 30 zeigen drei Stellungen des zum Großflugzeug Condor (Focke-Wulf) gehörigen Fahrgestells. Fig. 31; Fig. 32: Spornrad desselben Flugzeugs.

Luftölfederbein der Elektron-Co., Cannstatt, Fig. 33. Beim Aufwärtsgang des Kolbens *K* wird die im Zylinder *Z* befindliche Druckluft weiter verdichtet. Erreicht der Kolben den Ein-

[1]) Ausgeführt von den Deutschen Vereinigten Metallwerken (DVM) in Frankfurt-Heddernheim.

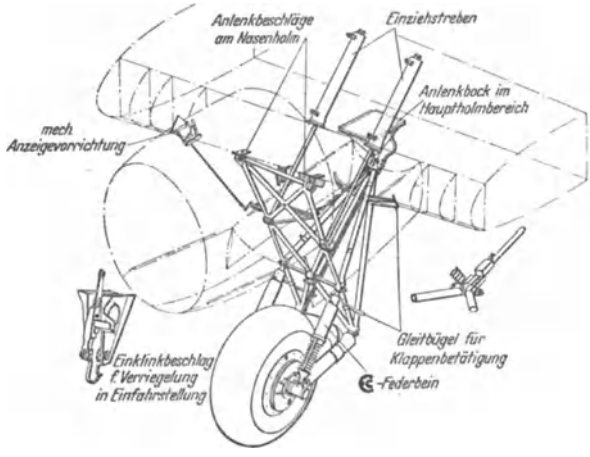


Fig. 31. Fahrgestell des „Condor", mit -Federbein und -Einziehstreben.

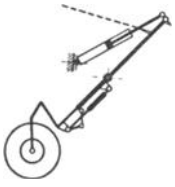


Fig. 32. Spornrad „Condor".

satz E, so kann das Öl nur durch den engen Spalt zwischen Kolben und Einsatz entweichen, wodurch die Öldämpfung wirksam wird. Beim Kolbenabwärtsgang schließt das am Kolbenrand befindliche Rückschlagventil r, so daß das im Ringraum unter dem Ventil befindliche Öl nur durch die enge Öffnung im Teller des Ventils abfließen kann. Fig. 34 zeigt das Arbeitsdiagramm; die Kolbenreibung ist — da sehr klein — vernachlässigt.

Fig. 35 zeigt eine Bremse[1]) für Fahrwerkräder (und Propeller). In dem durch einen Deckel mit Kühlrippen abgeschlossenen Bremsgehäuse befindet sich zwischen zwei gleichartig angeordneten Torsionsscheiben mit Bremsbelägen ein Bremskörper aus Buna, in den Druckluft oder Drucköl eingeführt wird, wobei sich die Bremsbeläge gegen die Stahlscheiben des Radkörpers legen. Die bei der gebremsten Landung infolge Umsetzung der kinetischen Energie entstehende Wärme wird auf der einen Seite durch die erwähnten Kühlrippen, auf der anderen Seite auf eine größere Gesamtmasse verteilt. Der Bremsbelag wirkt gegenüber den Spitzentemperaturen bis 300° C isolierend.

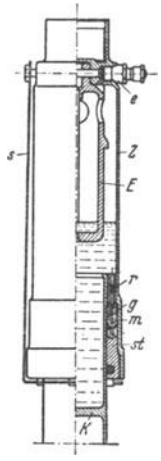


Fig. 33. -Luftölfederbein.

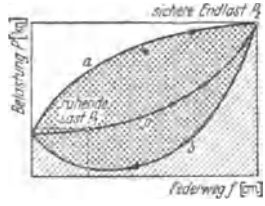


Fig. 34. Arbeitsdiagramm eines Flugzeugbeines.

p Luftkurve unter Vernachlässigung der Reibung, a Ölkurve bei der Sinkgeschwindigkeit, b Öldämpfung beim Rückgang. Fläche unter a Arbeitsaufnahme, Fläche zwischen a und b vernichtete Energie.

[1]) Bauart Argus Motoren Gesellschaft, Berlin-Reinickendorf.

Jede Bremse ist mit einem am Seitensteuer angeordneten Bremszylinder[1]) verbunden. Durch Fußdruck, Fig. 36, schließt die Spindel *s*, Fig. 37, die Öffnung *o* im Kolbenboden ab. Bei weiterem Niederdrücken bewegt sich der als Hohlkörper ausgebildete und als Ausgleichbehälter dienende Kolben *K* nach unten, wobei sich die Dichtungsstulpe abwälzt. Nachfüllung durch Stutzen *st*. Kugelventile k_1 und k_2 verhindern bei Flugzeug-Rückenlage Verlust von Bremsflüssigkeit. Bremsdruck etwa 5 kg/cm².

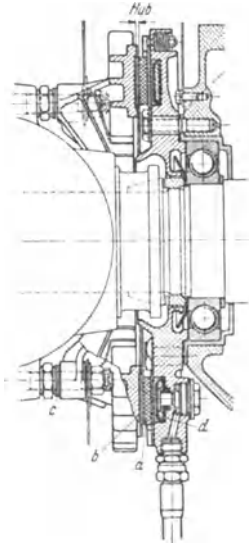


Fig. 35. Argus-Bremse für Fahrwerkräder und Propeller. *a* Bremsbelag, *b* Bremsscheibe, *c* Ausgleichscheiben, *d* elastischer Bremskörper.

Fig. 36. Argus-Bremspedal.

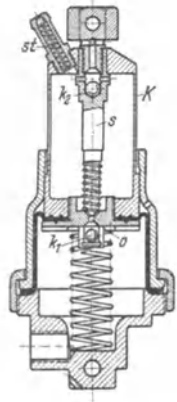


Fig. 37. Argus-Bremszylinder.

6. Die Luftschraube.

Ausführung zwei- bis vierflügelig in Holz (s. unten) oder Metall. Nur in Sonderfällen mit eigener Lagerung (Ferntrieb). Verkleidung von Nabe und Flügelwurzeln durch abnehmbare Blechhauben. Die Zunahme der Fluggeschwindigkeiten zwingt zu stärkeren Steigungen (s. Bd. I, S. 286) oder zu größeren Umfangsgeschwindigkeiten. Annäherung an die Schallgeschwindigkeit *a* verursacht zusätzliche Widerstände, so daß die Relativgeschwindigkeit der Flügelspitzen unterhalb (0,8 bis 0,9) *a* bleiben muß. Die Umfangsgeschwindigkeit als Komponente der Relativgeschwindigkeit muß sonach mit wachsender Fluggeschwindigkeit kleiner werden; es müssen also große Steigungswinkel ausgeführt werden.

Für diese und große Motorleistungen werden hintereinander angeordnete gegenläufige Schrauben trotz der Schwierigkeit der Wellenlagerung empfohlen. Das Motordrehmoment wird dadurch aufgehoben, der Wirkungsgrad verbessert.

Nach umfangreichen Versuchen der NACA (National Advisory Committee of Aeronautics) ergeben sich günstigste Verhältnisse, wenn der Motor in Höhe der Flügelsehne direkt vor dem Flügel angeordnet wird. Die vom Motor-Dmr. abhängige Entfernung der Luftschraube von der Profilnase soll mindestens $^1/_4$ Flügeltiefe betragen, doch wird auch vielfach die Luftschraube um ihren halben Durchmesser vor Flügelkante gelegt.

[1]) S. Fußnote S. 716.

Schwingungen der Schraubenblätter infolge Resonanz zwischen deren Eigenschwingungszahl und den von dem wechselnden Drehmoment der Motoren ausgehenden Impulsen treten bei Metallpropellern eher auf als bei Holzpropellern.

Erwähnenswert sind die Bestrebungen, die durch die Drehung im Schraubenstrahl verlorengehende Energie durch Leitvorrichtungen zurückzugewinnen.

Außer den sog. festen Schrauben unterscheidet man Einstellschrauben, deren Blätter am Stand von Hand auf günstigste Steigung eingestellt werden können, und Verstellschrauben, deren Blätter im Flug verstellt werden. Vorteile der Blattverdrehung Bd. I, S. 288.

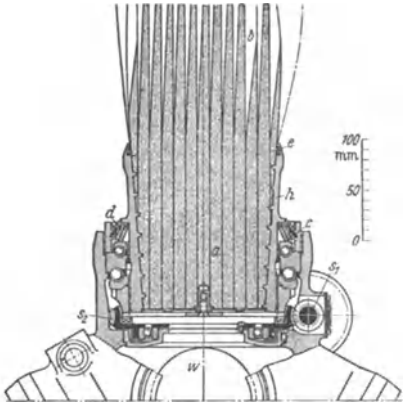


Fig. 38. Verstellpropeller G. Schwarz. *a* Preßholz, *b* Leichtholz, *c* Dichtung, *d* Ringfeder, *e* eingebördelte Gummischnur, s_1 Schnecke, s_2 Schneckenrad, *w* Propellerwelle.

Ergänzend sei bemerkt, daß bei Ausfall eines Motors die Luftschrauben der weiterlaufenden Motoren mit abnehmender Drehzahl und verringertem Wirkungsgrad arbeiten, so daß der Leistungsverlust größer als die Leistung des ausgefallenen Motors wird. Auch hier wirkt der Verstellpropeller verbessernd ein. Die in Fig. 35 dargestellte Argusbremse wird in solchen Fällen als Propellerbremse ausgeführt.

Blattverstellung entweder vom Flugzeugführer wählbar (beliebig oder alternativ), oder von Regler betätigt („constant speed", gleichbleibende Drehzahl) oder vollautomatisch (zwei Stellungen).

Betätigung von Hand (Gestänge), durch Drucköl, elektrisch oder durch Fliehkräfte. Verstellkräfte, hauptsächlich zur Überwindung der Massenmomente um die Blattachse (Zentrifugalmomente) nötig, wachsen sehr stark mit Schraubengröße an. Darum besondere Massenverteilung im Blatt vorteilhaft.

Ausführungsbeispiele: Metallblätter der Vereinigten Deutschen Metallwerke (VDM), Frankfurt, für Ein- und Verstellschrauben. Duraluminium, geschmiedet, gefräst, poliert, mit Sichtschutz-Anstrich.

Holz-Verbundblatt der Propellerwerke Gustav Schwarz K.-G., Berlin-Waidmannslust, für Ein- und Verstellschrauben, Fig. 38. Leichtholzmantel-Bauart: Blattkern aus Leichthölzern (spez. Gew. 0,2 bis 0,45) in Lamellenverleimung und besonderer Verteilung um die Blattachse, Textil-Zwischenhülle, mit 1 mm starkem vollkommen dichten Zellhorn-Mantel umpreßt; Kantenschutz Metallstreifen mit Drahtgewebe; Blattschaft aus Kunstharz-Preßholz (Zugfestigkeit 2500 kg/cm²; spez. Gew. 1.4) in Stahlhülse mit Gewindefuß. Einbau in Verstellnaben (VDM, Argus) mittels genormter Schwarz-Lagerung, Wechselschulter-Vorspannungs-Kugellager ohne Lagerluft und Druckwechsel. Vorspannung durch Ringfeder.

Einstellnaben (VDM, Schwarz) nehmen die Blätter am Schaftgewinde auf. Blatt wird durch Klemmung an Selbstverdrehung gehindert. Einstellung an Skala auf Nabe ablesbar.

VDM-Verstellnabe. Ein Elektromotor mit zwei Drehrichtungen wirkt mittels biegsamer Welle über ein Untersetzungsgetriebe auf ein Planetengetriebe, dessen Schlußrad bei normalem Lauf relativ zur Welle stillsteht. Die bei Einschaltung des Motors durch den Flugzeugführer entstehende Relativbewegung des Schlußrades wird auf ein Schneckenrad — s. z. B. Fig. 38 — übertragen. Die jeweilige Blattstellung wird dem Flugzeugführer auf mechanischem oder elektrischem Wege gemeldet.

Zweistellungsautomat Gustav Schwarz, Fig. 39. Ohne Verbindung mit Flugzeugführer oder Regler. Schaltet im Flug, von Drehzahl abhängig, mittels Fliehgewicht-Mechanik selbsttätig bei Start auf kleinen Steigungswinkel, im Schnellflug bei zunehmender Drehzahl auf große

Steigung, bei Landung (Drosselung) zurück auf kleine. Schaltpunkte einstellbar. Besondere Wahl von Federkennlinie und Kniehebelmechanik nebst Anschlag vermeidet Pendelung zwischen beiden Grenzstellungen, s. Fig. 39.

Bei dem Argus-Verstellpropeller treibt eine auf der Propellerachse angeordnete Rippenhaube, die sich vermöge der Rippen gegenläufig zum Propeller dreht, durch Kegelräder zwei sich entgegengesetzt drehende Klauenzahnräder an. Je nach Lage eines Fliehgewichtes werden die Schraubenblätter über einen Schneckentrieb von dem einen oder anderen Zahnrad gedreht.

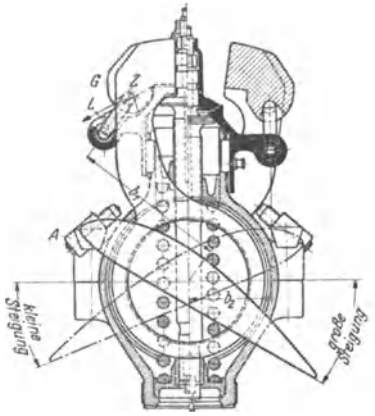


Fig. 39. Verstellpropeller G. Schwarz. Gewicht G schlägt bei steigender Drehzahl bis zur Anlage an Begrenzung A aus, wobei Zapfen Z den Lenker L dreht. Trotz Zunahme der Federspannung nimmt Federmoment ab infolge Abnahme des Hebelarmes von b_1 auf b_2. Beim Landen — Drosseln des Motors — geht der Propeller in Startstellung zurück.

7. Besondere Einrichtungen.

Die kleinste Geschwindigkeit, mit der ein Flugzeug ohne zu fallen fliegen kann, gehört zum Höchstauftrieb $c_{a\,max}$. Steigerung dieses Wertes ist deshalb besonders für Start und Landung wichtig, für letztere auch die Vergrößerung des Gleitwinkels.

Vergrößerung des Anstellwinkels steigert c_a, doch stellen sich bei großen Anstellwinkeln folgende vom Konstrukteur wie vom Flieger zu beachtende Flugzustände ein:

1. Das Leitwerk, besonders wenn es hoch liegt, gelangt in den Windschatten des Flügels und verliert dadurch an Wirksamkeit.

2. Die Wirkung der Querruder wird verringert. Indem das Querruder nach entgegengesetzten Seiten ausschlägt, werden auf der einen Seite mit Ruderabwärtsbewegung Anstellwinkel und Auftrieb vergrößert, umgekehrt auf der anderen Seite. Die entgegengesetzte Auftriebsänderung ist Ursache des Rollmomentes, mit dem gleichzeitig ein Giermoment — Drehung um die Hochachse — eintritt. Das Giermoment drückt den äußeren Flügel mit dem nach unten ausgeschlagenen Querruder nach hinten und verursacht Seitenwind, der das Querruder zum Teil unwirksam macht.

3. Mit dem Anstellwinkel nimmt die Strömungsgeschwindigkeit im vorderen Profilbereich zu, während sie am Profilende annähernd konstant bleibt. Geschwindigkeitsabfall und — nach dem Bernouillischen Gesetz — Druckanstieg werden also schroffer, so daß sich infolge der starken Verzögerung die Strömung ablöst und der Auftrieb absinkt, s. Fig. 25, S. 688.

4. Wird nun ein Flugzeug über den Strömungsablösung verursachenden Anstellwinkel „überzogen", so läßt sich bei der Empfindlichkeit dieses kritischen Anstellwinkels nicht vermeiden, daß das Abreißen der Strömung auf einer Flügelhälfte eher einsetzt als auf der anderen, um so mehr, als die Flügelhälften auch nicht ganz symmetrisch sind. Die Querstabilität, für die keine Dämpfungsfläche vorgesehen ist, nimmt ab.

Bezüglich Wirkungsweise der nachfolgend erwähnten Vorrichtungen s. S. 688.

1. Der Schlitzflügel wird bei Überschreiten eines bestimmten Anstellwinkels durch vergrößerte Saugwirkung an der Flügelnase selbsttätig abgehoben bzw. schließt sich, wenn Anstellwinkel unter einen bestimmten Betrag sinkt. Besondere Einrichtungen ermöglichen Verriegelung im geöffneten und im geschlossenen Zustand. Bei Gleitschienen-Rollenführung ist gleichmäßiges Öffnen und Schließen der beiden Flügelhälften nicht gesichert, daher häufig Verbindung beider Hälften miteinander durch eine Ausgleich-Torsionswelle.

2. Das Landen erfordert eine möglichst große Höchstauftriebszahl $c_{a\,max}$, die durch stark gewölbte, dicke Flügelprofile mit großem Profilwiderstand erreichbar ist. Künstliche Wölbung wird daher durch besondere Landeklappen herbeigeführt, die den Luftwiderstand um ein Mehrfaches erhöhen, was aber beim Landen nicht ins Gewicht fällt. Dadurch kann mit guter Gleitzahl schnell geflogen und mit schlechter Gleitzahl und hohem Auftrieb steil und langsam gelandet werden.

a) Spreizklappe, Fig. 40 bis 43, einfachste Art der Landeklappen ohne Vergrößerung der Flügelfläche. Die Spreizklappen werden gewöhnlich nur auf dem nicht vom Querruder beanspruchten Teil des Flügels angeordnet. Bei der Bauart (Hanriot), Fig. 44, erstreckt sich die Spreizklappe über die ganze Flügeltiefe, wobei Querruder und Spreizklappe sowohl gemeinsam als auch unabhängig voneinander verstellt werden können.

Eine andere Lösung sieht Verlegung des Querruders auf den Flügel vor.

b) Zapklappe, Fig. 45. Der Drehpunkt des Flügels wird herausgeschoben, die Flügelfläche also vergrößert. Dadurch stärkere Wirkung als bei der Spreizklappe.

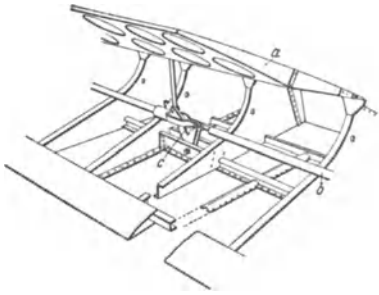


Fig. 40. Bauliche Durchbildung der Spreizklappe und der Klappensteuerung. *a* Spreizklappe, *b* Zugstange, *c* Kniehebelgelenk.

Die bedeutenden Verstellkräfte der Zapklappen lassen sich verringern, wenn Abwärts- und Rückwärtsbewegung vereinigt werden (Fairey-Klappe).

Die Landeklappen werden entweder mit dem selbsttätigen Schlitzflügel verbunden, sonach durch diesen gesteuert, oder ein Teil des Schlitzflügels wird mit den Klappen vom Flugzeugführer gesteuert, oder dieser steuert die Klappen allein von Hand oder durch Einschaltung einer Fremdkraft.

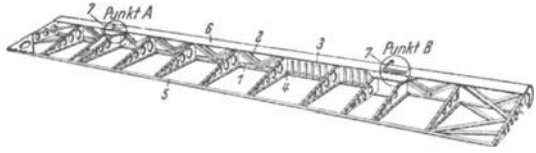


Fig. 41[1]). Landeklappengerüst von Hs 126 (s. Fig. 19).
1 Gurte, *2* Stäbe, *3* Formbleche des Holmes, *4* Rippen, *5* Randleiste, *6* Nasenbeplankung, *7* Lagerbeschläge (Elektronguß).

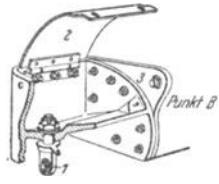


Fig. 42[1]). Inneres Lager der Landeklappe (Punkt *B* der Fig. 41). *1* Anschlußbolzen (Stahl), *2* Scharnierblech zur Verkleidung des Nasenausschnittes, *3* Hebel für den Anschluß des Betätigungsgestänges.

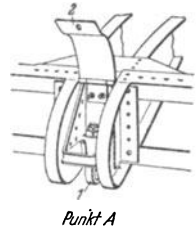


Fig. 43[1]). Äußeres Lager der Landeklappe (Punkt *A* der Fig. 41). *1* und *2* wie bei Fig. 42.

Bei dem Henschelflugzeug nach Fig. 19 dient zur Betätigung der Spreizklappen am Motor, vgl. Fig. 28 auf S. 100, der Ölkühlerabdeckung, der Landeklappen und des im Flügel untergebrachten Scheinwerfers eine hydraulische Anlage, bei welcher der Öldruck durch eine im Führerraum angeordnete Handpumpe erzeugt wird. Das Öl wird von der Pumpe einem Ausgleichbehälter entnommen und über Verteilerventile den Arbeitszylindern der Abnahmestellen zugeführt. Das aus den Zylindern herausgedrückte Öl fließt in den Ausgleichbehälter zurück.

Fig. 46 zeigt eine zur Verstellung von Spreizklappen usw. dienende €-Einziehstrebe der Elektron-Co. m. b. H. (Berlin-Spandau und Bad Cannstatt). Die beispielsweise in o_1 eintretende Druckflüssigkeit verschiebt den Verriegelungskolben v_1 gegen die Federspannung in Achsrichtung

[1]) S. Fußnote 2, S. 706.

so weit, bis die den Hauptkolben h verriegelnden Kugeln k_1 aus der ringförmigen Eindrehung in der Zylinderwand heraustreten. Der dadurch freiwerdende Hauptkolben h bewegt sich nach rechts und verlängert die Strebe. Nähert sich der Hauptkolben der Ausfahrendstellung, so

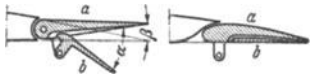


Fig. 44. Gegenüber Querruder a ist der Ausschlag α der Spreizklappe b beliebig einstellbar. Für einen bestimmten Klappenausschlag α bilden a und b ein festes Gebilde, das um einen beliebigen Winkel β (Querruder-Ausschlag) ausgeschlagen werden kann, d. h. α und β sind unabhängig voneinander. Für diese Anordnung ist also eine weitere Einstellbarkeit der Spreizklappe (Landeklappenausschlag) nicht vorhanden.

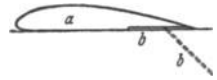


Fig. 45. Zapklappe.

stoßen die Kugeln k_2 gegen den Verriegelungskolben v_2; dieser wird von dem Hauptkolben gegen die Federwirkung nach rechts geschoben, bis die Kugeln k_2 in gleiche Höhe mit der Eindrehung gelangen, worauf der Verriegelungskolben v_2 unter der Federspannung nach links schnellt, die Kugeln k_2 in die Eindrehung drückt und so den Kolben h verriegelt.

Fig. 47 zeigt die Feststellvorrichtung für die ⊖-Einziehstrebe, zu deren Anschlüssen o_1 und o_2 die Stutzen s_1 und s_2 führen. Wird Druckflüssigkeit durch einen der Anschlüsse, z. B. a_1, eingeführt, so öffnet der frei bewegliche Kolben das eine Rückschlagventil, so daß die vom vorhergegangenen Arbeitshub noch in der Strebe befindliche Druckflüssigkeit aus der Ein-

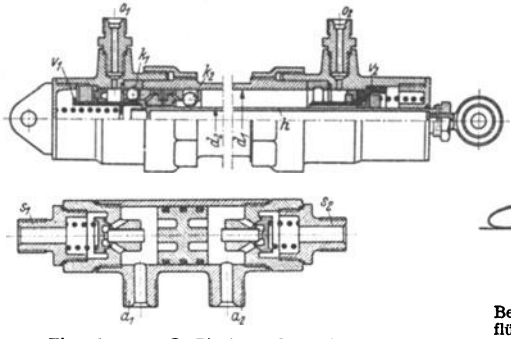


Fig. 46 u. 47. ⊖-Einziehstrebe und Feststellvorrichtung.

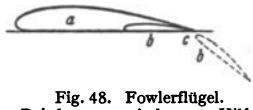


Fig. 48. Fowlerflügel. Bei herausgeschobenem Hilfsflügel b entsteht ein Spalt c zwischen Flügel a und Hilfsflügel b.

ziehstrebe in den Vorratsbehälter durch die Stutzen o_2 bzw. s_2 und a_2 zurückfließen kann, während das andere Rückschlagventil gegen die Federkraft geöffnet wird und die Druckflüssigkeit durch die Stutzen a_1 und s_1 bzw. o_1 in die Strebe einläßt.

c) Fowlerflügel (Fig. 48). Dieser wird bei größeren Anstellwinkeln mittels Rollen und Schienen oder mittels Lenker nach hinten herausgeschoben und gleichzeitig abwärts geschränkt. Der entstehende Spalt zwischen Haupt- und Hilfsflügel verhindert durch Düsenwirkung Abreißen der Strömung.

d) Junkers-Doppelflügel, s. S. 688, kann beim Junkersflugzeug ebenso wie die Höhenflosse vom Flugzeugführer durch ein Handrad verstellt werden.

Elektrotechnik.

Bearbeitet von Dipl.-Ing. **E. Dürre**, Berlin.

I. Allgemeines.

1. Die Elektrizität ist eine Form der Energie. Alle Verluste, die bei der Umwandlung in andere Energieformen auftreten, setzen sich in Wärme um. Der elektrische Strom, d.h. die einen elektrischen Leiter je Sekunde durchfließende Elektrizitätsmenge, besteht aus negativen Elektrizitätsteilen, Elektronen, die von einem Punkt geringeren zu einem Punkt höheren elektrischen Potentials fließen. Die für eine Strömung erforderliche Potentialdifferenz wird als elektromotorische Kraft oder Spannung bezeichnet. In der praktischen Elektrotechnik wird noch an der älteren Anschauung festgehalten, daß positive Elektrizitätsteile von einem Punkt höheren (+) zu einem Punkt niedrigeren Potentials (−) fließen. Der Strom findet auf seinem Wege einen von der Beschaffenheit des Leiters abhängigen Widerstand.

Ein Coulomb [C] ist die Einheit der Elektrizitätsmenge. Sie scheidet aus einer Silbernitratlösung 1,118 mg Silber aus.

Ein Ampere [A] ist die Einheit der Stromstärke. 1 A = 1 C/s.

Ein Ohm [Ω] ist die Einheit des Widerstandes. Es ist der Widerstand, den ein Quecksilberfaden von 1,063 m Länge und 1 mm^2 Querschnitt bei 0° Celsius dem Strom entgegensetzt.

Ein Volt [V] ist die Einheit der elektromotorischen Kraft und der Spannung. 1 V treibt einen Strom von 1 A durch einen Widerstand von 1 Ω.

Ein Joule [J] ist die Einheit der Arbeit. 1 Joule = 10^7 Erg.

Ein Watt [W] ist die Einheit der Leistung; 1 W = 1 J/s.

Für die Einheit der Arbeit setzt man in der Regel eine Wattsekunde [Ws] statt eines Joule [J], für die Einheit der Elektrizitätsmenge eine Amperesekunde [As] statt eines Coulomb [C].

Für Teile und für Vielfache der Maßeinheiten sind Abkürzungen festgesetzt, hauptsächlich folgende:

Mikro- [μ]	= $1/10^6$ Einheiten,	Kilo- [K]	= 10^3 Einheiten,
Milli- [m]	= $1/10^3$ „	Mega- [M]	= 10^6 „

z. B. $1/10^3$ Ampere = 1 mA (Milliampere), 10^6 Ohm = 1 MΩ (Megohm), 10^3 Watt = 1 kW (Kilowatt).

2. Die unter **1** angegebenen Maßeinheiten gehören dem praktisch-technischen Maßsystem an. Im absoluten (Zentimeter-Gramm-Sekunden-) System erhält man dafür verschiedene Einheiten, je nachdem, ob sie aus den statischen oder den magnetischen Wirkungen der Elektrizität abgeleitet werden. In der Elektrotechnik ist das elektromagnetische Maßsystem üblich, weil zur Umwandlung elektrischer Energie in mechanische und umgekehrt durchweg die magnetischen Wirkungen des elektrischen Stromes und die magnet-elektrische Induktion benutzt werden.

Elektrische Einheiten.

Benennung	Formelzeichen	Maßeinheit im praktisch-technischen Maßsystem	Maßeinheit im absoluten elektromagnetischen Maßsystem[1])	Umrechnung
Stromstärke	I	Ampere A	$cm^{\frac{1}{2}}\, g^{\frac{1}{2}}\, s^{-1}$	$1\ A = 0{,}1\ cm^{\frac{1}{2}}\, g^{\frac{1}{2}}\, s^{-1}$
Elektrizitätsmenge . .	Q	Coulomb C	$cm^{\frac{1}{2}}\, g^{\frac{1}{2}}$	1 C = 0,1 $cm^{\frac{1}{2}}\, g^{\frac{1}{2}}$ 1 C = 1 Amperesekunde As 1 Amperestunde Ah = 3600 C
Widerstand	R	Ohm Ω	$cm\, s^{-1}$	$1\ \Omega = 10^9\ cm\, s^{-1}$
Elektromotorische Kraft Spannung	E U	Volt V	$cm^{\frac{3}{2}}\, g^{\frac{1}{2}}\, s^{-2}$	$1\ V = 10^8\ cm^{\frac{3}{2}}\, g^{\frac{1}{2}}\, s^{-2}$ 1 V = 1 A · 1 Ω
Arbeit	W	Joule J Wattsekunde Ws	$cm^2\, g\, s^{-2} = 1$ Erg	1 J = 10^7 Erg = 1 Ws 1 V · 1 C = 1 Ws 1 Wattstunde Wh = 3600 J 1 Kilowattstunde kWh = 3,6 · 10^6 J 1 kgm = 9,81 · 10^7 Erg = 9,81 J
Leistung	N	Watt W	$cm^2\, g\, s^{-3}$ = 1 Erg/s	1 W = 10^7 Erg/s = 1 J/s = 1 V · 1 A 1 kgm/s = 9,81 J/s = 9,81 W 1 PS = 75 kgm/s = 736 W 1 kW = 1,36 PS

Über magnetische Einheiten, Induktivität und Kapazität s. **14**, **21**, **26** und **27**.

3. Die chemischen Wirkungen des elektrischen Stromes. Beim Durchgang des elektrischen Stromes durch sog. „Ionenleiter", das sind vor allem Säuren und Salzlösungen, wandern die in der Lösung vorhandenen elektrisch geladenen Atome oder Atomgruppen (Ionen). Das Metall oder der Wasserstoff geht mit dem Strom, der Säurerest entgegengesetzt. Das Metall oder der Wasserstoff scheidet sich an der Elektrode aus, die den Strom aus dem Bade abführt (Kathode), der Säurerest an der anderen (Anode).

Erstes Faradaysches Gesetz: Der Strom I scheidet in t Sekunden aus einer Lösung m mg Metall oder Wasserstoff aus. Es ist

$$m\ \text{mg} = a \cdot I\ \text{A} \cdot t\ \text{s},$$

wobei a das „elektrochemische Äquivalent" ist.

Beispiel: Wieviel kg Cu wird aus einer $CuSO_4$-Lösung abgeschieden bei einer Stromstärke $I = 20$ A während 24 Stunden.

Es ist für Kupfer $a = 0{,}3294$ mg/As

$$m = a \cdot I \cdot t = 0{,}3294 \cdot 20 \cdot 24 \cdot 3600 = 569000\ \text{mg},$$
$$m = 0{,}569\ \text{kg}.$$

Anwendung: Herstellung von Metallniederschlägen auf Werkstücken, Raffinierung von Kupfer zu Elektrolytkupfer. Hierbei besteht die Anode aus dem gleichen Metall wie das abgeschiedene. Von ihr löst sich die gleiche Menge in dem zur Anode wandernden Säurerest, so daß die Dichte der Lösung unverändert bleibt.

Zweites Faradaysches Gesetz: Der gleiche Strom scheidet in der gleichen Zeit aus verschiedenen Lösungen (Elektrolyten) Metallmengen (oder Wasserstoff) aus, die sich wie ihre chemischen Äquivalentgewichte verhalten.

Chemisches Äquivalentgewicht = $\dfrac{\text{Atomgewicht}}{\text{Wertigkeit}}$.

	Wertigkeit	a mg/As
Wasserstoff	1	0,0104
Blei	2	1,0735
Eisen	2	0,2893
„	3	0,1929
Kupfer	2	0,3294
Silber	1	1,118

Nach diesem Gesetz lassen sich die abgeschiedenen Mengen feststellen, sobald man das elektrochemische Äquivalentgewicht a für ein Metall kennt, was bei Silber der Fall ist (**1**).

Die abgeschiedene Metallmenge ist ein Maß für die Elektrizitätsmenge und kann bei konstant gehaltener Spannung auch als Maß für die elektrische Arbeit dienen (**102**).

[1]) Anmerkung des Herausgebers: Aus dem „Nachwort" zur Elektrizitätslehre von R. W. Pohl (6. und 7. Auflage, Berlin: Springer 1941) geht hervor, daß neuerdings sowohl die Experimental-Physiker wie auch die theoretischen Physiker das CGS-System in der Anwendung auf die Elektrizitätslehre ablehnen.

II. Galvanische Elemente und Akkumulatoren.

4. Zwei Platten (Elektroden) aus verschiedenen Stoffen, in eine Säure oder Salzlösung (Elektrolyt) getaucht, weisen eine Potentialdifferenz (elektromotorische Kraft EMK) auf. Wird einem solchen galvanischen Element ein Strom entnommen, so geht innerhalb der Lösung der Strom von der Elektrode tieferen Potentials (Anode) zur Elektrode höheren Potentials (Kathode). Durch Zersetzung der Lösung geht die Anode in Lösung und an der Kathode scheidet sich Wasserstoff ab (Polarisation). Hierdurch wird die Kathode verändert, die EMK des Elements sinkt. Bei den „konstanten Elementen" wird der Wasserstoff durch Depolarisatoren, mit denen die Kathode umgeben ist, unschädlich gemacht. Depolarisatoren sind Stoffe, die Wasserstoff aufnehmen oder Sauerstoff leicht abgeben können, so daß Wasser entsteht. Die Spannung bleibt unter Stromentnahme konstant bis zur Erschöpfung des Depolarisators.

Von den Elementen sind die gebräuchlichsten beifolgend zusammengestellt:

Bauart	Kathode	Depolarisator	Lösung	Anode	EMK V
Salmiakelement, Trockenelement, Beutelelement	Kohle	Braunstein in Leinenbeutel	Salmiak	Zink	1,45
Zink-Kupfer-Element, Meidinger, Krüger	Kupfer oder Bleiplatte, die sich sofort verkupfert	$CuSO_4$	$ZnSO_4$	Zink	1,1
Cupron	Kupferoxyd	Kupferoxyd	Natronlauge	Zink	0,8
Tauchelement	Kohle	Chromsäure	Chromsäure	Zink	≈2,0

Die Kupferoxydplatte des Cupronelements, die sich bei Stromentnahme allmählich in fein verteiltes Kupfer verwandelt, wird durch mehrstündiges Erwärmen auf 50 bis 80° C bei Luftzutritt regeneriert.

Die Chromsäure des Tauchelements besteht aus doppeltchromsaurem Kali, Schwefelsäure und Wasser im Verhältnis 1 : 2 : 6 Gewichtteilen. Die Zinkanode wird nur während des Gebrauchs eingetaucht.

Galvanische Elemente werden fast ausschließlich für Fernmeldeanlagen und tragbare Lampen benutzt. Bei den Trockenelementen ist die Salmiaklösung durch Sägespäne oder Kieselgur aufgesaugt oder auch breiartig verdickt.

Normalelement. Das Weston-Element besteht aus Kadmium in Kadmiumsulfat und Quecksilber in Quecksilbersulfat, letzteres als Depolarisator, in bestimmter Konzentration. Die EMK ist von der Temperatur unabhängig und beträgt 1,019 V. Diese Spannung des Weston-Normalelements ist international anerkannt und dient zum Vergleich und zur Messung anderer Spannungen.

5. Akkumulatoren (Sammler) können als galvanische Elemente aufgefaßt werden, bei denen der chemische Vorgang infolge Stromentnahme (Entladung) durch einen entgegengesetzten Strom umkehrbar ist (Ladung). Der durch die Entladung verbrauchte Depolarisator wird durch die Ladung regeneriert.

Der Depolarisator, Bleisuperoxyd PbO_2, ist zugleich Baustoff der positiven Elektrode, aus der bei Entladung der Strom austritt, und in die bei Ladung der Strom eintreten muß.

Die negative Platte besteht aus fein erteiltem Blei. Als Elektrolyt dient verdünnte Schwefelsäure.

Die chemischen Vorgänge sind ziemlich verwickelt. Vereinfacht können sie wie folgt dargestellt werden:

Geladener Akkumulator:

$$\overset{-}{Pb} + H_2SO_4 + 2\,H_2SO_4 + \overset{+}{PbO_2}.$$

Bei der Entladung geht im Akkumulatior $H_2 \rightarrow$ mit dem Strom, SO_4 entgegengesetzt:

$$PbSO_4 + \underbrace{2\,H_2SO_4 + H_2 + PbO_2}$$

$$PbSO_4 + H_2SO_4 + 2\,H_2O + PbSO_4$$

Bei der Ladung geht $\leftarrow H_2$ mit dem Ladestrom:

$$\overset{-}{Pb} + H_2SO_4 + 2\,H_2SO_4 + \overset{+}{PbO_2}.$$

Bei Entladung entsteht Wasser, die Säuredichte wird geringer, bei Ladung wird sie größer. Die vorgeschriebene Säuredichte wird von den Herstellern verschieden angegeben: 1,24 bis 1,25 beim geladenen, 1,17 bis 1,18 beim entladenen Akkumulator; sie nimmt etwa proportional der entnommenen Elektrizi-

tätsmenge ab, so daß hieraus die noch zu entnehmende Elektrizitätsmenge jederzeit festgestellt werden kann.

Die Spannung steigt bei Laden mit normalem Strom, Fig. 1, erst langsam, dann schneller bis auf etwa 2,7 Volt an, was darauf zurückzuführen ist, daß gegen Ende der Ladung die Elektroden schon fast vollständig in Pb und PbO_2 verwandelt sind, und H_2 und O_2 an den Platten zum großen Teil in Gasform aufsteigen („Kochen" des Akkumulators), sich an den Platten festsetzen und die Gegen-EMK erhöhen. Bei Ladung mit kleinerem als dem Normalstrom ist die erreichte Endspannung geringer.

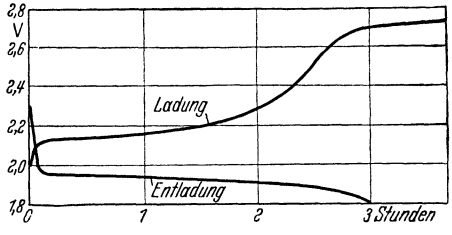


Fig. 1.

Bei der Entladung sinkt die Spannung zuerst langsam, zum Schluß schneller ab. Die Entladung soll bei 1,8 Volt Spannung abgebrochen werden. Entladet man noch weiter, oder läßt man den Akkumulator in entladenem Zustand längere Zeit stehen, so kann sich auf den Elektrodenplatten Bleisulfat in stärkerer Schicht bilden, das ein schlechter Leiter ist und den Akkumulator unbrauchbar machen kann. Das Bleisulfat läßt sich durch oftmaliges Laden und Entladen mit schwachem Strom wieder beseitigen, doch erlangt ein „sulfatierter" Akkumulator niemals seine frühere Güte wieder.

Da die EMK während der Entladung fast konstant ist (sie wird für Überschlagrechnungen mit 2 Volt angenommen), so kann durch Messen der Spannung ohne Stromentnahme nicht festgestellt werden, wie weit ein Akkumulator bereits entladen ist.

Kapazität (Aufnahmefähigkeit) eines Akkumulators ist die Elektrizitätsmenge in Amperestunden [Ah], die eine Akkumulatorenzelle bei der Entladung abgeben kann; sie ist bei schwachem Entladestrom größer als bei starkem, so daß z. B. ein Akkumulator bei Entladung mit 1 Ampere nicht nur die doppelte, sondern etwa die $2^1/_2$fache Zeit lang Strom abgeben kann als bei Entladung mit 2 Ampere. Beachtenswert ist, daß die Kapazität um so höher ist, je schwächer der Ladestrom ist. Grund hierfür: die chemischen Umsetzungen gehen vollkommener vor sich.

Es sind zu unterscheiden: Amperestunden- und Wattstundenwirkungsgrad. Ersterer ist das Verhältnis der abgegebenen zur aufgenommenen Elektrizitätsmenge, letzterer dasselbe Verhältnis bezüglich der elektrischen Arbeit. Weil die Spannung bei Entladung kleiner ist als bei Ladung, so ist auch der Wattstundenwirkungsgrad (0,7 bis 0,8) kleiner als der Amperestundenwirkungsgrad (0,85 bis 0,95). Beide hängen von der Stärke des Lade- und Entladestromes ab und sind kleiner bei längeren Pausen zwischen Ladung und Entladung (Selbstentladung, s. unten).

Die Platten können Masseplatten, Gitterplatten oder Großoberflächenplatten sein. Die Masseplatten bestehen aus einem in größere Felder unterteilten Bleirahmen, in den die „aktive Masse" eingebracht ist. Diese ist aus Sauerstoffverbindungen des Bleies (Mennige und Bleiglätte) zusammengesetzt und für positive und negative Platten verschieden. Die Masse nimmt an den chemischen Umsetzungen fast ausschließlich, der Bleirahmen so gut wie gar nicht teil. Masseplatten haben demnach große Kapazität, weil das tote Bleigewicht gering ist, eignen sich aber nicht für starke Lade- und Entladeströme, da bei diesen die im Innern der Masse sich bildenden Gasmengen nicht so schnell aufgenommen werden und Teile der Masse lossprengen können.

Beim geladenen Akkumulator entsteht zwischen dem Bleisuperoxyd und dem Bleirahmen der positiven Platte eine Spannung, durch die ein Strom von der Masse zum Bleirahmen und von diesem in der Säure zur Masse der gleichen Platte geht. Diese „Selbstentladung" ist nicht zu verhindern, aber um so kleiner, je geringer die Fläche des Bleirahmens ist. Masseplatten geeigneter Form können die Ladung sehr lange Zeit (bis zu 6 Monaten) halten.

Gitterplatten haben eine engere Unterteilung des Bleigerüstes mit auf beiden Seiten versetzten Stegen, die ein Herausfallen der Masse verhindern sollen. Dann können stärkere Lade- und Entladeströme zugelassen werden, die Selbstentladung ist jedoch größer als bei Masseplatten.

Großoberflächenplatten bestehen aus reinem Blei und sind mit zahlreichen tiefen Riefen versehen. Durch „Formieren", das ist oftmaliges Laden und Entladen, wird die Oberfläche des Bleies zur aktiven Masse umgewandelt. Für starke Ströme geeignet, aber Kapazität am geringsten wegen der kleineren Menge aktiver Masse.

Als negative Platten werden fast durchweg Gitterplatten angewendet, weil hier keine Selbstentladung stattfindet.

Die Gesamtzahl aller Platten einer Akkumulatorenzelle ist ungerade, weil immer eine positive Platte zwischen zwei negativen steht, damit die positive Platte beiderseitig beaufschlagt wird. Bei einem Akkumulator sehen die negativen Platten in gutem Zustand hellgrau, die positiven Platten dunkelbraun aus. Sulfatieren zeigt sich durch Ansatz weißer Salze an den positiven, seltener an den negativen Platten. Bei zu starken Lade- oder Entladeströmen werden die Platten krumm.

Die Platten sind in Glasgefäße eingebaut, wobei der Plattenabstand durch Glasrippen, Glas- oder Hartgummistäbe eingehalten wird. Der Abstand der Platten vom Boden des Gefäßes soll nicht zu klein sein, damit ein Schlammfang zur Aufnahme abfallender Masse vorhanden ist. Abgefallene Masseteile, die zwischen den Platten hängen bleiben, bilden Kurzschlüsse und führen zur schnellen Entladung der betreffenden Zelle.

Während der Ladung sind die Verschraubungen geschlossener Zellen zu öffnen und es ist für gute Lüftung zu sorgen, weil das sich bildende Gasgemisch (Knallgas) explosiv ist und die Säuredämpfe gesundheitsschädlich sind.

6. Alkalische Akkumulatoren vermeiden das schwere Blei und benutzen als Elektrolyt Kalilauge.

Der Edison-Akkumulator besteht aus Nickelhydroxyd (+) und fein verteiltem Eisen (—). Diese Stoffe sind in besonders geformten, siebartig durchlöcherten Taschen oder Röhrchen auf den Platten untergebracht. Diese und das Gefäß bestehen aus vernickeltem Stahlblech. Die Kalilauge bleibt unverändert. Starke Stromstöße, Tiefentladung bis zur Erschöpfung, Stehenlassen im ungeladenen Zustand und unsanfte Behandlung sind unschädlich. Die Selbstentladung ist Null. Das Gewicht beträgt das $^1/_2$- bis $^1/_3$fache gegenüber Bleizellen. Die Entladespannung sinkt ständig (von 1,4 bis 1,0 Volt). Die Wirkungsgrade sind geringer (Amperestundenwirkungsgrad 0,7, Wattstundenwirkungsgrad 0,5), wodurch die Vorteile für manche Verwendungszwecke wieder ausgeglichen werden können.

Der Nickel-Kadmium-Akkumulator ist dem Edison-Akkumulator ähnlich. Statt Eisen bildet Kadmiumhydroxyd die negative Elektrode. Die Wirkungsgrade sind unwesentlich höher als beim Edison-Akkumulator und steigen, ebenso wie bei diesem, nach etwa 40 Ladungen um 8 bis 10 vH an.

III. Grundgesetze des Gleichstroms.

7. Das Ohmsche Gesetz. Die einem Leiter, Fig. 2, „aufgedrückte" Spannung U treibt den Strom I durch den Leiter. Für verschiedene Spannungen U ergeben sich verschiedene Ströme I. Es zeigt sich, daß $U/I = \text{const} = R$ ist. R hängt nur von der Art des Leiters ab und heißt „Widerstand", wobei vorausgesetzt ist, daß der Strom im Leiter keine chemischen Wirkungen hervorruft (Elektronenleiter, zu denen die Metalle gehören).

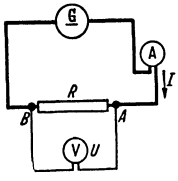


Fig. 2.

Formel des Ohmschen Gesetzes: $R = U/I$ oder $I = U/R$ oder $U = I \cdot R$.

In der Richtung des Stromdurchganges durch R tritt in diesem ein „Spannungsabstieg" auf von der Größe $U = I \cdot R$, oder — da A ein höheres Potential hat als B —: Der durch R fließende Strom I ruft in R eine Gegenspannung hervor (Ohmsche Gegenspannung) $U = I \cdot R$, die durch eine gleich große aufzudrückende Spannung überwunden werden muß, d. h. ihr das Gleichgewicht hält.

R ist abhängig von der Länge l des Leiters, von seinem Querschnitt F sowie vom Werkstoff und wird gemessen in Ohm Ω.

$$R\Omega = \frac{l\,\mathrm{m} \cdot \varrho}{F\,\mathrm{mm}^2}.$$

Aus $U\,\mathrm{V} = I\,\mathrm{A} \cdot R\Omega$ ergibt sich, wenn $U = 1$ und $I = 1$

1 Volt = 1 Ampere × 1 Ohm.

ϱ ist die Materialkonstante, hat die Einheit $\Omega \cdot \mathrm{mm}^2/\mathrm{m}$ und ist der Widerstand eines Leiterstückes aus dem betreffenden Werkstoff von 1 m Länge und 1 mm^2 Querschnitt (spezifischer Widerstand). Dieser ist abhängig von der Temperatur des Leiters. ϱ steigt mit der Temperatur, nur bei Kohle nimmt ϱ mit der Temperatur ab. ϱ wird gewöhnlich für 20° C angegeben. Für andere Temperaturen t ist

$$\varrho_t = \varrho_{20}[1 + \alpha(t - 20)].$$

Werkstoff	ϱ_{20}	α
Silber	0,0168	0,0035
Kupfer	0,0179	0,0039
Aluminium	0,0303	0,0038
Messing	0,07 ÷ 0,08	0,0016
Zink	0,065	0,0037
Eisen	0,10 ÷ 0,15	0,0045
Manganin	≈0,40	≈0,00
Nickelin	≈0,42	0,0002
Konstantan	≈0,50	≈0,00
Chromnickel	≈1,0	0,0003
Bürstenkohle	40 bis 100	≈ −0,0005

Stoffe, deren ϱ außerordentlich hoch ist, heißen Nichtleiter oder Isolatoren. Sie werden verwendet, um elektrische Freileitungen an den Masten zu befestigen (Porzellan und Glas) oder die Leitungen auf ihrer ganzen Länge damit zu umkleiden (Gummi, trockenes Papier usw.), um die Ableitung von Elektrizität zu vermeiden. Trotzdem treten hierbei auf langen Leitungen merkliche Verluste auf, weil es einen absoluten Nichtleiter mit $\varrho = \infty$ nicht gibt.

Für Kupfer kann man wegen des besseren Rechnens mit dem Rechenstab $\varrho_{20} = 1/56$, für Aluminium $\varrho_{20} = 1/33$ nehmen. Für Überschlagsrechnungen kann ferner angenommen werden, daß für Kupfer und Aluminium bei den in Wicklungen, Spulen und Maschinen vorkommenden Temperaturen der Widerstand rund das 1,25fache des Widerstandes in kaltem Zustande (20°) ist. Häufig wird mit der Leitfähigkeit $\varkappa = 1/\varrho$ gerechnet. Für Kupfer ist $\varkappa_{20} = 56$, für Aluminium $\varkappa_{20} = 33$. $R = l/F\varkappa$. 56 m Kupferdraht von 1 mm^2 Querschnitt haben 1 Ω Widerstand bei 20°. Für andere Temperaturen ist:

$$\varkappa_t = \frac{\varkappa_{20}}{1 + \alpha(t - 20)}.$$

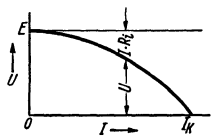


Fig. 3.

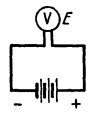


Fig. 4.

Bei Spannungserzeugern (Generatoren, galvanische Elemente, Akkumulatoren) nennt man ihren Ohmschen Widerstand den inneren Widerstand R_i, der bewirkt, daß die Klemmenspannung U mit steigender Stromentnahme abnimmt. Die Spannung des Spannungserzeugers, wenn kein Strom entnommen wird, ist die elektromotorische Kraft (EMK) E. Es ist:

Klemmenspannung = Elektromotorische Kraft minus Spannungsabstieg durch Stromentnahme.

$$U = E - I \cdot R_i.$$

R_i steigt bei Elementen und Akkumulatoren mit wachsender Stromentnahme. Daher wird die Klemmenspannung, abhängig vom Strom, nicht durch eine Gerade, sondern durch eine Kurve dargestellt, Fig. 3.

Beispiel: Eine Taschenlampenbatterie hat bei offenem Stromkreis, Fig. 4, eine Spannung (gleich der EMK) $E = 4{,}5$ Volt. Bei Belastung mit $R_a = 10$ Ohm, Fig. 5, sinkt die Klemmenspannung auf $U = 4{,}2$ Volt, also um $E - U = 0{,}3$ Volt. Es ist $U = I \cdot R_a$ und $E - U = I \cdot R_i$; $R_i = (E - U) \cdot R_a/U$, also $R_i = 0{,}3 \cdot 10/4{,}2 = 0{,}712$ Ohm.

Aus mehreren solchen Messungen mit verschiedenen Belastungswiderständen R_a läßt sich die Kurve Fig. 3 feststellen.

Der innere Widerstand von galvanischen Elementen wird im Laufe der Zeit größer wegen Veränderung der Elektrolyten und Erschöpfung der Depolarisatoren. Bei diesen Messungen muß ein Spannungsmesser (Voltmeter) von sehr hohem Widerstande benutzt werden, weil sonst dieser selbst schon eine Belastung vorstellt und E überhaupt nicht gemessen werden könnte.

Aus $U = E - I \cdot R_i$, $E - U = I \cdot R_i$ folgt: $E - U$ ist die Spannung, die den Strom I durch den inneren Widerstand R_i treibt, Fig. 5, U ist die Spannung, die denselben Strom I durch den äußeren Widerstand R_a treibt. $U = I \cdot R_a$. Daraus $E = I(R_i + R_a)$. E treibt den Strom I durch den Gesamtwiderstand $R_i + R_a$.

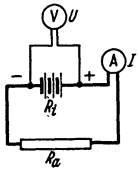


Fig. 5.

8. Kirchhoffsche Gesetze. 1. Stromverzweigung, Fig. 6. Für jeden Knotenpunkt ist die Summe der zufließenden Ströme gleich der Summe der abfließenden. $I = I_1 + I_2 + I_3 + \cdots$ Oder: Für jeden Knotenpunkt ist die Summe aller Ströme unter Berücksichtigung des Vorzeichens gleich Null.

2. In jedem geschlossenen Stromkreise ist die Summe der Spannungen gleich der Summe der Gegenspannungen. Oder: In jedem geschlossenen Stromkreis ist die Summe aller Spannungen unter Berücksichtigung des Vorzeichens gleich Null. Aus diesen beiden Gesetzen folgt:

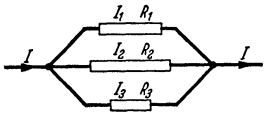


Fig. 6.

Die Zweigströme, Fig. 6, verhalten sich umgekehrt wie die Zweigwiderstände:

$$I_1 : I_2 : I_3 = 1/R_1 : 1/R_2 : 1/R_3 .$$

Der Gesamtwiderstand R von n parallel geschalteten Widerständen, der als Ersatz für die Widerstände R_1, R_2 und R_3 usw. zwischen die zwei Knotenpunkte geschaltet werden könnte, berechnet sich aus der Gleichung

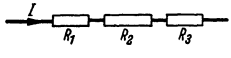


Fig. 7.

$$1/R = 1/R_1 + 1/R_2 + 1/R_3 + \cdots 1/R_n .$$

Der reziproke Wert des Gesamtwiderstandes ist gleich der Summe der reziproken Werte der Teilwiderstände (Zweigwiderstände).

Der Gesamtwiderstand hintereinander geschalteter Widerstände ist gleich ihrer Summe, Fig. 7. $R = R_1 + R_2 + R_3 + \cdots R_n$.

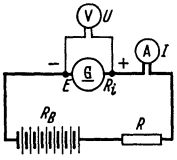


Fig. 8.

Beispiel, Fig. 8: Ein Gleichstromgenerator G mit einer EMK $E = 320$ V und einem inneren Widerstand $R_i = 0{,}2\,\Omega$ soll eine Akkumulatorenbatterie von 100 Zellen mit $I = 12$ A und einem inneren (Ohmschen) Widerstand je Zelle von $1/200\,\Omega$ laden. Die elektrolytische Gegen-EMK je Zelle ist am Anfang der Ladung 1,8 V, am Ende 2,7 V. Wie groß ist der Widerstand R, der am Anfang der Ladung einzuschalten ist, und bis auf welchen Wert ist er im Verlauf der Ladung zu verringern? Der Widerstand der Verbindungsleitungen sowie der des Strommessers A sei sehr klein und kann vernachlässigt werden.

Am Anfang der Ladung: Positive Spannung $E = 320$ V.

Gegenspannungen: Ohmsche Gegenspannung des Generators $= I \cdot R_i$ V.
Elektrolytische „ der Batterie $E_B = 100 \cdot 1{,}8$ V.
Ohmsche „ „ „ $R_B = I \cdot 100 \cdot 1/200$ V.
„ „ von R $= I \cdot R$ V.

$$E = I \cdot R_i + E_B + R_B + I \cdot R; \quad R = 10{,}97\,\Omega .$$

Am Ende der Ladung: Positive Spannung $E = 320$ V.

Gegenspannungen: Ohmsche Gegenspannung des Generators $= I \cdot R_i$ V.
Elektrolytische „ der Batterie $E'_B = 100 \cdot 2{,}7$ V.
Ohmsche „ „ „ $R_B = I \cdot 100 \cdot 1/200$ V.
„ „ von R $= I \cdot R$ V.

$$E = I \cdot R_i + E'_B + R_B + I \cdot R; \quad R = 3{,}47\,\Omega .$$

Es kann auch so gerechnet werden, daß zunächst die elektrolytische Gegen-EMK der Batterie von der EMK des Generators abgezogen wird; die übrigbleibende Spannung treibt dann den Strom I durch den gesamten Ohmschen Widerstand.

Anfang der Ladung:

$$E - E_B = I(R_i + R_B + R) .$$

Wenn R gegeben und I gesucht wird, ist dieser Ansatz der Gleichung einfacher. Das Voltmeter V zeigt nicht E an, sondern $E - I \cdot R_i = 317{,}6$ V.

9. Beispiel: Ein Strommesser (Amperemeter) hat einen Widerstand $r\,\Omega$ und sein Zeiger schlägt bei einem Strom i A voll aus. Das Meßgerät soll so geändert werden, daß damit Ströme bis I A gemessen werden können, d. h. I A sollen den Zeiger zum vollen Ausschlag bringen. Da das Meßgerät zum vollen Ausschlag nur i A braucht, so müssen $I - i$ A durch einen Nebenwiderstand R_N am Meßgerät vorbeigeleitet werden, Fig. 9. Es ist:

$$\frac{R_N}{r} = \frac{i}{I-i}; \qquad R_N = r\,\frac{i}{I-i} .$$

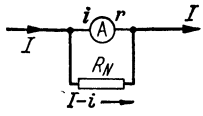


Fig. 9.

Wird nun I als ein Vielfaches von i gewählt, also $I = n \cdot i$ gesetzt — der ursprüngliche Meßbereich wird auf das $n$fache erweitert —, so wird

$$R_N = \frac{r}{n-1} .$$

Wenn $i = 15$ mA, $r = 10\,\Omega$, $I = 45$ A, also $n = 3000$, so folgt

$$R_N = 10/2999\,\Omega .$$

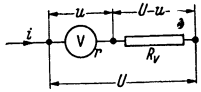


Fig. 10.

Ein mit dieser Bezeichnung versehener Nebenwiderstand gehört zu einem 10 Ohm-Meßgerät und erweitert dessen Strommeßbereich auf das 3000fache.

An die Klemmen des Meßgeräts muß, um vollen Ausschlag zu erreichen, eine Spannung $u = i \cdot r$ Volt angelegt werden; es kann daher auch als Spannungsmesser (Voltmeter) mit einem Meßbereich von u Volt dienen. Der Meßbereich soll auf das $n$fache erweitert werden, so daß $U = n \cdot u$ Volt erst den vollen Ausschlag des Zeigers bewirken. Es muß ein Vorwiderstand R_V in Reihe mit dem Meßgerät geschaltet werden, Fig. 10, der ebenfalls vom Strom i durchflossen wird, und in dem die Spannung um $U - u$ absteigt, so daß an den Klemmen des Meßgeräts nur u V übrig bleiben. Dann ist

$$u = i \cdot r; \qquad U - u = i \cdot R_V; \qquad R_V = r(n-1)\,\Omega .$$

Für das oben angegebene Meßgerät ($i = 15$ mA, $r = 10\,\Omega$) ist $u = 150$ mV $= 0{,}15$ V. Soll der Meßbereich auf $U = 300$ V erweitert werden, so ist $n = 2000$, und $R_V = 10 \cdot 1999 = 19990\,\Omega$. Ein so bezeichneter Vorwiderstand gehört zum 10 Ohm-Meßgerät (letzte Stelle des Widerstandswertes) und erweitert den Spannungsmeßbereich auf das 2000fache.

Bei längeren Zu- und Verbindungsleitungen ist auch deren Widerstand zu berücksichtigen, so daß also z. B. in der Schaltung nach Fig. 8 die Spannung von G bis A, von A bis R usw. in den Verbindungsleitungen um merkbare Beträge absteigt, die in dem zu Fig. 8 gehörigen Beispiel als Ohmsche Gegenspannungen einzusetzen sind.

Stromwärme.

10. Elektrische Arbeit und Leistung. Ein vom Strom I Ampere durchflossener Leiter vom Widerstand R Ohm, dem also die Spannung $U = I \cdot R$ Volt aufgedrückt wird, erwärmt sich. Die in ihm in der Zeit t Sekunden entwickelte Wärmemenge ist der Arbeit W äquivalent. Wenn diese in Joule ausgedrückt wird, so ist

$$W \text{ J} = U \text{ V} \cdot I \text{ A} \cdot t \text{ s (Gesetz von Joule).}$$

Da $U = I \cdot R$, ist auch

$$W = I^2 \cdot R \cdot t$$

und die Leistung N J/s $= U$ V $\cdot I$ A; N W $= U$ V $\cdot I$ A.

Da nach **2** 1 kgm = 9,81 J; 1 kcal = 427 kgm = 4189 J,

also 1 J = 0,0002387 kcal = 1 Ws, so ergibt sich:

$$1 \text{ kWh} = 859 \text{ kcal} \quad \text{und} \quad 1 \text{ PSh} = 632 \text{ kcal} .$$

Durch Normung ist festgelegt 860 kcal = 1 kWh, s. Bd. I, S. 289, und 1 kcal = 4186 J. Aus N Watt = U Volt · I Amp folgt weiter:

N Watt = U Volt · U Volt/R Ohm, $= [U \text{ V}]^2/R\,\Omega$ oder $= [I \text{ A}]^2 \cdot R\,\Omega$.

Diese Gleichungen ergeben die in einem Widerstand in Wärme umgesetzte Leistung in Watt.

N kcal/s $= [I \text{ A}]^2 \cdot R\,\Omega/4186$ ergibt dieselbe Leistung in kcal/s.

Beispiel: Ein Heißwasserspeicher ist an ein Gleichstromnetz von $U = 220$ Volt angeschlossen. In ihm werden 60 l Wasser von 6° C auf 90° C durch einen vom Strom $I = 30$ A durchflossenen Widerstand erwärmt. Wie lange (t) muß der Strom eingeschaltet sein, wenn der Wirkungsgrad des Apparates $\eta = 0{,}8$ beträgt?

Zur Erwärmung ist eine Wärmemenge nötig $Q = 60\,(90 - 6) = 5040$ kcal.

In elektrische Arbeit umgerechnet: W kWh $= 5040/860 = 5{,}86$ kWh.

Aus dem Gleichstromnetz müssen zugeführt werden:

$$W/\eta = 5{,}86/0{,}8 = 7{,}325 \text{ kWh} = U \text{ V} \cdot I \text{ A} \cdot t \text{ h}; \quad t = 1{,}11 \text{ h}.$$

Beispiel: Ein Kraftwerk liefert dem Verbraucher die elektrische Energie mit einer Spannung $U_1 = 440$ Volt (Netzspannung). An das Leitungsnetz ist ein Gleichstrommotor angeschlossen, dessen Leistung an der Welle $N = 5$ PS und dessen Wirkungsgrad $\eta = 0{,}85$ ist. Die Zuleitung ist (einfach gemessen) $l = 180$ m lang, Fig. 11, und hat einen Querschnitt $F = 6$ mm² (Aluminium, $\varrho = 1/33$). Wieviel Leistung geht in der Zuleitung als Wärme verloren?

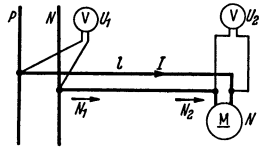


Fig. 11.

Die Klemmenspannung am Motor sei U_2, die ihm zugeführte elektrische Leistung N_2, der Leistungsverlust in der Zuleitung V, die dem Netz entnommene Leistung N_1 und der Strom I.

Der Spannungsunterschied (Spannungsverlust in der Zuleitung) sei $\Delta U = U_1 - U_2 = I \cdot R$.

$$N = 5 \text{ PS} = 5 \cdot 0{,}736 = 3{,}68 \text{ kW}; \qquad N_2 = N : \eta = 4{,}329 \text{ kW} = 4329 \text{ W}.$$

Widerstand der Zuleitung (Hin- und Rückleitung) $R = \dfrac{2\,l \text{ m} \cdot \varrho}{F \text{ mm}^2} = \dfrac{360}{6 \cdot 33} = 1{,}82\ \Omega$;

$$N_1 = N_2 + V; \qquad U_1 I = N_2 + I^2 R; \qquad I^2 - U_1 \cdot I/R + N_2/R = 0.$$

Es ergibt sich: $I = 10{,}28$ A, $V = I^2 R = 192{,}1$ Watt und $N_1 = N_2 + V = 4521$ Watt.

Der Leistungsverlust in der Zuleitung ist in vH der aus dem Netz entnommenen Leistung N_1:

$$V/N_1 = 0{,}0425 \quad \text{oder} \quad 4{,}25 \text{ vH}.$$

Klemmenspannung am Motor: $U_2 = U_1 - I R = 440 - 18{,}7 = 421{,}3$ Volt.

Spannungsverlust in der Zuleitung: $\Delta U = I \cdot R = 18{,}7$ Volt,

das sind in vH der Netzspannung: $\Delta U/U_1 = 0{,}0425$ oder 4,25 vH (wie beim Leistungsverlust).

Proben: Es muß auch sein

$$V = \Delta U \cdot I = 18{,}7 \cdot 10{,}28 = 192 \text{ Watt}; \qquad N_2 = U_2 \cdot I = 421{,}3 \cdot 10{,}28 = 4330 \text{ Watt};$$

$$N_1 = U_1 \cdot I = 440 \cdot 10{,}28 = 4522 \text{ Watt}.$$

Hieraus folgt auch $V/N_1 = \Delta U/U_1$, der prozentuale Leistungsverlust ist gleich dem prozentualen Spannungsverlust.

Die Werte, insbesondere der für I, sind hier nur deshalb auf mehrere Dezimalstellen genau berechnet, um die Übereinstimmung mit den aus den Proben errechneten Werten möglichst gut zu zeigen.

Häufig ist der Querschnitt der Zuleitung zu berechnen, indem der zulässige Leistungsverlust V in vH von N_1 gegeben ist.

Beispiel: $U_1 = 440$ Volt, $N = 6$ PS $= 4416$ Watt, $\eta = 0{,}86$, $V/N_1 = 0{,}05$ (5 vH), $l = 140$ m.

$$\Delta U/U_1 = V/N_1 = 0{,}05; \qquad \Delta U = 22 \text{ Volt}.$$

$N_2 = N/\eta = 4416/0{,}86 = 5135$ Watt, $\quad N_1 = N_2 + V = N_2 + 0{,}05\,N_1$, $\quad N_1 = 5405$ Watt,

$V = N_1 - N_2 = 270$ Watt $= \Delta U^2/R$, $\quad R = 1{,}79\ \Omega$,

für $l = 140$ m ist $F = 2l \cdot \varrho/R = 4{,}74$ mm²; zu wählen wäre $F = 6$ mm² (117).

Mit diesem Querschnitt wird die Rechnung nach Art des vorhergehenden Beispiels durchgeführt und der wirkliche Leistungsverlust bestimmt, der sich kleiner als 5 vH ergibt.

IV. Magnetismus.

11. Magnetismus ist die Eigenschaft mancher Stoffe, vor allem Eisen, Nickel und Kobalt, sich gegenseitig anzuziehen oder abzustoßen. Ein Magnetstab hat zwei Pole, Nordpol und Südpol. Ungleichnamige Pole ziehen sich an, gleichnamige stoßen sich ab. Eisenstücke werden magnetisch, wenn man sie in ein „magnetisches Feld" bringt, das ist der Raum, in dem magnetische Wirkungen vorhanden sind.

Magnetische Feldlinien zeigen die Richtung an, in der sich ein einzelner magnetischer Nordpol im magnetischen Felde bewegen würde, also die Richtung des magnetischen Feldes.

Die Feldlinien eines magnetischen Nordpols von der Polstärke $+\mathfrak{m}$ verlaufen radial, Fig. 12; Fig. 13 bezieht sich auf einen Südpol $-\mathfrak{m}$.

Nach dem Gesetz von Coulomb üben zwei Magnetpole $\mathfrak{m}_1$ und $\mathfrak{m}_2$, die um r voneinander entfernt sind, aufeinander eine Kraft aus (Fig. 14):

$$P = \mathfrak{m}_1 \cdot \mathfrak{m}_2 / r^2.$$

$\mathfrak{m}_1$ und $\mathfrak{m}_2$ haben die Polstärke „eins", wenn beide gleich sind und wenn in der Entfernung $r = 1$ cm die Kraft $P = 1$ Dyn ist. Die Kraft, die an irgendeiner

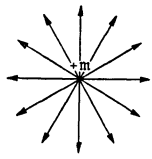


Fig. 12.

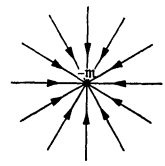


Fig. 13.

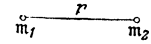


Fig. 14.

Stelle eines magnetischen Feldes auf einen solchen Einheitspol ausgeübt wird, wird als Feldstärke $\mathfrak{H}$ an dieser Stelle bezeichnet und durch die Dichte der Feldlinien in 1 cm² Fläche (senkrecht zur Feldlinienrichtung gemessen) dargestellt. $\mathfrak{H} = 1$, wenn durch 1 cm² eine Linie geht.

Die Feldstärke eines magnetischen Einheitspoles, also die Kraft, die dieser auf einen gleichen Pol ausübt, hat in der Entfernung r die Größe $\mathfrak{H} = 1/r^2$. 1 cm² Fläche wird daher von $1/r^2$ Feldlinien durchsetzt und die ganze den Einheitspol umgebende Kugelfläche $4\pi r^2$ von $4\pi r^2/r^2 = 4\pi$ Feldlinien.

Ein Einheitspol sendet 4π, ein Pol von der Polstärke $\mathfrak{m}$ sendet $4\pi\mathfrak{m}$ Feldlinien aus.

Feld eines Stabmagneten, Fig. 15. Dieser hat zwei gleich starke Pole $+\mathfrak{m}$ und $-\mathfrak{m}$. Auf einen Pol $\mathfrak{m}'$ wirkt von $+\mathfrak{m}$ aus die Kraft $P_1 = \mathfrak{m} \cdot \mathfrak{m}'/r_1^2$ (abstoßend), und von $-\mathfrak{m}$ aus $P_2 = -\mathfrak{m}\mathfrak{m}'/r_2^2$ (anziehend). Die Resultierende P gibt die Richtung der Feldlinien an dieser Stelle an, die Liniendichte (Feldstärke) ist dort $P/\mathfrak{m}' = \mathfrak{H}$.

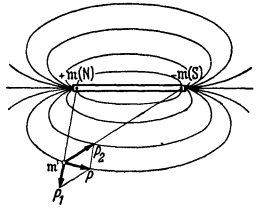


Fig. 15.

Die Feldstärke $\mathfrak{H}$ ist als gerichtete Größe ein Vektor. Die Feldlinien können durch Eisenfeilspäne gezeigt werden, die sich in Richtung der Feldlinien anordnen. Die Gesamtzahl aller von einem Pol ausgehenden Feldlinien heißt magnetischer Induktionsfluß Φ und wird in Maxwell, die Feldstärke $\mathfrak{H}$ in Oersted gemessen.

Dem Gesetz über die anziehende oder abstoßende Kraftwirkung zwischen zwei Magnetpolen kann man auch die Fassung geben:

Die Feldlinien zweier magnetischer Felder suchen sich immer in gleiche Richtung zu bringen, zu vereinigen oder so zu drehen, daß die gleichlaufenden Feldlinien sich decken.

12. Magnetische Induktion. Wird ein Stück Eisen in ein magnetisches Feld gebracht und war die Liniendichte vorher $\mathfrak{H}$, so ist sie jetzt $\mu\mathfrak{H} = \mathfrak{B}$ und wird magnetische Induktion genannt. $\mathfrak{B}$ wird gemessen in Gauß. μ ist die „Permeabilität" (Durchlässigkeit) und zu vergleichen mit $\varkappa$ beim elektrischen Leiter. Eisen leitet die Feldlinien μmal so gut wie Luft; die im Eisen verlaufenden Linien bezeichnet man als Induktionslinien.

Es ist $\mu > 1$ für Eisen, Nickel, Kobalt (Eisen $\mu = 500$ bis 2000), $\mu = 1$ für Luft, Holz, Glas, Messing, $\mu < 1$ für Kupfer, Silber, Antimon, Wismut.

Bei letzteren Metallen ist also die Liniendichte geringer, als sie vorher in Luft war, doch ist der Unterschied nicht sehr groß. Für Eisen ist μ nicht konstant, sondern hängt von $\mathfrak{H}$ ab. Fig. 16 zeigt die Abhängigkeit $\mathfrak{B} = \mu\mathfrak{H}$ von $\mathfrak{H}$. μ entspricht der Neigung der Kurven.

Wenn in einem Stück Eisen, Fig. 17, der gesamte magnetische Induktionsfluß (kurz „Fluß" genannt) Φ ist, so ist

im Querschnitt F_1 die Liniendichte $\mathfrak{B}_1 = \Phi/F_1$; in F_2 ist $\mathfrak{B}_2 = \Phi/F_2$.

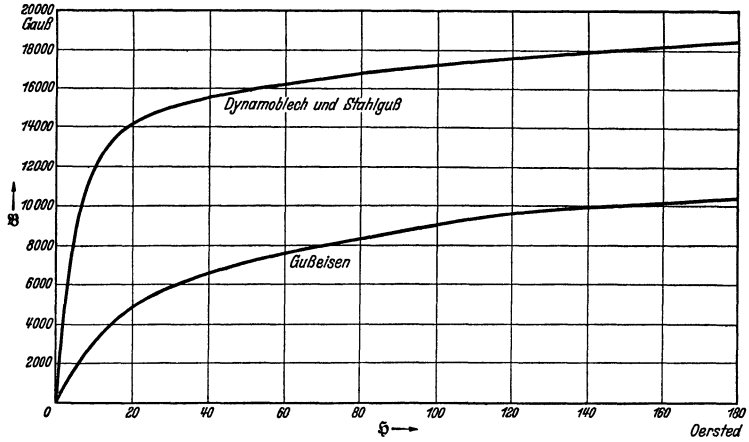


Fig. 16.

Um einem magnetischen Fluß eine bestimmte Bahn vorzuschreiben, wird bei elektrischen Maschinen und Geräten weitgehend Eisen angewendet. Der Großteil des Flusses verläuft dann als Induktionslinien im Eisen, während nur wenige Feldlinien den nicht gewünschten Weg durch die benachbarte Luft nehmen (Streufluß Φ_s). Mit magnetischer Streuung wird die Zahl Φ_s/Φ bezeichnet. Wie der elektrische Strom gehen die magnetischen Feldlinien immer den Weg geringsten Widerstandes.

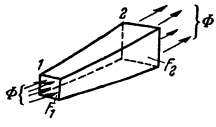


Fig. 17.

Magnetischer Widerstand $R = 1/\mu \cdot l/F$ (entspricht $R = \varrho \cdot l/F$ oder $R = l/F\varkappa$, vgl. 7).

Brechung der Feldlinien. Ähnlich wie Lichtstrahlen, werden magnetische Feldlinien beim Übergang von einem Stoff in einen anderen gebrochen, und zwar verhält sich die Tangente des Einfalls- zu der des Brechungswinkels wie die Permeabilitäten (Fig. 18):

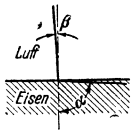


Fig. 18.

$$\operatorname{tg}\alpha/\operatorname{tg}\beta = \mu_1/\mu_2 .$$

Für Eisen gegen Luft wird dieser Wert sehr groß. Aus Eisen treten die Feldlinien daher immer nahezu senkrecht zur Fläche in die Luft aus. Andererseits werden Feldlinien, gleichviel unter welchem Winkel sie aus Luft kommend auf Eisen treffen, derart stark gebrochen, daß sie im Eisen fast parallel zur Oberfläche weiterlaufen und keine Feldlinie durch das Eisen hindurchgeht. Durch genügend starke Eisengehäuse können daher magnetische Felder vom Innenraum der Gehäuse ferngehalten werden (Abschirmwirkung).

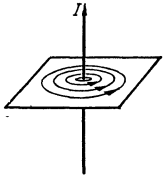


Fig. 19.

13. Elektromagnetismus. Fließt ein Strom I durch einen Leiter, so bildet sich ein magnetisches Feld, Fig. 19, dessen Feldlinien konzentrisch um ihn verlaufen.

Schraubenregel. Die Richtung der Feldlinien ist die Drehrichtung einer (rechtsgängigen) Schraube, wenn die Stromrichtung durch die Vorschubrichtung beim Einschrauben dargestellt wird.

Aus **11** ergibt sich: Gleichgerichtete Ströme ziehen sich an (weil die beiden Magnetfelder suchen, sich gegenseitig zur Deckung zu bringen), entgegengesetzt gerichtete stoßen sich ab.

Die Windung. Aus Fig. 20 folgt bei Anwendung der Schraubenregel, daß im Innern einer stromdurchflossenen Windung ein Feld Φ entsteht, dessen Richtung gleich der Achsenrichtung der Windung ist, Fig. 21. Auch hier gilt die Schraubenregel: Drehrichtung entspricht der Richtung des Kreisstromes, Vorschubrichtung der Richtung der Feldlinien.

Die Spule besteht aus einer Anzahl von Windungen, die vom Strom durchflossen werden. Der magnetische Fluß der einzelnen Windungen addiert sich,

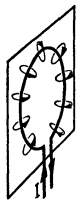


Fig. 20.

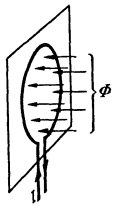


Fig. 21.

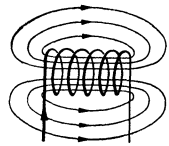


Fig. 22.

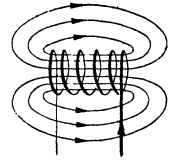


Fig. 23.

und es entsteht ein Bild magnetischer Feldlinien ähnlich dem eines Stabmagneten, Fig. 22. Für die Anwendung der Schraubenregel kommt es nur auf die Richtung des elektrischen Stromes I in jeder einzelnen Windung an (Drehrichtung der Schraube, Fig. 23).

Eine rechtsgewickelte Spule erzeugt dasselbe magnetische Feld wie die linksgewickelte, wenn der Strom jede einzelne Windung im gleichen Sinne durchfließt.

In der Elektrotechnik versieht man fast alle Spulen mit Eisenkernen. Der magnetische Fluß ist dann nicht nur μmal größer als in Luft, sondern es wird ihm auch sein Weg vorgeschrieben (**12**).

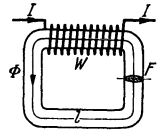


Fig. 24.

14. Der magnetische Kreis. Es sei in Fig. 24:

I A der die Spule durchfließende Strom, w die Windungszahl der Spule, Φ Maxwell die im Eisen erzeugte gesamte Induktionslinienzahl (Spulenfluß), F cm² der Eisenquerschnitt, l cm der Eisenpfad (mittlere Länge der Induktionslinien), μ die Permeabilität des Eisens. Es ergibt sich

$$\Phi = 0{,}4\pi \cdot w \cdot I \cdot \frac{\mu \cdot F}{l} = \frac{0{,}4\pi w I}{R}, \quad \text{worin} \quad R = \frac{l}{\mu F}.$$

Diese Formel entspricht dem Ohmschen Gesetz $I = U/R$ für den elektrischen Strom. $0{,}4\pi wI$ ist die magnetische Spannung, die den magnetischen Fluß Φ durch den magnetischen Widerstand R treibt. Die Aufrechterhaltung des magnetischen Flusses erfordert keine Arbeit, sondern die zugeführte elektrische Arbeit wird im Ohmschen Widerstand der Spulenwicklung in Stromwärme umgesetzt. Die magnetische Spannung $0{,}4\pi wI$ wird durch wI bedingt, das ist die Amperewindungszahl der Spule, mit welcher der magnetische Fluß verkettet ist; sie heißt Durchflutung Θ und wird in Ampere gemessen.

Aus $\Theta = wI = \Phi/0{,}4\pi\mu F \cdot l = \mathfrak{B}/0{,}4\pi\mu \cdot l$ ergibt sich $\Theta/l = \mathfrak{B}/0{,}4\pi\mu$. Dieser Wert gibt die für 1 cm Induktionslinienweg zur Erreichung eines bestimmten $\mathfrak{B}$ erforderliche Durchflutung an. Da μ nicht konstant ist, entnimmt man den Wert Θ/l aus den Kurven Fig. 25. $\mathfrak{B}$ ist nicht proportional I; ist $\mathfrak{B}$ gering, so kann aber Proportionalität zwischen $\mathfrak{B}$ und I angenommen werden.

Für Luft ist $\mathfrak{B} = \mathfrak{H}$, und es gilt $\Theta/l = \mathfrak{H}/0{,}4\pi \approx 0{,}8\mathfrak{H}$.

Für eine bestimmte Spule in Luft (ohne Eisen) ist $\mathfrak{H}$ und damit $\Phi = F \cdot \mathfrak{H}$ proportional I.

Besteht der magnetische Kreis aus mehreren Teilen verschiedener Stoffe oder verschiedener Querschnitte, so wird Θ für jeden Teil bestimmt und die einzelnen Θ werden addiert.

Die Einheiten für die Feldstärke $\mathfrak{H}$ und die magnetische Induktion $\mathfrak{B}$, Oersted und Gauß, gehören dem absoluten elektromagnetischen Maßsystem an, denn der Einheitspol ist aus der absoluten Einheit der Kraft, 1 Dyn, entwickelt worden (**11**). Das gilt auch für die Einheit Maxwell des magnetischen Induktionsflusses.

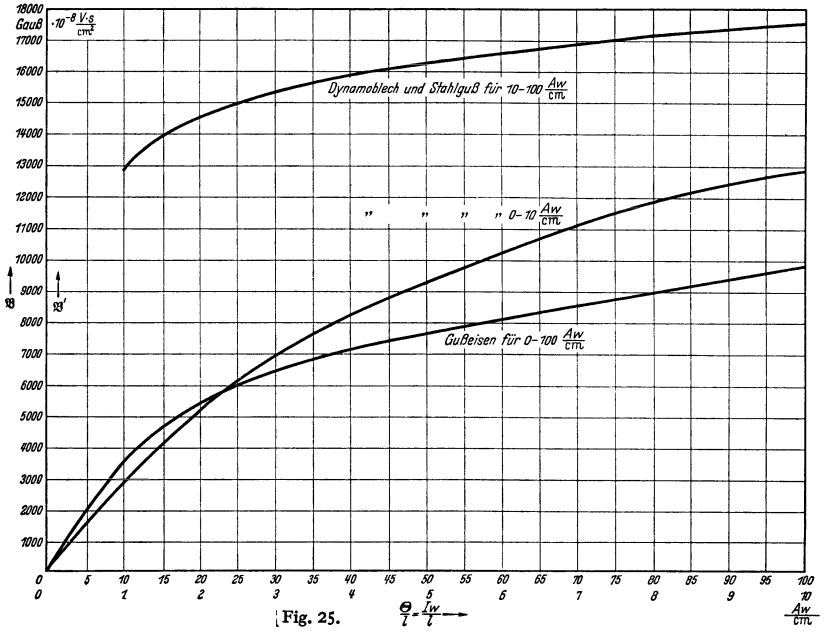


Fig. 25.

Im praktisch-technischen Maßsystem wird die magnetische Feldstärke durch die zu ihrer Erzeugung notwendigen Amperewindungen je cm Feldlinienweg auf Grund der Gleichung gemessen:

$$\Theta/l = wI/l = \mathfrak{H}/0{,}4\pi$$

und als Einheit diejenige Zahl von Amperewindungen je cm gesetzt, die zur Erzeugung einer magnetischen Feldstärke von einer elektromagnetischen Einheit, also einer Feldliniendichte von einer Feldlinie je cm^2 Fläche nötig sind. Als praktisch-technische Feldstärke ergibt sich dann

$$\mathfrak{H}' = \mathfrak{H}/0{,}4\pi \text{ gemessen in A/cm.}$$

Mit $\mathfrak{B} = \mu\mathfrak{H}$ ($\mathfrak{B}$ in Gauß, $\mathfrak{H}$ in Oersted gemessen, **11** und **12**) wird

$\mathfrak{B}$ Gauß $= \mu \cdot 0{,}4\pi\mathfrak{H}'$ und Φ Maxwell $= \mathfrak{B} \cdot F$ Gauß $\cdot\, cm^2 = \mu \cdot 0{,}4\pi\mathfrak{H}'F$.

Im praktisch-technischen Maßsystem wird als Einheit für Φ die Zahl von 10^8 Maxwell gesetzt; aus der Gleichung e Volt $= -w\,d\Phi/dt \cdot 10^{-8}$ Maxwell/s (**16**) folgt

$$10^8 \text{ Maxwell} = 1 \text{ Volt} \cdot \text{Sekunde}, \quad \Phi' \text{ V} \cdot \text{s} = \mu \cdot 0{,}4\pi\mathfrak{H}'F\,10^{-8}.$$

Die „Induktionskonstante" $0{,}4\pi \cdot 10^{-8}$ wird mit Π bezeichnet.

$$\Phi' \text{ V} \cdot \text{s} = \Pi\mu \cdot \mathfrak{H}' \cdot F = \Pi\mu wI/l \cdot F \quad [I \text{ in Amp., } F \text{ in } cm^2, \; l \text{ in cm}].$$

Dies ist die Gleichung für den magnetischen Kreis im praktisch-technischen Maßsystem; sie folgt auch aus der Gleichung in **14**, wenn man diese mit 10^{-8} multipliziert.

Die Einheit für die magnetische Induktion $\Phi : F = \mathfrak{B}$ ergibt sich im praktisch-technischen Maßsystem zu V · s/cm^2; in diesem Maßsystem wird

$$\mathfrak{B}' \text{ V} \cdot \text{s/cm}^2 = \Pi \cdot \mu \cdot \mathfrak{H}' = \Pi\mu\, wI/l \quad [I \text{ in Ampere, } l \text{ in cm}].$$

In Fig. 25 ist z. B. als Abszisse $\mathfrak{H}' = wI/l$ in A/cm, also im praktisch-technischen Maßsystem aufgetragen, als Ordinate sowohl $\mathfrak{B}$ in Gauß wie auch $\mathfrak{B}'$ in V · s/cm². $\mathfrak{B}$ und $\mathfrak{B}'$ unterscheiden sich durch den Faktor 10^8, d. h. $\mathfrak{B}' = \mathfrak{B} \cdot 10^{-8}$. Man rechnet aber meist $\mathfrak{B}$ in Gauß und nicht $\mathfrak{B}'$ in V · s/cm², ebenso Φ in Maxwell und nicht Φ' in V · s.

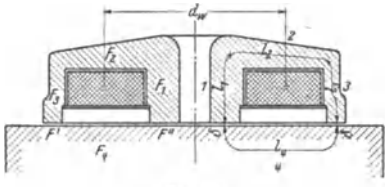


Fig. 26.

15. Beispiel, Fig. 26. Ein Lasthebemagnet von 800 mm Außendmr. soll einen Stahlblock von $G = 4000$ kg tragen. Die Spule besteht aus Aluminiumdraht, mittlerer Windungsdmr. $d_w = 0{,}48$ m. Die magnetischen Induktionslinien laufen im mittleren Teil 1 nach oben, im Teil 2 strahlenförmig (radial) nach außen, im Teil 3 nach unten und schließen sich durch die Last 4. Die zugehörigen mittleren Induktionslinienwege werden aus der Zeichnung ermittelt und sind $l_1 = 18{,}5$ cm, $l_2 = 29$ cm, $l_3 = 17$ cm, $l_4 = 40$ cm (geschätzt). Wegen der nicht ebenen Oberfläche des Blockes liegt dieser nur in wenigen Punkten an, so daß ein Luftspalt im Mittel von $\delta = 0{,}5$ cm angenommen wurde, der sowohl innen wie außen vorhanden ist. Der magnetische Fluß Φ geht außen auf der Kreisringfläche $F' = 1230$ cm² in den Block über und von diesem auf der Kreisringfläche $F'' = 400$ cm² in den Magneten zurück. Der mittlere Querschnitt ist auf der Strecke l_1 $F_1 = 465$ cm², auf der Strecke l_2 ist $F_2 = 900$ cm², auf der Strecke l_3 ist $F_3 = 920$ cm². Im Block 4 steht den Induktionslinien ein sehr großer Querschnitt zur Verfügung; sie drängen sich aber außen auf $F' = 1230$ cm² und innen auf $F'' = 400$ cm² zusammen, so daß der mittlere Querschnitt auf der Strecke l_4 mit $F_4 = 800$ cm² geschätzt werden kann. Die Zugkraft eines Magneten mit dem Fluß Φ ist

$$P = \frac{\Phi^2}{8\pi F \cdot 981000} \text{ kg}$$

und ist hier gleich der Summe der Zugkräfte am äußeren und am inneren Kreisring

$$P = \frac{\Phi^2}{8\pi \cdot F' \cdot 981000} + \frac{\Phi^2}{8\pi F'' \cdot 981000} \text{ kg}.$$

Für eine gewünschte Zugkraft P ergibt sich

$$\Phi = \sqrt{\frac{8\pi \cdot 981000 \cdot P \cdot F' \cdot F''}{F' + F''}}.$$

Der Magnet muß nicht nur das Gewicht G der Last tragen, sondern auch die zum Beschleunigen der Last beim Anheben erforderliche Kraft oder die noch größere Massenkraft beim Stoppen der Senkbewegung aufbringen. Diese kann für übliche Verhältnisse als 3 vH Zuschlag zu G berücksichtigt werden. Zwecks Sicherheit gegen Abfallen der Last wird der Magnet für eine Zugkraft $P = 5000$ kg berechnet.

$$\Phi = \sqrt{\frac{8\pi \cdot 981000 \cdot 5000 \cdot 1230 \cdot 400}{1230 + 400}} = 6200000 \text{ Maxwell}.$$

Für die einzelnen Teile des magnetischen Kreises ergibt sich:

	Teil des magnetischen Kreises					
	1	2	3	Luftspalt außen	4	Luftspalt innen
Φ Maxwell	$6{,}2 \cdot 10^6$	$6{,}2 \cdot 10^6$	$6{,}2 \cdot 10^6$	$6{,}2 \cdot 10^6$	$6{,}2 \cdot 10^6$	$6{,}2 \cdot 10^6$
Querschnitt F cm² . . .	465	900	920	1230	800	400
Werkstoff	Stahlguß	Stahlguß	Stahlguß	Luft	Stahlguß	Luft
Magnetische Induktion $\mathfrak{B} = \Phi : F$ Gauß, für Luft: Feldstärke $\mathfrak{H} = \Phi : F$ Oersted	13350	6920	6750	5030	7750	15500
Durchflutung pro cm $\frac{\Theta}{l} = \mathfrak{H}' \frac{\text{A}}{\text{cm}}$ [1]	12	3	2,9	4024	3,6	12400
Feldlinienweg l oder δ cm	18,5	29	17	0,5	40	0,5
Durchflutung $\Theta = \frac{\Theta}{l} \cdot l$ A	223	87	50	2012	144	6200

[1]) Für die Teile 1 bis 4 aus Fig. 25, für die Luftspalte aus $\Theta/l = 0{,}8\,\mathfrak{H}$.

Die gesamte erforderliche Durchflutung ist die Summe der Zahlen der letzten Reihe

$$\Theta = 8716 \text{ A}.$$

Ist U die zur Verfügung stehende Spannung, I der Strom in der Spule, R deren Widerstand (betriebswarm), F der Querschnitt des Drahtes, l_w die gesamte Drahtlänge aller Windungen, d_w der mittlere Windungsdurchmesser und ϱ der spezifische Widerstand des Leiters (betriebswarm), so ergibt sich aus

$$U/\Theta = U/Iw = R/w = l_w \cdot \varrho/Fw = d_w \cdot \pi \cdot w \cdot \varrho/Fw, \quad F = d_w \pi \varrho \, \Theta/U.$$

Da $\varrho = 1{,}25\,\varrho_{20} = 0{,}038$ für Aluminium (7), ergibt sich für $U = 440$ Volt

$$F = 0{,}48\pi \cdot 0{,}038 \cdot 8716/440 = 1{,}13 \text{ mm}^2 \ (\approx 1{,}2 \text{ mm Dmr.}).$$

Wird eine zulässige Stromdichte im Leiter $s = 2{,}5$ A/mm² angenommen, so ist

$$I = F \cdot s = 2{,}84 \text{ A},$$

die Windungszahl $w = \Theta/I = 3060$,

der Widerstand der Spule $R = d_w \cdot \pi \cdot w \cdot \varrho/F = 0{,}48 \cdot \pi \cdot 3060 \cdot 0{,}038/1{,}13 = 155$ Ohm.

Probe: $I = U/R = 440 \text{ V}/155\,\Omega = 2{,}84$ A.

Die Leistungsaufnahme ist $N^2 = I^2 \cdot R$ oder $U \cdot I = 1250$ Watt.

Leiterquerschnitt der 3060 Windungen $= 3060 \cdot 1{,}13 \approx 3500$ mm²; die Windungen sind in dem zur Verfügung stehenden Hohlraum, der nach der Zeichnung 19000 mm² beträgt, samt Auskleidung des Raumes mit Isolierstoffen, Spulenumhüllung und Lagenisolation sowie unter Berücksichtigung der zwischen den runden Drähten verbleibenden toten Räume ohne Schwierigkeit unterzubringen. Die sehr dünne Isolation des Leiters selbst besteht aus Aluminiumoxyd.

Von der gesamten Durchflutung erfordern die Luftspalte den weitaus größten Anteil. Soll der Magnet loses Gut fördern (Roheisenmasseln, Drehspäne), so nimmt die Zugkraft um so mehr ab, je größer die Lufträume zwischen dem Gut sind. Näheres darüber s. S. 401.

Ist der Block schmaler als 800 mm, so bedeckt er den äußeren Kreisring nur teilweise. F' wird kleiner, $\mathfrak{H}$ an dieser Stelle größer und erfordert eine größere Durchflutung. Bleibt diese aber unverändert, so sinkt Φ und die Tragkraft P. Schmalere Blöcke müssen daher leichter sein, um noch getragen zu werden.

V. Grundgesetze des Wechselstroms.

16. Magnet-elektrische Induktion. Für die Erzeugung von elektrischen Spannungen auf magnetischem Wege — durch Induktion — gilt das Induktionsgesetz von Faraday:

Wird ein Leiter in einem magnetischen Felde bewegt, so ist die in ihm induzierte EMK proportional der Geschwindigkeit, mit der sich der magnetische Fluß Φ ändert, der mit diesem Leiter verkettet ist.

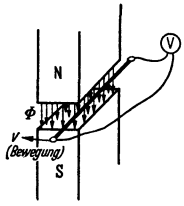


Fig. 27.

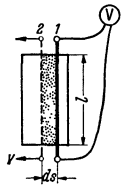


Fig. 28.

Es ist gleichgültig, ob der Leiter oder das Feld bewegt wird, es kommt nur auf die Relativbewegung zwischen beiden an.

Ist die Induktionsliniendichte, Fig. 27 und 28, $\mathfrak{B}$ und wird der Leiter von der Lage 1 um ds nach der Lage 2 bewegt, so nimmt die mit dem Leiter verkettete Induktionslinienzahl um $\mathfrak{B} \cdot l \cdot ds$ zu. Diese Zahl Induktionslinien hat der Leiter bei seiner Bewegung geschnitten.

Verkettet sind mit dem Leiter diejenigen Induktionslinien, welche die aus den Anschlüssen zum Meßinstrument gebildete Leiterschleife durchsetzen.

$$e = -d\Phi/dt \text{ in absoluten Einheiten.}$$

Ist w die Anzahl der Leiter (Leiterschleifen, Windungen), so wird $e = -w \cdot d\Phi/dt$ oder

$$e = -w \cdot d\Phi/dt \cdot 10^{-8} \text{ Volt.}$$

In einem homogenen Feld ist $d\Phi = \mathfrak{B} \cdot l \cdot ds$ und $ds/dt = v$; es ergibt sich

$$e = -w\,\mathfrak{B} \cdot l \cdot v \cdot 10^{-8} \text{ Volt.}$$

Richtung der EMK: Diese ist immer so gerichtet, daß sie durch die Leiterschleife einen Strom zu treiben sucht, der die Änderung des Flusses verhindert **(Lenzsches Gesetz)**. Das Umgekehrte würde dem Gesetz von der Erhaltung

der Energie widersprechen. Das Lenzsche Gesetz wird durch das negative Vorzeichen gekennzeichnet und lautet allgemein: Jede Änderung eines Zustandes löst eine Gegenwirkung aus, welche die Änderung zu verhindern sucht.

Dreifingerregel: Man spreizt die ersten drei Finger der rechten Hand so, daß jeder auf den beiden anderen senkrecht steht. Man stellt dann den ersten Finger (Daumen) in die Bewegungsrichtung, den zweiten in die Feldlinienrichtung, dann gibt der dritte die Spannungsrichtung an.

(Die Anfangsbuchstaben: Bewegung, Feld, Spannung folgen im Alphabet aufeinander und entsprechen dem 1., 2. und 3. Finger.)

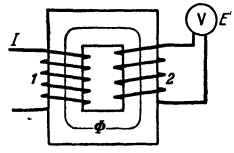


Fig. 29.

Die Änderung $d\Phi$ des magnetischen Flusses, welche die EMK e induziert, kann auch durch einen elektrischen Strom erzeugt werden. Wenn der Strom I (Fig. 29) in der Spule 1 verstärkt oder geschwächt wird, so ändert sich im gleichen Sinne der Fluß Φ, der den magnetischen Kreis und damit auch die Spule 2 durchsetzt. Es wird in der Spule 2 eine EMK induziert, solange in der Spule 1 der Strom sich ändert (Grundgedanke des Transformators).

Erzeugung von Wechselspannungen durch Induktion.

17. Bei Drehung des Magneten NS (Fig. 30) ändert sich der magnetische Fluß im eisengeschlossenen magnetischen Kreis nach der Kurve für Φ in Fig. 31, wobei die Umkehr des Flusses negativ aufgetragen wurde. In der Spule, die mit dem Flusse verkettet ist, entsteht eine EMK $e = -w \cdot d\Phi/dt$ entsprechend dem Neigungswinkel der Φ-Kurve. Solange Φ konstant, ist e = Null. Als Abszisse wird die Zeit t oder der Drehungswinkel α aufgetragen. Die Richtung der Drehung ist gleichgültig. Die Spannungskurve des Wechselstroms der Licht- und Kraftnetze soll aus bestimmten Gründen (**32**, **34** u. **58**) sinusförmig verlaufen. Man erreicht dies durch entsprechende Formgebung der Polschuhe, die nicht konzentrisch zum Mittelpunkt abgerundet werden, Fig. 32.

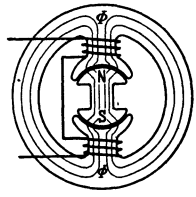


Fig. 30.

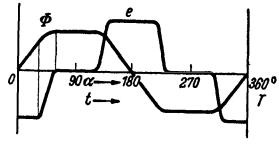


Fig. 31.

Fig. 32.

18. Die sinusförmige Wechselspannung. Wenn die Polschuhe des Polrades so geformt sind, daß sich Φ abhängig von der Zeit t oder dem Drehungswinkel α sinusförmig ändert, so gilt nach Fig. 33 für den Augenblickswert Φ:

$$\Phi = \max \Phi \sin \alpha,$$

worin $\max \Phi$ den Höchstwert von Φ bedeutet, das ist die Polstärke des Polrades. Bei $\alpha = 90°$, Fig. 30, und $\alpha = 270°$ ist $\Phi = \max \Phi$.

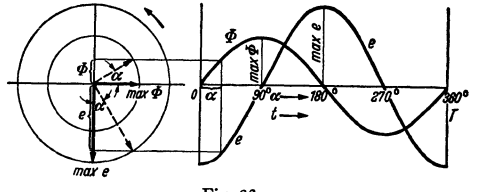


Fig. 33.

Wenn ω = Winkelgeschwindigkeit der Drehung des Polrades, so ist

$$\alpha = \omega t; \quad \Phi = \max \Phi \sin(\omega t).$$

$$d\Phi = \max \Phi \cos(\omega t)\, d(\omega t) = \max \Phi \omega \cos(\omega t)\, dt;$$

$$e = -w \cdot d\Phi/dt \cdot 10^{-8} = -w \max \Phi \omega \cdot \cos(\omega t) \cdot 10^{-8} \text{ Volt}.$$

Die e-Kurve ist eine Kosinuskurve, d. h. eine Sinuskurve, die der Φ-Kurve um 90° nacheilt.

$\max e$, der Höchstwert von e, tritt ein für $\cos(\omega t) = -1$, also $\omega t = 180°$

$$\max e = \omega \cdot w \cdot \max \Phi 10^{-8} \text{ Volt.}$$

Man kann setzen $e = -\max e \cdot \cos\alpha = \max e \sin(\alpha - 90°)$, woraus wieder das Nacheilen von e gegen Φ um 90° ersichtlich. Wird die Zahl der in 1 Sekunke erzeugten ganzen Sinusschwingungen der Spannung — und auch des Magnetfeldes Φ — f (Frequenz, Periodenzahl) genannt, so entspricht diese bei der zweipoligen Maschine der sekundlichen Drehzahl. f wird gemessen in Hertz Hz.

$$2\pi f = \omega; \quad \max e = 2\pi f w \max \Phi\, 10^{-8} \text{ Volt.}$$

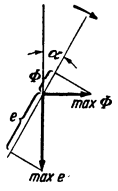


Fig. 34.

Die Zeitdauer einer ganzen Sinuswelle wird mit T bezeichnet (Schwingungszeit).

Es ist dann $f = 1/T, \quad T = 1/f.$

19. Das Zeigerdiagramm (Vektordiagramm). Bei Drehung des Zeigers (Vektors) $\max \Phi$ um den Winkel α ist seine Projektion auf die Senkrechte gleich dem zu α gehörigen Augenblickswert $\Phi = \max \Phi \sin\alpha$, die Projektion des 90° nacheilenden Zeigers $\max e$ ist im gleichen Augenblick $e = \max e \sin(\alpha - 90°)$. Die Projektionen ergeben daher die zu α gehörigen Werte Φ und e, Fig. 33. Die gleichen Werte werden erhalten, wenn $\max \Phi$ und $\max e$ feststehend gedacht und die ursprünglich Senkrechte um α entgegengesetzt gedreht wird. (Darstellung mit „Zeitlinie", Fig. 34.)

Wann die Drehung der Zeiger begonnen wird, ist gleichgültig. Meist wird mit dem Nullwert einer der Wellen (zugehöriger Zeiger waagerecht) oder mit dem Höchstwert (zugehöriger Zeiger senkrecht) angefangen.

Im Zeigerdiagramm ist der Winkel zwischen den einzelnen Zeigern schärfer zu erkennen als im Wellendiagramm. Daher wird das letztere in der Elektrotechnik selten angewendet.

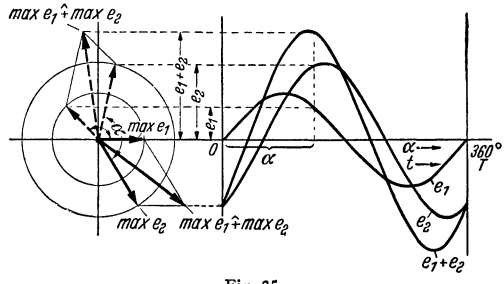


Fig. 35.

Addition von Zeigern. Jede wechselnde Größe kann nach den Gesetzen der Differentialrechnung für eine sehr kurze Zeit als konstant angenommen werden. Daher können die Augenblickswerte mehrerer gleichzeitig auftretender Wechselspannungen, Wechselfelder und Wechselströme wie bei Gleichstrom addiert werden. Wenn z. B. zwei zeitlich verschobene Wechselspannungen e_1 und e_2 mit den Höchstwerten $\max e_1$ und $\max e_2$ auftreten, so ergibt sich im Wellendiagramm die Kurve $e_1 + e_2$, Fig. 35. Dieselbe Kurve wird erhalten, wenn im Zeigerdiagramm $\max e_1$ und $\max e_2$ geometrisch addiert werden und hieraus das Wellendiagramm entwickelt wird. Zeiger werden daher wie Kräfte geometrisch addiert und subtrahiert.

Wegen der Aufzeichnung eines Zeigerdiagramms vgl. auch **21**, Anmerkung.

20. Effektivwert. Wenn die von einer Wechselstrommaschine erzeugte Wechselspannung e einem Widerstand R aufgedrückt und von Verlusten in der Maschine und den Zuleitungen abgesehen wird, so gilt das Ohmsche Gesetz für

jeden Augenblick, da die Wechselspannung für sehr kurze Zeit als konstant angesehen werden kann, Fig. 36.

Es ist $i = e/R$, und wenn e sich sinusförmig ändert, muß das auch mit i der Fall sein, Fig. 37.

$i = \max i \sin(\omega t)$ und $\max i = \max e/R$ (e und i sind in Phase).

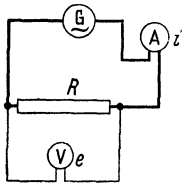


Fig. 36.

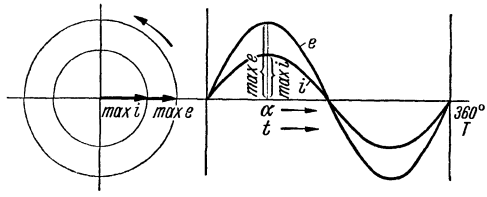


Fig. 37.

Der Wechselstrom i leistet während der Zeit dt im Widerstand R eine Arbeit (Stromwärme, **10**)

$$dW = i^2 R\, dt.$$

Die Arbeit einer Periode (ganzen Welle) ist

$$W = R\int_{t=0}^{t=T} i^2\, dt.$$

Das Integral $\int_{t=0}^{t=T} i^2\, dt$ ist gleich der schraffierten Fläche in Fig. 38.

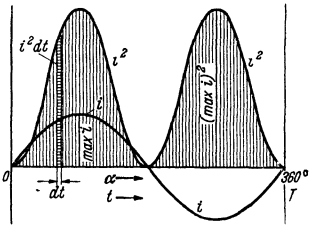


Fig. 38.

Rechnerische Lösung:

$$i = \max i \sin\alpha = \max i \sin(\omega t),$$

$$\int_0^T i^2\, dt = (\max i)^2 \int_0^T \sin^2(\omega t)\, dt = (\max i)^2 \int_0^T \frac{\sin^2(\omega t)\, d(\omega t)}{\omega},$$

$$\omega t = \alpha, \quad \omega T = 2\pi, \quad \frac{\pi}{\omega} = \frac{T}{2},$$

$$\int_0^T i^2\, dt = (\max i)^2/\omega \cdot [\omega t/2 - \sin(2\omega t)/4]_{t=0}^{t=T} = (\max i)^2/\omega \cdot [\omega T/2 - \sin 2\omega T/4]$$

$$= (\max i)^2/\omega \cdot [\pi - \sin 4\pi/4] = (\max i)^2/\omega \cdot \pi = (\max i)^2/2 \cdot T,$$

$$W = R \cdot (\max i)^2 \cdot T/2.$$

Ein Gleichstrom I, der in derselben Zeit T dieselbe Wärmearbeit im Widerstand R leistet, müßte die Gleichung erfüllen

$$W = I^2 \cdot R \cdot T, \quad \text{daher} \quad I^2 = (\max i)^2/2; \quad I = \max i/\sqrt{2}.$$

Ein sinusförmiger Wechselstrom vom Höchstwert $\max i$ hat dieselbe Wirkung wie ein Gleichstrom von der Größe $\max i/\sqrt{2}$ = „Effektivwert des Wechselstroms", der mit I_{eff} oder meist mit I ohne Index bezeichnet wird.

Das gleiche gilt für die sinusförmige Wechselspannung:

$$E_{\text{eff}} = E = \max e/\sqrt{2}.$$

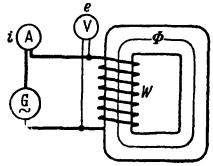


Fig. 39.

Meßgeräte zeigen den Effektivwert an.

21. Die Spule im Wechselstromkreis. Wenn einer Spule, Fig. 39, deren magnetischer Fluß durch Eisen geschlossen ist, eine Wechselspannung aufgedrückt wird, so ist in jedem Augenblick nach **14**

$$\Phi = 0{,}4\pi \cdot i \cdot wF\mu/l = C \cdot i \quad (\Phi \text{ und } i \text{ sind in Phase, Fig. 40}).$$

Φ induziert in der Spule eine EMK $e' = -w\,d\Phi/dt$, die dem Fluß Φ 90° nacheilt (18). Dieser von der Spule erzeugten Gegen-EMK muß die vom Generator der Spule aufgedrückte Spannung e das Gleichgewicht halten, e muß daher in jedem Augenblick gleich und entgegengesetzt e' sein. e eilt dem Fluß Φ um 90° vor.

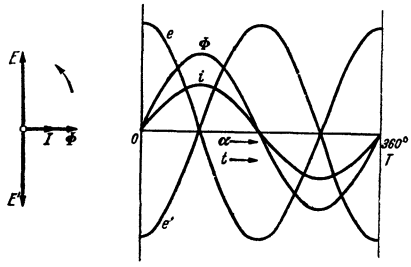


Fig. 40.

Strom und Fluß eilen der aufgedrückten Spannung um 90° nach.

Anmerkung: In den Zeigerdiagrammen pflegt man nicht die Höchstwerte, sondern die Effektivwerte als Zeiger einzuzeichnen. Beide unterscheiden sich nur durch die Konstante $\sqrt{2}$.

Nach 18 ist: $\max e = 2\pi f w \cdot \max \Phi \cdot 10^{-8}\,\mathrm{V} = \max e'$.

Effektivwert $E = 2\pi/\sqrt{2} \cdot f w \max \Phi\, 10^{-8}\,\mathrm{V} = 4{,}44 f w \max \Phi\, 10^{-8}\,\mathrm{V}$.

Für den Augenblickswert e ergibt sich weiter aus

$$e = w\,d\Phi/dt\,10^{-8}\,\mathrm{V}$$

und

$$\Phi = 0{,}4\pi w i F \mu/l. \quad | \quad d\Phi = 0{,}4\pi w F \mu/l \cdot di.$$

$$e = [0{,}4\pi w^2 F \mu/l \cdot 10^{-8}]\,di/dt\,\mathrm{V}.$$

Der in eckigen Klammern stehende Wert, die „Induktivität" L der Spule, ist für jede Spule eine Konstante; sie wird gemessen in Henry H.

$$L\,\mathrm{H} = 0{,}4\pi w^2 F \mu/l \cdot 10^{-8}; \quad e = L \cdot di/dt.$$

$L = 1$ H, wenn $e = 1$ V und $di/dt = 1$ A/s.

1 Henry = 1 Volt · 1 s/1 Amp = $10^8 \cdot 1/10^{-1} = 10^9$ absolute Einheiten.

Werden für e und i, also auch di, die Einheiten des absoluten Maßsystems gesetzt, so erhält man 1 cm als Einheit für L.

$$1\,\mathrm{H} = 10^9\,\mathrm{cm}.$$

Aus der Gleichung 1 Volt = 1 Henry · 1 Ampere/1 Sekunde ergibt sich ferner: Eine Spule hat die Induktivität 1 Henry, wenn eine Änderung des Stromes um 1 Ampere in 1 Sekunde in ihr eine EMK von 1 Volt induziert.

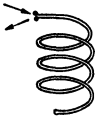


Fig. 41.

Soll vermieden werden, daß bei Änderung des Stromes oder Speisung eines Gerätes mit Wechselstrom in einer Spule eine EMK induziert wird, so muß die Spule induktionsfrei gewickelt werden ($L = 0$). Bifilar gewickelte Spule, Fig. 41, für die $w = 0$, oder Wicklung des Leiters auf flache Streifen aus Isolierstoff (Glimmer), z. B. bei Widerständen für Meßzwecke und zur Regelung von Motoren oder bei Heizkörpern für elektrische Heizgeräte.

22. Wenn einer Spule eine sinusförmige Wechselspannung vom Effektivwert E aufgedrückt wird, so ist nach 21

$E = 2\pi/\sqrt{2} \cdot f w \max \Phi\, 10^{-8}\,\mathrm{V} = 2\pi f w \Phi \cdot 10^{-8}\,\mathrm{V}$ (Φ = Effektivwert des Flusses),

ferner $\Phi = 0{,}4\pi w \cdot I \cdot F\mu/l$.

$$E = 2\pi f w \cdot 0{,}4\pi w I \cdot F\mu/l \cdot 10^{-8}\,\mathrm{V} = \omega\,[0{,}4\pi w^2 F\mu/l] \cdot 10^{-8} \cdot I\,\mathrm{V},$$

$E = I \cdot \omega L$ (entspricht dem Ohmschen Gesetz) für ideale Spule ohne Ohmschen Widerstand R. ωL = Scheinwiderstand Z der Spule für Wechselstrom

$$E = I \cdot Z.$$

Spule mit Ohmschem Widerstand R, Fig. 42.

R und L denkt man sich getrennt und hintereinander geschaltet, da der Strom in beiden derselbe ist, Fig. 43. Um I durch R zu treiben, ist ihm eine EMK $E_R = I \cdot R$ aufzudrücken, in Phase mit I, s. **20**, Fig. 44a. Um I durch L zu

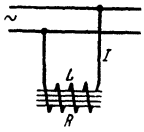


Fig. 42.

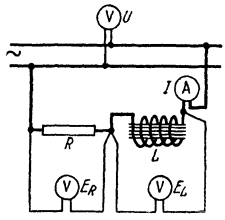


Fig. 43.

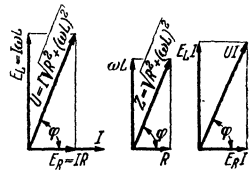


Fig. 44a bis c.

treiben, ist diesem eine EMK $E_L = I \cdot \omega L$ aufzudrücken, gegen I 90° voreilend (**21**). Die gesamte aufzudrückende Effektivspannung ist gleich der geometrischen Summe der Zeiger $E_R \dot{+} E_L = U$ (**19**).

$$U = \sqrt{(IR)^2 + (I\omega L)^2}, \quad U = I\sqrt{R^2 + (\omega L)^2} \text{ (Ohmsches Gesetz)}, \quad U = I \cdot Z,$$

$$\text{Scheinwiderstand } Z = \sqrt{R^2 + (\omega L)^2}.$$

Der Strom I eilt der aufgedrückten Spannung U um einen Winkel φ nach, wobei

$$\operatorname{tg}\varphi = \omega L/R \quad \text{und} \quad \cos\varphi = I \cdot R/U = R/\sqrt{R^2 + (\omega L)^2} = R/Z.$$

φ heißt Phasenwinkel oder Phasenverschiebung zwischen U und I. Je kleiner R, um so größer φ. Für $R = 0$ ist $\varphi = 90°$, vgl. Fig. 40.

Fließt in einem gestreckten Leiter ein Wechselstrom, so entsteht um ihn ein Wechselfeld mit konzentrischen Feldlinien, Fig. 19, das nach dem Lenzschen Gesetz im Leiter eine Gegenspannung induziert, welche die den Strom treibende Spannung und damit den Strom selbst zu schwächen sucht. Diese Wirkung ist am stärksten in der Mitte des Leiters, wo die dort fließenden Stromfäden mit den meisten magnetischen Feldlinien verkettet sind. Das Ergebnis ist eine Stromverdrängung aus der Mitte an den Rand des Querschnittes. Die Stromverdrängung wächst mit dem Querschnitt des Leiters und mit der Frequenz; bei Hochfrequenz leitet praktisch nur eine dünne Außenschicht, im Innern fließt kein Strom.

Bei $f = 50$ Hz beträgt die durch Stromverdrängung bewirkte scheinbare Erhöhung des Ohmschen Widerstandes auch bei großen Querschnitten nur einige Prozent; sie ist bei flachen Querschnitten geringer als bei kreisförmigen und quadratischen. Besonders stark ist die Stromverdrängung, wenn der Leiter in Eisen eingebettet ist, vgl. **60** Stromverdrängungsläufer, oder aus Eisen besteht, weil dann das magnetische Feld stärker ist als in Luft.

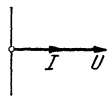


Fig. 45.

23. Die Leistungsaufnahme eines Ohmschen Widerstandes bei sinusförmigem Wechselstrom ist nach **20**:

$$N = W/T = I^2 \cdot R$$

wie bei einem Gleichstrom von der Stärke des Effektivwertes. Strom und Spannung sind in Phase, $\varphi = 0$. Daher auch (Fig. 45)

$$N = U \cdot I \quad \text{(vgl. Fig. 37 und 38)}.$$

Leistungsaufnahme einer rein induktiven Belastung (Spule ohne Ohmschen Widerstand), Fig. 46. Die Augenblicksarbeit ist $u\,i\,dt$. Die Gesamtarbeit (Arbeitsaufnahme während einer Periode) $W = \int_0^T u\,i\,dt$ ist gleich der schraffierten Fläche. Einfache Überlegung ergibt, daß sie aus vier flächengleichen Teilen besteht. Gesamtarbeit einer Periode und damit auch Leistung N gleich Null. Energie schwingt während einer Periode zweimal in die Spule hinein und in gleicher Größe zweimal wieder heraus.

Leistungsaufnahme einer Spule mit Ohmschem Widerstand, Fig. 44a und 47. U eilt um φ gegen I vor. I wird in zwei Komponenten zerlegt, $I\cos\varphi$ in Phase mit U und $I\sin\varphi$ senkrecht dazu. Für erstere gilt $N = U \cdot I\cos\varphi$ (s. oben), für letztere $N =$ Null. Daher ist $I\cos\varphi$ die Leistungskomponente, der Wirkstrom, $I\sin\varphi$ die leistungslose Komponente des Stromes, der Blindstrom.

Gesamte Leistungsaufnahme $\boldsymbol{N = U \cdot I \cdot \cos\varphi}$.

$\cos\varphi$ heißt Leistungsfaktor.

Da nach **20** und Fig. 44 $U\cos\varphi = I \cdot R$, so ist auch

$$N = I^2 \cdot R .$$

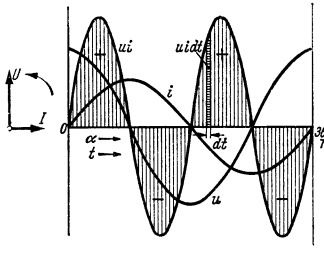


Fig. 46.

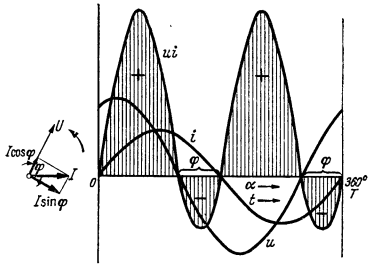


Fig. 47.

Nur der Ohmsche Widerstand (Wirkwiderstand) einer Spule nimmt Leistung auf und setzt sie in Wärme um. $\cos\varphi$ spielt dabei keine Rolle; es ist gleichgültig, ob der Strom mit der aufgedrückten Spannung in Phase ist oder nicht.

In Fig. 47 ist die schraffierte Fläche gleich $\int_0^T u\,i\,dt = W =$ Arbeit einer Periode. Die negativen Teile der Arbeit steigen und fallen mit φ. Bei $\varphi = 90°$ wird aus Fig. 47 die Fig. 46, bei $\varphi = 0$ wird aus ihr die Fig. 38. Die schraffierte Fläche ergibt mit der Frequenz f multipliziert die Leistung N.

Werden in Fig. 44a die drei Zeiger durch I geteilt, so wird als senkrechte Komponente der Blindwiderstand $X = \omega L$, als waagerechte Komponente der Wirkwiderstand R erhalten, die sich zum Scheinwiderstand Z zusammensetzen, Fig. 44b. Diese drei Größen werden in Ohm gemessen. Werden die drei Zeiger in Fig. 44a mit I multipliziert, so wird als senkrechte Komponente die Blindleistung $E_L \cdot I = U \cdot I\sin\varphi$ (gemessen in Blindwatt BW oder Blindkilowatt BkW), als waagerechte Komponente die Wirkleistung $E_R \cdot I = U \cdot I\cos\varphi$ (W oder kW) erhalten, die sich zur Scheinleistung $U \cdot I$ (VA oder kVA) zusammensetzen, Fig. 44c.

24. Bei Hintereinanderschaltung von Spulen (Serienschaltung, Reihenschaltung) addieren sich die Einzelspannungen zur Gesamtspannung, der Strom ist in allen Spulen derselbe, Fig. 48 und 49. Lösung am einfachsten zeichnerisch. Aus $I \cdot R_1$ und $I\omega L_1$ werden U_1 und φ_1 erhalten, das ist die in der ersten Spule zwischen Strom I und Spannung U_1 herrschende Phasenverschiebung. Daran werden die sinngemäß gewonnenen Teilspannungen U_2 und U_3 gesetzt und die gesamte aufzudrückende Spannung U erhalten. φ ist die Phasenverschiebung, die in den Zuleitungen vom Leitungsnetz aus zwischen U und I besteht. Alle Größen lassen sich auch an Hand von Fig. 49 rechnerisch bestimmen.

Hat eine der Teilbelastungen keine Induktivität (bifilar gewickelt oder rein Ohmscher Widerstand), so ist z. B. $L_3 = 0$ und $U_3 = I_3 R_3$. U_3 liegt dann waagerecht.

Die gesamte Leistungsaufnahme der ganzen Anordnung ist

$$N = I^2R_1 + I^2R_2 + I^2R_3 = I^2(R_1 + R_2 + R_3)$$

oder $$N = U_1 \cdot I\cos\varphi_1 + U_2 \cdot I\cos\varphi_2 + U_3 \cdot I\cos\varphi_3 = U \cdot I \cdot \cos\varphi\ .$$

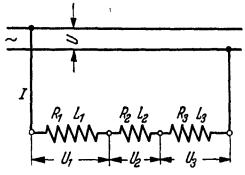


Fig. 48.

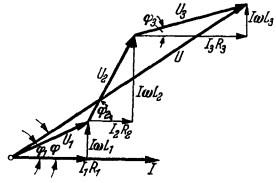


Fig. 49.

25. Bei Nebeneinanderschaltung (Parallelschaltung) mehrerer Spulen ist die allen Spulen aufgedrückte Spannung dieselbe, und die Einzelströme addieren sich zum gesamten Strom, Fig. 50. Die der ersten Spule aufgedrückte Spannung U besteht aus den zwei aufeinander senkrechten Komponenten I_1R_1 und $I_1\omega L_1$ (vgl. auch Fig. 44)

$$U = I_1\sqrt{R_1^2 + (\omega L_1)^2} \quad | \quad I_1 = U/\sqrt{R_1^2 + (\omega L_1)^2},$$
$$\cos\varphi_1 = I_1R_1/U = R_1/\sqrt{R_1^2 + (\omega L_1)^2}.$$

Für die zweite Spule ist

$$I_2 = U/\sqrt{R_2^2 + (\omega L_2)^2} \quad | \quad \cos\varphi_2 = R_2/\sqrt{R_2^2 + (\omega L_2)^2}.$$

Nachdem Größe und Lage von I_1 und I_2 festgestellt, Fig. 51, wird der Gesamtstrom I zeichnerisch bestimmt. I_1 ist in Phase mit I_1R_1, I_2 mit I_2R_2.

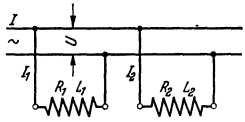


Fig. 50.

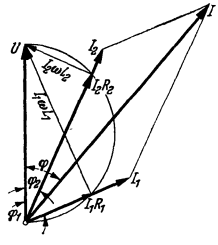


Fig. 51.

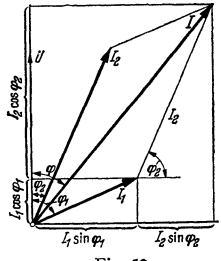


Fig. 52.

Rechnerisch wird I am einfachsten ermittelt als Resultierende aus den einzelnen Wirk- und Blindströmen, Fig. 52

$$I = \sqrt{(I_1\cos\varphi_1 + I_2\cos\varphi_2)^2 + (I_1\sin\varphi_1 + I_2\sin\varphi_2)^2},$$
$$\cos\varphi = (I_1\cos\varphi_1 + I_2\cos\varphi_2)/I\ .$$

26. Der Kondensator besteht aus zwei Metallplatten, zwischen denen sich ein Nichtleiter (Dielektrikum) befindet. Technische Kondensatoren bestehen aus Streifen von Metallfolie mit Zwischenlage von Glimmer oder Papier. Bei letzteren können die Metallfolien als sehr lange Streifen, mit Papier belegt, angewendet werden, die dann gerollt oder gefaltet werden. Die Wirkung des Kondensators beruht darauf, daß ungleichnamige Elektrizitätsmengen sich gegenseitig binden. Seine Aufnahmefähigkeit (Kapazität) C ist abhängig von der Gesamtfläche F der Platten, die sich gegenüberstehen, ihrem Abstande l und der Dielektrizitätskonstanten ε der Zwischenlage.

$$C = \varepsilon \cdot F/4\pi l \quad (F \text{ einseitig gemessen}).$$

Wird F in cm^2 und l in cm eingesetzt, so ergibt sich C in cm (absolute Einheit).

Die Einheit der Kapazität im praktisch-technischen Maßsystem ist

1 Farad [F] $= 9 \cdot 10^{11}$ cm; 1 Mikrofarad [μF] $= 9 \cdot 10^5$ cm $= 900000$ cm,

1 Pikofarad [pF] $= 10^{-12}$ Farad $= 0{,}9$ cm.

Große Kapazität erreicht man durch zahlreiche Platten, die nach Fig. 53 angeordnet werden, oder durch lange Streifen bei gerollten Kondensatoren, durch geringen Abstand l der Belege und durch geeignetes Dielektrikum mit recht großem ε.

Luft: $\varepsilon = 1$, Papier: $\varepsilon = 2$ bis 5, Glimmer: $\varepsilon = 6$ bis 8.

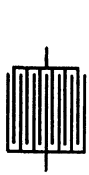


Fig. 53.

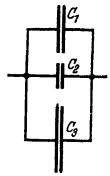


Fig. 54.

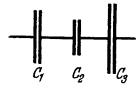


Fig. 55.

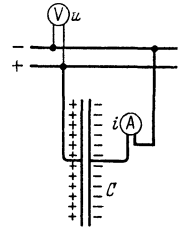


Fig. 56.

Der Abstand l der Belege muß entsprechend der zwischen den Belegen auftretenden Spannung — bei Wechselstrom dem Werte max$e$ — genügend groß gewählt werden, damit kein Durchschlag erfolgt. Die Durchschlagfestigkeit, bei Luft am kleinsten, bei Glimmer am größten, ist im übrigen von l abhängig. Bei kleinem l ist sie verhältnismäßig höher als bei großem l. Auf jedem Kondensator soll die Betriebsspannung (Nennspannung) angegeben sein.

Bei parallel (nebeneinander) geschalteten Kondensatoren ist die Gesamtkapazität gleich der Summe der einzelnen Kapazitäten, Fig. 54, weil die Gesamtfläche gleich der Summe der Einzelflächen ist.

$$C = C_1 + C_2 + C_3 .$$

Bei hintereinander geschalteten Kondensatoren ist die Gesamtkapazität C aus

$$1/C = 1/C_1 + 1/C_2 + 1/C_3$$

zu bestimmen, ähnlich wie bei parallel geschalteten Widerständen (Fig. 55).

Eine Erhöhung von u um du (Fig. 56) vergrößert die auf den Belegen angesammelte Elektrizitätsmenge um dQ, die außerdem noch proportional C ist. u = Augenblicksspannung.

$$dQ = C \cdot du; \quad du = dQ/C = i\,dt/C \quad | \quad i = \text{Augenblicksstrom};$$

$$u = \int i\,dt/C .$$

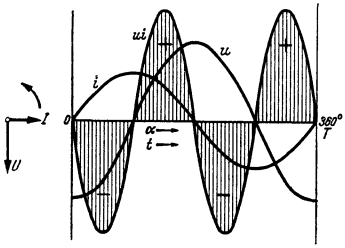


Fig. 57.

Bei Anschluß eines Kondensators an sinusförmige Wechselspannung ist

$$i = \max i \sin(\omega t) ,$$

Augenblicksspannung

$$u = \int \max i \sin(\omega t)\, dt/C$$
$$= \max i/\omega C \cdot \sin(\omega t - \pi/2) .$$

Bei kapazitiver Belastung eilt die aufzudrückende Spannung dem Strom um 90° nach, Fig. 57.

Der Höchstwert max$u$ von u ist erreicht für $\sin(\omega t - \pi/2) = 1$ bei $\omega t = 180°$

$$\max u = \max i/\omega C .$$

Hieraus folgt durch Division mit $\sqrt{2}$

$U_{\text{eff}} = I_{\text{eff}}/\omega C$ (Ohmsches Gesetz); Scheinwiderstand $= Z = 1/\omega C$.

Die Leistungsaufnahme des Kondensators ist gleich Null. Die Energie schwingt ähnlich jedoch gerade umgekehrt wie bei der Spule in jeder Periode zweimal hinein und heraus, Fig. 57. Ableitung ähnlich Fig. 46. Der Strom im Kondensator ist Blindstrom, der Scheinwiderstand Z ist zugleich der Blindwiderstand X.

27. Hintereinanderschaltung von Spule und Kondensator. Bei Vernachlässigung des Spannungsabstieges in den Verbindungsleitungen und im Strom-

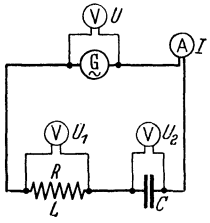


Fig. 58.

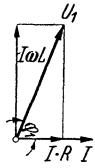


Fig. 59.

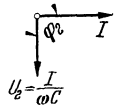


Fig. 60.

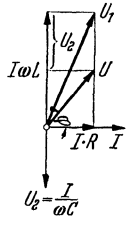


Fig. 61.

messer A ist die gesamte durch den Wechselstromgenerator G der Anlage aufzudrückende Spannung, Fig. 58.

$$U = U_1 \dot{+} U_2,$$

$$U_1 = I\sqrt{R^2 + (\omega L)^2}, \text{ Fig. 59,} \qquad U_2 = I/\omega C, \text{ Fig. 60.}$$

U ist die Resultierende aus den Teilspannungen $I\omega L$, IR und $I/\omega C$.

$$U = I \cdot \sqrt{R^2 + (\omega L - 1/\omega C)^2}, \text{ Fig. 61.}$$

Die Gleichung hat die Form des Ohmschen Gesetzes. Scheinwiderstand der gemischten Belastung:

$$Z = \sqrt{R^2 + (\omega L - 1/\omega C)^2}.$$

$\omega L - 1/\omega C$ ist der Blindwiderstand X (**23**).

Phasenverschiebung zwischen Spannung und Strom in der Spule:

$$\cos\varphi_1 = I \cdot R/U_1 = R/\sqrt{R^2 + (\omega L)^2}.$$

Der Strom I eilt der der Spule aufgedrückten Spannung U_1 und φ_1 nach. Im Kondensator ist $\cos\varphi_2 = 90°$.

Der Strom I eilt der dem Kondensator aufgedrückten Spannung U_2 um 90° vor. In den Zuleitungen von G zum linken Ende der Spule und rechten Ende des Kondensators ist

$$\cos\varphi = I \cdot R/U = R/\sqrt{R^2 + (\omega L - 1/\omega C)^2}.$$

Die Verbindungsleitung zwischen Spule und Kondensator kann als zum Ohmschen Widerstand der Spule gehörig betrachtet werden. Die Phasenverschiebung ist in dieser Leitung gleich φ_1.

Messung der Kapazität eines Kondensators.

Beispiel: An ein Wechselstromnetz von $U = 220$ Volt effektiv und $f = 50$ Hz (Hertz) ist der Kondensator C angeschlossen und nimmt dabei einen Strom $I = 0{,}15$ A effektiv auf, Fig. 62. Da R = Null und L = Null, ist (s. auch **26**).

$$U = I \cdot 1/\omega C; \quad \omega = 2\pi f = 314; \quad C = I/(2\pi f \cdot U)$$

$$= 0{,}15\ \text{A}/(314\ \text{s}^{-1}\ 220\ \text{V}) = 0{,}00000218\ \text{F} = 2{,}18\ \mu\text{F}.$$

Die Einheit der Kapazität F ist hiernach A · s/V; 1 Farad = 1 Coulomb/1 Volt.

Das entspricht der Gleichung in **26** $C = dQ/du$.

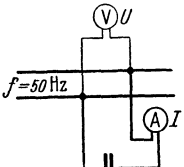
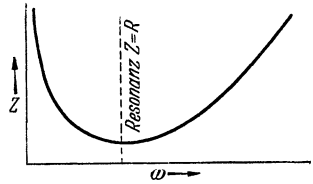


Fig. 62.

Ein Kondensator hat die Kapazität 1 Farad, wenn durch eine Erhöhung der Spannung um 1 Volt die in ihm gebundene Elektrizitätsmenge um 1 Coulomb wächst.

28. Spannungsresonanz. Bei einer Belastung nach **27** wird die gesamte aufzudrückende Spannung U am kleinsten oder bei einer Spannung U der Strom I am größten, wenn $I\omega L = I/\omega C$, Fig. 61, d. h. Scheinwiderstand Z am kleinsten, wenn

$$\omega L - 1/\omega C = 0; \quad \omega L = 1/\omega C.$$



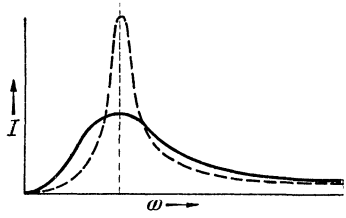


Fig. 63 u. 64.

Die Phasenverschiebung φ wird gleich Null. Der gesamte Stromkreis verhält sich so, als wenn nur der Ohmsche Widerstand allein vorhanden wäre.

Wird für eine beliebige gemischte Belastung (**27**) der Scheinwiderstand Z abhängig von ω aufgetragen, so ergibt sich die Kurve Fig. 63. Denn bei kleinem ω wird $1/\omega C$, bei großem ω wird ωL groß werden. Für $\omega = 0$ ist $Z = \infty$, weil $1/\omega C = \infty$; für $\omega = \infty$ ist $Z = \infty$, weil $\omega L = \infty$.

Z = Minimum = R für $\omega L = 1/\omega C$.

$1/\omega = 1/2\pi f = \sqrt{C \cdot L}$; $\quad 1/f = T = 2\pi\sqrt{CL}$.

Durch Auftragen des Stromes I abhängig von ω wird die Resonanzkurve für den Stromkreis, Fig. 64, erhalten.

Für jeden Stromkreis, der Spule und Kondensator enthält, gibt es eine Frequenz f, für die Resonanz eintritt. In diesem Fall ist nur noch der Ohmsche Widerstand vorhanden, und der Stromkreis folgt dem Ohmschen Gesetz wie bei Gleichstrom. Je kleiner der Ohmsche Widerstand R, um so größer ist der Strom I an der Resonanzstelle, um so spitzer die Resonanzkurve (gestrichelte Kurve). Für $R = 0$ würde eine ganz kleine Wechselspannung U genügen, um den Strom bei Resonanz unendlich werden zu lassen. Umgekehrt genügt es, einen sehr geringen Strom durch den Stromkreis zu leiten, um eine äußerst hohe Spannung sowohl an den Klemmen der Spule wie auch an denen des Kondensators zu erreichen (Spannungsresonanz); diese beiden Spannungen ($I\omega L$ und $I/\omega C$) sind 180° phasenverschoben.

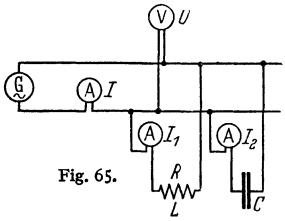


Fig. 65.

29. Parallelschaltung von Spule und Kondensator. Der Spule sowohl wie dem Kondensator wird dieselbe Spannung U aufgedrückt, Fig. 65. Für die Spule ist, **25** entsprechend, die Spannung U mit Hilfe eines Halbkreises in die zwei aufeinander senkrechten Komponenten $I_1 R$ und $I_1 \omega L$ zerlegt. I_1 in Phase mit $I_1 R_1$. Für den Kondensator ergibt sich nach **26** ein gegen U um 90° voreilender Blindstrom $I_2 = U\omega C$, Fig. 66 und 67. Der Strom I, welcher der

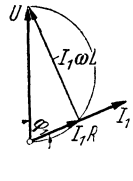


Fig. 66.

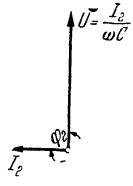


Fig. 67.

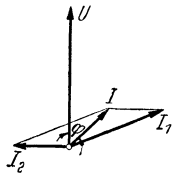


Fig. 68.

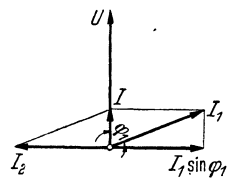


Fig. 69.

Anlage zuzuführen ist, ergibt sich zu $I = I_1 \dotplus I_2$, ist kleiner als der größere Wert von I_1 oder I_2 und kann gegen U vor- oder nacheilen, Fig. 68.

30. Stromresonanz. Der Gesamtstrom I, Fig. 68, wird ein Minimum, wenn er in Phase mit U liegt. Ändert man nämlich I_2 durch Änderung der Kapazität C,

so wandert der Endpunkt von I auf der Waagerechten durch den Endpunkt von I_1.

Für I = Minimum muß die Blindkomponente von I_1, das ist $I_1 \sin\varphi_1$, gleich I_2 werden, Fig. 69. Da beide entgegengesetzte Phase haben, so heben sie sich auf, und die Anlage wirkt so, als wenn nur der Wirkstrom $I = I_1 \cos\varphi_1$ vorhanden wäre. Es genügt ein sehr kleiner Strom I, um eine hohe Spannung U hervorzurufen, wobei die fast gegenphasig schwingenden Ströme I_1 und I_2 sehr hoch sein können.

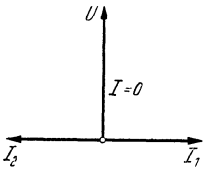


Fig. 70.

Wenn R so klein ist, daß es vernachlässigt werden kann, so liegt I_1 waagerecht, Fig. 70, und ist gleich I_2. $I = 0$, es wird keine Energie zugeführt. Diese schwingt vielmehr, ohne nach außen zu gelangen, wechselweise aus der Spule in den Kondensator und umgekehrt, Fig. 46 und 57. Schwungradschaltung der Radiotechnik.

Für $R = 0$ gilt

$U = I_1 \omega L$ (Fig. 66, $I_1 R = 0$), $\quad U = I_2/\omega C$, $\quad I_1 = I_2$, $\quad \omega L = 1/\omega C$,

$1/f = T = 2\pi\sqrt{CL}$ (Stromresonanz, dieselbe Formel wie bei Spannungsresonanz).

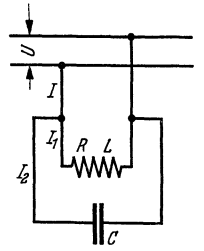


Fig. 71.

Kondensatoren werden parallel zu Spulen oder zu den Wicklungen von Wechsel- und Drehstrommotoren geschaltet, um die Phasenverschiebung und damit den Strom bei einer bestimmten dem Netz entnommenen Leistung zu verkleinern. Der Strom wird ein Minimum und der Leistungsfaktor $\cos\varphi = 1$, wenn Stromresonanz vorhanden ist.

Beispiel: Eine Spule, Fig. 71, entnimmt einem Wechselstromnetz von $U = 220$ V und $f = 40$ Hz einen Strom $I_1 = 10$ A, Ohmscher Widerstand $R = 4\ \Omega$. Die entnommene Leistung ist daher $N = U \cdot I_1 \cos\varphi_1 = I_1^2 \cdot R = 400$ W. Es ergibt sich $\cos\varphi_1 = 0{,}182$, der Blindstrom $I_1 \sin\varphi_1 = 9{,}83$ A. Dieser muß durch den Blindstrom I_2 des Kondensators C aufgehoben werden, Fig. 69.

$$I_1 \sin\varphi_1 = I_2 = U\omega C,$$

$$C = \frac{9{,}83\ \text{A}}{220\ \text{V} \cdot 314\ \text{s}^{-1}} = 0{,}000142\ \text{F} = 142\ \mu\text{F}.$$

Der aus dem Netz entnommene Strom ist jetzt, im Falle der Resonanz, nur $I = I_1 \cos\varphi_1 = 1{,}82$ A, in Phase mit U. Die Leistung, die aus dem Netz entnommen wird, ist $N = U \cdot I_1 \cdot \cos\varphi_1 = 220\ \text{V} \cdot 1{,}82\ \text{A} = 400$ W und muß dieselbe Größe haben wie oben, da der Kondensator keine Wirkleistung verbraucht. Das Netz liefert nur den Wirkstrom, der Kondensator den Blindstrom für die Spule. Der Kondensator nimmt eine Blindleistung $U \cdot I_1 \sin\varphi_1 = 2{,}16$ BkW auf (**23**), gleich der Blindleistung der Spule.

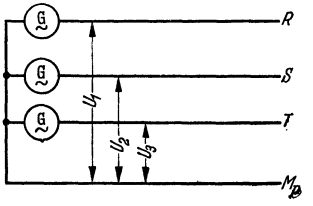
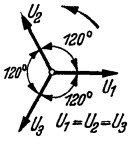


Fig. 72.

Der Strom, den ein Gerät einem Leitungsnetz entnimmt, soll deswegen möglichst klein gehalten werden, weil er im Leitungsnetz einen Verlust in Form von Stromwärme $I^2 \cdot R$ hervorruft, der nur von I und vom Ohmschen Widerstand R des Leitungsnetzes, nicht aber von $\cos\varphi$ abhängt (**23** und **117**).



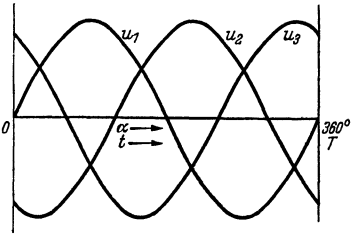


Fig. 73.

31. Drehstrom. Drehstrom ist eine Verkettung von drei Wechselstromnetzen, die gleiche Spannung $U_1 = U_2 = U_3$ und gleiche Frequenz f haben, und deren sinusförmige Spannungskurven — also auch die Spannungszeiger — gegenseitig um je 120° versetzt sind. Die gemeinsame Rückleitung ist meist geerdet und heißt Sternpunktleiter (Nulleiter), Fig. 72 und 73. Die drei Leiter

(Hauptleiter, Außenleiter) werden mit R, S und T bezeichnet, die Rückleitung (Sternpunktleiter) mit Mp. Kennfarben in Fig. 76. Für einen beliebigen Augenblick (z. B. Fig. 74) ist die Summe der Augenblickswerte $U_1 \sin\alpha + U_2 \sin(120° - \alpha) + U_3 \sin(240° - \alpha) = \text{Null}$, wie die mathematische Auswertung dieser Gleichung zeigt. Dann ist auch die Summe der Effektivwerte gleich Null, denn der Effektivwert ist aus den Augenblickswerten durch Integration hervorgegangen (**20**). Dies ergibt sich auch geometrisch aus dem Zeigerdiagramm Fig. 74. Die drei Spannungszeiger ergeben in jeder Lage ein sich schließendes gleichseitiges Dreieck Fig. 75.

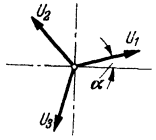


Fig. 74.

Fig. 75.

Da sich ein völliger Gleichlauf von drei einzelnen Generatoren, Fig. 72, nicht erreichen läßt, wird der Drehstrom in Drehstromgeneratoren erzeugt (**54**).

32. Sternschaltung. Die drei Spulen des Drehstromgenerators werden schematisch so gezeichnet, daß ihre Achsenrichtungen wie die Zeiger der Spannungen um je 120° versetzt sind, Fig. 76. Der in den drei Leitern R, S und T fließende Strom ist derselbe wie der in den Spulen ux, vy und wz. Die drei Leiter seien gleichmäßig mit Glühlampen belastet. Dann sind die drei Ströme gleich und in Phase mit den zugehörigen Spannungen, Fig. 77, und für sie gilt dasselbe, was in **31** über drei gleiche um je 120° versetzte Spannungen gesagt ist. Ihre Summe ist gleich Null, der Sternpunktleiter führt keinen Strom und ist entbehrlich. Sind die drei Leiter mit gleichen Strömen unter gleicher Phasenverschiebung belastet, z. B. durch Anschluß eines Drehstrommotors, Fig. 78, so fällt der Sternpunktleiter Mp ebenfalls fort. Dies gilt nur, wenn die Spannungs- und Stromkurven sinusförmig verlaufen (**17**). Bei ungleicher Belastung führt der Sternpunktleiter die geometrische Summe der Ströme.

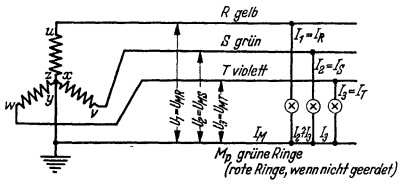


Fig. 76.

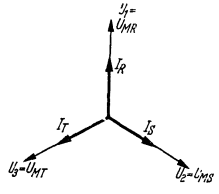


Fig. 77.

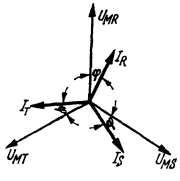


Fig. 78.

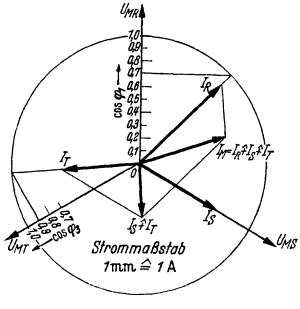


Fig. 79.

Beispiel, Fig. 79: R belastet mit $I_R = 15$ A $\cos\varphi_1 = 0{,}7$
S „ „ $I_S = 12$ A $\cos\varphi_2 = 1$
T „ „ $I_T = 10$ A $\cos\varphi_2 = 0{,}9$.

Die zeichnerische Ermittlung ergibt als Sternpunktleiterstrom $I_M = 11{,}8$ A mit eigener Phasenlage. Fig. 79 zeigt auch, wie I_R gegen U_{MR} so nacheilend eingetragen wird, daß $\cos\varphi_1 = 0{,}7$ ist, ohne daß der Winkel φ ermittelt wird. Man trägt 10 gleiche Teile auf der

Richtung von U_{MR} ab und geht vom 7. Teilstrich senkrecht zu U_{MR} bis zum Schnitt mit dem Kreis um den Mittelpunkt (Pol). Hierdurch wird die Richtung von I_R bestimmt, dessen Länge sich aus dem für die Ströme gewählten Maßstab ergibt.

Die Gesamtleistung des Drehstroms bei Sternschaltung (Y) ist

$$N = U_{MR} I_R \cos\varphi_1 + U_{MS} I_S \cos\varphi_2 + U_{MT} I_T \cos\varphi_3 .$$

Die Spannung zwischen M und R, M und S sowie M und T wird mit Sternspannung U_Y bezeichnet

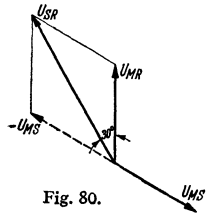


Fig. 80.

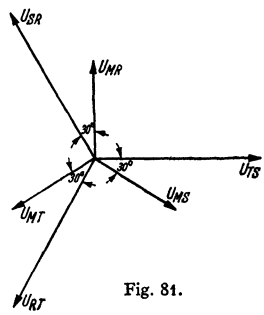


Fig. 81.

Bei gleichmäßiger Belastung ist $I_R = I_S = I_T = I_L$ (Leiterstrom) und $\cos\varphi_1 = \cos\varphi_2 = \cos\varphi_3$ $\quad N = 3 \cdot U_Y I_L \cos\varphi$.

33. Zwischen S und R herrscht in jedem Augenblick die Differenz der Augenblicksspannungen u_1 und u_2, Fig. 72 und 73, der Effektivwert der Spannung zwischen S und R ist daher $U_{MR} - U_{MS}$, Fig. 80. Die Spannung zwischen S und R ist $\sqrt{3}$mal Sternspannung und eilt 30° gegen U_{MR} vor. Ähnliches gilt für die Spannungen zwischen T und S sowie zwischen R und T. Diese Spannungen werden als verkettete Spannung, Dreieckspannung oder kurzweg Spannung U des Drehstromnetzes bezeichnet, Fig. 81

$$U = U_Y \sqrt{3} .$$

Die Gesamtleistung des Drehstroms bei gleichmäßiger Belastung ist daher auch

$$N = \sqrt{3} \cdot U \cdot I_L \cdot \cos\varphi .$$

Der von den einzelnen Spulen des Drehstromgenerators gelieferte Strom heißt Spulenstrom oder Strangstrom I. Bei Sternschaltung ist $I = I_L$.

34. Dreieckschaltung. Bei der Dreieckschaltung wird das Ende jeder der drei Spulen mit dem Anfang der im Sinne der Drehung folgenden verbunden,

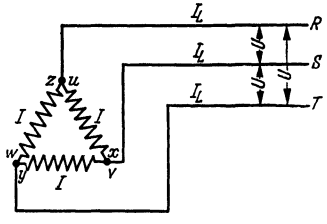


Fig. 82.

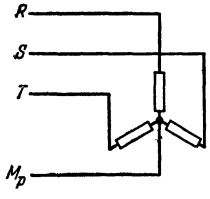


Fig. 83.

Fig. 82. Das ist zulässig, weil sich die drei Spannungen innerhalb des so geschaffenen Dreiecks aufheben (**31**). Bei nicht sinusförmigen Spannungskurven würden im Dreieck Ausgleichsströme fließen, die Verluste verursachen. Jede der drei Spulen der Maschine liefert die verkettete Spannung des Drehstromnetzes und wird in der zu den verketteten Spannungen gehörigen Lage gezeichnet, vgl. Fig. 81. Ein Sternpunktleiter ist nicht vorhanden. Die zugehörige Sternspannung kann durch einen künstlichen Sternpunkt hergestellt werden, indem an das Drehstromnetz drei gleiche Widerstände oder drei gleiche Spulen in Stern angeschlossen werden, Fig. 83.

Ist das Drehstromnetz RST in Fig. 82 gleichmäßig belastet, so liefert jede der Spulen einen gleichen Strom I. Während der Zeiger des Stromes in ux nach dem Knotenpunkt uz hin gerichtet ist — entsprechend der zugehörigen Spannung U_{SR} in Fig. 81 —, ist der Strom in wz vom Knotenpunkt uz weg gerichtet, sein Zeiger also negativ zu bewerten. Daher ist der Strom in R gleich der Differenz der Ströme in ux und wz, Fig. 84. Der Strom I_R ist $I\sqrt{3}$. Das gleiche gilt für die Ströme I_S und I_T (Leiterstrom I_L).

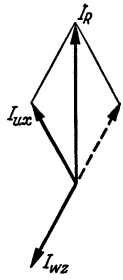


Fig. 84.

Gesamtleistung: Bei induktionsfreier Belastung leistet jede Spule der Maschine $U \cdot I$ Watt, Gesamtleistung der Maschine: $N = 3 \cdot U \cdot I$.

Da $I = I_L/\sqrt{3}$, so ist $N = \sqrt{3}\, U \cdot I_L$.

Ist Phasenverschiebung vorhanden, so ist

$$N = \sqrt{3}\, U \cdot I_L \cdot \cos\varphi .$$

Das ist dieselbe Formel wie bei Sternschaltung.

Die Leistung eines Drehstromgenerators ist unabhängig davon, ob er in Stern oder in Dreieck geschaltet ist.

35. Das gleiche gilt für Stromverbraucher, die an ein Drehstromnetz angeschlossen sind. Hat z. B. ein Drehstrommotor drei Spulen, jede für 220 Volt

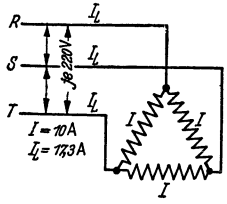


Fig. 85.

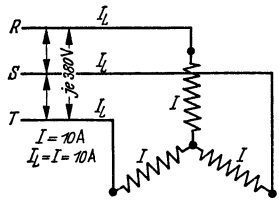


Fig. 86.

aufgedrückte Spannung und einen Strom $I = 10$ Ampere gebaut, so kann der Motor in Δ an ein Drehstromnetz von $U = 220$ Volt angeschlossen werden, wobei aus jedem Leiter $I\sqrt{3} = 17{,}3$ A entnommen werden, Fig. 85. Derselbe Motor kann in Y an ein Drehstromnetz von $U = 220\sqrt{3} = 380$ V angeschlossen werden, Fig. 86, wobei jedem Leiter $I = 10$ A entnommen werden. Die aufgenommene Gesamtleistung: $N = \sqrt{3} \cdot 220\text{ V} \cdot 17{,}3\text{ A} \cos\varphi = 380\text{ V} \cdot 10\text{ A} \cdot \sqrt{3} \cdot \cos\varphi$ ist in beiden Fällen dieselbe, und in beiden Fällen wird jede Spule in gleicher Weise mit 220 V aufgedrückter Spannung und 10 A Strom beansprucht.

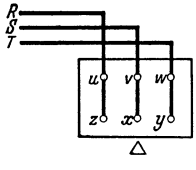


Fig. 87.

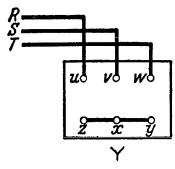


Fig. 88.

Jeder Drehstrommotor kann an Drehstromnetze von zwei verschiedenen Spannungen angeschlossen werden; in Sternschaltung an eine $\sqrt{3}$ mal höhere als in Dreieckschaltung. Die aufgenommene und damit auch die an der Welle abgegebene Leistung ebenso wie die elektrische Beanspruchung der Wicklungen und des Eisens sind in beiden Fällen dieselbe.

Um leicht umschalten zu können, sind die Anfänge uvw und die Enden xyz der drei Wicklungen bei Drehstrommotoren an die sechs Klemmen des Klemmbretts wie in Fig. 87 gelegt, die Dreieckschaltung zeigt, vgl. Fig. 82 und 85, z. B. für $U = 220$ Volt. Fig. 88 zeigt die Umschaltung desselben Motors auf Stern, z. B. für $U = 380$ Volt, entsprechend Fig. 83 und 86.

Eisen im Wechselfeld.

36. Hysteresisverlust. Die Spule, Fig. 89, werde von einem Wechselstrom durchflossen, und der dadurch erzeugte magnetische Induktionsfluß Φ ist in Phase mit dem Strom i, Fig. 40. Wird Φ abhängig von $i \cdot w$ aufgetragen, Fig. 90, so erhält man die Magnetisierungskurve für die verwendete Eisensorte. In der Zeit dt möge i um di wachsen, wobei Φ um $d\Phi$ zunimmt. Die Durchflutung wächst um $w \cdot di$. In der Spule wird eine Gegen-EMK induziert $e' = -w\, d\Phi/dt$ (**10**), Fig. 40. Die von der Spule in der Zeit dt gelieferte Arbeit ist $dW = e' \cdot i \cdot dt$; $dW = -w \cdot i \cdot d\Phi$. dW ist negativ, die Spule nimmt Arbeit auf. Bei der Magnetisierung bis zum Punkt P wird Arbeit entsprechend der schraffierten Fläche aufgenommen. Nimmt der Strom jetzt ab, so zeigt sich, daß die Kurve höher liegt als vorher, Fig. 91, die wiedergewonnene Arbeit ist geringer als die vorher aufgewendete, und während einer ganzen Periode des Wechselstroms i ändert sich der magnetische Fluß Φ zwischen den Punkten P und $-P$ nach der Hysteresisschleife, deren Fläche die zur

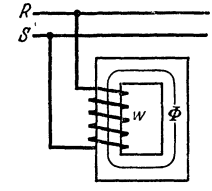


Fig. 89.

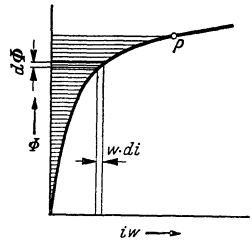


Fig. 90.

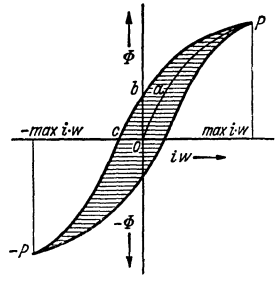


Fig. 91.

Ummagnetisierung des Eisens erforderliche Arbeit darstellt. Die erforderliche Leistung zur Ummagnetisierung ist f mal Schleifenfläche. Die Kurve a wird nur bei der ersten Magnetisierung durchlaufen (jungfräuliche Kurve). Bei Stahl ist die Ummagnetisierungsarbeit groß, bei weichem Eisen kleiner. Die Leistung setzt sich in Verlustwärme um, die um so kleiner ist, je kleiner f und je weicher das Eisen; sie wird aus dem Leitungsnetz in Form elektrischer Energie (Hysteresisverlust) gedeckt.

Die Strecke ob stellt die Remanenz dar (zurückbleibender Magnetismus, wenn der Strom Null geworden ist), Strecke oc die Koerzitivkraft (negative Durchflutung zur Vernichtung der Remanenz).

37. Wirbelströme. Wechselfelder erzeugen in massiven Eisenkernen Spannungen, die Ströme im Eisen hervorrufen, das als eine Anzahl kurzgeschlossener Windungen aufgefaßt werden kann. Diese Ströme wechseln $f$mal je sek ihre Richtung und erwärmen ebenfalls das Eisen. Da sie keine bestimmte Bahn haben, werden sie Wirbelströme genannt. Die erforderliche Leistung, der Wirbelstromverlust, wird dem Netz entzogen. Um ihn klein zu halten, setzt man den Eisenkern aus dünnen, durch Lack oder Papier voneinander isolierten Blechen zusammen (Blechpaket). Dadurch werden die Wirbelströme unterbrochen, die sich dann nur innerhalb der Blechstärke ausbilden, auch wählt man Eisen von hohem Ohmschen Widerstand (mit Silizium legiertes Blech). Der Wirbelstromverlust ist proportional dem Quadrat der Frequenz und um so geringer, je dünner die Bleche sind. Gleichstrommagnete können massive Eisenkerne haben.

38. Eisenverlust. Hysteresis- und Wirbelstromverlust tritt bei Wechselstrom immer zusammen als Eisenverlust V_E auf. Dieser Verlust ist abhängig von der

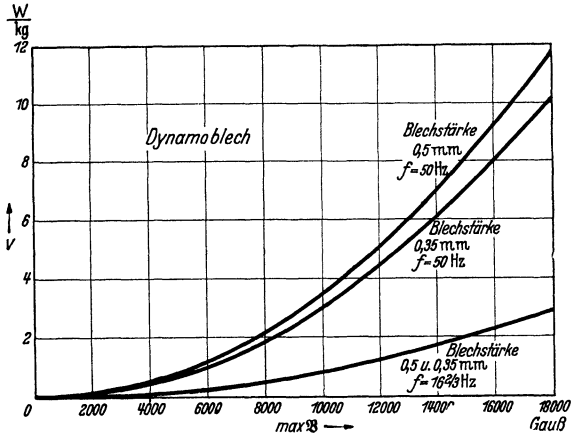


Fig. 92.

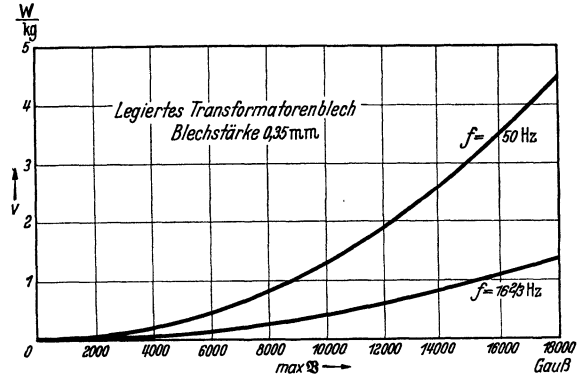


Fig. 93.

Eisensorte, von der Frequenz, vom auftretenden magnetischen Fluß max Φ (oder max $\mathfrak{B}$) und der Blechstärke. Die Verlustziffer v wird in Watt/kg Eisen angegeben (Fig. 92 und 93).

39. Kupferverlust. Der in der magnetisierenden Spule, Fig. 89, fließende Strom I hat im Ohmschen Widerstand R der Spule einen Kupferverlust $V_{Cu} = I^2R$ zur Folge, der ebenfalls aus dem Leitungsnetz gedeckt werden muß und das Kupfer erwärmt; dieser Verlust ist unabhängig von der Phasenverschiebung zwischen U und I (**23**).

40. Die Drosselspule. Eine Spule mit Eisenkern, die an ein Wechselstromnetz angeschlossen ist, erfordert für den sinusförmig wechselnden magnetischen Fluß Φ einen Magnetisierungsstrom I_m, der aus der Magnetisierungskurve bestimmt wird und in Phase mit Φ ist, Fig. 94. Φ erzeugt eine um 90° nacheilende Gegen-EMK E', vgl. Fig. 40, der durch die EMK E des Netzes das Gleichgewicht gehalten werden muß. Aus dem Netz wird der Eisenverlust V_E = Eisengewicht G mal Verlustziffer v entnommen. Das Netz muß also noch den Eisenverluststrom

$I_{V_E} = V_E/E$ liefern, der ein Wirkstrom ist. Der dem Netz entnommene Strom ist I. Um diesen durch den Ohmschen Widerstand R der Spule zu treiben, ist eine Spannung $U_R = I \cdot R$ in Phase mit I nötig (**20**). Das Wechselstromnetz muß daher die Spannung U haben; die dem Netz entnommene Leistung ist $U \cdot I \cdot \cos\varphi$ oder $V_E + I^2R$ (Eisen- und Kupferverlust).

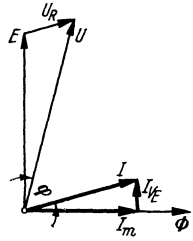


Fig. 94.

Drosselspulen werden bei Wechselstrom an Stelle von Vorwiderständen verwendet, um Spannungen zu verringern, ohne daß wesentliche Verluste eintreten, weil V_E und I^2R durch geeignete Wahl des Eisens und des Kupferquerschnitts der Drosselspule weit kleiner gehalten werden können, als der in einem Vorwiderstand auftretende Verlust an Stromwärme. Allerdings tritt dabei eine Phasenverschiebung auf, die unerwünscht ist (**117** und **30**). Wird im Eisen ein Luftspalt angebracht, so steigt I_m, während I_{V_E} unverändert bleibt. Durch Änderung des Luftspaltes kann der von einer Drosselspule durchgelassene Strom geregelt werden, ähnlich wie durch Änderung eines Vorwiderstandes.

VI. Der Transformator (Umspanner).

41. Umspannung von Wechselströmen. Transformatoren formen Wechselstrom in solchen anderer Spannung um, und ihre Bauart beruht darauf, daß zwei Spulen durch denselben magnetischen Induktionsfluß Φ verkettet sind, Fig. 95. Die höhere der Spannungen heißt Oberspannung, die andere Unterspannung. Die von einem Wechselstromnetz gespeiste Seite heißt Primärseite, die andere Sekundärseite. Derselbe Transformator kann zum Erhöhen oder Herabsetzen der Spannung benutzt werden, je nach der Seite, die als Primärseite angeschlossen wird (Auftransformator, Abtransformator). Ein nicht belasteter Transformator verhält sich wie eine Drosselspule, da auf der Sekundärseite (U_2) kein Strom und keine Leistung entnommen wird. Der Fluß Φ induziert auf der Sekundärseite $U_2 = E_2 = 4{,}44 f w_2 \max\Phi \cdot 10^{-8}$ V, die Primärspannung muß $U_1 \approx E_1 = 4{,}44 f w_1 \max\Phi \cdot 10^{-8}$ V sein, wenn U_{R_1} vernachlässigt wird. Es wird

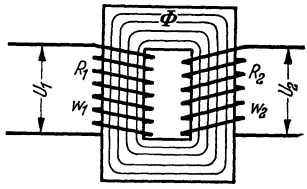


Fig. 95.

$$E_1/E_2 = w_1/w_2 = \ddot{u} \text{ (Übersetzungsverhältnis).}$$

Im Zeigerdiagramm eines Transformators wird statt des Stromes die Durchflutung (Amperewindungen) aufgetragen, weil diese für Φ bestimmend ist (Fig. 97). Die aus $I_m w_1$ und $I_{V_E} w_1$ zusammengesetzte Durchflutung $I_L w_1$ (I_L = Leerlaufstrom) muß bei konstant gehaltener Primärspannung ebenfalls konstant bleiben, weil Φ und damit $I_m w_1$, sowie V_E und damit auch $I_{V_E} w_1$ sich nicht ändern.

Der Fluß Φ und der Eisenverlust V_E sind unabhängig von der Belastung und konstant, solange die Primärspannung konstant bleibt.

Bei Belastung mit einem sekundären Strom I_2, z. B. nacheilend, Fig. 97, tritt sekundär eine Ohmsche Gegenspannung $I_2 R_2$ auf, in Phase, aber entgegengesetzt mit I_2; sekundäre Klemmenspannung $= U_2$. Die primäre Durchflutung $I_1 w_1$ muß sich so einstellen, daß aus ihr und aus $I_2 w_2$ sich $I_L \cdot w_1$ ergibt.

42. Ferner treten „Streuspannungen" auf, da jede Spule ein Streufeld (Streufluß) ausbildet, das nicht die andere Spule durchsetzt; die Streulinien schließen sich vielmehr vorzeitig durch die Luft, Fig. 96. Das von der primären Spule

ausgehende Streufeld Φ_{S_1} ist in Phase und proportional mit dem Primärstrom I_1, also mit $I_1 w_1$, Φ_{S_2} ist in Phase mit $I_2 w_2$.

Φ_{S_1} induziert eine Streuspannung E_{S_1}, gegen $I_1 w_1$ um 90° nacheilend.
Φ_{S_2} „ „ „ E_{S_2}, „ $I_2 w_2$ „ 90° „ .

Die sekundäre Spannung U_2 ergibt sich aus der Zusammensetzung von E_2, $I_2 R_2$ und E_{S_2}; primär aufzudrücken sind E_1 gleich $\ddot{u} \cdot E_2$ sowie zwei Teilspannungen, die $I_1 R_1$ und E_{S_1} überwinden. Letztere werden daher um 180° versetzt gezeichnet und zu E_1 addiert, um U_1 zu erhalten, Fig. 97.

Infolge der Ohmschen Gegenspannungen und Streuspannungen verkleinert sich das Verhältnis $U_1 : U_2$ mit zunehmender Belastung. Für normale Belastung kann angenähert gesetzt werden:

$$U_1/U_2 = 1{,}03 \cdot w_1/w_2 \approx 1/\ddot{u}\,.$$

Da $I_L w_1$ immer klein ist gegen $I_1 w_1$ und $I_2 w_2$ bei normaler Belastung, so wird

$$I_1 w_1 \approx I_2 w_2\,, \qquad I_1/I_2 \approx w_2/w_1\,.$$

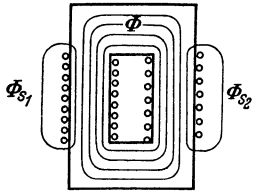


Fig. 96.

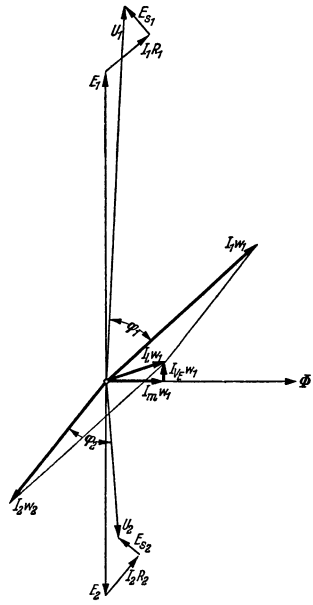


Fig. 97.

I_1 und I_2 sind nahezu um 180° verschoben.

Die Spannungen verhalten sich annähernd wie die Windungszahlen, die Ströme umgekehrt.

43. Bei **Leerlauf** verhält sich ein Transformator wie eine Drosselspule (**40**). In Fig. 94 wäre statt E jetzt E_1 und statt I wäre I_L zu setzen. Da nun I_L sehr klein ist gegenüber den normalen Strömen, für die die Wicklungen bemessen sind, so ist der mit dem Quadrat des Stromes gehende primäre Kupferverlust zu vernachlässigen. Sekundär tritt kein Kupferverlust auf, da I_2 = Null. Zwar wird in der Sekundärspule E_2, Fig. 97, induziert, aber keine Leistung entnommen. Die gesamte dem Netz entnommene Primärleistung ist daher gleich dem Eisenverlust V_E, durch dessen Messung bei bekanntem Eisengewicht die Verlustziffer bestimmt werden kann (**38**).

44. Bei sekundärem Kurzschluß ist U_2 = Null und E_2 braucht nur $I_2 R_2$ und E_{S_2} zu decken. Bei normaler Primärspannung stellt sich ein sehr großer Sekundär- und damit auch Primärstrom ein, wodurch die Wicklungen in sehr kurzer Zeit zerstört werden. Außerdem treten infolge der starken Ströme sofort große Kraftwirkungen auf, weil die Primär- und Sekundärspulen, die von nahezu 180° versetzten Strömen durchflossen werden, sich abstoßen. Soll dagegen der Primärstrom I_1 normal sein, so darf nur eine sehr kleine Primärspannung U_{1_K} aufgedrückt werden. Dann ist auch I_2 normal, weil $I_1/I_2 \approx w_2/w_1$; der magnetische Fluß Φ_K ist sehr klein, er braucht sekundär nur E_{2_K} zu induzieren, das

die normale Ohmsche Gegenspannung I_2R_2 und die normale Streuspannung E_{S_2} deckt; für U_2 bleibt nichts übrig, Fig. 98. Um sekundär E_{2_K} zu induzieren, muß primär $E_{1_K} = \ddot{u} \cdot E_{2_K}$ aufgedrückt werden. U_{1_K} muß außer E_{1_K} noch die primäre Streuspannung und die primäre Ohmsche Gegenspannung decken. Daher ist $U_{1_K} = \ddot{u}\, E_{2_K} \dot{+} E_{S_1} \dot{+} I_1 R_1 = \ddot{u}(E_{S_2} \dot{+} I_2 R_2) \dot{+} E_{S_1} \dot{+} I_1 R_1$. Wegen des kleinen magnetischen Flusses Φ_K ist der Eisenverlust und der Magnetisierungsstrom I_m zu vernachlässigen. Die primär aufgenommene Leistung entspricht den normalen Kupferverlusten $I_1^2 R_1 + I_2^2 R_2$, da die Ströme normal sind. Weil $I_m w_1$ und $I_{V_E} \cdot w_1 \approx$ Null, ist ferner $I_1 w_1 = I_2 w_2$, I_1 und I_2 sind genau um 180° versetzt. Die Ströme verhalten sich genau umgekehrt wie die Windungszahlen.

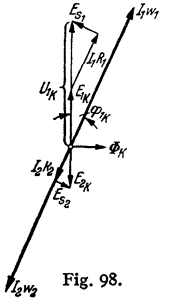


Fig. 98.

Da E_{S_2} nach **42** proportional Φ_{S_2} und proportional I_2, und E_{S_1} proportional Φ_{S_1} und proportional I_1, ferner I_2 proportional I_1, so ergibt sich aus der letzten Gleichung, daß U_{1_K} proportional I_1 oder I_2 ist. Die primär aufgedrückte Spannung ist proportional dem sich einstellenden primären oder sekundären Kurzschlußstrom.

Beispiel: Ein Transformator von 30 kVA Leistung (**52**) habe eine normale Primärspannung (Nennspannung) von 6000 V, also einen normalen Primärstrom von ≈ 5 A. Bei sekundärem Kurzschluß ist eine primäre Kurzschlußspannung von 175 V nötig, um diesen Strom von 5 A zu erhalten. Würde der Transformator bei voller Betriebsspannung sekundär kurzgeschlossen, so würde sich ein Primärstrom von $5 \cdot 6000/175 = 171$ A einstellen. Im selben Verhältnis würde auch der Sekundärstrom gegenüber dem normalen gewachsen sein, wodurch die Wicklungen in kürzester Zeit zerstört würden, weil die Stromwärme mit dem Quadrat der Ströme steigt.

45. Der **Wirkungsgrad** ist sehr hoch und reicht bei großen Einheiten nahe an 100 vH heran, weil mechanische Verluste fehlen. Bestimmung durch Messung von N_2 und N_1 aus der Gleichung $\eta = N_2/N_1$ wird ungenau, weil $N_2 \approx N_1$ ist und kleine Meßfehler das Ergebnis stark beeinflussen. Daher wird η durch Messung der Verluste bestimmt; es ist $N_2 = N_1 - \Sigma V$ und

$$\eta = \frac{N_1 - (V_E + V_{Cu})}{N_1} = 1 - \frac{V_E + V_{Cu}}{N_1} = 1 - \frac{V_E + V_{Cu}}{N_2 + V_E + V_{Cu}}.$$

V_E ist die Leistungsaufnahme bei Leerlauf unter normaler Spannung (**43**), V_{Cu} ist die Leistungsaufnahme bei Kurzschluß und normalen Strömen (**44**). Für N_2 wird die normale Leistungsabgabe (Nennleistung), für halbe Belastung die Hälfte des normalen N_2 und ein Viertel des normalen V_{Cu} eingesetzt, weil V_{Cu} mit dem Quadrat der Ströme geht; V_E bleibt dasselbe. Durch Leerlauf- und Kurzschlußmessung lassen sich daher die Wirkungsgrade für alle Belastungen berechnen. Der Wirkungsgrad ist am höchsten, wenn der Eisenverlust gleich dem Kupferverlust ist und dieser sich auf beide Seiten gleichmäßig verteilt.

46. Aufbau der Transformatoren. Zur Verringerung der Streuung (**42**) soll der magnetische Fluß der Primärspule möglichst vollständig auch die Sekundärspule durchsetzen. Beide Spulen werden daher auf denselben Kern aufgebracht und so dicht wie möglich aneinander gerückt. Die beste Wicklung ist ähnlich der bifilaren, Fig. 41, wobei beide Drähte zusammen aufgewickelt werden und das Übersetzungsverhältnis 1 : 1 wird. Diese Wicklung ist in der Schwachstromtechnik gebräuchlich (Übertrager für Fernmeldezwecke). Bei höheren Spannungen wird meist die Zylinderwicklung (Röhrenwicklung), Fig. 99, seltener die Scheibenwicklung, Fig. 100, angewendet. Bezüglich Anordnung der Spulen unterscheidet man die Kerntype, Fig. 101, bei der auf jedem Schenkel die halbe Primär-

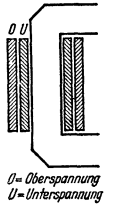


Fig. 99.

und die halbe Sekundärwicklung untergebracht ist, und die Manteltype Fig. 102, bei welcher der magnetische Fluß sich teilt. Die Kerntype erfordert einen geringeren Aufwand an Kupfer, die Manteltype an Eisen. Die Windungen der Spulen sind fast immer kreisförmig, der Querschnitt des Eisens ist quadratisch oder kreuzförmig abgestuft, Fig. 103. Die Zwischenräume zwischen Eisen und

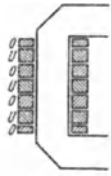


Fig. 100.

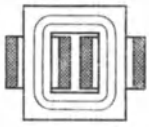


Fig. 101.

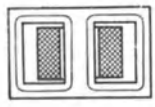


Fig. 102.

Fig. 103.

Spule sind wegen der Abführung der Verlustwärme (Eisenverlust) erwünscht, besonders bei Öltransformatoren, wo das Öl in diesen Räumen ständig umläuft.

Kleine Transformatoren werden als Trockentransformatoren ausgeführt, wobei die Abstrahlung der Verlustwärme (Eisen- und Kupferverlust) an die Luft ausreicht, um die Temperatur genügend niedrig zu halten. Größere Transformatoren sind in einem mit Öl gefüllten Kessel untergebracht, wobei der an den warmen Spulen und Eisenkernen ständig aufsteigende Ölstrom die Wärme aufnimmt und an die Außenwände des Ölkessels abgibt, von wo sie durch Kühltaschen an die Luft übergeht. Bei sehr großen Einheiten wird das Öl oben abgesaugt, künstlich gekühlt und dem Ölkessel unten wieder zugeführt.

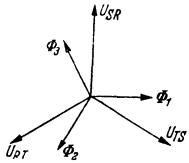


Fig. 104.

47. Drehstromtransformatoren. Drehstrom läßt sich mit drei gleichen Transformatoren umspannen, die in Stern oder Dreieck geschaltet sein können. Die magnetischen Flüsse Φ_1, Φ_2, Φ_3 in diesen Transformatoren sind gleich und um je 120° versetzt, weil jeder Fluß der aufgedrückten Spannung U_{SR}, U_{TS} und U_{RT} um 90° nacheilt, Fig. 104. Da die Flüsse ferner konstant bleiben und von der Belastung nicht abhängen (41), so gilt für sie dasselbe wie für die drei Spannungen eines Drehstroms, ihre Summe ist also in jedem Augenblick gleich Null. Werden daher die drei Kerne oben und unten verbunden, so erübrigen sich besondere Eisenkerne für die Rückführung der zusammengefaßten Flüsse, Fig. 105. Bei Drehstromtransformatoren sind Wirkungsgrade von 99 bis 99,5 vH erreichbar. Fig. 106 zeigt einen Drehstrom-Öltransformator von 1000 kVA (Siemens-Schuckert).

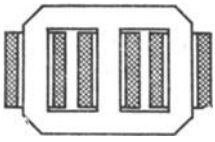


Fig. 105.

48. Schaltung des Drehstromtransformators. Die drei Primärspulen eines Drehstromtransformators können in Stern oder in Dreieck geschaltet sein; das gleiche gilt von den Sekundärspulen. Bei Transformatoren, die eine sehr ungleiche Belastung der Stränge ermöglichen, wird jede Sekundärspule auf zwei Kernen untergebracht, so daß sich ihre Belastung auf zwei Primärstränge verteilt und das Primärnetz gleichmäßiger beansprucht wird (Zickzackschaltung). Fig. 107 zeigt das Schaltbild eines primär in Dreieck, sekundär in Zickzack geschalteten Drehstromtransformators. Die Anordnung der Klemmen — bei Öltransformatoren auf dem Deckel — eines Dreieck/Stern oder Dreieck/Zickzack geschalteten Drehstromtransformators zeigt Fig. 108. Die Enden der Oberspannungswicklungen werden mit großen, die der Unterspannungswicklung mit kleinen Buchstaben bezeichnet.

Parallelschaltung von Transformatoren primär und sekundär in Verteilungsnetzen ist nur dann zulässig, wenn sie gleichen Schaltgruppen angehören. Die Schaltgruppe (A, B, C usw.) ist auf dem Leistungsschild angegeben. Schaltgruppe A umfaßt z. B. die Schaltungen A_1, A_2 und A_3. Zwei Transformatoren,

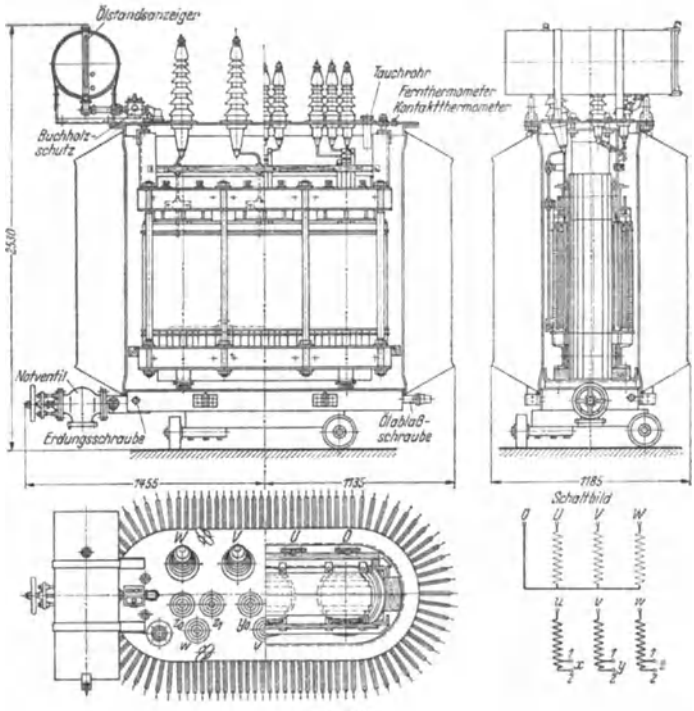


Fig. 106.

von denen einer in Dreieck/Dreieck, der andere in Dreieck/Stern geschaltet ist, gehören nicht zur gleichen Schaltgruppe, weil die Sekundärspannungen nicht in Phase, sondern um 30° versetzt sind (**33**). Außerdem müssen die Transformatoren für gleiche Primär- und Sekundärspannungen gebaut sein und etwa gleiche Kurzschlußspannung (**44**) haben. Ist letzteres nicht der Fall, so würde der Transformator mit höherer Kurzschlußspannung, also höherem Spannungsabstieg bei Belastung, den auf ihn entfallenden Teil der Belastung nicht in voller Höhe leisten, und der andere würde dadurch überlastet. Auf richtige Phasenfolge beim Anschluß ist zu achten.

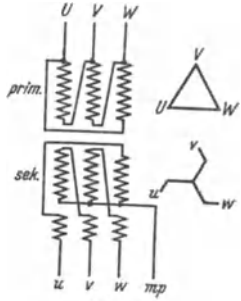


Fig. 107.

Anzapfungen sind meist an den Oberspannungsspulen vorgesehen, um das Übersetzungsverhältnis in geringen Grenzen ändern und den Spannungsabstieg bei langen Zuleitungen ausgleichen zu können. Bei Öltransformatoren können die Anzapfungen durch einen Umschalter auf dem Deckel des Ölkessels bedient werden.

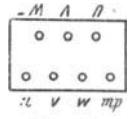


Fig. 108.

49. Sonderbauarten. Der Spartransformator benutzt einen Teil der Primärwicklung gleichzeitig als Sekundärwicklung. Letztere führt nur den Differenzstrom $I_1 - I_2$, da beide nahezu entgegengesetzte Phase haben. Bei

hohen Übersetzungsverhältnissen ist der ersparte Teil an Primärwindungen sowie an sekundärem Kupferquerschnitt gering. Ist das Übersetzungsverhältnis 2 : 1 oder 1 : 2, Fig. 109, so ist $E_2 = \frac{1}{2}E_1$, $I_2 = 2 \cdot I_1$, und der untere Teil der Wicklung führt $I_2 - I_1 = I_1$. Die Wicklung ist überall gleich stark, und die ganze Sekundärwicklung wird gespart. Die Bauart ist nur für niedere Spannungen zulässig.

50. Regeltransformatoren haben ein durch Schleifkontakte oder Kurbelschalter veränderliches Übersetzungsverhältnis, so daß sekundär Spannungen von Null bis zur vollen Sekundärspannung eingestellt werden können, Fig. 110. Der Gleitkontakt oder Schalter muß so eingerichtet sein, daß beim Schalten

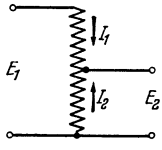


Fig. 109.

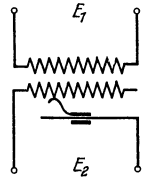


Fig. 110.

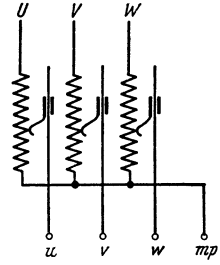


Fig. 111.

Kurzschlüsse einzelner Windungen vermieden werden (z. B. Kohlewalze). Fig. 111 zeigt das Schaltbild eines Drehstrom-Regeltransformators in Sparschaltung.

Soll die Sekundärspannung stufenlos geregelt werden, so werden Drehtransformatoren (Drehregler) benutzt. Ein Drehregler für Drehstrom gleicht einem Drehstrommotor mit Schleifringläufer (**60**), dessen Läufer an der Drehung gehindert ist. Die im Läufer induzierte Sekundärspannung hat dieselbe Frequenz wie die dem Ständer aufgedrückte Primärspannung und ist unabhängig von der Stellung des Läufers, weil das Drehfeld des Ständers in den ruhenden Läuferspulen stets die gleiche Spannung induziert, gleichgültig, ob und um wieviel der Läufer verstellt wird. Dagegen ändert sich die Phasenlage der Sekundär- gegenüber der Primärspannung mit der Stellung des Läufers. Zur Spannungsregelung schaltet man daher die Sekundärspannung des Drehreglers mit der Netzspannung oder mit der Sekundärspannung eines primär am gleichen Netz liegenden festen Transformators hintereinander. Dann addieren sich beide Spannungen je nach der Stellung des Drehreglers unter verschiedenem Winkel, wodurch die Höhe der Gesamtspannung geändert wird. Soll die dabei sich ergebende Änderung der Phasenlage vermieden werden, so werden zwei mit ihren Sekundärwicklungen hintereinander geschaltete Drehregler benutzt, deren Läufer um die gleichen Winkel, aber beide entgegengesetzt zueinander, verstellt werden (Doppeldrehregler). Der Drehregler wird durch selbstsperrenden Schneckentrieb von Hand oder mit Hilfsmotor verstellt. Meistens wird die Läuferwicklung als primär, die Ständerwicklung als sekundäre Wicklung benutzt, an Stelle der Schleifringe dienen biegsame Kabel als Verbindung mit dem Läufer, Fig. 151. Schaltung eines Drehreglers vgl. Fig. 141.

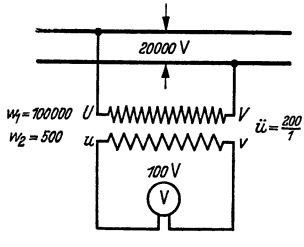


Fig. 112.

51. Meßtransformatoren. Um hohe Wechselspannungen mit einem für geringe Spannungen eingerichteten Spannungsmesser (Voltmeter) messen zu können, werden Spannungswandler angewendet. Diese sind sekundär nur mit dem hohen Widerstand des Spannungsmessers belastet, Fig. 112, und laufen praktisch leer, so daß die Spannungen sich genau wie die Windungszahlen verhalten, weil kein Spannungsabstieg auftritt (**41**). Die Ablesung des Spannungsmessers ist mit dem Übersetzungsverhältnis des Spannungswandlers zu multiplizieren. Meist für 100 V Sekundärspannung; Klemmenbezeichnung *UV* und *uv*.

Um starke Wechselströme mit Strommessern kleinen Meßbereichs messen zu können, wird die Primärwicklung eines Stromwandlers in die Leitung eingeschaltet, deren Strom I_1 zu messen ist. Die Sekundärwicklung des Stromwandlers wird durch den Strommesser, der einen sehr kleinen Widerstand hat, als kurzgeschlossen angesehen. Dann verhält sich $I_1 : I_2 = w_2 : w_1$ (44). Fig. 113 zeigt einen Stromwandler zur Messung eines Wechselstroms bis zur Stärke von 150 A mit einem Strommesser, dessen Meßbereich 5 A beträgt. Die Ablesung des Strommessers ist mit dem umgekehrten Verhältnis der Windungszahlen $w_2 : w_1$ oder mit $1 : \ddot{u}$ zu multiplizieren. Klemmenbezeichnung KL und kl.

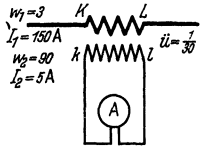


Fig. 113.

52. Größe eines Transformators. Für die Belastbarkeit eines Transformators ist allein seine Erwärmung durch die Verluste (Eisen- und Kupferverlust) maßgebend. Der Eisenverlust hängt nur vom magnetischen Induktionsfluß Φ ab, und dieser wieder nur von der aufgedrückten Primärspannung bei gegebener Frequenz (**38** und **41**). Der Kupferverlust ist $V_{Cu} = I_1^2 R_1 + I_2^2 R_2 \approx I_1^2 R_1 + \ddot{u}^2 I_1^2 R_2$, weil $I_2 \approx \ddot{u} I_1$ und hängt nur von I_1 ab, unabhängig von der Phasenverschiebung zwischen U_1 und I_1. Die Belastbarkeit eines Transformators ist daher durch das Produkt $U_1 \cdot I_1$ (oder $U_2 I_2$) gegeben, also durch die (in kVA) auf dem Leistungsschild angegebene Scheinleistung, was auch für alle anderen Geräte und Maschinen gilt.

Aus einem Transformator von 10 kVA (z. B. 1000 V und 10 A) Scheinleistung kann man bei $\cos\varphi_2 = 1$ 10 kW entnehmen, bei $\cos\varphi_2 = 0{,}5$ nur 5 kW; die Erwärmung ist in beiden Fällen dieselbe.

VII. Die Wechselstrommaschine.

53. Der Wechselstromgenerator. Dem Magneten NS in Fig. 30 entspricht beim Wechselstromgenerator das Polrad, d. i. ein Elektromagnet, dessen Erregerspule ein konstanter Strom (Gleichstrom) über zwei Schleifringe zugeführt wird. Der Gleichstrom kann einer Sammlerbatterie oder einem kleinen Gleichstromgenerator (Erregerdynamo) entnommen werden, der häufig auf derselben Welle sitzt wie das Polrad. Die Spule w für die induzierte Wechselspannung wird je zur Hälfte oben und unten, nicht auf ausgeprägten Polen, sondern in Nuten des Gehäuses untergebracht, Fig. 114. In jeder Nut liegt ein Bündel von Leitern, in diesem Falle $w/6$, weil 6 Teilspulen vorhanden und alle Teilspulen hintereinander geschaltet sind. Fig. 115 zeigt eine der oberen Teilspulen.

Die durchschnittliche Breite der Spulen soll gleich der Polteilung τ (hier 180°) sein, um möglichst viel Feldlinien zu schlucken. Die ineinandergezeichneten Schleifringe, Fig. 114, liegen nebeneinander auf der Welle.

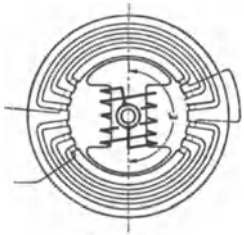


Fig. 114.

Fig. 115.

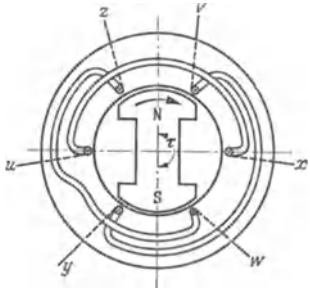


Fig. 116.

54. Der Drehstromgenerator. Dieser ist ein Wechselstromgenerator, Fig. 114, der noch zwei weitere, der ersten gleiche Spulen trägt, die um 120° und 240° versetzt angeordnet sind. Fig. 116 zeigt die Anordnung der Spulen bei einem

Drehstromgenerator, in dem alle zu einer Spule gehörigen Leiter in einer Nut des Gehäuses untergebracht sind (Einlochwicklung). Die drei Anfänge der Wicklungen werden mit u, v, w, die Enden mit x, y, z bezeichnet. Fig. 117 zeigt

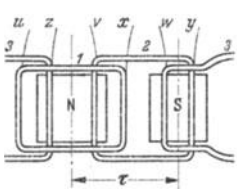


Fig. 117.

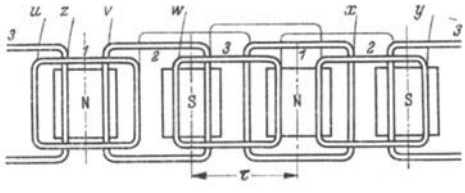


Fig. 118.

Pole und Spulen in Abwicklung dargestellt. Wird die Abwicklung verdoppelt und in einem Gehäuse untergebracht, so wird die vierpolige Maschine erhalten, Fig. 118 und 119, deren Polrad zur Erhaltung der gleichen Frequenz halb so schnell laufen muß, wie das der zweipoligen Maschine. Fig. 119 zeigt einen vierpoligen Drehstromgenerator mit Dreilochwicklung. Ist p die Zahl der Polpaare, so gilt allgemein auch für den Wechselstromgenerator

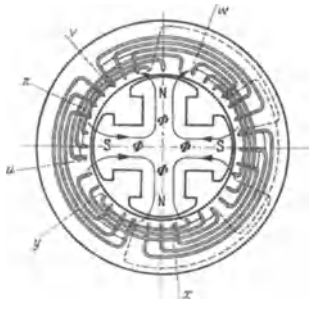


Fig. 119.

$$f = n \cdot p/60 .$$

	$f = 50$ Hz	$f = 16^2/_3$ Hz
$p = 1$	$n = 3000$	$n = 1000$
$p = 2$	$n = 1500$	$n = 500$
$p = 3$	$n = 1000$	$n = 333^1/_3$
$p = 4$	$n = 750$	$n = 250$

Die erste Reihe ist die höchstmögliche Drehzahl, mit der Wechsel- und Drehstromgeneratoren bei den angegebenen Frequenzen laufen können (Turbogeneratoren).

Maschinen mit einer geraden Anzahl von Polpaaren haben keine gekröpfte Spule (Fig. 118 oder ein Vielfaches davon); ist die Zahl der Polpaare ungerade, so hat die Maschine eine gekröpfte Spule (Fig. 117 für $p = 1$; Fig. 117 und daran gereiht Fig. 118 für $p = 3$).

Die zweipolige Maschine ist die Grundform. Mehrpolige Maschinen sind nichts anderes als eine Vervielfachung der zweipoligen.

Eine Drehung der Zeiger im Zeigerdiagramm um 360° (ganze Periode) entspricht einer Drehung des Polrades um 2τ (τ = Polteilung, Bogenabstand von einer Polmitte zur nächsten).

Der feststehende Teil heißt Ständer, Stator, Gehäuse oder Anker. In ihm wird die Spannung induziert. Der umlaufende Teil heißt Polrad, Magnetrad, auch Läufer oder Rotor.

Die einzelne Spule eines Stranges (Phase) besteht gewöhnlich aus mehreren ineinanderliegenden Spulenteilen, z. B. drei bei einer Dreilochwicklung, die hintereinander geschaltet sind, Fig. 120a und b. Die Spule kann aber auch als Stufenwicklung aus drei gleichen Spulenteilen ausgeführt sein, Fig. 121. In beiden Figuren sind die Spulen, die zu den anderen zwei Strängen des Drehstroms gehören, schwächer gezeichnet. Die mittlere Spulenbreite ist in beiden Fällen die gleiche, nämlich τ, also auch die Wirkung dieselbe. Sind in jeder Nut zwei Spulen angeordnet, deren Leiter in zwei übereinanderliegenden Schichten liegen, so erhält man die Ausführung nach Fig. 122a und b. Die zu einem Strange

gehörigen Spulen werden in geeigneter Weise hintereinander geschaltet. Bei einer mehrpoligen Maschine ist die Anordnung von a bis a zu wiederholen und

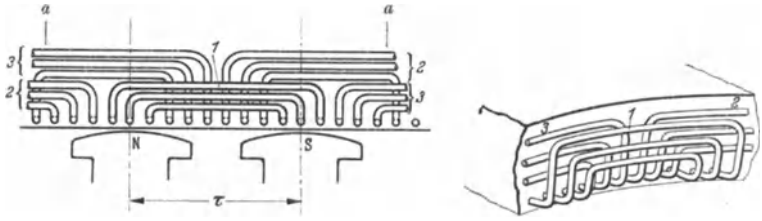


Fig. 120 a u. b.

zu einem runden Gehäuse zusammengebogen zu denken. Es ergibt sich eine aus durchweg gleichen Spulenteilen bestehende, gleichmäßig verteilte Wicklung. Jede Teilspule hat in der Stirnverbindung (Wicklungskopf) eine Kröpfung an der Stelle, wo sie von der oberen in die untere Schicht übergeht. Die Wicklung ist ebenso ausgeführt wie die eines Gleichstromankers und heißt Zweischichtwicklung (Korb- oder Faßwicklung).

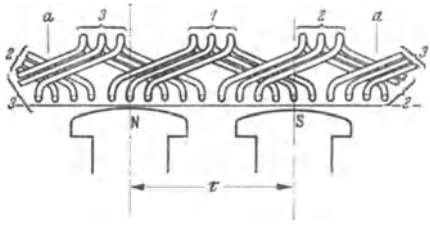


Fig. 121.

In den Fig. 120 bis 122 sind die Schaltdrähte, welche die zu einem Strang des Drehstroms gehörenden Spulenteile verbinden, fortgelassen.

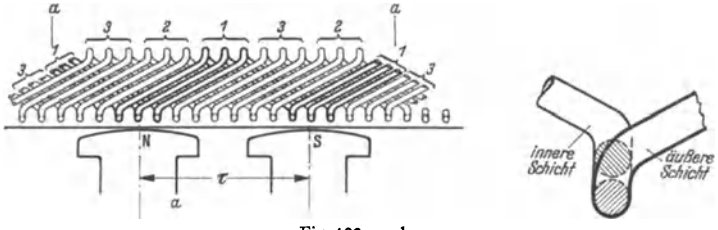


Fig. 122 a u. b.

55. Leistung der Antriebmaschine. Wird dem Generator eine elektrische Leistung entnommen (beim Wechselstromgenerator $UI\cos\varphi$, beim Drehstromgenerator $\sqrt{3}\,UI_L\cos\varphi$, vgl. **34**), und ist η der Wirkungsgrad des Generators, so muß die Antriebmaschine eine mechanische Leistung von $UI\cos\varphi/\eta$ bzw. $\sqrt{3}\,UI_L\cos\varphi/\eta$ der Welle des Generators zuführen. Der Leistungsfaktor $\cos\varphi$ kann im Durchschnitt mit 0,8 angenommen werden. Die Blindleistung $UI\sin\varphi$ (**23**) bzw. $\sqrt{3}\,UI_L\sin\varphi$ erfordert keine Antriebleistung.

Beispiel. Ein Drehstromgenerator eines Kraftwerks hat $U = 15000\text{ V} = 15\text{ kV}$, $I_L = 80\text{ A}$, $\eta = 0{,}96$. Der Welle des Generators muß durch die Dampfturbine zugeführt werden $N = \sqrt{3} \cdot 15 \cdot 80 \cdot 0{,}8/0{,}96 = 1735\text{ kW}$. In der Regel wird für die Wahl der Antriebmaschine die Scheinleistung (**52**), also $\cos\varphi = 1$ zugrunde gelegt, weil man dadurch die überhaupt mögliche Höchstleistung erhält.

56. Parallelbetrieb. Arbeitet ein Drehstromgenerator auf ein Drehstromnetz, das durch andere große Drehstromgeneratoren gespeist wird, so ist es nicht möglich, ihn schneller laufen zu lassen als mit der synchronen Drehzahl, selbst

wenn die Antriebmaschine (Turbine, Dieselmotor) noch so sehr aufgedreht wird. Bei höherer Drehzahl würde die Frequenz des Generators höher werden als die Netzfrequenz, seine Spannungskurve würde zeitlich steiler ansteigen als die des Netzes, und schon bei Beginn dieses Vorganges liefert der Generator eine höhere Leistung ins Netz als die Antriebmaschine schaffen kann; er wird zurückgehalten (gebremst). Durch stärkeres „Aufdrehen" der Antriebmaschine wird daher zwar erhöhte Leistungsabgabe erreicht, wobei das Polrad einmalig etwas voreilt, dann aber mit synchroner Drehzahl weiter läuft, die durch die Netzfrequenz, also durch die anderen Großgeneratoren bestimmt wird. Beim Abschalten der Antriebmaschine des Generators will dieser zunächst langsamer laufen. Sobald er damit beginnt, wird die Frequenz seiner Spannung kleiner, und die Spannungskurve steigt langsamer an als die des Netzes, so daß sofort das Netz Strom in den Generator liefert, ihn als Motor weitertreibt und ein weiteres Zurückbleiben verhindert. Die Maschine wird zum Synchronmotor. Das Polrad ist nur einmalig etwas zurückgeblieben und läuft mit konstanter Nacheilung gegen das Drehfeld des Ständers synchron weiter. Bei größerer Belastung wird die konstante Nacheilung des Polrades größer, die Drehzahl bleibt aber synchron. Das Bestreben der Netzfrequenz, jeden am Netz hängenden Generator oder Synchronmotor in die eigene Frequenz hineinzuziehen, wird als synchronisierende Kraft bezeichnet. Ohne diese wäre ein Parallelbetrieb mehrerer Generatoren am gleichen Netz nicht möglich.

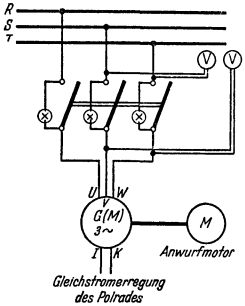


Fig. 123.

Wenn ein Generator auf ein Drehstromnetz arbeiten soll, auf das schon andere Generatoren arbeiten, so muß er zunächst durch seine Antriebmaschine auf möglichst synchrone Drehzahl gebracht werden. Ans Netz darf er erst dann gelegt werden, wenn Spannung, Frequenz, Phasenlage und Phasenfolge mit der des Netzes übereinstimmen, die Maschine muß „in Tritt" sein. Die richtige Phasenfolge (Umlaufrichtung des Drehfeldes) muß bereits beim Anschluß der Leitungen an die Ständerklemmen berücksichtigt werden. Die Erfüllung der anderen Bedingungen erfolgt durch Synchronisiereinrichtungen.

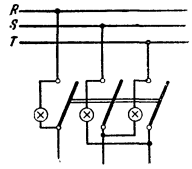


Fig. 124.

Im einfachsten Falle dienen dazu Phasenlampen, durch die der dreipolige Netzschalter zunächst überbrückt ist, Fig. 123. Stimmen die Frequenzen nicht überein, so entstehen aus ihnen Schwebungen, und die Lampen leuchten im Takte der Schwebungsfrequenz auf; diese wird durch Änderung der Drehzahl der Antriebmaschine genügend langsam eingestellt und der Schalter in dem Augenblick eingelegt, wo die Lampen dunkel sind. Dann halten sich die Spannungen der Maschine und die des Netzes das Gleichgewicht, und die Maschine wird durch die synchronisierende Kraft mitgenommen. Die Lampen sind für die doppelte Sternspannung zu bemessen, weil diese bei entgegengesetzter Phasenlage auftritt, wenn die Lampen am hellsten aufleuchten. Werden zwei der Lampen über Kreuz geschaltet, Fig. 124, und im Kreise angeordnet, so leuchten die Lampen nacheinander auf. Aus der Reihenfolge des Aufleuchtens kann festgestellt werden, ob die Maschine gegen die Netzfrequenz zu schnell oder zu langsam läuft. Der Schalter wird in dem Augenblick eingelegt, in dem die „geradeaus" geschaltete Lampe (Phasenlampe) dunkel ist, und die beiden anderen gleich hell brennen, weil diese dann die normale Dreieckspannung erhalten. In Kraftwerken benutzt man automatische Synchronisiereinrichtungen. Leuchten in Fig. 123 die Lampen nicht gleichzeitig auf, so ist die Phasenfolge falsch (Vertauschen von zwei Anschlüssen am Generator). Bei richtiger Phasenfolge genügt eine Lampe.

Der neu ans Netz geschaltete Generator läuft jetzt leer mit. Die von ihm ins Netz zu liefernde Leistung wird durch die zugeführte mechanische Leistung geregelt, also durch Beeinflussung des meist vom Schalttisch aus ferngesteuerten Reglers der Antriebmaschine. Die Drehzahl läßt sich nicht ändern. Da das Polrad aber je nach der zugeführten mechanischen Leistung einmalig mehr oder

weniger voreilt (s. oben), so können bei Belastungsänderungen Pendelungen eintreten, wenn das Polrad infolge seiner Trägheit über die ihm zukommende neue Gleichgewichtlage hinausschießt. Meist klingen die Pendelschwingungen um die Gleichgewichtlage schnell ab, was durch eine besondere Dämpferwicklung beschleunigt wird. Dies ist eine im Polrad liegende, in Nuten oder Löchern eines jeden Polschuhes untergebrachte kurzgeschlossene Wicklung aus Kupfer- oder Aluminiumstäben, in denen während der Pendelungen Spannungen induziert werden. Die hierdurch in der Dämpferwicklung entstehenden Kurzschlußströme wirken nach dem Lenzschen Gesetz dämpfend. Sind aber die Pendelungen (Eigenschwingungen) mit dem Takt der Antriebmaschine (bei Kolbenmaschinen) in Resonanz, so vergrößern sie sich, und der Generator „fällt außer Tritt", oder sie bleiben auch bei starker Dämpferwicklung zu groß und führen zu untragbaren Belastungsschwankungen. Vgl. S. 199.

Elektromotoren für Drehstrom und Wechselstrom.

57. Kraftwirkungen des elektrischen Stroms. Wenn aus dem Leiter in Fig. 27 und 28 ein Strom I in der Pfeilrichtung entnommen wird — an Stelle des Voltmeters werde z. B. eine Glühlampe gesetzt —, so ist die in der Zeit dt entnommene Arbeit

$$dW = EIdt = -d\Phi/dt \cdot I \cdot dt = -d\Phi \cdot I.$$

Diese Arbeit muß dem Leiter durch eine Kraft P zugeführt werden, die ihn nach links bewegt. Die zugeführte Arbeit in der Zeit dt ist dann

$$P \cdot ds = -d\Phi \cdot I = -\mathfrak{B} \cdot l \cdot ds \cdot I; \quad P = -\mathfrak{B} \cdot l \cdot I.$$

Das negative Vorzeichen gibt an, daß z. B. ein elektrischer Generator mechanisch angetrieben werden muß. Der Strom im Leiter hat dabei nach dem Lenzschen Gesetz eine gleich große bremsende Gegenwirkung, der Strom will den Leiter nach rechts bewegen.

Wird nun dem Leiter von außen der Strom I zugeführt, Fig. 125, z. B. durch eine Batterie, so muß sich der Leiter mit der Kraft $P = +\mathfrak{B} \cdot l \cdot I$ nach rechts bewegen. Hierdurch wird im Leiter eine EMK $E = -\mathfrak{B} l v$ induziert, die der Spannung der Batterie entgegengesetzt gerichtet ist und dieser das Gleichgewicht hält. Der Leiter bewegt sich gerade mit einer Geschwindigkeit v, daß dieses Gleichgewicht eintritt. Diese Bewegung eines stromdurchflossenen Leiters im magnetischen Felde ist die Grundlage des Elektromotors, für welche die Dreifingerregel der linken Hand gilt: Dritter Finger: Stromrichtung, zweiter Finger Feldlinienrichtung, erster Finger (Daumen) ergibt die Bewegungsrichtung. Über die Reihenfolge s. **16**.

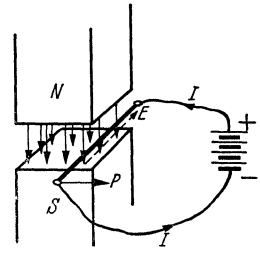


Fig. 125.

58. Der asynchrone Drehstrommotor (Drehfeldmotor, Induktionsmotor). Dieser einfachste und am meisten verbreitete Elektromotor hat einen Ständer, der dem eines Drehstromgenerators gleicht, Fig. 116 bis 122. Werden die Spulen des Ständers in Stern- oder Dreieckschaltung an ein Drehstromnetz angeschlossen, so entsteht in jeder Spule infolge der aufgedrückten Spannung ein dieser um 90° nacheilender magnetischer Wechselfluß, der die Gleichung $E = 4{,}44 f \cdot w \cdot \max \Phi \cdot 10^{-8}$ Volt (**21**) erfüllt; die drei entstehenden Wechselflüsse sind um je 120° im Zeigerdiagramm versetzt. Im Innenraum des Motorgehäuses (Ständers) ist das magnetische Feld in jedem Augenblick gleich der Summe der Augenblickswerte der drei magnetischen Wechselflüsse. Für sinusförmigen Verlauf der Flüsse ergibt sich, daß diese Summe, also das Gesamtfeld, konstant bleibt, aber seine Richtung ändert, und zwar dreht sich das Gesamtfeld bei dem zweipolig ge-

wickelten Ständer mit der sekundlichen Drehzahl f in demselben Sinne, wie die Leiter RST des Drehstroms an die Spulen des Ständers angeschlossen sind. Bei dem $2p$-polig gewickelten Ständer ist die sekundliche Drehzahl f/p. Das Gesamtfeld ist gleich dem 1,5fachen Maximalfeld $\max \Phi$ einer Spule, und wie dieses proportional der aufgedrückten Spannung.

Dieses Drehfeld Φ_D durchsetzt nun das Eisen eines Läufers, der den Innenraum des Ständers mit möglichst kleinem Luftspalt ausfüllt. In Nuten des Läufers liegt eine Wicklung, deren Art gleichgültig ist, sie muß aber in sich geschlossen sein. Oft ist sie ein Spiegelbild der Ständerwicklung oder sie hat in jeder Nut nur einen Leiter (Stabwicklung); die Stäbe sind an den Stirnflächen durch je einen Kupferring verbunden (Käfigwicklung), werden ohne Isolation in die Nuten eingelegt und an beiden Enden mit den Kurzschlußringen verschweißt oder vernietet. Die ganze Käfigwicklung kann auch aus Leichtmetall in die Nuten eingespritzt und samt den Stirnverbindungen in einem Stück hergestellt werden, Fig. 126, Blechpaket entfernt, Siemens-Schuckert.

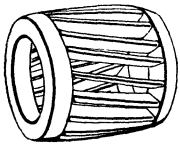


Fig. 126.

Steht der Läufer still, so schneidet das Drehfeld jeden Leiter des Läufers $f$mal je Sekunde und induziert in ihm eine Spannung, die durch den Leiter einen Strom I_2 treibt. Hieraus ergibt sich ein Drehmoment $M = c \cdot \Phi_D \cdot I_2$ (proportional Drehfeld × Läuferstrom), das den Läufer in demselben Sinne antreibt, in dem das Drehfeld umläuft. Nach dem Lenzschen Gesetz ist der Läufer bestrebt zu verhindern, daß die Leiter in seinen Nuten vom Drehfelde geschnitten werden; er beschleunigt sich also und versucht, das Drehfeld einzuholen und mit ihm synchron zu laufen, was beim absoluten Leerlauf des Motors auch gelingt. Das Induzieren von Spannungen in den Leitern des Läufers hört auf, weil die Frequenz im Läufer Null wird, damit werden Läuferstrom und Drehmoment Null. In Wirklichkeit kann dieser Fall nie ganz eintreten, weil ein kleines Drehmoment zur Überwindung der Lager- und Luftreibung nötig ist. Der Läufer muß sich also vom Drehfeld überholen lassen, dessen Drehzahl durch die Frequenz des Netzes f und die Zahl der Polpaare p feststeht (**54**). Dieses Nachlassen des Läufers gegen die synchrone Drehzahl ist bei Leerlauf geringfügig und praktisch meist zu vernachlässigen (z. B. 1497 gegen 1500 für $p = 2$). Wenn die Welle des Läufers ein Drehmoment abgeben soll, so muß ein Läuferstrom I_2 auftreten, dazu muß im Läufer eine Spannung induziert werden, was nur möglich ist, wenn der Läufer gegen das Drehfeld zurückbleibt; er läuft asynchron. Der Läufer schlüpft, und zwar muß die Schlüpfung $s = n - n_2 =$ Unterschied zwischen der synchronen Drehzahl des Drehfeldes und der Drehzahl des Läufers, mit dem zu leistenden Drehmoment steigen. Bei normalem Drehmoment ist die Schlüpfung etwa 4 vH. Die Drehzahl sinkt mit dem Drehmoment nur wenig (Nebenschlußkennlinie, Fig. 174) und ist für viele Zwecke (Werkzeugmaschinen) ausreichend konstant. Beachtenswert ist, daß der Läufer niemals schneller als das Drehfeld laufen kann, weil mit Erreichen der synchronen Drehzahl bei Leerlauf das Drehmoment Null wird und damit der Anlaß zu weiterer Beschleunigung des Läufers aufhört.

Die Frequenz der im Läufer induzierten Spannung sowie die des Läuferstromes entspricht der Zahl der sekundlichen Überholungen des Läufers durch das Drehfeld, also der Schlüpfung s.

Der asynchrone Drehstrommotor ist als Drehstromtransformator anzusehen; die primäre Wicklung liegt im Ständer, die sekundäre Wicklung auf dem Läufer. Bei stillstehendem Läufer entspricht der Motor einem Transformator bei sekundärem Kurzschluß, bei Leerlauf oder bei nicht geschlossener Läuferwicklung (Schleifringläufer mit ausgeschaltetem Anlasser (**60**) entspricht er einem leerlaufenden Transformator. Den Ständer bezeichnet man deshalb auch als Primäranker, den Läufer als Sekundäranker und den Motor als **Induktionsmotor,**

weil der das Drehmoment bildende Läuferstrom induziert und dem Läufer nicht von außen zugeführt wird.

59. Das Kreisdiagramm von Heyland entspricht für einen Induktionsmotor mit Kurzschlußläufer dem Belastungsdiagramm eines Transformators. Mit dem Drehmoment muß der Läuferstrom I_2, und damit der Primärstrom I_1, den die Ständerwicklung aus dem Drehstromnetz aufnimmt, steigen; er ist im folgenden mit I bezeichnet. Es zeigt sich, daß die Zeiger I für die verschiedenen Belastungen auf einem Kreise liegen, der sich in einfacher Weise aufzeichnen läßt, wozu nur eine Messung der elektrischen Werte bei Leerlauf und bei Kurzschluß (blockierter Läufer) nötig ist. Dabei ist im folgenden angenommen, daß bei Leerlauf der Läuferstrom gleich Null und die Leerlaufdrehzahl gleich der synchronen Drehzahl ist. Genauere Werte ergäben sich, wenn der Läufer durch einen besonderen Motor während der Messung synchron angetrieben würde, wozu aber meist die Einrichtungen fehlen.

Der Kurzschlußstrom wird für eine kleine Kurzschlußspannung gemessen und auf die normale Netzspannung umgerechnet, d. h. proportional zu dieser erhöht (**44**).

Fig. 127 zeigt das vereinfachte Heyland-Diagramm an einem Beispiel.

Auf dem Leistungsschild eines Drehstrommotors mit Schleifringläufer ist angegeben: Spannung 380 V, Strom 95 A, $\cos\varphi$ 0,89, Drehzahl 1435/min, Leistung 50 kW. Hiernach ist die Nennspannung $U = 380$ V, der Nennstrom $I = 95$ A, die Nennleistung an der Welle $N_2 = 50$ kW. Der Ständer ist vierpolig gewickelt mit einer synchronen (Leerlauf-) Drehzahl $n_L = 1500$/min. Die Schaltung der Ständerwicklung, Stern oder Dreieck, ist gleichgültig (**35**).

Beim Leerlaufversuch wurde bei 380 V Spannung ein Strom $I_L = 34$ A und $\cos\varphi_L = 0{,}11$ gemessen. Beim Kurzschlußversuch mußte eine Spannung von 75,2 V aufgedrückt werden, um den Nennstrom von 95 A zu erhalten. Dabei wurde $\cos\varphi_K = 0{,}46$ gemessen. Für die Nennspannung ergibt sich ein Kurzschlußstrom $I_K = 95 \cdot 380/75{,}2 = 480$ A. Beide Ströme werden nach dem Vorbild Fig. 79 aufgetragen mit den Endpunkten P_L und P_K, durch die der Kreis gehen muß, dessen Mittelpunkt auf dem Mittellot der Strecke $P_L P_K$ und ferner auf dem freien Strahl des Winkels $90° - \varphi_K$ liegt, der in P_K an I_K angetragen wird. Hierzu wird auch auf OP_K das Mittellot errichtet, das die Waagerechte in A trifft, und AP_K gezogen, womit ein gleichschenkliges Dreieck AOP_K mit den Basiswinkeln $90° - \varphi_K$ entsteht. M' ist dann der Mittelpunkt des Heylandkreises, der durch P_L und P_K gelegt wird. Die Linie $P_L P_K$ ist die Leistungslinie; sie teilt alle Senkrechten vom Kreisumfang bis zur Waagerechten OA so, daß der über ihr liegende Teil der Nutzleistung, der unter ihr liegende Teil den Verlusten, die ganze Senkrechte also der aufgenommenen Leistung entspricht. Die Senkrechte von P_L bis an die Strecke OA ist z. B. gleich dem Eisenverlust, die Strecke $P_K B$ gleich dem Kupferverlust $V_{Cu_1} + V_{Cu_2}$. Wird angenommen, daß dieser sich auf Ständer und Läufer gleichmäßig verteilt (**45**), so wird durch Halbierung der Strecke $P_K B$ die Drehmomentenlinie $P_L P_M$ erhalten, weil die senkrecht gemessenen Entfernungen bis zum Kreisumfang dem jeweiligen Drehmoment entsprechen. Der Leistungsmaßstab ergibt sich daraus, daß die aufgenommene Leistung allgemein $\sqrt{3}\, U \cdot I \cdot \cos\varphi = \sqrt{3}\, U$ mal Wirkstrom ist. Da der Strommaßstab 1 cm $\triangleq$ 20 A ist und das gleiche für den Wirkstrom (senkrechte Komponente von I) gilt, so ist der Maßstab für die Leistung 1 cm $\triangleq \sqrt{3} \cdot 380\,\text{V} \cdot 20\,\text{A} \triangleq 13164$ W. Die Maßeinheit ist nicht VA, sondern Watt, weil die Leistung senkrecht gemessen wird und in ihr demnach nur der Wirkstrom enthalten ist (Wirkleistung). Die normale Leistungsabgabe ist 50000 Watt und muß als eine Länge von $\frac{50000\ \text{W}}{13164\ \text{W/cm}} = 3{,}8$ cm erscheinen. In diesem Abstand (senkrecht in der Fig. 127) wird eine Parallele zur Leistungslinie gezogen, die den Kreis in P schneidet. Der zweite Schnittpunkt liegt, wie sich unten zeigen wird, im labilen Gebiet. P ist der normale Betriebspunkt. Die Drehzahllinie wird von P_K nach einem beliebigen Punkt C des Kreisumfanges gezogen. Zweckmäßig wählt man C in der Nähe des tiefsten Punktes des Kreises, um nachher scharfe Schnittpunkte zu erhalten. Die Parallele zur Drehzahllinie durch P_M ergibt den Punkt D. Die von diesem Punkt zu den Betriebspunkten gehenden Strahlen schneiden die Drehzahllinie in der zugehörigen Drehzahl. Der Strahl DP_L ergibt auf ihr die (nahezu synchrone) Drehzahl 1500, worauf die Drehzahllinie, von P_K ausgehend, gleichmäßig eingeteilt wird. Der Strahl DP_K muß die Drehzahl Null ergeben. Die normale Drehzahl ergibt sich durch den Strahl DP zu 1433/min. Die Strecke OP entspricht dem Nennstrom, ist 4,73 cm lang und ergibt aus dem Strommaßstab den Nennstrom $I = 94{,}6$ A, der zugehörige Leistungsfaktor folgt zu $\cos\varphi = 0{,}89$. Alle drei Werte stimmen mit den auf dem Leistungsschild des Motors angegebenen gut überein. Das Lot von P auf die Drehmomentenlinie entspricht dem Nennmoment M und ist 3,9 cm lang. Das Nennmoment ist[1] M kgm $= 973 \cdot N$ kW$/n$ min^{-1}

[1]) Wenn bei einer Maschine mit der Drehzahl n min^{-1} die Umfangskraft P kg am Radius r m angreift, ist das Drehmoment M kgm $= P$ kg $\cdot r$ m und die Leistung N kgms$^{-1} = P$ kg $\cdot 2\pi r$ m $\cdot (n/60)$ s$^{-1} = 2\pi M$ kgm $\cdot (n/60)$ s^{-1}. Da 1 kgms$^{-1} = 9{,}81$ W, so ergibt sich

$$N\,\text{W} = 9{,}81 \cdot 2\pi M \cdot n/60 = M\,\text{kgm} \cdot n\,\text{min}^{-1}/0{,}973 \quad \text{und} \quad N\,\text{kW} = M \cdot n/973\,.$$

$= 973 \cdot 50/1435 = 33{,}9$ kgm, woraus der Maßstab für das Drehmoment 1 cm $\triangleq$ 33,9/3,9 kgm $= 8{,}68$ kgm folgt.

Wird der Motor über das Nennmoment hinaus belastet, so wandert der Punkt P auf dem Kreise nach rechts bis zu dem neuen Betriebspunkt, für den das Drehmoment gleich dem verlangten ist. Der Strom I steigt, die Phasenverschiebung wird kleiner bis zu dem Punkt, wo der Strom den Kreis berührt, um bei noch größeren Belastungen wieder zu steigen. Der Leistungsfaktor $\cos\varphi$ hat also ein Maximum. Die Drehzahl sinkt dauernd. In dem Punkt P_{K_i}, wo eine Parallele zur Drehmomentenlinie den Kreis berührt, ist das Drehmoment ein Maximum und wird als

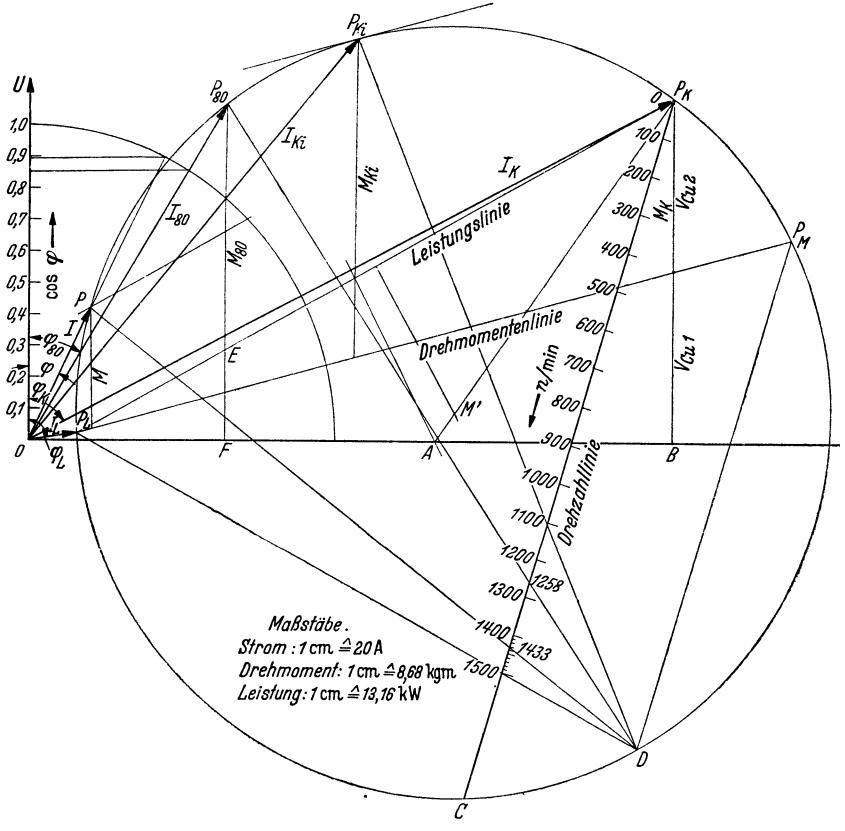


Fig. 127 (1 : 2,5 verkleinert).

Kippmoment M_{K_i} bezeichnet, es beträgt hier 88,6 kgm, ist also gleich dem 2,61fachen des Nennmoments. Der zugehörige Strom ist 338 A, die zugehörige Drehzahl etwa 1100 min^{-1}. Wird der Motor noch weiter belastet, so kann er ein größeres Drehmoment nicht abgeben. Der Betriebspunkt durchläuft schnell den labilen Bereich von P_{K_i} bis P_K, wobei der Strom weiter zu- und die Drehzahl abnimmt, der Motor bleibt schließlich in P_K stehen. Die Drehzahl ist Null, der Strom gleich I_K, das Drehmoment M_K entspricht der mit V_{Cu_2} bezeichneten Strecke und beträgt 47,8 kgm. Wird der Motor jetzt bis unter dieses Drehmoment entlastet, so läuft er wieder hoch, der Betriebspunkt durchläuft den Kreis von P_K über P_{K_i} bis zu dem Punkt, für den das Drehmoment gleich dem jetzt geforderten ist.

Der Motor würde aus dem Stillstand bei normaler Belastung ohne weiteres anlaufen, weil das Drehmoment im Punkt P_K größer ist als das normale (Nennmoment). In den meisten Fällen würde aber der hohe Anlaufstrom, der dem Netz — wenn auch nur für kurze Zeit — entnommen werden muß, von den Kraftwerken nicht zugelassen werden (60).

Aus dem Kreisdiagramm können für ein beliebiges Drehmoment alle elektrischen und mechanischen Werte entnommen werden. Z. B. ist für ein Drehmoment von 80 kgm (Punkt P_{80}) der Strom $I = 253$ A, $\cos\varphi = 0{,}854$, die Drehzahl $n = 1258\ \text{min}^{-1}$, die abgegebene Leistung $N_2 = 80\ \text{kgm} \cdot 1258/973 = 103{,}5$ kW, die aufgenommene Leistung $N_1 = \sqrt{3} \cdot 380\ \text{V} \cdot 253\ \text{A} \cdot 0{,}857 = 142{,}1$ kW und der Wirkungsgrad $\eta = 0{,}73$. N_2 und N_1 ergeben sich, wenn auch nicht so genau, aus den Strecken $P_{80}E$ und $P_{80}F$, und der Wirkungsgrad sehr einfach aus dem Verhältnis dieser Strecken.

Für normale Belastung (Punkt P) ist die Nennleistung

$$N_2 = 50\ \text{kW}, \quad N_1 = \sqrt{3} \cdot 380 \cdot 94{,}6 \cdot 0{,}89 = 55{,}5\ \text{kW} \quad \text{und} \quad \eta = N_2 : N_1 = 0{,}90\,.$$

Nach Feststellung dieser Werte für verschiedene Drehmomente können die Betriebskennlinien, die meist abhängig von M aufgetragen werden, Fig. 128, gezeichnet werden. Damit ist das Verhalten des Motors im Betriebe bestimmt, ohne daß er belastet wurde. Es ist lediglich

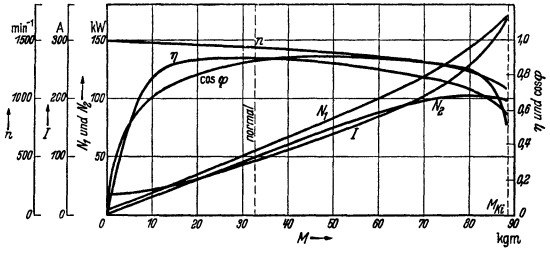


Fig. 128.

eine Leerlauf- und Kurzschlußmessung nötig, die mit wenigen elektrischen Meßgeräten ausgeführt werden können.

Der Leistungsfaktor eines Induktionsmotors ist um so größer, je dichter der Heylandkreis am Anfangspunkt O liegt, also je kleiner die waagerechte Komponente von I_L ist. Diese ist aber der Magnetisierungsstrom, Fig. 94 und 97, der wiederum in erster Linie durch den Luftspalt bedingt ist (**15**). Induktionsmotoren werden daher mit einem geringen Luftspalt gebaut.

Wird der Motor mit einer höheren als der Leerlauf- (synchronen) Drehzahl angetrieben, so wandert sein Betriebspunkt von I_L aus auf die untere Kreishälfte in Richtung C. Für einen solchen Betriebspunkt werden das abgegebene Drehmoment und die aufgenommene Leistung negativ, der Motor wird zum asynchronen Drehstromgenerator. Sein Ständer muß jedoch dabei an ein anderweit (z. B. von einem Kraftwerk aus) gespeistes Drehstromnetz angeschlossen bleiben, das den Blindstrom für das Drehfeld liefert und die Frequenz festlegt, er kann also nur parallel zu Synchrongeneratoren und nicht selbständig arbeiten. Anwendung in Senkbremsschaltungen für Krane, Aufzüge, Fördermaschinen; die Arbeit der sinkenden Last liefert elektrische Arbeit ins Leitungsnetz. Stromrückgewinnung; wird besser als Leistungsrückgewinnung bezeichnet.

Bei Motoren mit Wirbelstrom- oder Stromdämpfungsläufern ergibt sich im Heylanddiagramm kein Kreis, sondern eine kreisähnliche Kurve. Die Unterschiede sind aber für den normalen Betriebsbereich von P_L bis P meist gering.

60. Das **Anlassen** von kleinen Motoren mit Käfigläufer geschieht einfach dadurch, daß die Ständerwicklung mit einem dreipoligen Schalter an das Drehstromnetz gelegt wird. Der Anlaufstrom ist gleich dem Kurzschlußstrom I_K, klingt aber schnell ab, weil der Motor vom Punkt P_K des Heylandkreises über P_{K_i} hochläuft bis zu dem Punkt, der dem zu leistenden Drehmoment entspricht. Dieses muß kleiner sein als das zum Punkt P_K gehörige Drehmoment M_K, sonst kommt der Motor nicht in Gang. Bei großen Motoren ist der dem Netz entnommene Stromstoß beim Einschalten zu hoch. Man kann in die Zuleitungen regelbare Vorwiderstände oder einen Regeltransformator legen, Fig. 129, wodurch die Ständerwicklung eine zunächst geringe Spannung erhält, die allmählich bis zur vollen Spannung gesteigert wird. Dadurch ist das Drehfeld, das der aufgedrückten Spannung proportional ist (**58**), und damit das Drehmoment anfangs klein, weshalb solche Motoren leer oder wenig belastet anlaufen müssen. Das gleiche

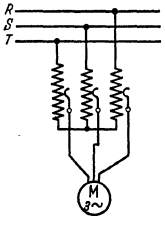


Fig. 129.

gilt, wenn die drei Stränge der Ständerwicklung mit Stern-Dreieckschalter versehen werden, wobei sie beim Anlassen in Stern geschaltet sind und nur den $\sqrt{3}$-ten Teil der Netzspannung erhalten. Ist der Motor hochgelaufen, wird die Ständerwicklung in Dreieck und damit jeder Strang an die volle Netzspannung geschaltet. Manchmal verbindet eine Fliehkraftkupplung auf der Welle, nachdem der Motor leer hochgelaufen ist, ihn kurz vor Erreichen der normalen Drehzahl mit der anzutreibenden Maschine.

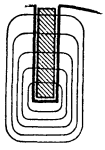


Fig. 130.

Die Läufer größerer Motoren werden häufig mit schmalen und hohen Leitern in Käfigwicklung ausgeführt (Tiefnutläufer, Fig. 130). Die vom Läuferstrom erzeugten Feldlinien sind in der Tiefe der Nut am dichtesten, weil sie dort auf kürzestem Weg sich schließen können. Dadurch entsteht Stromverdrängung nach außen (**22**), so daß die tiefer liegenden Teile des Leiters nur geringen Strom führen und die Wirkung die gleiche ist, als wenn die Käfigwicklung einen geringeren Kupferquerschnitt, also höheren Widerstand hätte. Die Stromverdrängung ist bei stillstehendem Läufer am stärksten, weil der Läuferstrom die volle Netzfrequenz f hat, und nimmt mit steigender Drehzahl ab. Bei normaler Drehzahl hat der Läuferstrom nur die Frequenz der normalen Schlüpfung, etwa 4 vH von f, so daß das vom Läuferstrom ausgebildete Wechselfeld und damit die Stromverdrängung vernachlässigt werden können und der volle Stabquerschnitt dem Läuferstrom zur Verfügung steht. Motoren mit derartigen Wirbelstromläufern laufen daher ganz ähnlich an wie Schleifringläufer (s. u.). Beim Anlassen ist es so, als wenn ein hoher Widerstand in die Läuferwicklung geschaltet wäre, der sich beim Steigen der Drehzahl von selbst verringert und bei normaler Drehzahl Null wird. Beim Doppelstabläufer ist dieses Verhalten noch stärker ausgeprägt als beim Tiefnutläufer. Es sind dann zwei getrennte Käfigwicklungen, Fig. 131 a, untereinander vorhanden, von denen beim Einschalten des Ständerstromes die innere so gut wie ganz ausfällt und nur die äußere mit kleinerem Querschnitt, also hohem Widerstand, einen kleinen Läuferstrom führt. Mit steigender Drehzahl nimmt auch der Strom in den inneren Läuferstäben zu.

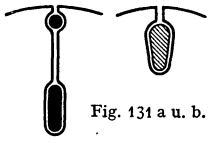


Fig. 131 a u. b.

Normale Käfigläufer bis 15 kW Leistung erhalten in der Regel keilförmige Nuten und Leiterquerschnitte, Fig. 131 b. Beim Anlassen ist die Wirkung, wenn auch nur in geringerem Maße, ähnlich wie bei einem Tiefnutläufer. Der Stromstoß beim Einschalten hält sich für die meisten Zwecke in erträglichen Grenzen bei gutem Anlaufmoment. Mit einem solchen Stromdämpfungsläufer versehene Motoren werden direkt oder mit Stern-Dreieckschalter eingeschaltet.

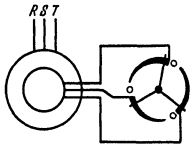


Fig. 132.

Beim **Schleifringläufer** ist die Wicklung des Läufers nicht ein für allemal kurzgeschlossen, sondern die Enden der Läuferwicklung sind zu drei Schleifringen auf der Welle und von dort zu einem Schleifringanlasser geführt, Fig. 132. Die Läuferwicklung ist meist wie die Ständerwicklung mit drei Strängen (dreiphasig) ausgeführt und wie die Anlaßwiderstände in Stern geschaltet, wobei die dreiarmige Kurbel der Sternpunkt ist.

Beim Einschalten des Netzschalters steht die Anlasserkurbel auf den Leerkontakten. Das Drehfeld läuft um, ein Drehmoment tritt aber nicht auf, weil kein Läuferstrom fließen kann. Der Motor ist jetzt ein Drehstromtransformator in Leerlauf. Wird der Anlasser eingerückt, so kann zunächst nur ein kleiner Läuferstrom (Sekundärstrom) fließen, und damit auch nur ein kleiner Primärstrom (Ständerstrom) aus dem Netz entnommen werden. Mit steigender Drehzahl sinkt die Frequenz im Läufer und damit Läuferspannung und Läuferstrom,

so daß der Anlasser allmählich ausgerückt und schließlich kurzgeschlossen werden kann. Von da ab verhält sich der Motor wie ein solcher mit Kurzschlußläufer. Häufig werden hierauf die Schleifringe durch eine besondere Vorrichtung kurzgeschlossen und die Bürsten von den Schleifringen abgehoben (Fig. 150).

Das Anlassen mit Schleifringanlasser hat aber außerdem noch eine sehr erwünschte Erhöhung des Anzugsmomentes zur Folge. Wird für einen Kurzschlußläufer oder kurzgeschlossenen Schleifringläufer das Drehmoment abhängig von der Drehzahl aufgetragen, wobei die Werte aus dem Kreisdiagramm zu entnehmen sind, so erhält man die Kurve *a* in Fig. 133. Da $M = C \cdot \Phi_D \cdot I_2$ ist und da $\Phi_D = 1{,}5 \max \Phi$ konstant bleibt, solange die Netzspannung U ($\approx E$) und die Netzfrequenz f konstant sind, so erfordert jedes Drehmoment M einen bestimmten Läuferstrom I_2. Wird der Läuferwiderstand durch Zuschalten von Widerständen des Schleifringanlassers z. B. auf das Dreifache erhöht, so muß bei unverändertem Drehmoment des Läufers der Strom I_2 auch noch durch den Zusatzwiderstand getrieben werden. Das erfordert die dreifache Spannung im Läufer, die nur dadurch erzeugt werden kann, daß der Läufer sich vom Drehfeld dreimal so oft überholen läßt. Der Drehzahlabfall ist dreimal so groß wie vorher; jeder Punkt der *a*-Kurve rückt in die dreifache Entfernung von der rechten Senkrechten und ergibt Kurve *b*: der Motor läuft aus dem Stillstand ($n = 0$) jetzt fast mit dem maximalen Drehmoment M_{K_i} an. Die Anlasser werden so gebaut, daß das Anlaufmoment etwa gleich dem höchsten Drehmoment ist. Im vorliegenden Falle müßte die erste Stufe des Anlassers den Läuferwiderstand auf etwas mehr als das Dreifache erhöhen, d. h. jeder Strang des in Stern geschalteten Anlassers müßte etwas mehr als den doppelten Widerstand jedes Stranges der dreiphasigen Läuferwicklung haben.

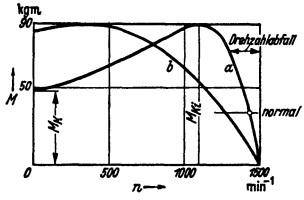


Fig. 133.

Auch Wirbelstromläufer und Doppelnutläufer (s. oben) laufen mit erhöhtem Drehmoment an, da der Widerstand der Läuferwicklung beim Stillstand stark erhöht ist und beim Hochlaufen von selbst abnimmt.

61. Regelung der Drehzahl ist bei Motoren mit Kurzschlußläufern, auch Wirbelstrom- und Stromdämpfungsläufern, die an ein Netz konstanter Frequenz angeschlossen sind, nicht möglich. Eine Änderung der Spannung durch Vorwiderstände oder Regeltransformatoren in der Zuleitung ändert nur die Größe des Drehfeldes und damit das Drehmoment. Die synchrone Drehzahl ist nur von der Frequenz abhängig. (Änderung der Drehzahl durch Änderung der Frequenz bei Motoren mit eigenem Generator möglich.)

Kurzschlußläufermotoren mit Polumschaltung haben eine vielpolig ausgeführte Ständerwicklung, deren Einzelspulen durch einen Umschalter zu Gruppen zusammengefaßt werden können. Entsprechend der durch den Umschalter eingestellten Anzahl der Polpaare ergeben sich feste Drehzahlstufen (**54**). Je nach Schaltung der Spulen oder Spulenteile ist das Drehmoment oder die Leistung für alle Drehzahlstufen konstant. Ausgeführt mit einem Regelbereich bis 1 : 6. Anwendung für Werkzeugmaschinen. Diese Regelung ist verlustlos.

Bei Schleifringläufern kann die Drehzahl durch Einschalten von Widerständen des Anlassers herabgesetzt werden, Fig. 133, der in diesem Fall für dauernde Einschaltung reichlicher bemessen werden muß (Regulieranlasser). Diese Art der Regelung ist aber wegen der im Anlasser auftretenden zusätzlichen Verluste unwirtschaftlich. Schließt man an die Schleifringe statt eines Regulieranlassers einen zweiten, auf der gleichen Welle sitzenden Drehstrommotor an, so wird dieser Verlust zum großen Teil noch nutzbar gemacht (Kaskadenschaltung) Die den Schleifringen des Hauptmotors (Vordermotors) entnommene Energie kann auch zum Antrieb eines Einankerumformers verwendet werden, dessen

Gleichstromseite einen Gleichstrommotor (Hintermotor) speist, der auf derselben Welle wie der Vordermotor sitzt. Solche Regelsätze werden auch mit Drehstromkommutatormotoren als Hintermaschine gebaut und lassen eine nahezu verlustlose Drehzahlregelung zu.

Wenn ein Leiter des Drehstromes ausfällt (Durchbrennen einer Sicherung), so fallen z. B. beim Ausfallen des Leiters S die Spannungen SR und TS aus. Der Motor läuft als Einphasen-Induktionsmotor weiter. Da aber das Drehfeld vorher gleich dem 1,5fachen des Feldes einer Phase war, so leistet der Motor nur $^2/_3$ des normalen Drehmomentes. Wird der Motor mit normalem Drehmoment weiter betrieben, so wird die eine Spule übernormalen Strom führen und bald zerstört werden. Für Motoren benutzt man deshalb an der Stelle von Schmelzsicherungen besser Motorschutzschalter, die z. B. den Strom nach 2 bis 3 min unterbrechen, wenn er den normalen Strom um 50 vH übersteigt. Derartige thermische Sicherungsautomaten sind fast immer mit einem elektromagnetischen Ausschalter verbunden, der den Strom sofort unterbricht, wenn er das Vierfache des normalen Stromes überschreitet (z. B. bei auftretenden Kurzschlüssen, **117**).

Die Drehrichtung wird bei Induktionsmotoren durch Vertauschen von zwei der drei Zuleitungen zum Ständer umgekehrt, wodurch die Umlaufsrichtung des Drehfeldes die entgegengesetzte wird (**58**).

Bezüglich Stern- und Dreieckschaltung der Gehäusewicklung s. **35**.

Verbesserung des Leistungsfaktors durch drei in Stern oder Dreieck geschaltete Kondensatoren, die für jeden der drei Stränge dem Beispiel in **30** entsprechend berechnet werden.

62. Drehstrom-Kommutatormotoren. Der Drehstrom-Reihenschlußmotor hat einen Ständer mit Drehstromwicklung wie der Induktionsmotor, bei zweipoliger Wicklung also mit drei Spulen. Als Läufer wird ein Gleichstromanker mit Kommutator (Kollektor) verwendet, dessen Wicklung nach **54** und **109** als Zweischichtwicklung für Drehstrom angesehen werden kann. Die drei Leiter des Drehstroms müssen der Wicklung an drei um je 120° versetzten Punkten durch Bürsten, die auf dem Kommutator des Läufers schleifen, Fig. 134, zugeführt werden. Die Wicklung des Läufers ist in sich geschlossen und als Drehstrom-Zweischichtwicklung in Dreieckschaltung aufzufassen, Fig. 135. Die drei Spulen, in die die Läuferwicklung durch die drei feststehenden Bürsten aufgeteilt wird, stehen im Raume fest, gleichgültig, ob der Läufer steht oder sich dreht (**71**). Sowohl in der Drehstromwicklung des Ständers als auch in der — auch bei sich drehendem Läufer — feststehenden Drehstromwicklung des Läufers bildet sich nach **58** je ein Drehfeld aus, beide Drehfelder drehen sich entsprechend der Netzfrequenz, unabhängig von der Stellung und Geschwindigkeit des Läufers. In Fig. 135 würde das Läuferdrehfeld gegen das Ständerdrehfeld um den konstant bleibenden Betrag von 30° voreilen entsprechend der Lage der Spannungszeiger der in Dreieck geschalteten Läuferspulen gegen die der in Stern geschalteten Ständerspulen (**33** und **34**). Durch Zurückdrehen der Bürsten um 30° wird die Nullstellung der Bürsten erhalten. Beide synchron umlaufenden Drehfelder sind dann in Phase, ein Drehmoment entsteht nicht. Werden die Bürsten aus der Nullstellung verschoben, so verschiebt sich auch das synchron umlaufende Läuferdrehfeld gegen das synchron umlaufende Ständerdrehfeld um einen ständig gleichbleibenden Betrag, da das innere Dreieck in Fig. 135 gegen die Ständerspulen um einen konstanten Winkel verdreht wird. Der Läufer erhält ein Drehmoment, weil beide Drehfelder versuchen, sich zur Deckung zu bringen. Bei Verschiebung der Bürsten in entgegengesetzter Richtung muß sich der Läufer entgegengesetzt drehen. Jeder Strang des Drehstroms ist erst durch eine Ständerspule und dann an eine Bürste des Läufers geführt.

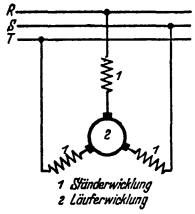


Fig. 134.

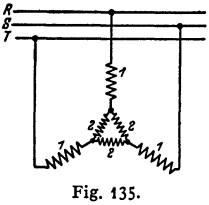


Fig. 135.

Da hiernach Ständer und Läufer hintereinander geschaltet sind, also der Strom eines Stranges sowohl das Ständer- wie auch das Läuferdrehfeld beeinflußt, muß der Motor sich ähnlich wie ein Gleichstrom-Reihenschlußmotor (82) verhalten. Das gleiche gilt, wenn der Läufer nicht direkt, sondern über einen Transformator am Ständer liegt (übliche Bauart). Fig. 136 zeigt die Abhängigkeit der Drehzahl vom Drehmoment für verschiedene Bürstenstellungen. Der Motor hat aber für jede Bürstenstellung ähnlich wie der Asynchronmotor ein Kippmoment. Durch Ausrüstung des Kommutators mit zwei Bürstensätzen, die sekundär an einem Transformator liegen, der primär vom Ständerstrom durchflossen wird, und von denen der eine fest, der andere drehbar ist, werden die Betriebseigenschaften verbessert. Auch dieser Motor wird bei übersynchronem Antrieb zum Generator (59).

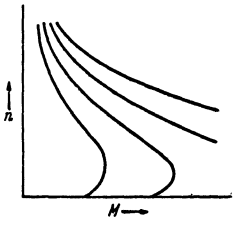


Fig. 136.

63. Der Drehstrom-Nebenschlußmotor. Ist bei einem Drehstrom-Kommutatormotor nur die Ständerwicklung an ein Drehstromnetz angeschlossen (in Fig. 137 in Sternschaltung), und sind die Bürsten kurzgeschlossen, so verhält sich der Motor wie ein solcher mit Kurzschlußläufer oder in Dreieck kurzgeschlossenem Schleifringläufer, Fig. 138. Während

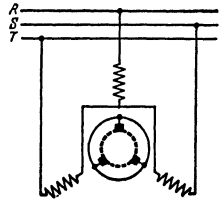


Fig. 137.

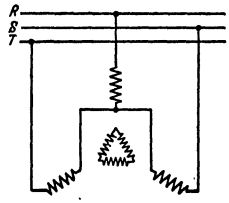


Fig. 138.

beim Schleifringläufer die drei Punkte, an denen die Wicklung kurzgeschlossen ist, sich mit dem Läufer drehen, stehen die Bürsten und damit diese Punkte beim Kommutatorläufer fest, so daß die in Dreieck kurzgeschlossene Läuferwicklung im Raume fest zu stehen scheint. Deshalb haben die Läuferspannung und der Läuferstrom, der für ein bestimmtes Drehmoment erforderlich ist, nicht die geringe Frequenz der Schlüpfung, sondern die volle Netzfrequenz. Die Spannung, die nötig ist, um den erforderlichen Läuferstrom zu schaffen, kann daher über einen Regeltransformator dem Netz entnommen und dem Läufer aufgedrückt werden, Fig. 139. Dann schlüpft der Läufer nicht und läuft synchron. Wird eine noch höhere Spannung aufgedrückt, so läuft der Läufer übersynchron, und bei entgegengesetzt aufgedrückter Spannung muß er stärker als ein Kurzschlußläufer schlüpfen, damit die in ihm durch das Ständerdrehfeld induzierte Spannung nicht nur den nötigen Läuferstrom schafft, sondern auch noch diese zusätzliche Gegenspannung überwindet. Jede dem Läufer aufgedrückte Spannungsstufe entspricht daher einer bestimmten Änderung der Drehzahl. Bleibt eine Spannungsstufe am Regeltransformator fest eingestellt,

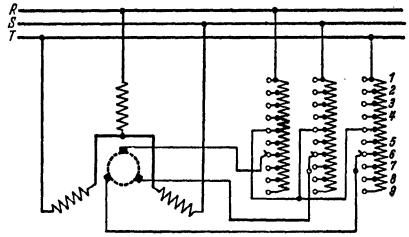


Fig. 139.

so verhält sich der Motor wie ein Asynchronmotor mit kurzgeschlossenem Läufer, die Drehzahl bleibt bei allen Belastungen nahezu konstant. Durch die aufgedrückte Läuferspannung wird die Drehzahlkennlinie nach oben oder unten verschoben, Fig. 140. Der Regeltransformator kann als Spartransformator mit nur einer Wicklung für jeden Strang ausgeführt werden. Oberhalb des Sternpunktes, Fig. 139, des Regeltransformators haben die für den Läufer entnommenen Spannungen die gleiche Phase wie die Netzspannungen (Stellungen 1 bis 4). Unterhalb des Sternpunktes wirkt die Verlängerung jeder Wicklung wie eine besondere Sekundärspule mit um 180° gegen die Netzspannung versetzter Spannung (Stellungen 5 bis 9). Damit kann die dem Läufer aufgedrückte Spannung für über- und untersynchronen Lauf umgekehrt werden.

Der Motor ist sehr geeignet zum Antrieb von Werkzeugmaschinen, weil bei jeder durch die Läuferspannung eingestellten Drehzahl diese mit der Belastung kaum abnimmt. Die Maschine wird als ständergespeister Drehstrom-Nebenschlußmotor bezeichnet, da sein Verhalten im Betriebe dem des Gleichstrom-Nebenschlußmotors gleicht. Die Läuferspannung kann auch von Anzapfungen der Ständerwicklung abgenommen werden, die in dieser Beziehung wie ein Spartransformator wirkt, wodurch der besondere Regeltransformator entfällt.

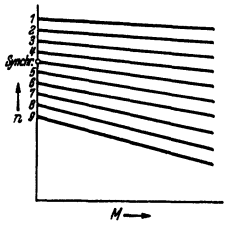


Fig. 140.

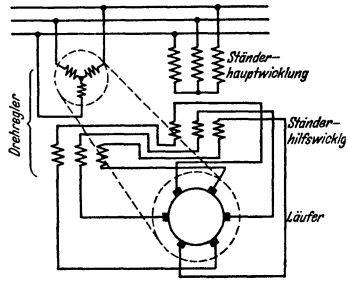


Fig. 141.

Für stufenlose Drehzahlregelung ist als Regeltransformator ein Doppeldrehregler (**50**) zu verwenden, der primär am Netz, sekundär an den Bürsten liegt. Wird hierzu ein einfacher Drehregler, Fig. 141, benutzt, so kann der dann noch erforderliche feste Transformator im Ständer untergebracht werden, dessen Wicklung als Primärwicklung für die ebenfalls im Ständer liegende Sekundärwicklung (Hilfswicklung) dieses festen Transformators dient. Die dabei sich ändernde Phasenlage der den Bürsten zugeführten Spannung muß dadurch ausgeglichen werden, daß die Bürsten mit der Verstellung des Drehreglers durch mechanische Kupplung gleichzeitig verstellt werden, Fig. 151.

64. Beim läufergespeisten Drehstrom-Nebenschlußmotor sind die Rollen des Ständers und Läufers vertauscht. Der Läufer wird direkt vom Netz gespeist, seine gleichmäßig verteilte Zweischichtwicklung ist also an drei um je 120° versetzten Punkten angezapft und zu drei Schleifringen geführt, denen die Netzspannung zugeführt wird. Außerdem hat die Läuferwicklung noch einen Kommutator wie ein Gleichstromanker mit doppeltem Bürstensatz, mit je 120° versetzten Bürsten, wovon der eine Satz mit den Anfängen, der andere mit den Enden der drei Ständerspulen verbunden ist, Fig. 142 und 143. Die Bürstensätze können von Hand oder durch einen Hilfsmotor gleichzeitig verstellt werden und sind in Fig. 143 dicht nebeneinander gezeichnet. Steht der Läufer still, so läuft das in ihm auftretende Drehfeld gegenüber der Ständerwicklung synchrom um. Dreht sich der Läufer synchron entgegen der Drehfeldrichtung, so steht das Drehfeld im Raume still wie beim synchron laufenden Asynchronmotor (Leerlauf). Bei dazwischen liegenden Drehzahlen schneidet das Drehfeld die Ständerwicklung mit der Schlüpfungsfrequenz (Unterschied zwischen der Netzfrequenz

und der Drehzahl des Läufers) und induziert in der Ständerwicklung eine Spannung von gleicher Frequenz. Wenn die zwei Bürstensätze auf gleichen Kollektorlamellen stehen, so ist die Gehäusewicklung kurzgeschlossen. Würde man den Läufer festbremsen, so entsteht, ähnlich wie beim Asynchronmotor mit Kurzschlußläufer, infolge des im stehenden Läufer umlaufenden Drehfeldes ein Drehmoment, das den Ständer im Sinne des Drehfeldes mitnehmen will. Da der Ständer aber feststeht, muß sich der Läufer entgegengesetzt zu dem in ihm

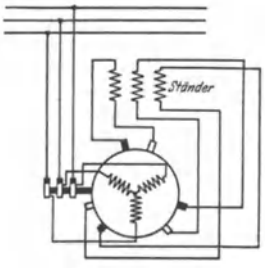


Fig. 142.

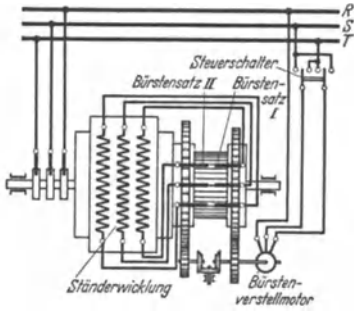


Fig. 143.

umlaufenden Drehfeld in Bewegung setzen und, wenn er nicht belastet ist, auf Synchronismus hochlaufen. Dann steht das Drehfeld im Raume still, der Strom im Ständer und das Drehmoment werden Null. Wird der Läufer belastet, so schlüpft er, damit sein Drehfeld die Ständerwicklung schneidet und in ihr die zur Aufrechterhaltung des Drehmoments nötige Spannung induziert, die den erforderlichen Strom durch die Ständerwicklung treibt. Spannung und Strom im Ständer haben Schlüpfungsfrequenz. Der Motor verhält sich genau wie der Asynchronmotor (Nebenschlußkennlinie). Stehen die Bürsten auf verschiedenen Kollektorlamellen, so führen sie den Ständerspulen eine zusätzliche Spannung zu, deren Größe und Phase von der Bürstenstellung abhängt und deren Frequenz, da die Bürsten im Raum feststehen, gleichfalls die Schlüpfungsfrequenz ist. Diese Spannungen vermehren oder verringern die bereits in den Ständerspulen durch die Schlüpfung induzierte Spannung, je nachdem, ob die Bürstensätze im einen oder anderen Sinne verstellt sind, so daß der Läufer weniger zu schlüpfen braucht oder stärker schlüpfen muß, damit der für das Drehmoment erforderliche Ständerstrom derselbe bleibt. Die Drehzahl wird also allein durch Verstellung der Bürstensätze geregelt.

Das Verhalten des Motors muß das gleiche sein wie das des ständergespeisten, weil es relativ gleichgültig ist, ob das Drehfeld im Läufer statt im Ständer auftritt und der Strom, der zusammen mit dem Drehfeld das Drehmoment ergibt, vom Ständer statt vom Läufer geliefert wird. Bei jeder Bürstenstellung ergibt sich eine wenig fallende Drehzahllinie, Fig. 140. Die Drehzahl ist ohne Stufensprung regelbar. Fast immer hat der Läufer zwei Wicklungen statt einer einzigen; die an die Schleifringe angeschlossene ist für die Netzspannung berechnet, während die an den Kommutator angeschlossene nur wenige Windungen hat, weil man den Ständerspulen nur kleine Spannungen aufzudrücken braucht, um den für ein bestimmtes Drehmoment erforderlichen Strom zu liefern.

65. Der Drehstrom-Synchronmotor unterscheidet sich baulich vom Generator nicht, er ist der einzige Motor, der bei allen Belastungen genau die gleiche Drehzahl behält, nämlich die der Zahlentafel in **54** entsprechende. Wird er überlastet, so fällt seine Drehzahl schnell ab, er bleibt stehen, ohne bei Entlastung wieder hochzulaufen, wie es beim Asynchronmotor der Fall ist. Der Synchronmotor muß vielmehr durch einen besonderen Motor oder durch den von ihm angetrie-

benen, als Motor geschalteten Gleichstromgenerator angelassen, auf synchrone Drehzahl gebracht und erst dann ans Netz geschaltet werden, wenn Spannung, Frequenz und Phasenlage mit der des Netzes übereinstimmen. Hierzu sind besondere Synchronisiereinrichtungen erforderlich, s. auch **56**.

Wenn das Polrad über einen größeren Vorwiderstand mit Gleichstrom erregt wird, ist keine Synchronisiereinrichtung nötig. Die Läufer (Polrad-) wicklung ist über den Widerstand und die Gleichstromquelle (Akkumulatorenbatterie) geschlossen. Wird die Ständerwicklung an das Drehstromnetz geschaltet, so läuft der Motor wie ein Asynchronmotor mit Schleifringläufer bis fast auf synchrone Drehzahl hoch und fällt infolge der synchronisierenden Kraft von selbst in Tritt. Der Vorwiderstand wird dann kurzgeschlossen.

Ist auf dem Polrad außer der Erregerwicklung noch eine kurzgeschlossene Käfigwicklung angebracht (als solche rechnet auch eine Dämpferwicklung, s. **56**), so läuft der Motor wie ein Asynchronmotor mit Kurzschlußläufer an und fällt von selbst in Tritt. Die Käfigwicklung wird dann stromlos (**58**) und hat keine Wirkung mehr („Selbstanlaufender" Synchronmotor).

Durch Änderung des Erregerstroms für das Polrad des Synchronmotors ändert sich die Phasenlage des aus dem Netz entnommenen Stromes, aber nicht die Leistung. Durch richtige Wahl des Erregerstroms kann der Leistungsfaktor der dem Netz entnommenen Drehstromleistung auf $\cos\varphi = 1$ gebracht werden. Bei Übererregung eilt der dem Netz entnommene Strom der Spannung vor, eine Erscheinung, die beim leerlaufenden Motor am meisten ausgeprägt ist. Leerlaufende Synchronmotoren werden daher als Phasenschieber an Drehstromnetzen benutzt, um einen durch nacheilenden Strom schlechten Leistungsfaktor zu verbessern. Die Wirkung ist ähnlich wie die eines Kondensators (**30**).

66. Motoren für einphasigen Wechselstrom. Wenn das elektrische Leitungsnetz nur einfachen Wechselstrom führt oder dem Verbraucher nur zwei Leiter oder ein Leiter und der Sternpunktleiter eines Drehstromnetzes zugeführt sind, so erhält der Motor nur eine Dreieck- oder Sternspannung. Insbesondere gilt dies für Kleinverbraucher zwecks Ersparnis von Anschlußleitungen. Die elektrisch betriebenen Fernstrecken der Eisenbahnen benutzen meist auch einfachen Wechselstrom, um mit einem Fahrdraht auszukommen.

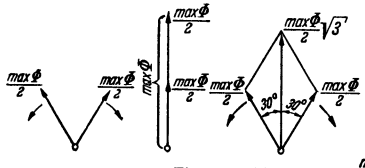


Fig. 144 a bis d.

Der **Einphasen-Induktionsmotor** ist wie ein Drehstrom-Induktionsmotor gebaut, hat aber im Ständer statt der dreiphasigen nur eine einphasige Wicklung, Fig. 114. Der Laufer ist ein Kurzschlußläufer, der als Doppelnut- oder Wirbelstromläufer ausgebildet sein kann. Ein Drehfeld entsteht nicht, sondern nur ein einfaches magnetisches Wechselfeld, das den Läufer durchsetzt. Dieser läuft daher nicht von selbst an. Das Wechselfeld mit dem Höchstwert max Φ kann aber aufgefaßt werden als Resultierende aus zwei sich entgegengesetzt drehenden Drehfeldern mit dem Höchstwert je $\frac{1}{2}$ max Φ, Fig 144 a. Decken sich beide Drehfelder gerade, Fig. 144 b, so ist das Gesamtfeld gleich max Φ. In Fig. 144 c ist das Gesamtfeld $= \frac{1}{2}$ max $\Phi\sqrt{3}$, in Fig. 144 d = Null usw. Nach Fig. 133 ergeben sich die Drehmomentkurven für beide Drehfelder, die in Fig. 145 dargestellt sind. Von Null nach rechts ist dabei Rechtsdrehung, von Null nach links Linksdrehung anzunehmen. Das Drehmoment des nach links drehenden Drehfeldes ist negativ. Auf den Läufer wirkt die jeweilige Summe der Drehfelder (punktierte Linie), die bei Stillstand = Null ist. Der Motor läuft nicht an. Wird der Motor aber z. B. nach rechts herum angeworfen, so bleibt ein positives Drehmoment übrig, der Motor läuft hoch. Wird er links herum angeworfen, so bleibt ein negatives Drehmoment übrig, der Motor läuft in der Anwurfrichtung ebenfalls hoch wie ein Drehstrom-Asynchronmotor und zeigt das gleiche Betriebsverhalten mit dem Unterschied, daß er bei Überschreiten des Kippmomentes stehenbleibt und auch bei Entlastung nicht wieder hochläuft. Im übrigen leistet der Motor bei gleicher Größe nur $^2/_3$ des Drehstrom-Asynchronmotors (**61**) und seine Betriebseigenschaften sind schlechter (kleinerer Wirkungsgrad, schlechterer Leistungsfaktor, stärkerer Drehzahlabfall bei Belastung, kleineres Anlaufmoment) als die eines gleich starken Drehstrommotors, der zudem kleiner und billiger ist.

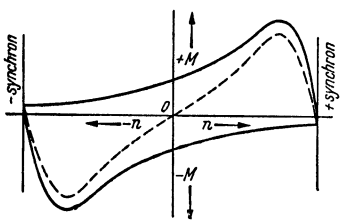


Fig. 145.

Damit der Einphasen-Induktionsmotor von selbst anläuft, wird er mit einer gegen die Hauptwicklung um 90° versetzten Hilfswicklung im Ständer ausgerüstet. Der Strom in dieser wird gegen den Strom in der Hauptwicklung um nahezu 90° durch Vorschalten einer Drossel oder eines Kondensators verschoben, Fig. 146. Hierdurch entsteht ebenfalls ein Drehfeld wie beim Drehstrommotor, und der Motor läuft wie ein solcher an. Nach dem Hochlaufen wird meistens die Hilfswicklung von Hand oder durch einen Fliehkraftschalter abgeschaltet, z. B. dadurch, daß sich zwei mit der Welle umlaufende Bürsten, über die der Hilfsstrom geführt ist, von einem im Gehäuse fest stehenden Schleifring durch die Fliehkraft abheben. Der Motor läuft dann einphasig weiter.

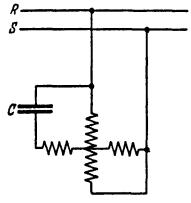


Fig. 146.

Wegen seiner ungünstigen Eigenschaften ist der Motor als Notbehelf für kleinere Werkzeugmaschinen und ähnliche Antriebe anzusehen. Für große Leistungen wird er nicht gebaut.

67. Der Einphasen-Wechselstrom-Kommutatormotor, Fig. 147, ist gebaut und geschaltet wie ein Gleichstrom-Reihenschlußmotor (**82**). Dessen Drehrichtung ist unabhängig davon, ob die Anschlüsse an das Netz vertauscht werden (**84**), er läuft daher auch mit Wechselstrom. Das Erregerfeld ist aber dann nicht mehr konstant, sondern ein Wechselfeld, und die das Feld führenden Gehäuseteile müssen als Blechpaket ausgeführt werden. Der Motor kann in diesem Fall als Gleich- und Wechselstrommotor verwendet werden (Kleinmotoren, Universalmotoren für Handbohrmaschinen). Die Kommutierung ist bei Wechselstrom schwieriger als bei Gleichstrom, weil außer der Spannung, die in der kurzgeschlossenen Spule durch Umkehrung der Stromrichtung hervorgerufen wird (**80**), auch noch eine Spannung durch das Wechselfeld induziert wird. Funkenfreier Lauf der Bürsten ist um so schwieriger zu erreichen, je höher die Frequenz des Wechselstromnetzes ist. Für Netze, in denen die Speisung von Motoren Hauptzweck ist, werden daher niedrige Frequenzen gewählt ($f = 16^2/_3\,\mathrm{s}^{-1}$ für den Betrieb elektrischer Vollbahnen). Alle Maschinen und Transformatoren fallen bei kleiner Frequenz größer und schwerer aus, denn nach der allgemeinen Hauptformel $E = 4{,}44\, f w \max \Phi\, 10^{-8}$ V steigt $\max \Phi$ mit kleiner werdendem f an, was entsprechend mehr Eisenquerschnitt erfordert.

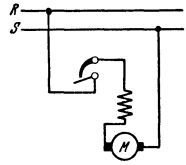


Fig. 147.

Wegen seines Verhaltens im Betriebe, das dem eines Gleichstrom-Reihenschlußmotors entspricht, entwickelt der Motor im Stillstand ein sehr hohes Drehmoment und eignet sich für Antriebe, die unter hoher Last anfahren müssen, so daß er besonders als Bahnmotor geeignet ist. Er hat aber gegenüber dem Gleichstrom-Reihenschlußmotor Nachteile. Dessen Drehmoment bleibt während der Ankerdrehung konstant, das des Wechselstrommotors wechselt etwa mit dem Quadrat der Stromstärke (**82**); die dort angeführte Gleichung $M \approx C I^2$ gilt auch für Wechselstrom in jedem Augenblick, da man Wechselstrom für eine sehr kleine Zeit als Gleichstrom auffassen kann. Wird für Wechselstrom derselbe Wert Φ als Effektivwert des Erregerfeldes zugelassen, den das (konstante) Erregerfeld bei Betrieb mit Gleichstrom haben würde, so ergibt sich das Drehmoment bei Wechselstrom gleich dem $\frac{1}{2}\sqrt{2} = 0{,}707$fachen Drehmoment desselben Motors bei Gleichstrom. Ausgleich durch Einbau von $\sqrt{2}$ mal soviel Eisen. Der Wirkungsgrad ist trotzdem wegen der Eisenverluste im Ständer geringer, die der Gleichstrommotor nicht hat. Zur Verbesserung der Kommutierung werden auch hier Wendepole und Kompensationswicklung angewendet. Meist hat aber der Ständer gleichmäßige Nutung und ist in Zweischichtwicklung, ähnlich einem Gleichstromanker, ausgeführt (**54**). Der Läufer ist ein normaler Gleichstromanker, der Luftspalt aber klein, um den Blindstrom klein und damit den Leistungsfaktor hoch zu halten (**59** und **117**).

Der Repulsionsmotor hat praktisch kaum noch Bedeutung. Bei ihm wird der Läuferstrom nicht zugeleitet, sondern induziert. Dazu sind die Bürsten kurzgeschlossen. Drehmoment, Drehzahl und Drehrichtung werden durch Verschiebung der Bürsten geändert.

68. Der Einphasen-Synchronmotor. Fällt während des Laufes eines Drehstrom-Synchronmotors ein Leiter des Drehstromnetzes aus, so läuft der Motor einphasig weiter, ähnlich einem Asynchronmotor, aber entsprechend seinen Betriebseigenschaften mit synchroner Drehzahl. Der Einphasen-Synchronmotor hat von vornherein nur eine einphasige Wechselstromwicklung und läuft in der Drehrichtung, in der er angeworfen und auf synchrone Drehzahl gebracht wird, synchron weiter, ähnlich dem Einphasen-Induktionsmotor. Anwendung nur als Kleinmotor, für Meßzwecke und für elektrische Synchronuhren, wobei fast immer das Polrad als permanenter Stahlmagnet ausgeführt wird, um die Erregung durch eine besondere Gleichstromquelle zu sparen. Synchronuhren laufen nur an „zeitgeregelten" Wechselstromnetzen richtig, bei denen die Frequenz durch besondere Einrichtungen dauernd konstant gehalten wird. Fig. 148 zeigt die Ausführungsform des Motors einer Synchronuhr mit 8 Polen, also 4 Polpaaren und einer Drehzahl $n = 750\ \mathrm{min}^{-1}$. Das Polrad kann abwechselnd entgegengesetzt magnetisierte Polansätze haben, läuft aber auch, wenn es aus einfachem Eisen besteht. Die Pole bilden sich unter dem Einfluß der äußeren Gehäusepole dann ebenfalls in richtiger Reihenfolge aus.

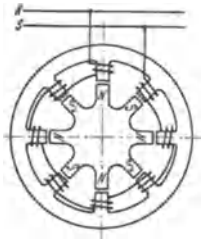


Fig. 148.

69. Leistungsaufnahme der Wechsel- und Drehstrommotoren. Die Leistungsaufnahme eines Motors N_1 aus dem Leitungsnetz wird nach folgenden Formeln berechnet:

$$\text{für Drehstrom:}\quad N_1\ \mathrm{kW} = U\ \mathrm{V} \cdot I\ \mathrm{A} \cdot \sqrt{3} \cos\varphi = N_2/\eta\ \mathrm{kW},$$

worin U die (Dreieck-) Spannung, I der Strom in jedem Außenleiter, N_2 die abgegebene Leistung an der Welle des Motors ist;

$$\text{für Wechselstrom:}\quad N_1 = UI\cos\varphi = N_2/\eta.$$

$\cos\varphi$ liegt je nach Art und Größe des Motors zwischen 0,7 und 1,0; η zwischen 0,65 bei Kleinmotoren und 0,96 bei großen Einheiten. Beide Werte müssen auf dem Leistungsschild jedes Motors außer U, I und N_2 angegeben sein. Die Grenze für die Belastbarkeit eines Motors ist allein durch seine Erwärmung gegeben. Diese setzt sich zusammen aus:

1. Mechanischen Verlusten, die sich in Wärme umsetzen (Luft-, Lager- und Bürstenreibung). 2. Stromwärmeverlusten in der Ständerwicklung. 3. Eisenverlusten im Ständereisen. 4. Stromwärmeverlusten in der Läuferwicklung. 5. Eisenverlusten im Läufereisen.

Der Verlust 3 tritt bereits bei Leerlauf in voller Höhe auf, weil das Drehfeld bei allen Belastungen konstant ist; das Gehäuse wird deshalb bereits bei Leer-

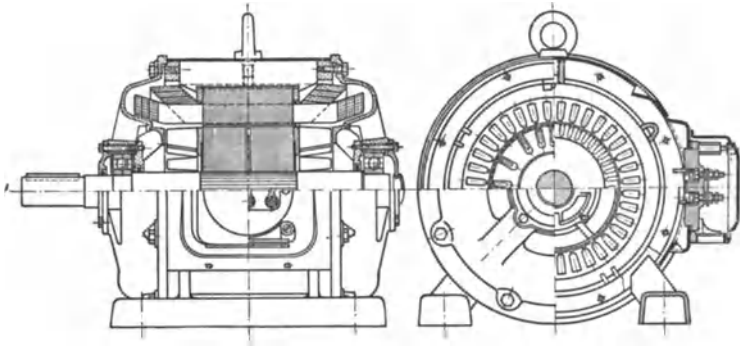


Fig. 149.

lauf verhältnismäßig warm. Die Verluste 2, 4 und 5 steigen mit der Belastung. Für Raumtemperaturen bis 30° C kann als normale Erwärmung eine Erhöhung von 60° über die Raumtemperatur angesehen werden.

70. Bauarten der Wechsel- und Drehstrommotoren. Die in Lagerschildern — nur bei größeren Einheiten in besonderen Lagerböcken — gelagerte Welle trägt meist Lüfterflügel zur besseren Kühlung von Läufer und Ständer. In den Blechpaketen des Läufers und Ständers können Schlitze

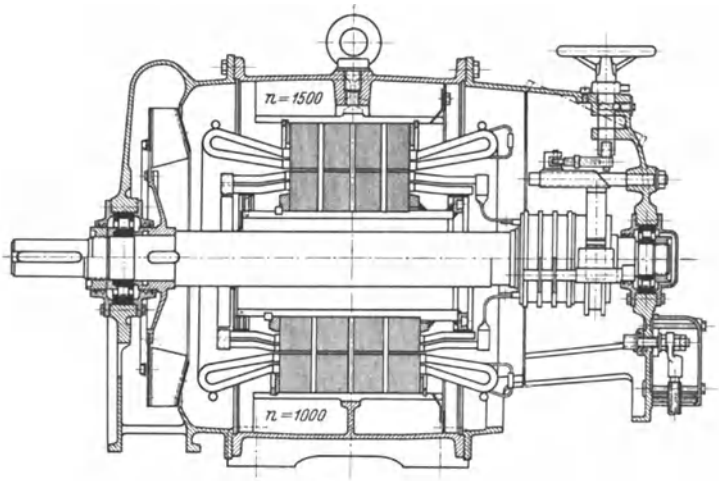


Fig. 150.

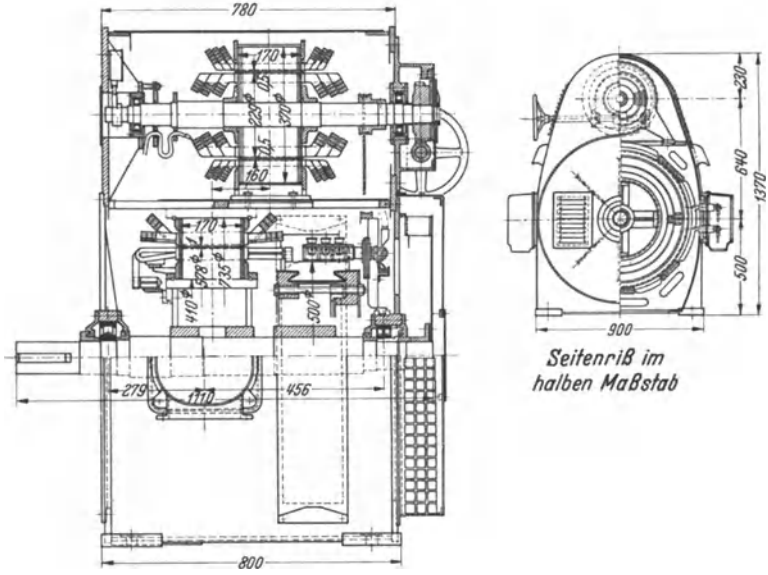


Fig. 151.

für den Durchgang der Luft angebracht sein. Bei den Schutzarten unterscheidet man Schutz gegen Eindringen von festen Fremdkörpern, gegen Eindringen von Wasser (Tropfwasserschutz, Spritzwasserschutz, Schwallwasserschutz) und Schutz gegen explosive Gase (Explosionsschutz, Schlagwetterschutz). Bei geschlossener Bauart muß die Kühlluft durch besondere Stutzen oder

Rohrleitungen zu- und abgeführt werden. Die Kühlung wird unterstützt durch außen am Gehäuse angebrachte Rippen. Das Eisengestell hält das Ständereisenpaket und soll mit diesem nur wenig und kleine Berührungsstellen haben, damit möglichst wenig magnetische Induktionslinien aus dem Ständereisen in das massive Gestell übergehen, wo sie starke Wirbelstromverluste verursachen würden. Statt gegossener Ausführung kann man den Ständer als Schweißkonstruktion ausführen. Vor allem bei häufigem Anfahren werden Wälzlager viel verwendet, laufen aber nicht so geräuschlos wie Gleitlager, die meistens mit Ringschmierung ausgeführt werden. Über Klemmenbezeichnung und Schaltung der Wicklungen s. 35.

Fig. 149: Tropfwassergeschützter Induktionsmotor mit Lüfterflügeln, die an die Kurzschlußringe des Läufers angegossen sind, und mit geschweißtem Ständer. (AEG.)

Fig. 150: Geschützter Induktionsmotor mit Schleifringläufer, Bürstenabhebevorrichtung und Lüfter. Leistung 160 kW bei $n = 1500$, 120 kW bei $n = 1000$. (Siemens-Schuckert.)

Fig. 151: Nebenschluß-Kommutatormotor mit angebautem Drehregler, der mit der Bürstenbrücke durch Seiltrieb gekuppelt ist. Geschweißtes Gehäuse. Leistung 63 kW. (AEG.)

VIII. Die Gleichstrommaschine.

71. Der Gleichstromgenerator. Die einfachste Anordnung, Fig. 152, besteht darin, daß die zweipolige Maschine (Zahl der Polpaare $p = 1$) den Strom für die Erregung des Magnetfeldes aus einem Gleichstromnetz PN erhält. Die magnetischen Induktionslinien durchsetzen über den Luftspalt den Anker und schließen sich durch das Gehäuse (Joch).

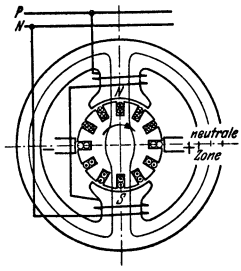


Fig. 152.

Der magnetische Fluß ist im Joch konstant, das daher massiv aus Gußeisen, Stahlguß oder aus Stahl geschweißt hergestellt wird. In den Polschuhen unmittelbar am Luftspalt schwankt die magnetische Induktion um einen geringen Betrag, je nachdem einer bestimmten Stelle ein Ankerzahn oder eine Ankerlücke gegenübersteht. Bis auf ganz kleine Maschinen werden daher Polschuhe oder meistens die ganzen Pole aus Eisenblechpaketen hergestellt zur Vermeidung von Wirbelstromverlusten, Fig. 153a und b.

In jeder Nut des Ankers liegen zwei Leiter oder zwei Leiterbündel übereinander. Jeder außenliegende Leiter ist mit dem innenliegenden, um eine Polteilung τ (hier 180°) versetzten Leiter verbunden und bildet eine Spule, die mit der benachbarten verbunden ist, so daß eine fortlaufende, in sich geschlossene Wicklung entsteht, Fig. 154: Trommelwicklung. Setzt man dieses Schema um

Fig. 153a u. b.

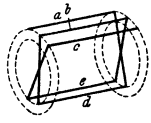


Fig 154.

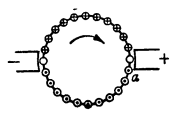


Fig. 155.

den ganzen Kreis herum fort, so erhält man über den im Grunde der Nuten liegenden Leitern d und e noch eine äußere Schicht, und innerhalb der außenliegenden Leiter a, b, c noch eine innere Schicht (Zweischichtwicklung), bis die Wicklung sich geschlossen hat. Da bei dieser „Durchmesserwicklung" sich die Verbindungen an der Stirnseite sämtlich an derselben Stelle kreuzen, was viel Platz erfordert, wickelt man in der Praxis die Spulen nicht in genau, sondern nur nahezu um τ versetzte Nuten. In Fig. 152 ist die Richtung der Spannung nach der „Dreifingerregel" eingetragen. In Verbindung mit Fig. 154 erkennt man, daß die in den einzelnen Spulen induzierten Spannungen sich addieren, und zwar haben die Spannungen in der einen Hälfte der Spulen entgegengesetzte Richtung wie in der anderen Hälfte und heben sich innerhalb der ganzen Wicklung auf, Fig. 155. Läßt man aber links und rechts, in den magnetisch neutralen Zonen, auf den äußeren, dort blank gedachten Leitern zwei Bürsten schleifen,

so entstehen aus der Ankerwicklung zwei parallel geschaltete Zweige gleicher Spannung. Die blanken Leiter der äußeren Schicht ersetzen den Kommutator oder Kollektor. Die feststehenden Bürsten sorgen dafür, daß das Spannungs- und Strombild in den Spulen räumlich feststeht, auch wenn der Anker sich dreht. Verläßt an der rechten Seite bei a eine Spule den einen der zwei parallel geschalteten Zweige und tritt in den anderen über, so wird dies auf der linken Seite durch eine andere Spule ausgeglichen. Daher ist die induzierte EMK konstant bis auf kleine, durch die Zahl der Nuten hervorgerufene Schwankungen.

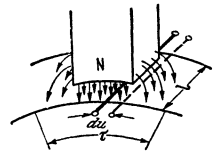


Fig. 156.

72. Die induzierte EMK ergibt sich aus Fig. 156, die der Fig. 27 entspricht, für einen Leiter (**16**, $w=1$) zu

$$e = -\mathfrak{B} \cdot l \cdot v \cdot 10^{-8} \text{ Volt.}$$

Das negative Vorzeichen zeigt lediglich das Lenzsche Gesetz an.

Bedeuten τ = Polteilung (Bereich der Feldlinien eines Pols auf dem Ankerumfang in cm), $2p$ = Polzahl, z = Gesamtzahl der Leiter auf dem Anker, so liegen im Bereich der Feldlinien eines Pols $z/2p$ und auf 1 cm Ankerumfang $z/2p\tau$ sowie auf du des Ankerumfangs $z/2p\tau \cdot du$ Leiter. In diesen hintereinander geschalteten Leitern addieren sich die Spannungen und ergeben

$$e' = \mathfrak{B} l v \cdot \frac{z}{2p\tau} du\, 10^{-8} \text{ Volt.}$$

In sämtlichen Leitern, die im Bereich eines Pols liegen, entsteht

$$E_\tau = \sum_0^\tau \mathfrak{B} l v \frac{z}{2p\tau} du\, 10^{-8} \text{ Volt.}$$

Die Auswertung dieses Integrals, wobei man $\sum_0^\tau \mathfrak{B} l\, du = \Phi$ und $v/\tau = n/60 \cdot 2p$ setzt, ergibt $E_\tau = n/60 \cdot z\Phi\, 10^{-8}$ Volt.

Diese Formel gilt für Maschinen, bei denen die von den einzelnen Polen erzeugten Spannungen parallel geschaltet sind, also für die zweipolige Maschine. Die gesamte EMK ist $E = E_\tau$.

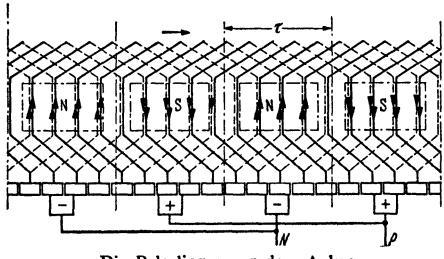
Für mehrpolige Maschinen gilt eine ähnliche Formel.

Für jede Gleichstrommaschine ist

$$E = C \cdot n \cdot \Phi,$$

wobei C für jede Maschine einen bestimmten Wert hat.

73. Die Ankerwicklungen. Um alle in den Nuten liegende Leiter oder Leiterbündel, abwechselnd in der äußeren und der inneren Schicht, zu erfassen, können die Verbindungen auf den beiden Stirnseiten des Ankers im entgegengesetzten Sinne fortschreitend ausgeführt werden, d. h. auf der einen Seite vorwärts, auf der anderen rückwärts schreitend, was eine Schleifenwicklung nach Fig. 157 ergibt. Die in der unteren Schicht liegenden Leiter sind punktiert dargestellt, sie liegen unter den ausgezogenen Leitern in denselben Nuten mit diesen. Schreitet man auf beiden Seiten im gleichen Sinne fort, so entsteht eine Wellenwicklung, Fig. 158. Beide Darstellungen sind für vierpolige Maschinen gezeichnet; mehrpolige Maschinen entstehen durch mehrmaliges Aneinanderreihen des Schemas

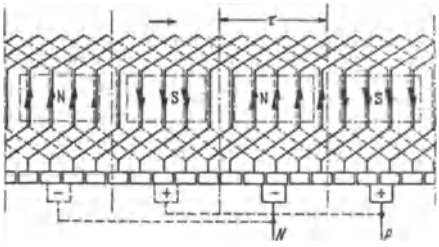


Die Pole liegen vor dem Anker.
Fig. 157.

für eine zweipolige, die also die Grundform vorstellt und an der auch im folgenden alle Eigenschaften abgeleitet werden.

In Fig. 157 und 158 schleifen die Bürsten auf den Lamellen eines besonderen Kommutators oder Kollektors an der Stelle, von der eine Abzweigung jeweils zu den gerade in der magnetisch neutralen Zone laufenden Leitern führt. In der Bauart nach Fig. 158 kann ein Bürstenpaar fortfallen, weil eine Verbindung der Bürstenpaare jedesmal durch die in der neutralen Zone laufenden, keine Spannung erzeugenden Leiter selbst vorhanden ist. Diese vierpolige Maschine hätte dann nur zwei unter 90° versetzte Bürsten.

Da die Leiter jeder Spule auf einer Seite in der äußeren, auf der anderen Seite in der inneren Schicht einer Ankernut liegen, haben die Stirn-



Die Pole liegen vor dem Anker.

Fig. 158.

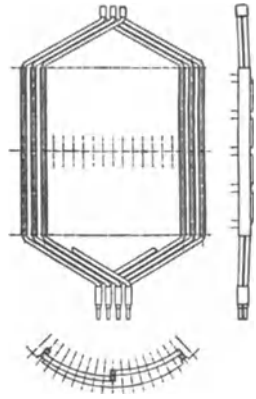


Fig. 159.

verbindungen auf jeder Seite eine Kröpfung. Fig. 159 zeigt die ersten drei Spulen eines Ankers. Die linken drei Leiter liegen in der äußeren Schicht der Nuten, die rechten drei in der inneren Schicht. Auf letztere kommen bei Fortführung der Bewicklung noch äußere Schichten, unter erstere kommen noch innere Schichten anderer Spulen. Alle Spulen sind gleich. Kleine Anker werden nicht mit fertigen Spulen bewickelt, sondern jede Spule wird Windung für Windung in die Nuten eingelegt. Die zuerst gewickelten Spulen liegen dann durchweg in der inneren, die zuletzt gewickelten in der äußeren Schicht.

Bei mittleren und größeren Maschinen werden fast immer in jede Nut mehrere Spulen gelegt, also mehrere Innen- und Außenschichten. Die Zahl der Kommutatorlamellen ist dann größer als die Zahl der Nuten des Ankers.

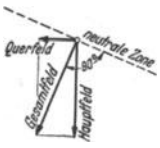


Fig. 160.

74. Ankerrückwirkung tritt bei Stromentnahme auf. Die Kreuze und Punkte in den Ankerleitern der Fig. 152 bedeuten dann nicht nur die Richtung der Spannung, sondern auch die Richtung des Stromes. Die Gesamtheit der Ankerleiter wirkt wie eine, von rechts gesehen, im Sinne des Uhrzeigers gewickelte, stromdurchflossene Spule, die ein von rechts nach links gerichtetes, magnetisches Ankerquerfeld ausbildet, Fig. 160. Das den Anker durchsetzende Gesamtfeld und damit die neutrale Zone verschieben sich in der Drehrichtung des Ankers. Das Feld wird unter den Polen verzerrt, Fig. 161. Die Anhäufung der Feldlinien an den ablaufenden Polkanten (rechts oben und links unten) kann von diesen oft nicht mehr aufgenommen werden, wenn das Poleisen bereits ziemlich hoch gesättigt ist; die Verringerung der Feldliniendichte an den einlaufenden Polkanten führt dazu, daß das Gesamtfeld schwächer wird und die EMK sinkt. Die Bürsten müßten daher in der Drehrichtung verschoben werden, damit sie wieder auf den Kommutatorlamellen stehen, die zu den jeweils in der neutralen

Zone laufenden Ankerleitern führen. Fig. 162 zeigt aber, daß innerhalb des angedeuteten Winkels die Ankerleiter eine Spule bilden, deren Gegenamperewindungen ein dem Hauptfeld entgegengesetztes Gegenfeld hervorrufen, wodurch das Hauptfeld noch mehr geschwächt wird und die EMK der Maschine noch weiter sinkt. Verhindert wird das Ankerquerfeld durch eine Kompensationswicklung, die in Nuten oder Löchern der Polschuhe liegt, in Fig. 162a angedeutet ist und vom Hauptstrom durchflossen wird, so daß ihr magnetisches Feld das

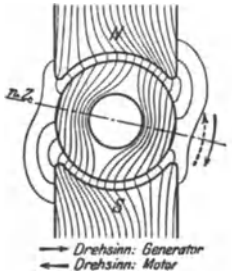


Fig. 161.

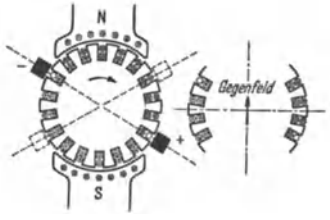


Fig. 162a u. b.

Ankerquerfeld, das ebenfalls vom Hauptstrom hervorgerufen wird, bei allen Belastungen aufhebt.

75. Die Kommutierung. Während die Kommutatorlamellen unter den Bürsten durchlaufen, werden die Ankerspulen der Reihe nach kurzgeschlossen. Während dieser Zeit muß sich der Strom in den Ankerleitern umkehren, vgl. auch Fig. 155. Dazu muß in dem betreffenden Ankerleiter eine der bisherigen entgegengesetzte Spannung induziert werden, die den Strom entgegengesetzt treibt (wendet); der Ankerleiter muß daher schon im magnetischen Bereich des in der Drehrichtung folgenden Poles laufen; die Bürsten müssen über die in Fig. 162a gezeichnete Stellung hinaus noch weiter verschoben werden und zwar um so mehr, je stärker der zu wendende Strom ist, also je stärker die Maschine belastet ist. Andernfalls ist die Stromumkehr noch nicht beendet, wenn die Kommutatorlamelle von der Bürste abläuft, und die zugehörige Spule schaltet sich gewaltsam in den unteren Halbkreis (Stelle *a* in Fig. 155) ein, wobei Feuern an der ablaufenden Bürstenkante eintritt. (In Fig. 157 und 158 ist in den gerade kurzgeschlossenen Spulen keine Spannungsrichtung eingetragen.)

Um die Bürstenverschiebung in den Bereich des folgenden Pols zu vermeiden, die bei jeder Belastung anders sein muß, erzeugt man die zur Stromwendung nötige Kommutierungsspannung durch besondere schmale Hilfspole, Wendepole, die bereits die Polarität des folgenden Poles haben, Fig. 163, und in der ursprünglichen neutralen Zone angeordnet sind; sie heben dort auch das Ankerquerfeld auf. Die Bürsten bleiben bei allen Belastungen stehen. Da mit dem Ankerstrom die notwendige Kommutierungsspannung und damit das magnetische Feld der Wendepole steigen muß, werden die Wendepole vom Ankerstrom (Hauptstrom) erregt und sind mit einer etwa vorhandenen Kompensationswicklung hintereinander geschaltet. Wendepole heben das Ankerquerfeld nur in einem schmalen Bereich auf, um die Bürstenverschiebung zu vermeiden; die EMK sinkt trotzdem mit der Belastung durch den verbleibenden Teil des Querfeldes. Eine Kompensationswicklung hebt das Querfeld gänzlich auf.

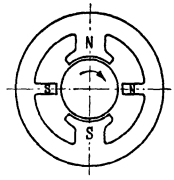


Fig. 163.

Das Bürstenfeuer bei Maschinen mit schlechter Kommutierung kann häufig durch Anwendung einer anderen Kohlensorte mit hohem Widerstand fur die Bürsten verbessert werden oder dadurch, daß die Bürsten breiter gewählt werden, so daß sie mehrere Kommutatorlamellen

überdecken. Dadurch wird die Zeit vergrößert, die für die Stromwendung zur Verfügung steht. Metallbürsten neigen zum Feuern und werden nur für kleine Spannungen (Maschinen für elektrochemische Zwecke) verwendet.

76. Schaltung und Betriebsverhalten der Gleichstromgeneratoren.

Bezeichnung der Leiter des Gleichstromnetzes: P und N oder + und —.
Klemmen des Feldreglers: s, t, q.
(Strom bei Drehung der Kurbel nach rechts ansteigend.)
Klemmen der Erregerwicklung: I, K bei Fremderregung,
C, D bei Nebenschlußmaschinen,
E, F bei Hauptschlußmaschinen.
Bezeichnung der Bürsten: A, B.
Klemmen einer Wendepol- oder Kompensationswicklung: G, H, auch wenn Wendepol und Kompensationswicklung gleichzeitig vorhanden.

Jede Nebenschlußmaschine kann auch als fremderregte geschaltet werden, so daß die Klemmenbezeichnung IK kaum vorkommt.

B und G sind meist im Innern der Maschine fest verbunden und nicht zu Klemmen geführt (80).

Beim Ausschalten des Feldreglers wird die Erregerspule kurzgeschlossen, so daß die durch Verschwinden des Feldes in der Erregerspule induzierte Spannung keinen Schaden anrichten kann.

77. Der fremderregte Gleichstromgenerator, Fig. 164. Bei Leerlauf mit konstanter Drehzahl ist die vom Voltmeter V angezeigte EMK proportional Φ. Bei Änderung des Erregerstroms I_e muß daher die E- (oder Φ-) Kurve der Magnetisierungkurve entsprechen, Fig. 165. Bei Änderung der Drehzahl n ändern sich alle E-Werte proportional n. E_r ist die EMK durch den remanenten Magnetismus.

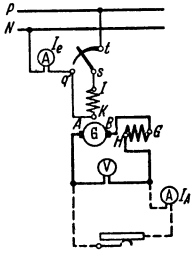


Fig. 164.

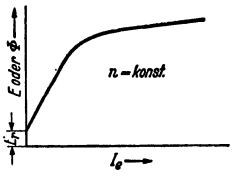


Fig. 165.

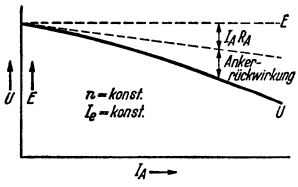


Fig. 166.

Bei Belastung des Ankers mit einem Strom I_A tritt ein Spannungsabstieg infolge der Ohmschen Gegenspannung im Ankerwiderstand R_A (wozu auch der Widerstand einer Hilfspol- und Kompensationswicklung zu rechnen ist) und infolge der Ankerrückwirkung ein. Für konstante Drehzahl n und konstante Erregung I_e ist E konstant, die Klemmenspannung U sinkt mit der Belastung, Fig. 166.

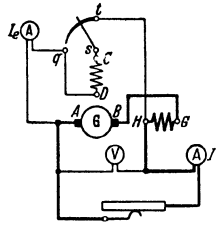


Fig. 167.

78. Der selbsterregte Nebenschlußgenerator, Fig. 167. Die Erregerwicklung CD liegt im Nebenschluß zu den Bürsten. Der Erregerstrom I_e ist ein Zweigstrom des Ankerstroms I_A. Nutzstrom $I = I_A - I_e$. Die Leerlaufkennlinie ist fast dieselbe wie bei Fremderregung, Fig. 165; der Anker ist zwar belastet, aber nur mit dem geringen Erregerstrom I_e.

Bei Belastung würde E konstant bleiben, wenn außer n auch I_e konstant bleiben würde. I_e sinkt aber mit abnehmender Klemmenspannung U, dadurch sinkt auch das Hauptfeld Φ. Es ergibt sich eine von einem bestimmten Punkt ab rücklaufende Kennlinie, Fig. 168. a bedeutet hier den Spannungsabstieg durch Ankerrückwirkung und durch den mit U sinkenden Erregerstrom. Bei

Kurzschluß der Bürsten wird $I_e =$ Null, und es stellt sich ein Kurzschlußstrom I_K ein, den die EMK E_r, Fig. 165, durch R_A treibt. Bei der ersten Inbetriebnahme ist darauf zu achten, daß der Erregerstrom den remanenten Magnetismus der Pole verstärkt und nicht schwächt, da sich sonst die Maschine nicht erregen würde (Selbstmordschaltung). Die Anschlüsse von C und D an A und B wären dann zu vertauschen.

Bei vorhandenen Wendepolen und Kompensationswicklung ist der Spannungsabstieg des Nebenschlußgenerators nur gering und wird durch Erhöhung

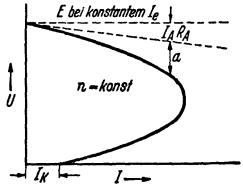


Fig. 168.

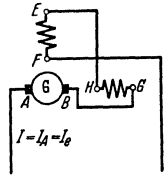


Fig. 169.

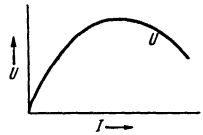


Fig. 170.

des Erregerstroms mit zunehmender Belastung ausgeglichen. Der Nebenschlußgenerator ist der geeignetste Generator für Gleichstromnetze.

Der Reihenschlußgenerator, in dem der Ankerstrom durch die Erregerwicklung geht, ist ungebräuchlich, weil sich mit dem Ankerstrom das Hauptfeld und damit die EMK sehr stark ändert, Fig. 169 und 170.

Doppelschluß- oder Verbundgeneratoren haben eine Reihenschluß- und eine Nebenschluß-Erregerwicklung. Hierdurch kann erreicht werden, daß die Klemmenspannung bei allen Belastungen nahezu konstant bleibt. Diese Bauart wird manchmal in Anlagen mit nur einem Generator verwendet, weil die Parallelschaltung mehrerer solcher Generatoren nur mit besonderen Schaltmaßnahmen möglich ist.

79. Der Gleichstrommotor. Jeder Generator kann als Motor und umgekehrt verwendet werden. Mit Bezug auf Wirkungsgrad und Regulierfähigkeit ist dieser Motor der beste Elektromotor.

Wird ein Ankerleiter in Fig. 152 von einem Strom I' durchflossen, so ist die Tangentialkraft $P' = \mathfrak{B} \cdot l \cdot I'$ (**57**). Für die Richtung gilt die Dreifingerregel der linken Hand. Die gesamte Umfangskraft im Bereich einer Polteilung ergibt sich sinngemäß aus der Ableitung in **72**, wobei I' statt $v \cdot 10^{-8}$ zu setzen ist,

$$P'_\tau = I' \cdot z/2p\tau \cdot \Phi .$$

Da diese Kraft auch im Bereich des zweiten Pols auftritt, andererseits der gesamte den Bürsten zugeführte Strom I sich im Anker in zwei Hälften teilt ($I = 2I'$), so ist die gesamte Umfangskraft am Anker

$$P = I \cdot z/2p\tau \cdot \Phi$$

und das Drehmoment

$$M = P \cdot r = I \cdot r \cdot z/2p\tau \cdot \Phi = C \cdot I \cdot \Phi .$$

Die Konstante C hat für jeden Motor einen bestimmten Wert.

Durch die Bewegung der Ankerleiter wird in diesen eine Gegen-EMK E induziert (**57**). Jeder Motor ist gleichzeitig Generator. Nach **72** ist dann

$$E' = C' \cdot n\Phi .$$

Jeder Motor läuft so schnell, daß die von seinem Anker entwickelte Gegen-EMK, vermehrt um die in ihm auftretende Ohmsche Gegenspannung, der aufgedrückten Spannung U das Gleichgewicht hält

$$U = E' + I_A \cdot R_A = C'n\Phi + I_A \cdot R_A .$$

80. Ankerrückwirkung und Kommutierung. Wird für den Motor dieselbe Drehrichtung wie in Fig. 152 gewählt, so muß der Strom in allen Ankerleitern entgegengesetzt sein, Fig. 171. Das Ankerquerfeld geht nach rechts, Fig. 172, die neutrale Zone ist entgegengesetzt verdreht und die Bürsten müssen entgegen der Drehrichtung verstellt werden. Die Feldliniendichte steigt an der einlaufenden Polkante (sinngemäß nach Fig. 161), hierdurch sowie durch die Gegenamperewindungen (entsprechend Fig. 162 mit in der punktierten Lage stehenden Bürsten und entgegengesetzten Ankerströmen) wird das Hauptfeld geschwächt. Das Ankergegenfeld ist dasselbe wie in der Fig. 162b. Soll das Querfeld durch eine Kompensationswicklung aufgehoben werden, so muß auch diese entgegengesetzt vom Hauptstrom durchflossen werden wie in Fig. 162a. Da also sowohl der Anker wie auch die Kompensationswicklung entgegengesetzten Strom führen müssen, bleibt die Verbindung der Bürste B und des einen Endes G der Kompensationswicklung, Fig. 167, unverändert, gleichgültig, ob die Maschine als Generator oder als Motor benutzt wird. Diese Verbindung B mit G wird daher mit Recht jedem Eingriff häufig entzogen (**76**).

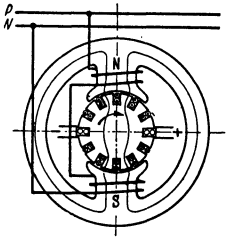


Fig. 171.

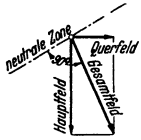


Fig. 172.

Da auch die Stromwendung in der von den Bürsten kurzgeschlossenen Spule im entgegengesetzten Sinne vor sich geht wie beim Generator, muß diese Spule noch im Bereich des vorhergehenden Poles laufen, nicht wie beim Generator im Bereich des folgenden Poles. Das erfordert Bürstenverschiebung entgegengesetzt der Drehrichtung über die punktierte Lage in Fig. 172 hinaus oder Wendepole derart, daß auf einen Hauptpol in der Drehrichtung ein gleichnamiger Pol folgt. Die Wendepolwicklung muß daher auch entgegengesetzt vom Hauptstrom durchflossen werden, ebenso wie die Kompensationswicklung; ihre Verbindung mit den Bürsten bleibt beim Generator wie beim Motor die gleiche.

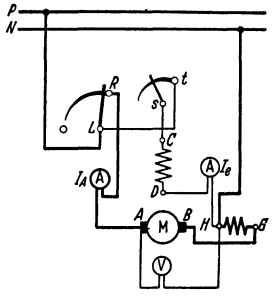


Fig. 173.

Schaltung und Betriebsverhalten der Gleichstrommotoren.

81. Der Nebenschlußmotor. Anker und Erregerwicklung sind parallel ans Netz geschaltet. Fig. 173 zeigt einen Motor mit Hilfspolen. Beim Anlassen des Motors entwickelt der Anker noch keine Gegen-EMK E' und würde bei voller Netzspannung einen zu starken Strom aufnehmen, daher muß seine Ohmsche Gegenspannung durch Vorschalten eines Anlaßwiderstandes, Anlassers RL, erhöht werden, der in dem Maße verringert wird, wie die Drehzahl des Motors zunimmt.

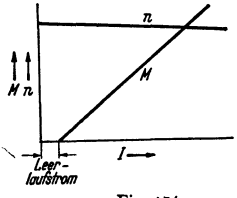


Fig. 174.

Wird der Erregerstrom I_e konstant gehalten, so ist Φ konstant

$$M = C \cdot I_A \cdot \Phi ; \quad M \text{ wächst proportional } I_A .$$

Es ist ferner $U = C' n \Phi + I_A \cdot R_A$ (zu R_A rechnet auch der Widerstand einer etwa vorhandenen Hilfspolwicklung GH). Da U und Φ konstant, sinkt die Drehzahl mit zunehmendem Drehmoment, also zunehmendem I_A nur wenig, weil R_A und damit $I_A R_A$ in der Regel klein sind, Fig. 174.

Der Nebenschlußmotor ist der geeignete Motor für Werkzeugmaschinen und andere Antriebe, die nahezu konstante Drehzahl verlangen.

Wenn durch den Nebenschlußregler, Fig. 173, der Erregerstrom I_e und damit Φ geschwächt wird, so muß nach der letzten Gleichung n steigen. Die Drehzahl kann daher durch Feldschwächung erhöht werden. Bleibt das zu leistende Drehmoment konstant, so steigt dabei nach der vorletzten Gleichung I_A und nimmt bei zu großer Feldschwächung leicht unzulässig hohe Werte an. Eine Verringerung der normalen Drehzahl ist nur durch Verkleinerung der aufgedrückten Spannung U durch Einschalten von Anlaßwiderstand oder durch die Leonardschaltung möglich (**86**). Der Nebenschlußregler darf keine Ausschaltstellung haben, sonst würde bei I_e = Null das Feld Φ nur dem remanenten Magnetismus entsprechen und n sehr hoch werden (Motor geht durch). Wird auf die Drehzahlregelung durch Feldschwächung verzichtet, so wird die Erregung häufig an den Anlasser, Punkt M, Fig. 175, gelegt. Würde sie an R gelegt, so würde der Motor nicht mit vollem Felde, also geringem Drehmoment anfahren. Beim Anlegen an das linke Ende des Anlassers wäre das Erregerfeld nach dem Anlassen geschwächt. Eine besondere „Feldschiene" am Anlasser, Fig. 176, hält das Feld bei allen Stellungen des Anlassers konstant.

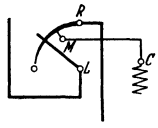


Fig. 175.

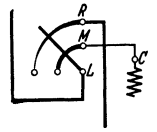


Fig. 176.

Ändert sich bei gleichbleibender Belastung des Motors (M konstant) die Netzspannung U, so folgt aus den Formeln $M = C \cdot I_A \cdot \Phi$ und $U = C' n \Phi + I_A \cdot R_A$ ein Verhalten nach Fig. 177. Wird nämlich näherungsweise in der ersten Gleichung Φ proportional I_e angenommen, so ist auch Φ proportional U (denn $I_e = U : R_e$, Fig. 173); wird ferner in der zweiten Gleichung $I_A \cdot R_A$ vernachlässigt, so ergibt sich z. B. für Absinken von U auf die Hälfte des normalen Wertes auch für Φ die Hälfte des normalen Erregerfeldes, wodurch der Ankerstrom I_A doppelt so groß wie der normale wird, während die Drehzahl konstant bleibt. Es müßte sich für I_A eine gleichseitige Hyperbel und für n eine waagerechte Gerade ergeben. Die wirklichen Kurven weichen hiervon etwas ab, weil bei $U/2$ das Feld Φ mehr als halb so groß wie das normale ist und $I_A R_A$ mit dem Anwachsen von I_A einen zunehmenden Einfluß hat. Dadurch ist n etwas kleiner als angenommen. Der Nebenschlußmotor ist gegen ein Sinken der Netzspannung, das auch durch zu hohen Widerstand der Zuleitungen hervorgerufen werden kann, empfindlich. Das Ansteigen von I_A kann eine unzulässig hohe Erwärmung des Ankers durch $I_A^2 R_A$ zur Folge haben.

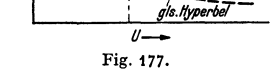


Fig. 177.

82. Der Reihenschlußmotor. (Hauptschlußmotor, Fig. 178) hat nur einen Stromkreis. Der Erregerstrom I_e ist gleich dem Ankerstrom $I_A = I$. Das Feld Φ ist vom Ankerstrom abhängig. Für kleine Ströme ist $\Phi \approx c \cdot I$ und es gilt nach **79**

$$M = C \cdot I \cdot \Phi = C_1 \cdot I^2.$$

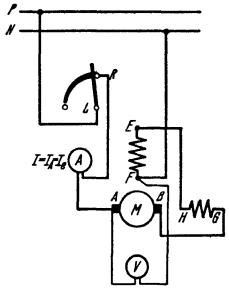


Fig. 178.

Für stärkere Ströme wächst Φ nicht proportional I, sondern langsamer (vgl. Magnetisierungskurven). Die Abhängigkeit des Drehmoments M vom Strom I ist daher anfangs quadratisch (Parabel) und weicht hiervon bei größeren Strömen immer mehr ab, Fig. 179. Da ferner

$$U = C' \cdot n \cdot \Phi + I \cdot R_A \quad (\mathbf{79}),$$

(zu R_A zählt hier auch der Widerstand der Spulen EF und GH), so gilt für kleine Ströme I, wobei IR_A vernachlässigt werden kann,

$$U = C' \cdot n \cdot c \cdot I .$$

Wird U konstant angenommen, so ist $n \cdot I =$ konst. Das ergibt für die Abhängigkeit n von I das Gesetz einer gleichseitigen Hyperbel. Bei stärkeren Strömen weicht die Drehzahlkurve hiervon wieder ab, Fig. 179, und zwar muß n verhältnismäßig höher bleiben, weil Φ verhältnismäßig niedriger bleibt und nicht proportional zu I weiter steigt.

Diese Eigenschaften machen den Reihenschlußmotor für schwere Antriebe, bei denen ein hohes Anzugsmoment bei kleiner Drehzahl nötig ist, äußerst geeignet; er bewährt sich vor allem als Bahnmotor. Bei vierfachem Drehmoment

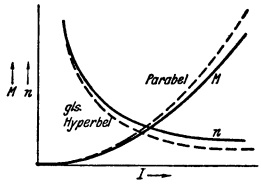


Fig. 179.

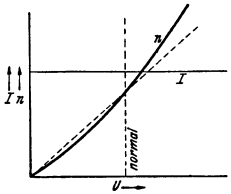


Fig. 180.

braucht er nur etwa den doppelten Strom (der Nebenschlußmotor den vierfachen), wobei die Drehzahl etwa auf die Hälfte sinkt (beim Nebenschlußmotor bleibt sie fast konstant). Der Motor darf nicht leerlaufen, da sonst n unzulässig hoch wird. Nur Kleinmotoren können vorübergehend leerlaufen, weil die mechanischen Leerlaufwiderstände bei ihnen verhältnismäßig hoch sind.

Eine Änderung der Netzspannung U bei gleichbleibender Belastung des Motors (M konstant) wirkt sich wie folgt aus. Da $M = C \cdot I \cdot \Phi$ und bei konstantem I auch Φ konstant bleibt, so ergibt ein konstanter Strom I ein konstantes Drehmoment oder umgekehrt: I ändert sich bei gleichbleibender Belastung des Motors nicht, Fig. 180. Aus $U = C' n \Phi + I \cdot R_A$ ergibt sich bei Vernachlässigung von $I \cdot R_A$ z. B. für ein Absinken der Spannung U auf die Hälfte (Φ bleibt mit I konstant) auch ein Absinken der Drehzahl auf die Hälfte der normalen (gerade Linie für n, Fig. 180). Da der Einfluß von IR_A, das konstant bleibt, mit kleiner werdendem U größer wird, so ergibt sich eine Kurve für n, die links von der normalen Spannung unter, rechts davon über der Geraden liegt.

Das Drehmoment des Reihenschlußmotors ist unabhängig von der Netzspannung, was für Elektrofahrzeuge von Bedeutung ist, die mit Reihenschlußmotoren angetrieben werden. Auch mit tief entladener Akkumulatorenbatterie leistet der Motor noch sein volles Drehmoment, ohne daß die Stromentnahme aus der Batterie größer wird. Der Wagen fährt zwar langsam, aber er fährt.

83. Der Doppelschlußmotor mit Reihen- und Nebenschlußwicklung auf den Polen wird selten verwendet, weil die charakteristischen Eigenschaften beider Bauarten dadurch zum Teil verlorengehen. Nebenschlußmotoren erhalten manchmal eine zusätzliche schwache Reihenschlußwicklung, um die durch Ankerrückwirkung entstehende Schwächung des Hauptfeldes auszugleichen (80).

84. Umkehr der Drehrichtung. Durch Vertauschen der Anschlußleitungen ändert sich die Drehrichtung nicht, weil der Strom sich sowohl im Anker wie auch in der Erregerwicklung umkehrt. Das gilt für Nebenschluß- wie für Reihenschlußmotoren. Der Strom muß vielmehr entweder im Anker oder in der Erregerwicklung allein umgekehrt werden. Hilfswicklungen sind wie die Ankerwicklung zu behandeln, bleiben also einseitig mit einer Bürste verbunden (80). Bei Motoren für verschiedene Drehrichtung (z. B. Kranmotoren, Bahnmotoren) ist

die Umschaltung des Ankers oder der Erregung meist mit dem Anlasser verbunden, der als Schaltwalzenanlasser ausgeführt werden kann.

85. Der Gleichstrommotor als Generator. Wird ein laufender Nebenschlußmotor durch ein Drehmoment angetrieben, so steigt seine Drehzahl und seine Gegen-EMK, die schließlich die Netzspannung überwindet, so daß elektrische Leistung abgegeben wird. Die Richtung des Erregerstromes bleibt dabei dieselbe. Beim Reihenschlußmotor müssen vorher die Anschlüsse zur Erregerwicklung vertauscht werden, weil sonst der vom Anker gelieferte Strom das Feld schwächen würde. Die gewonnene Energie kann ins Netz zurückgespeist werden, wird aber oft auch in den vorhandenen Anlaßwiderständen in Form von Wärme vernichtet. Anwendung als Senkbremsschaltung bei Hubmotoren für Krane und als elektrische Bremsung für Bahnmotoren. Bei der elektrischen Bremsung wird kein Werkstoff (Bremsklötze) verbraucht.

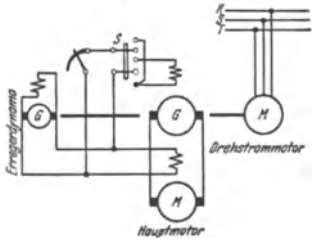


Fig. 181.

86. Die Schaltung von Leonard, Fig. 181, bewirkt eine nahezu verlustlose Regelung der Drehzahl eines Nebenschlußmotors durch Änderung der seinem Anker aufgedrückten Spannung U, die durch einen besonderen Gleichstromgenerator erzeugt und durch Änderung von dessen Erregerstrom geregelt wird. Dieser wird wiederum durch einen besonderen kleinen Generator (Erregerdynamo) geliefert. Der Antrieb beider Generatoren ist beliebig, z. B. von einem Drehstromnetz aus. Schalter S dient zur Umschaltung des Erregerstromes, wodurch die Richtung von U und damit die Drehrichtung des Hauptmotors geändert wird. Anwendung für Fördermotoren in Gruben, Walzenzugs- und schwere Kranmotoren.

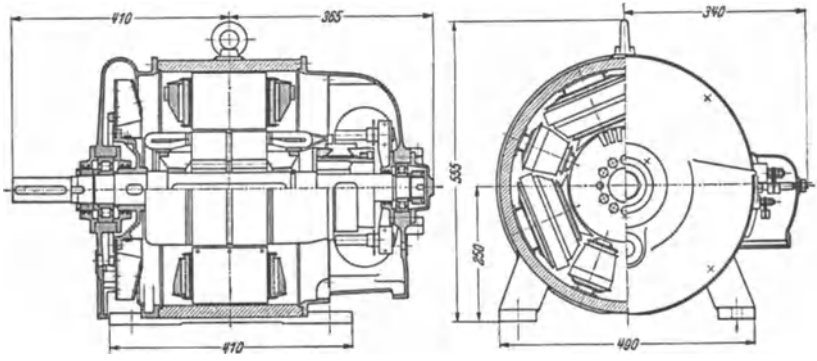


Fig. 182.

87. Bauarten der Gleichstrommotoren. Hierfür gilt sinngemäß dasselbe wie für Drehstrommotoren. Im Gegensatz zu diesen wird bei den Gleichstrommotoren das Gehäuse zur Leitung des magnetischen Induktionsflusses benutzt, und die Polschuhe sind von innen an das Gehäuse angeschraubt (71). Wegen des konstanten Induktionsflusses braucht das Eisen des Gehäuses nicht lamelliert zu sein, und es treten im Gehäuse keine Eisenverluste auf.

Fig. 182. Geschützter Gleichstrommotor mit Hilfspolen, Leistung 23 kW, Drehzahl 1450/min (Siemens-Schuckert).

IX. Eigenschaften und Prüfung der Elektromotoren.

88. Im folgenden sind die wichtigsten Eigenschaften der Elektromotoren zusammengestellt.

Drehstrom.

Der Induktionsmotor (asynchrone Drehstrommotor). Drehzahl bei allen Belastungen fast konstant. Drehzahlregelung unwirtschaftlich. (Polumschaltung und Regelsätze s. **61.**)

Anlaufmoment a) bei einfachem Käfigläufer und direkter Einschaltung 2,0 bis 2,7faches Nennmoment, b) bei Wirbelstromläufer und direkter Einschaltung 1,2 bis 1,5faches Nennmoment, c) bei Doppelabläufer und direkter Einschaltung 1,8 bis 2,7faches Nennmoment. Anlaufstrom zu a) 6 bis 7, zu b) und c) 4 bis 5facher Nennstrom.

Beim Anlassen mit Stern-Dreieckschalter alle Werte ein Drittel so groß.

Schleifringläufer s. **60**. Überlastbarkeit durch das Kippmoment begrenzt.

Wirkungsgrad und $\cos\varphi$ bei 100 kV Leistung $\approx 0{,}90$.

Anwendung: Werkzeugmaschinen, Krane, Aufzüge, Pumpen.

Kommutatormotor mit Reihenschlußkennlinie. Drehzahl stark veränderlich, Fig. 136. Regelung durch Bürstenverschiebung bis 1 : 4.

Anlaufmoment $\approx$ 2,5faches Nennmoment.

Anlaufstrom: Doppelter Nennstrom.

Anwendung: Fördermaschinen, Krane (Hubmotor), Pumpen.

Mit Nebenschlußkennlinie. Drehzahl in jeder Stufe bei allen Belastungen fast konstant. Die Drehzahlstufen sind durch Regeltransformator oder durch Bürstenverschiebung oder beides zusammen einzustellen.

Anlaufmoment und Anlaufstrom $\approx$ 2faches der Nennwerte.

Wirkungsgrad und $\cos\varphi$ von der Drehzahlstufe abhängig. Bei hoher Drehzahl am günstigsten ($\cos\varphi$ bis nahezu 1,0).

Anwendung: Werkzeugmaschinen, Pumpen.

Synchronmotor. Einziger Motor mit genau konstanter Drehzahl.

Drehzahlregelung an einem Netz mit konstanter Frequenz nicht möglich.

Anlauf unter Last nur mit besonderen Anlaßschaltungen möglich.

Kippmoment $\approx$ 1,5faches Nennmoment.

Wirkungsgrad besser als beim Asynchronmotor. $\cos\varphi = 1$ möglich durch geeignete Erregung.

Anwendung: Als Antriebmotor selten. Meist leerlaufend als Phasenschieber.

Einphasenstrom.

Die Eigenschaften der verschiedenen Motoren sind dieselben wie der entsprechenden Bauarten für Drehstrom. Die angegebenen Werte sind aber für Einphasenmotoren durchweg niedriger anzunehmen. Von größerer Bedeutung ist nur der Reihenschluß-Kommutatormotor mit der Frequenz $16^2/_3$ für Bahnbetrieb.

Gleichstrom.

Nebenschlußmotor. Drehzahl bei allen Belastungen fast konstant, Fig. 174. Drehzahlerhöhung durch Feldschwächung im Verhältnis 1 : 1,3. Verlustlos durch Leonardschaltung im Verhältnis 1 : 50.

Anlaufmoment $\approx$ 1,5faches Nennmoment.

Grenze für die Leistung ist nur die Erwärmung, daher für kurze Zeit stark überlastbar.

Wirkungsgrad bei 100 kW Leistung $\approx 0{,}91$.

Anwendung: Werkzeugmaschinen, Pumpen, Krane (Fahrmotor), Fördermaschinen, Walzenzugsmotor.

Reihenschlußmotor. Drehzahl stark veränderlich, Fig. 179. Regelung unwirtschaftlich durch Regulieranlasser. Anlaufmoment 2- bis 3faches Nennmoment. Überlastbarkeit: wie vorstehend. Wirkungsgrad: wie vorstehend.

Anwendung: Fahrmotor für Führerstand-Laufkatzen, Rollgänge, Fahrzeuge. Hubmotor für Krane.

89. Die Prüfung von Elektromotoren. Die Betriebseigenschaften und der Wirkungsgrad eines Elektromotors können durch einen Belastungsversuch festgestellt werden. Hierzu wird der Motor betriebsmäßig an das Leitungsnetz angeschlossen und die Leistung an der Welle durch Abbremsen bestimmt. Dies kann geschehen durch Pronyschen Bremszaum oder ähnliche Einrichtungen, durch einen Generator mit bekannter Wirkungsgradkennlinie, dessen abgegebene elektrische Leistung gemessen wird oder durch eine Leistungswaage, das ist ein Generator mit drehbar gelagertem Gehäuse; das in dessen Welle eingeleitete Drehmoment will das Gehäuse mitnehmen und wird durch Auswiegen bestimmt. Aus Drehmoment und Drehzahl wird die Leistung an der Motorwelle (Nutzleistung) bestimmt.

Die aufgedrückte Spannung U wird bei diesem Versuch gewöhnlich konstant gehalten oder man läßt sie so absinken, wie es z. B. bei längeren Zuleitungen mit zunehmender Belastung der Fall ist. Dadurch erhält man das Betriebsverhalten des Motors, das nur für die betreffende Verwendungsstelle gilt.

Werden für verschiedene Belastungen (Drehmomente M) die Größen n, U, I, N_2 und N_1 gemessen und (gewöhnlich über M) zeichnerisch aufgetragen, so erhält man die Betriebskennlinien, s. z. B. Fig. 128.

Für den asynchronen Induktionsmotor ergeben sich aus dem Kreisdiagramm von Heyland alle Kennlinien, ohne daß ein Lauf des Motors unter Belastung nötig ist. Abweichungen für Motoren mit Stromverdrängungs- und Wirbelstrom-Käfigläufern s. **59**.

Der Wirkungsgrad großer Motoren wird meist durch Bestimmung der Einzelverluste ermittelt (VDE 0530).

X. Elektrische Meßgeräte.

90. Meßgeräte (Meßinstrumente) dienen zur Messung von Strom, Spannung, Leistung und Frequenz. Zähler messen elektrische Arbeit.

Bei allen Meßgeräten, bis auf geringe Ausnahmen, wird die Wirkung durch einen oder mehrere elektrische Ströme hervorgerufen. Der größere Teil der Meßgeräte benutzt die magnetischen Wirkungen des elektrischen Stromes, der kleinere Teil die Wärme- oder elektrolytischen Wirkungen.

Auf jedem Meßgerät muß die Bauart des Meßwerkes, die Klasse, die Gebrauchslage, die Stromart und die Prüfspannung angegeben sein.

Es bedeutet:

Drehspulmeßgerät (**92**). Nur für Gleichstrom.

Dynamisches Meßgerät ohne Eisen (**93**, **94**). Für Gleich- und Wechselstrom.

Dasselbe, eisengeschlossen.

Weicheisen- (Dreheisen-) Meßgerät (**97**). Für Gleich- und Wechselstrom.

Drehfeldmeßgerät (Induktions-, Ferrarisgerät **98**, **99**). Nur für Wechselstrom.

Hitzdrahtmeßgerät (**91**). Für Gleich- und Wechselstrom.

Drehspulmeßgerät mit Kreuzspule (**96**).

Dynamisches Meßgerät ohne Eisen mit Kreuzspule (**96**).

Dasselbe, eisengeschlossen.

Klasse:
0,2 } Feinmeßgeräte
0,5 }
1,0 }
1,5 } Betriebsmeßgeräte
2,5 }
Die Zahlen geben den zulässigen Anzeigefehler in vH an (VDE 0410).

Lage:
⊥ senkrechte Gebrauchslage, ⊓ waagerechte Gebrauchslage.
Stromart: ~ Wechselstrom, — Gleichstrom.
Prüfspannung:
Die von einem schwarzen Stern umrahmte Zahl gibt die Prüfspannung in kV an. Der Stern ohne Ziffer bedeutet Prüfspannung 500 V.
Es ist zugeordnet:

der Prüfspannung	0,5	2	5	10	kV
die Betriebsspannung	40	650	1500	3000	V.

Feinmeßgeräte haben fast immer eine Skala, die mit einem Spiegel unterlegt ist, zur Vermeidung von schiefer Ablesung. Beim Ablesen muß der Zeiger (dünne Schneide) sich mit seinem Spiegelbild decken.

Der bewegliche Teil des Meßwerks ist mit möglichst geringer Reibung gelagert (Stahlspitzen in Pfannen aus Halbedelsteinen). Um zu erreichen, daß der Zeiger sich schnell, ohne viel zu pendeln, einstellt, ist eine Dämpfung nötig. Bei der Luftdämpfung taucht ein Kolben, der mit der beweglichen Achse verbunden ist, mit geringem Luftspalt in einen kreisförmig gebogenen, einseitig geschlossenen Zylinder, Fig. 188. Der Widerstand der verdrängten Luft nimmt mit der Geschwindigkeit des Kolbens zu. Schnelles Abklingen der Zeigerschwingungen. Ein Flügel, der sich in einem passend geformten Gehäuse bewegt, hat die gleiche Wirkung. Bei der Wirbelstromdämpfung, Fig. 183, bewegt sich eine Scheibe aus Aluminium zwischen den Polen eines Dauermagneten. Die in der Scheibe induzierten Wirbelströme wirken bremsend auf die Bewegung. Die Bremskraft wächst mit der Geschwindigkeit und ist bei stillstehender Scheibe gleich Null. Dieselbe Wirkung wird durch das Kupfer- oder Aluminiumrähmchen bewirkt, auf das die Spule bei Drehspulmeßgeräten gewickelt ist.

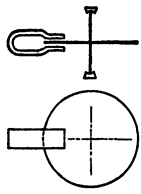


Fig. 183.

91. Das **Hitzdrahtmeßgerät**, Fig. 184, benutzt die Wärmedehnung eines von dem zu messenden Strom durchflossenen Drahtes. Der Hitzdraht AB wird durch die Fäden CE und DF mittels der Feder F gespannt. A, B und E sind feste Punkte. Bei Erwärmung des Hitzdrahtes durch die Stromwärme bringt die Feder F die beweglichen Teile in die punktierte Lage, wobei die Rolle R, um die der Faden DF geschlungen ist, den Zeiger Z bewegt. Da die Stromwärme für Gleichstrom I und Wechselstrom vom Effektivwert I gleich groß ist, so hat das Meßgerät nur eine Skala. Das Gerät kann als Strom- und Spannungsmesser mit beliebigem Meßbereich verwendet werden. Neben- und Vorwiderstände müssen für Wechselstrom induktionsfrei gewickelt sein, da sonst im Hitzdraht und im Widerstand eine andere Phasenlage herrscht. Nachteilig ist, daß der Zeiger sich langsam einstellt, die Skala ungleich geteilt (wegen der quadratischen Abhängigkeit der Stromwärme vom Strom) und die Nullstellung des Zeigers von der Raumtemperatur abhängig ist und vor der Messung berichtigt werden muß. Ein Vorteil ist die Unabhängigkeit der Anzeige von der Frequenz bei Wechselstrom. Der Eigenverbrauch ist ziemlich hoch; als Strommesser hat das Meßgerät verhältnismäßig hohen Widerstand, als Spannungsmesser verbraucht es verhältnismäßig viel Strom.

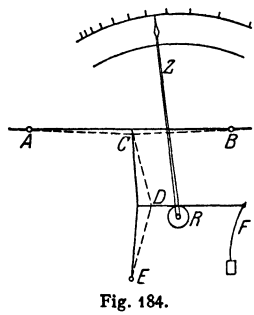


Fig. 184.

92. Das **Drehspulmeßgerät**, Fig. 185a, hat eine Drehspule *1* im Feld des Dauermagneten *2*. Im Innern der Drehspule ist ein fester Eisenzylinder, um den

Feldlinienweg möglichst gut leitend und das Feld Φ des Dauermagneten möglichst stark zu machen, so daß die Drehspule sich in dem Luftspalt zwischen Eisenzylinder und Polschuhen 3 bewegen kann. Der zu messende Strom wird der Drehspule durch zwei Spiralfedern zu- und abgeführt, die oberhalb und unterhalb der Drehspule isoliert auf die Achse gesetzt sind und gleichzeitig die Rückstellkraft liefern. Die Drehspule ist auf ein Rähmchen aus Kupfer oder Aluminium gewickelt; die in dieser „Kurzschlußwindung" bei der Bewegung im Felde des Magneten entstehenden Wirbelströme bewirken nach dem Lenzschen Gesetz die Dämpfung.

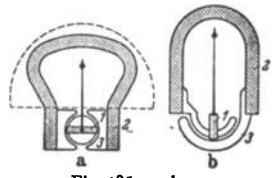


Fig. 185a u. b.

Für das Drehmoment und damit für den Zeigerausschlag gilt dasselbe wie für das Drehmoment des Gleichstrommotors: $M = C \cdot I \cdot \Phi$, wobei I der die Drehspule durchfließende Strom und Φ das Feld des Dauermagneten ist. Je stärker dieser, um so größer der Ausschlag für einen bestimmten Strom, um so empfindlicher das Meßgerät. Da Φ konstant, ist der Ausschlag proportional I. Die Skala ist gleichmäßig geteilt. Nur für Gleichstrom brauchbar, dafür aber das empfindlichste aller Meßgeräte. Erweiterung des Meßbereichs nach 9. Eigenverbrauch gering. Mit vorgeschaltetem Trockengleichrichter lassen sich auch Wechselströme und -spannungen messen. Fig. 185b zeigt ein Drehspulmeßgerät mit Hakenpolen und 120° Zeigerausschlag.

93. Das dynamische Meßgerät. Das Meßwerk ist ähnlich dem des Drehspulgeräts; an die Stelle des Dauermagneten ist eine stromdurchflossene feste Spule gesetzt, die meist geteilt ist, Fig. 186. Wenn feste und Drehspule hintereinander geschaltet sind, so ist das auf die Drehspule wirkende Drehmoment $M = C \cdot I \cdot \Phi = C' \cdot I^2$, weil Φ bei eisenlosem Meßwerk genau, bei eisengeschlossenem Meßwerk annähernd proportional I ist, wenn $\mathfrak{B}$ im Eisen nur gering gewählt ist. Für Feinmessungen daher nur eisenlose Meßwerke, doch sind eisengeschlossene empfindlicher und haben weniger Eigenverbrauch. Die Skala ist ungleich geteilt. Der Meßbereich als Spannungsmesser kann nach 9. durch Vorwiderstände erweitert werden.

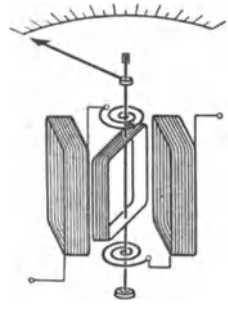


Fig. 186.

Der Ausschlag ist proportional I^2 und sonach unabhängig von der Richtung des Stromes. Das dynamische Meßgerät zeigt daher auch Wechselströme und -spannungen an und gibt hierbei den Mittelwert aus den Quadraten der Augenblickswerte, also den Effektivwert an. Die Skala ist für Gleich- und Wechselstrom dieselbe. Bei eisengeschlossenen Geräten ist der Zeigerausschlag in geringem Maße von der Frequenz abhängig.

Bei Verwendung als Strommesser für Wechselstrom darf der Meßbereich wegen der verschiedenen Phasenlage im Meßwerk und Nebenwiderstand nicht durch Nebenwiderstände, sondern nur durch Stromwandler erweitert werden.

94. Das dynamische Meßgerät wird zur Messung der Leistung als Wattmeter benutzt, wenn der zu messende Wechselstrom die feste Spule durchfließt und die zugehörige Wechselspannung der Drehspule zugeführt wird. Das in jedem Augenblick auf die Drehspule wirkende Drehmoment ist gleich dem Produkt der Augenblickswerte des Stromes und der Spannung $u \cdot i$ (23), und der Mittelwert, den der Zeiger wegen seiner Trägheit annimmt, entspricht der schraffierten Fläche in Fig. 47, also der Leistung $U \cdot I \cdot \cos\varphi$.

Die Wattmeter sind meist so eingerichtet, daß die Stromspule (fest) für Ströme bis 5 A und die Drehspule für Spannungen bis 30 V unmittelbar benutzt werden können. Die Drehspule

hat dabei 1000 Ω Widerstand, so daß für je 30 V höhere Spannung 1000 Ω Vorwiderstand benutzt werden müssen. Soll z. B. ein solches Wattmeter für einen Strom bis 100 A und eine Spannung von 220 V benutzt werden, so ist ein Stromwandler 100/5 A und ein Vorwiderstand von 7000 Ω zu verwenden. Der Meßbereich in Watt ist auf das $20 \times 8 = 160$fache erweitert. Die Ablesung auf der in 150 Watt eingeteilten Skala ist mit 160 zu multiplizieren.

In Wechselstromnetzen kann durch Messung von Spannung, Strom und Leistung der Leistungsfaktor $\cos\varphi = N/UI$ bestimmt werden.

95. Das dynamische Meßgerät wird zum Blindstrommesser, wenn in den Spannungskreis der Drehspule eine Drosselspule oder ein Kondensator eingeschaltet wird, Fig. 187. Der Strom in der Spannungsspule ist dann um 90° gegen vorher verschoben, und der Zeiger gibt $U \cdot I \cdot \sin\varphi$ an. Für eine konstant gedachte Spannung kann die Skala in $I \sin\varphi$ geeicht werden.

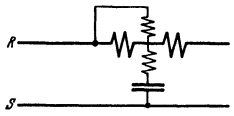


Fig. 187.

96. Kreuzspulmeßgeräte (Quotientenmesser) haben ein Meßwerk mit zwei auf der Achse sitzenden, gekreuzten Drehspulen. Wird die eine vom Strom, die andere von der Spannung beeinflußt, so ist bei einem Drehspulmeßgerät und bei geeigneter Schaltung der Spulen der Zeigerausschlag abhängig von $U:I$, und die Skala kann in Ohm geeicht werden. Der Widerstand wird dabei aus Strom und Spannung gemessen, das Kreuzspulmeßgerät ersetzt die beiden in **106** erforderlichen Meßgeräte und dient auch zu Temperaturmessungen aus dem Widerstand (**107**).

Ein dynamisches Meßgerät mit Kreuzspulen kann z. B. so eingerichtet sein, daß die feste Spule vom Strom eines Leiters durchflossen wird, während die Kreuzspulen an die beiden anderen Spannungen eines Drehstroms gelegt werden. Der Zeigerausschlag zeigt dann unmittelbar $\cos\varphi$ an (Leistungsfaktormesser, Phasenzeiger).

Die Drehmomente beider Kreuzspulen müssen entgegengesetzt sein, da ein Quotient zweier Größen (Widerstand, $\cos\varphi$) gemessen wird, und der Zeiger sich danach einstellen soll. Das Meßwerk hat daher keine Rückstellkraft (Feder), die den Zeiger auf Null zu stellen sucht; der Zeiger des stromlosen Meßgeräts bleibt in der zuletzt eingenommenen Lage stehen.

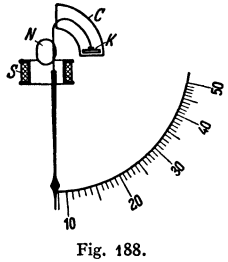


Fig. 188.

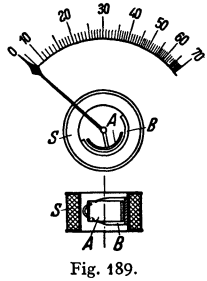


Fig. 189.

97. Das **Weicheisen-(Dreheisen-) Meßgerät.** In Fig. 188 sucht sich das Eisenblech N in die Mitte der festen stromdurchflossenen Spule S zu stellen. Als Rückstellkraft wirkt das Eigengewicht des Zeigers oder eine Spiralfeder. In Fig. 189 wird das Eisenblech A durch die Spule S im gleichen Sinne magnetisiert wie das feste Blech B und von diesem abgestoßen, so daß ein Drehmoment im Sinne des Uhrzeigers auf das Blech A ausgeübt wird. Diese Meßgeräte sind für Gleich- und Wechselstrom verwendbar, wobei wegen der bei Wechselstrom auftretenden Eisenverluste manchmal zwei verschiedene Skalen vorgesehen sind. Als Strommesser hat die Spule S wenige Windungen starken Drahtes, als Spannungsmesser viele Windungen dünnen Drahtes und dazu oft noch einen Vorwiderstand.

Die Erweiterung des Meßbereiches als Strommesser durch Nebenwiderstände ist bei Wechselstrom unzweckmäßig und führt zu unrichtigen Angaben; hierzu ist ein Stromwandler zu verwenden.

98. Das **Drehfeldmeßgerät** (Ferraris-Gerät). Nach Fig. 190 und 191 entspricht der Aufbau einem einphasigen Wechselstrommotor mit ausgeprägten Polen und einer Trommel als Kurzschlußläufer, die den Zeiger trägt. Die beiden

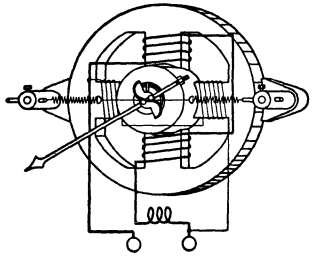


Fig. 190.

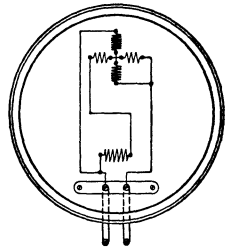


Fig. 191.

waagerecht liegenden Pole tragen die Hilfswicklung mit Drossel oder Kondensator (**66**). Dem entstehenden Drehmoment wird durch Spiralfedern an der Achse das Gleichgewicht gehalten. Dieses Gerät kann wie das dynamische Gerät als Spannungs-Strom- und Leistungsmesser sowie als Blindstrommesser — indem die Drossel im Hilfskreis weggelassen wird — gebaut werden. Nur für Wechselstrom verwendbar.

99. Das **Induktionsmeßgerät,** Fig. 192. Der zu messende Wechselstrom speist die Spule S und erzeugt ein Wechselfeld, das in der Aluminiumscheibe A Wirbelströme hervorruft. Der jeweils im Luftspalt des Eisenkerns befindliche Teil der Aluminiumscheibe kann als Sekundärwicklung eines Transformators aufgefaßt werden, dessen Primärwicklung S ist. Ein Teil des Eisenkerns dicht am Luftspalt trägt eine Kurzschlußwicklung K aus Kupfer, die gleichfalls eine Sekundärwicklung vorstellt. In ihr fließen Ströme gleicher Phase wie in der Scheibe. Diese Ströme ziehen sich in jedem Augenblick an, weil aber die Flächen, in denen sie auftreten, gegeneinander verlagert sind, so wirkt ein Drehmoment auf die Scheibe in der Pfeilrichtung. Wird gebaut als Spannungs- und Strommesser, sowie mit zwei Wicklungen (von Spannung und Strom beeinflußt) als Leistungsmesser. Die Bauart ist Grundlage für alle Induktionszähler; nur für Wechselstrom verwendbar.

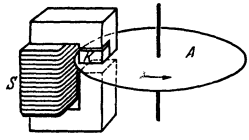


Fig. 192.

100. Frequenzmesser haben einen Elektromagneten, dessen Klemmen an die Wechselspannung angeschlossen werden, deren Frequenz zu messen ist. Vor dem Magneten ist eine Anzahl Stahlzungen mit abgestufter Eigenschwingungszahl angeordnet. Von diesen gerät durch Resonanz diejenige in stärkste Schwingung, deren Eigenschwingungszahl mit der Frequenz des magnetischen Feldes und damit der angelegten Wechselspannung übereinstimmt.

Zähler. Elektrizitätszähler dienen zur Messung elektrischer Arbeit, das Meßwerk entspricht daher dem eines Leistungsmessers. Das auf den drehbaren Teil ausgeübte Drehmoment versetzt diesen in fortlaufende Drehung. Die in den drehbaren Teil in dieser Weise eingeleitete Arbeit wird durch eine Wirbelstrombremse vernichtet (**90**).

101. Derartige Motorzähler haben für Gleichstrom einen kleinen Gleichstrommotor ohne Eisen, Fig. 193. Die Feldwicklung wird von dem Strom I durchflossen, der Anker A ist an die Spannung U angeschlossen. Das Drehmoment auf die Ankerwelle ist proportional $U \cdot I$, also $M = C \cdot U \cdot I$. Dreht sich der Anker mit der Drehzahl n, so ist die Leistung $N = C_1 \cdot U \cdot I \cdot n$. Diese Leistung wird von der Wirbelstrombremse abgebremst, deren Wirkung proportional n^2 ist (**37**). Daher ist

$$C_1 \cdot U \cdot I \cdot n = C_2 \cdot n^2, \quad U \cdot I = C_3 \cdot n .$$

Die Leistung ist proportional der Drehzahl und die Arbeit proportional der Anzahl der Umdrehungen. Diese wird durch ein Zählwerk Z gemessen, das in kWh geeicht sein kann. H ist eine Hilfswicklung zur Erzeugung eines kleinen Hilfsfeldes, das den Reibungsverlust ausgleichen soll. Zur Vermeidung von Leerlauf im unbelasteten Zustand ist ein Stückchen Eisendraht auf der Aluminiumscheibe angebracht, das die etwa unter dem Einfluß von H leerlaufende Scheibe anhält, wenn es in die Nähe des Bremsmagneten B gekommen ist.

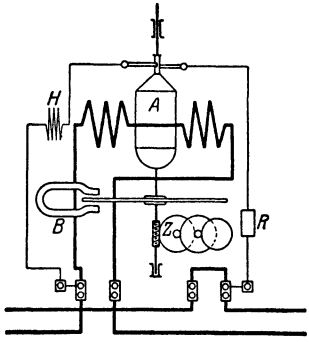


Fig. 193.

Richtiger Gang wird erreicht durch Einstellen der schwenkbaren Bremsmagnete zur Veränderung der Bremswirkung, durch Verschiebung der Hilfsspule und Zurechtbiegen des Leerlaufhäkchens. Der Eigenverbrauch im dauernd angeschlossenen Ankerkreis ist bei neueren Zählern gering.

Wird ein konstantes Feld durch Dauermagnete angewendet und eine Abzweigung des zu messenden Stromes durch den Anker geschickt, so mißt der Zähler die Strommenge (Amperestundenzähler). Für eine bestimmte Spannung kann das Zählwerk in kWh geeicht sein. Diese Zähler haben keinen Eigenverbrauch und keine Möglichkeit, im unbelasteten Zustand leerzulaufen.

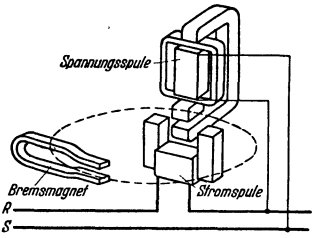


Fig. 194.

Der **Wechselstrom-Motorzähler** (Induktionszähler) benutzt die Wirkung des Induktions-Meßgerätes (**99**). Durch geeignete Anordnung zweier mit Eisenkernen versehenen Spulen wird in eine Aluminiumscheibe ein Drehmoment eingeleitet, das $U \cdot I \cdot \cos\varphi$ entspricht. Bremsung der Aluminiumscheibe wie oben. Bei modernen Zählern sind zur Verringerung des Eigenverbrauchs die Eisenkörper so angeordnet, daß nur ein Teil der Felder die Aluminiumscheibe durchsetzt, Fig. 194.

102. Elektrolytische Zähler sind Amperestundenzähler, werden zuweilen in Gleichstromanlagen verwendet und messen die Strommenge durch die abgeschiedene Metallmenge (**3**). Bei dem von Schott u. Gen. in Jena gebauten Stia-Zähler wird Quecksilber aus einer Quecksilbersalzlösung abgeschieden, das in einem mit Teilung versehenen Glasrohr aufgefangen wird. Durch Kippen gelangt das abgeschiedene Quecksilber zu der aus Quecksilber bestehenden Anode zurück. Für eine bestimmte Spannung kann die Skala in kWh geteilt werden.

103. Für Drehstromanlagen können drei Wechselstromzähler benutzt werden, deren Spannungswicklungen an die Sternspannungen angeschlossen sind. Für Anlagen ohne Sternpunktleiter wird ein Zähler mit zwei Meßwerken benutzt, die nach der Zweiwattmeterschaltung angeschlossen sind (**105**) und auf ein Zählwerk wirken. Für Anlagen mit Sternpunktleiter und beliebiger Belastung wird ein Zähler mit drei Meßwerken gebraucht, die auf ein gemeinsames Zählwerk wirken.

104. Die Genauigkeit der Angaben von Motorzählern ist beschränkt und ändert sich mit der Belastung. Jeder Zähler hat einen Anlaufstrom, um ihn in Bewegung zu setzen. Bei Leistungen, die einem kleineren Strom entsprechen, läuft der Zähler nicht. Der Anlaufstrom nimmt mit der Größe des Zählers zu und darf bei Gleichstrom-Wattstundenzählern 2 vH und bei Wechselstromzählern 1 vH der Nennlast nicht übersteigen. Der Fehler in der Anzeige des Zählers darf höchstens betragen:

bei Gleichstromzählern $\pm F = 3 + (0{,}3\,P_N : P)$,

bei Wechselstromzählern $\pm F = 3 + (0{,}05\,P_N : P) + 0{,}5\,[1 + (0{,}1\,P_N : P)]\,\mathrm{tg}\,\varphi$.

Hierin bedeutet P_N die Nennlast, P die jeweilige Belastung des Zählers.

XI. Elektrische Meßschaltungen.

105. Eine Spannung wird gemessen, indem die Klemmen des Spannungsmessers (Voltmeters) V an die Punkte gelegt wird, deren Potentialunterschied festgestellt werden soll.

Ein Strom wird gemessen, indem der zu messende Strom durch den Strommesser (Amperemeter) A hindurchgeleitet wird, Fig. 195. Erweiterung des Meßbereichs bei Gleichstrom für Spannungsmesser durch Vorwiderstände, für Strommesser durch Nebenwiderstände (9). Bei Wechselstrom Meßbereich-Erweiterung für Spannungsmesser durch Vorwiderstände, bei hohen Spannungen durch

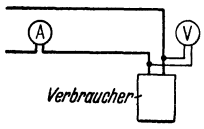


Fig. 195.

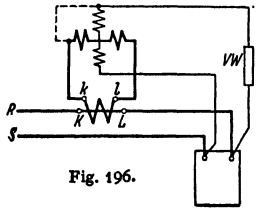


Fig. 196.

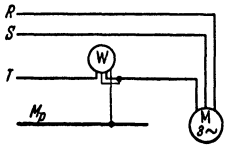


Fig. 197.

Spannungswandler, die gewöhnlich die zu messende Spannung auf einen Meßbereich von 100 V abspannen; für Strommesser durch Stromwandler.

Eine Leistung wird mit einem Leistungsmesser (Wattmeter) gemessen. Dessen Stromspule wird wie ein Strommesser, die Spannungsspule wie ein Spannungsmesser geschaltet. Wegen Erweiterung des Meßbereichs s. **94**. Fig. 196 mit Stromwandler und Vorwiderstand. Bei Gleichstromnetzen ist das Wattmeter entbehrlich, weil die Leistung gleich Spannung mal Strom ist.

Bei Drehstromnetzen werden unterschieden:

Gleichmäßige Belastung mit Sternpunktleiter: Die Leistung eines Stranges wird gemessen und mit 3 multipliziert (für belastete Drehstrommotoren brauchbar), Fig. 197. Ist der Sternpunktleiter nicht vorhanden, bildet man einen künst-

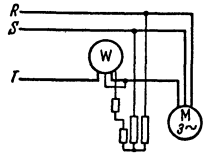


Fig. 198.

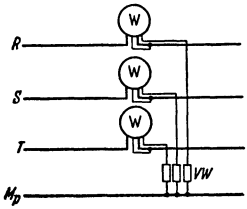


Fig. 199.

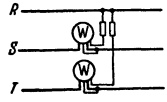


Fig. 200.

lichen Sternpunkt aus drei gleichen Widerständen, wobei zu beachten ist, daß zur Vermeidung von Ungenauigkeiten in einen der Widerstände derjenige der Wattmeter-Spannungsspule samt Vorwiderstand eingerechnet werden muß, Fig. 198.

Ungleichmäßige Belastung mit Sternpunktleiter: Drei Wattmeter werden in die drei Außenleiter geschaltet. Die Spannungsspule liegt jeweils an demselben Außenleiter, in dem die Stromspule liegt, und an Mp, Fig. 199. Ist bei ungleichmäßiger Belastung Mp nicht vorhanden, so ist die einfachste Schaltung die mit zwei Wattmetern. Diese werden in zwei beliebige Außenleiter (z. B. S und T) geschaltet, und ihre Spannungsspulen jeweils an den eigenen und an den durchgehenden Außenleiter (z. B. R) gelegt, Fig. 200. Die Gesamtleistung ist gleich der Summe der beiden Angaben. Die Angaben der Wattmeter im einzelnen sind nicht verwendbar. Sinkt der Leistungsfaktor unter 0,5, so wird eine der Angaben negativ, und die Spannungsspule des betreffenden Wattmeters ist umzupolen,

damit der Zeiger richtig ausschlägt. Diese Angabe ist von der des anderen Wattmeters abzuziehen. Mit einem besonderen Umschalter kann ein Wattmeter nacheinander in entsprechender Schaltung für beide Messungen verwendet werden.

Die Spannungsspule des Wattmeters wird gewöhnlich hinter der Stromspule angeschlossen, Fig. 196 bis 200. Der Eigenverbrauch des Spannungskreises ist U^2/R_i und ist von den Angaben des Wattmeters abzuziehen, wobei U die der Spannungsspule mit Vorwiderstand aufgedrückte Spannung und R_i der Widerstand der Spannungsspule mit Vorwiderstand ist.

Bei Verwendung eines Stromwandlers soll ein Punkt des Spannungskreises mit einem Ende der Stromspule verbunden werden, um elektrostatische Aufladungen abzuleiten (punktierte Verbindung in Fig. 196).

106. Widerstandsmessungen werden am einfachsten mit Gleichstrom nach dem Ohmschen Gesetz ausgeführt. Dem unbekannten Widerstand R_x wird eine

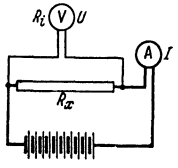


Fig. 201.

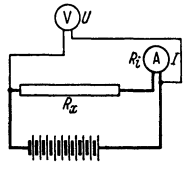


Fig. 202.

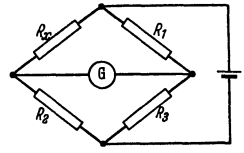


Fig. 203.

beliebige Spannung U aufgedrückt und der Strom I gemessen, Fig. 201. Zu beachten ist, ob R_x den Strom I verträgt, sonst muß U verkleinert werden. Der durch das Voltmeter fließende Strom U/R_i ist vor dem Einsetzen in die Gleichung von I abzuziehen. Es wird

$$R_x = \frac{U}{I - U/R_i}. \quad \text{Schaltet man nach Fig. 202, so ist} \quad R_x = \frac{U}{I} - R_i,$$

wobei R_i den Widerstand des Amperemeters A bedeutet.

Die **Widerstandsmeßbrücke** von Wheatstone besteht nach Fig. 203 aus drei bekannten Widerständen R_1, R_2 und R_3 sowie dem unbekannten Widerstand R_x. R_1, R_2 und R_3 können Stöpselwiderstände sein, bei denen die hintereinander geschalteten Teilwiderstände wie ein Gewichtssatz abgestuft sind, so daß man durch Ziehen von Stöpseln jeden Widerstandswert einstellen kann. Zwei von ihnen brauchen nur grob unterteilt zu sein, nur einer (R_1 oder R_2) muß feinere Unterteilung haben. Wenn das sehr empfindliche Galvanoskop G keinen Ausschlag zeigt, so ist nach den Kirchhoffschen Gesetzen

$$R_x = R_1 \cdot R_2/R_3.$$

Gewöhnlich wählt man $R_2 : R_3 = 1 : 10$, $1 : 100$ usw. (bei großem R_x umgekehrt) und ändert R_1 so lange, bis G keinen Ausschlag zeigt. Bei der Schleifdrahtmeßbrücke nach Fig. 204 ist das Verhältnis $R_2 : R_3$ durch das Verhältnis der Längen l_1 und l_2 gegeben, in die ein verschiebbarer Schleifer S einen Widerstandsdraht AB einteilt. Die Skala des Meßdrahtes ist oft bereits in diesem Verhältnis eingeteilt. Für R_1 genügen dann Widerstände von 0,1, 1,0, 10, 100 ... Ohm. S wird so lange verschoben, bis G keinen Ausschlag zeigt. Das Ergebnis ist am genauesten, wenn R_1 so gewählt wird, daß bei Abgleichung der Meßbrücke der Schleifer S etwa in der Mitte des Meßdrahtes steht.

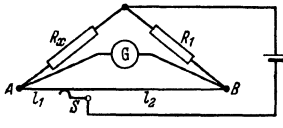


Fig. 204.

Die Meßbrücke ist zur Messung sehr kleiner Widerstände nicht geeignet, weil dann die Widerstände der Verbindungsleitungen das Ergebnis fälschen. Deshalb sollen auch in Fig. 203 R_2 wie auch R_3 nicht geringer als 1 Ohm sein.

Die in den Meßbrücken auftretenden Ströme sind sehr klein, so daß als Stromquelle meistens ein galvanisches Element genügt. Wechselstrom-Meßbrücken haben als Stromquelle einen kleinen Transformator, der primär mit unterbrochenem Gleichstrom hoher Frequenz aus einem Element gespeist wird (Selbstunterbrecher). Die Stelle des Galvanoskops vertritt ein Fernhörer. Man kann dann die inneren Widerstände von Elementen und elektrolytischen Bädern messen, ohne daß — wie bei Gleichstrom — eine Zersetzungsspannung infolge der Polarisation auftritt.

Der Isolationswiderstand einer elektrischen Anlage wird mit einer besonderen Hilfsbatterie oder mit der Netzspannung gemessen. Das zu messende Leitungsstück wird von der Zuleitung getrennt, alle Schalter geschlossen, aber an allen Stromverbrauchern die Leitungen gelöst (Glühlampen herausschrauben), Fig. 205. Die Spannung (EMK) der Hilfsbatterie sei E,

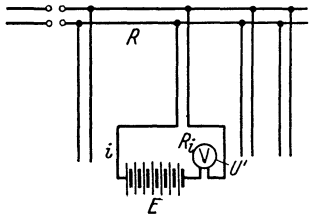


Fig. 205.

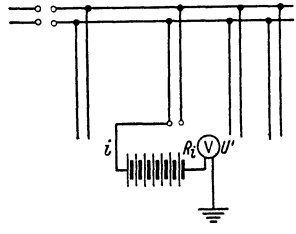


Fig. 206.

das Voltmeter V möge die Spannung U' anzeigen. Der Widerstand des Voltmeters sei R_i und der zu messende Isolationswiderstand zwischen beiden Leitern der Anlage R. Der während der Messung aus der Hilfsbatterie fließende Strom sei i. Dann ist $E = i \cdot R_i + i \cdot R$; $i \cdot R_i = U'$ und $R = (E - U') \cdot R_i / U'$.

Der innere Widerstand der Hilfsbatterie ist klein gegen R und R_i und kann vernachlässigt werden. Die Meßeinrichtung kann z. B. an eine Steckdose des zu messenden Teils der Anlage

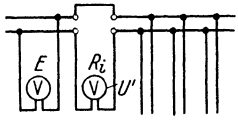


Fig. 207.

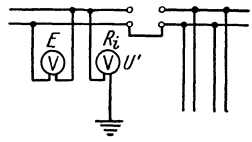


Fig. 208.

angeschlossen werden. Der Isolationswiderstand der Leiter gegen Erde wird nach Fig. 206 gemessen, indem das Voltmeter einpolig geerdet und die Hilfsbatterie nacheinander an die Leiter gelegt wird. Bei der Messung mit Netzspannung wird statt der Hilfsbatterie die eigene Spannung des Netzes benutzt, Fig. 207 Messung des Isolationswiderstandes beider Leiter gegeneinander, Fig. 208 eines Leiters gegen Erde. Die Formel für die Berechnung bleibt die gleiche. Jedes Teilstück der Anlage zwischen zwei Sicherungen und hinter der letzten Sicherung soll einen Isolationswiderstand gegen Erde haben, der in Ohm ausgedrückt mindestens gleich dem tausendfachen der Betriebsspannung in Volt ist.

107. Temperaturmessungen. Die Temperatur von Wicklungen in Maschinen und Geräten wird aus der Widerstandserhöhung durch die betriebsmäßige Erwärmung bestimmt. Wird die Widerstandsmessung nach **106** Abs. 1 ausgeführt, so kann sie während des Betriebes vorgenommen werden. I ist dann der betriebsmäßig fließende Strom, der im kalten und warmen Zustand der Wicklung verschieden sein kann.

Im kalten Zustand der Wicklung sei bei der Temperatur t_1 (Raumtemperatur) der Widerstand R_1, nach mehrstündigem Dauerbetrieb der Widerstand R_2 gemessen worden. Die zugehörige Temperatur t_2 soll bestimmt werden. Nach **7** ist

$$\text{für } t_1: \quad \varrho_1 = \varrho_{20}\,[1 + \alpha\,(t_1 - 20)],$$
$$\text{für } t_2: \quad \varrho_2 = \varrho_{20}\,[1 + \alpha\,(t_2 - 20)].$$

Da für beide Messungen Länge l und Querschnitt F des Drahtes praktisch gleich geblieben sind, so ist $R_1 : R_2 = \varrho_1 : \varrho_2$ und

$$\frac{R_2}{R_1} = \frac{1 + \alpha\,(t_2 - 20)}{1 + \alpha\,(t_1 - 20)} = \frac{1/\alpha - 20 + t_2}{1/\alpha - 20 + t_1}.$$

$1/\alpha - 20$ ist für Kupfer gleich 235, für Aluminium gleich 245. Es ergibt sich

$$\text{für Kupfer} \quad t_2 = \frac{R_2}{R_1}(235 + t_1) - 235,$$

$$\text{für Aluminium} \quad t_2 = \frac{R_2}{R_1}(245 + t_1) - 245.$$

Beispiel. Die aus Kupfer bestehende Erregerwicklung eines Gleichstrommotors hat kalt ($t_1 = 18°$ C) $R_1 = 27{,}6\ \Omega$ und warm $R_2 = 36{,}5\ \Omega$. $t_2 = 36{,}5/27{,}6 \cdot (235 + 18) - 235 = 76°$ C.

In ähnlicher Weise können Temperaturen anderer Körper, z. B. von Rauchgasen, durch die Widerstandsänderung geeigneter, an den Meßstellen eingebauter Widerstände gemessen werden. Für solche Fälle ist auch die Temperaturmessung durch Thermoelemente geeignet, die aus zwei verschiedenen Metallen bestehen. Bei Erwärmung der Verbindungsstelle entsteht eine EMK, die durch ein beliebig weit entferntes Voltmeter gemessen wird, das gewöhnlich direkt in °C eingeteilt ist. Für hohe Temperaturen besteht das Thermoelement z. B. aus Platin und Platinrhodium mit einer EMK von etwa 1 mV für je 100° C.

XII. Umformer.

Unter Umformung versteht man die Verwandlung in eine andere Stromart, nicht aber schon die Änderung der Spannung von Wechsel- und Drehstrom in Transformatoren (Umspannern). Man unterscheidet daher bei der Verteilung der elektrischen Energie zwischen Umspannwerken (Transformatorenstationen) und Umformerwerken (z. B. Gleichrichterwerken).

108. Motorgeneratoren bestehen aus zwei gekuppelten Maschinen, einem Motor für den umzuformenden Strom und einem Generator für den umgeformten Strom. Die Energie wird erst in mechanische und dann wieder in elektrische verwandelt. Der Gesamtwirkungsgrad ist das Produkt der einzelnen Wirkungsgrade beider Maschinen und daher verhältnismäßig gering, die Regelung dagegen gut. Anwendbar für alle Stromarten und Spannungen. Für die Umformung von Drehstrom in Gleichstrom haben die Motorgeneratoren durch die Gleichrichter an Bedeutung verloren, die einen viel besseren Wirkungsgrad haben.

109. Einankerumformer. Die Ankerwicklung einer Gleichstrommaschine, Fig. 152, ist als eine sich drehende Spule anzusehen. Durch die Bürsten werden stets Teilspulen auf der einen Seite zu-, auf der anderen Seite abgeschaltet, so daß infolge der ruhenden Bürsten die Achse der Ankerwicklung im Raum stehenbleibt (in Fig. 152 waagerecht). Werden zwei gegenüberliegende Kommutatorlamellen (bei dem zweipoligen Gleichstromgenerator) zu Schleifringen geführt, so kann von diesen eine Wechselspannung abgenommen werden. Die Frequenz der Wechselspannung ist gleich der sekundlichen Ankerdrehzahl. Der Höchstwert der Wechselspannung wird als Gleichspannung von den Bürsten abgenommen. Der Effektivwert der Wechselspannung ist gleich $1 : \sqrt{2} = 0{,}707$ der Gleichspannung.

Wird die Gleichstrommaschine als Gleichstrommotor benutzt, so wird im Anker eine Gegen-EMK induziert (79), wobei ebenfalls von den Schleifringen eine Wechselspannung gleich 0,707 der Gleichspannung abgenommen werden kann. Wird ein solcher Einankerumformer elektrisch belastet, so fließt in den Ankerleitern nur die Differenz der Ströme, die er als Gleichstrommotor aufnehmen und als Wechselstromgenerator abgeben würde. Daher ist der Wirkungsgrad hoch (bis 96 vH). Meist wird die Maschine umgekehrt verwendet. Man speist die Schleifringe mit einer Wechselspannung, der Umformer läuft als Einphasen-Synchronmotor und gibt Gleichstrom ab. Ein Nachteil ist das feste Verhältnis zwischen Wechsel- und Gleichspannung, die durch einen auf der Wechselstromseite vorgeschalteten Regeltransformator geändert werden kann.

Wenn man drei um je 120° versetzte Kommutatorlamellen zu Schleifringen führt, so kann man den Einankerumformer mit Drehstrom speisen und an den auf dem Kommutator schleifenden Bürsten Gleichstrom abnehmen. Für den Drehstrom ist sonach die gesamte Ankerwicklung in Dreieck geschaltet (62). Das Verhältnis Gleichspannung zu Drehstromspannung ist dann 0,612. Häufig wird der Einankerumformer auch sechsphasig gespeist. Den Sechsphasenstrom erhält

man aus einem Drehstromnetz durch einen Transformator, dessen Sekundärwicklungen in der Mitte angezapft und zum Sternpunkt M_p verbunden sind. Die zwei Sekundärspannungen jeder Hälfte der Sekundärspulen sind dann mit Bezug auf M_p gegenphasig, Fig. 209 und 210. Da der Gleichstromanker eine gleichmäßige Belastung für die sechs Phasen vorstellt, braucht ihm der Sternpunkt M_p nicht zugeführt zu werden; er hat in diesem Fall sechs Schleifringe, Fig. 211.

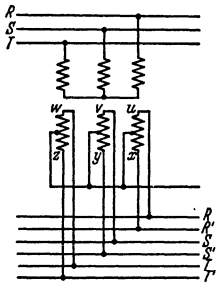


Fig. 209.

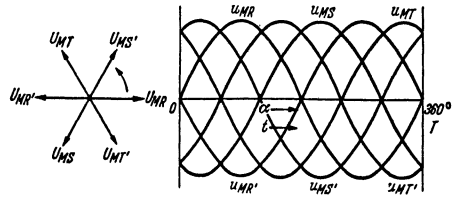


Fig. 210.

Der Einankerumformer wird am besten von der Gleichstromseite aus angelassen. Die Drehstromseite darf erst nach erfolgter Synchronisierung an das Drehstromnetz geschaltet werden. Mit besonderen Einrichtungen kann der Umformer auch direkt von der Drehstromseite aus als Asynchronmotor angelassen werden und fällt dann von selbst „in Tritt" (65).

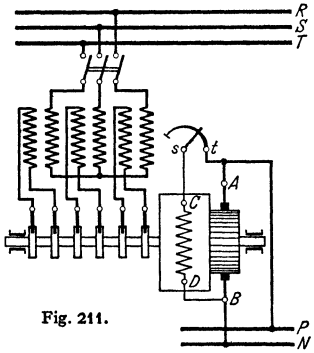


Fig. 211.

110. Stromrichter sind ruhende Einrichtungen, durch die eine Stromart in eine andere umgewandelt werden kann, zu welchem Zweck fast ausschließlich die Ventilwirkung des Quecksilberdampf-Lichtbogens verwendet wird. Bei Erhitzung auf etwa 3000° in einem luftleeren Raum beginnt Quecksilber zu verdampfen und sendet Elektronen aus. Das glühende Quecksilber und eine zweite Elektrode (meist aus Graphit) sind mit einer Wechselspannung verbunden, Fig. 212. Es geht aber nur dann Strom über, wenn die Graphitelektrode (Anode) positiv geladen ist gegenüber dem Quecksilber (Kathode), so daß die Elektronen zur Anode wandern. Ist die Anode negativ geladen, werden die Elektronen zurückgedrängt. Es wird also nur eine Halbwelle des Wechselstromes durchgelassen, die Einrichtung läßt nur negativen Strom von der Kathode zur Anode. Nach der in der Elektrotechnik üblichen Anschauung (1) geht (positiver) Strom nur von der Anode zur Kathode, und Stromdurchgang tritt nicht ein, wenn die Anode ein geringeres Potential als das Quecksilber hat.

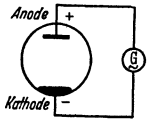


Fig. 212.

Der Strom geht als Gasentladung (Lichtbogen) im Quecksilberdampf über. Da dieser gut leitet, hat das Gerät einen nur geringen inneren Widerstand. Der Lichtbogen erfordert unabhängig von seiner Stromstärke eine Spannung von etwa 18 Volt, brennt mit blauem Licht und sendet kurzwellige (ultraviolette) Strahlen aus. Bei genügend großer Stromstärke verdampft dauernd Quecksilber, und der Lichtbogen bleibt erhalten. Das Gefäß des Stromrichters muß genügend groß und gekühlt sein, damit sich der Quecksilberdampf an den Wänden niederschlägt und wieder zur Kathode fließt. Die Anode erwärmt sich durch den Stromübergang und muß daher ebenfalls gekühlt werden, sie würde sonst ins

Glühen kommen und ihrerseits Elektronen aussenden. Die Ventilwirkung würde dann aufhören.

111. Gleichrichter. Die beschriebene Einrichtung kann zur Gleichrichtung von Wechselstrom verwendet werden. Wird ihr aus einem Wechselstromnetz RS direkt oder über einen Transformator eine Wechselspannung zugeführt, Fig. 213, so fließt durch die angedeutete Akkumulatorenbatterie immer nur eine Halbwelle, und der Strom, mit dem die Batterie geladen wird, hat den zeitlichen Verlauf nach Fig. 214b. Die Stromstärke richtet sich nach der dem Stromrichter aufgedrückten Wechselspannung und den im Stromkreis vorhandenen Widerständen. Der Höchstwert der gleichgerichteten Halbwelle sei max$u$; der zeitliche Mittelwert der Gleichspannung U wird durch Verwandlung der Halbwelle in ein Rechteck erhalten, Fig. 214c. Für sinusförmigen Verlauf der Wechselspannung ergibt sich $U = 0{,}318\ \max u$. Der gleichgerichtete Strom hat auch die Form Fig. 214b und besteht aus einer Anzahl Stromstößen in der Sekunde, die gleich der Frequenz des Wechselstromnetzes ist. Für die Ladung der Batterie ist die Wirkung dieselbe, als wenn der Gleichstrom die konstante Größe $I = 0{,}318\ \max i$ hätte. Durch eine Eisendrossel D mit hoher Selbstinduktion und kleinem Ohmschen Widerstand, die gegen Stromschwankungen einen hohen Scheinwiderstand bietet, kann der stoßweise Strom „geglättet" werden und nimmt dann die Form Fig. 214d an. Durch die Drossel wird daher auch erreicht, daß der Strom nie Null wird, sonst würde der Lichtbogen erlöschen.

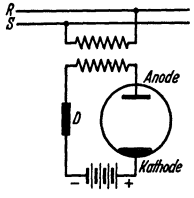


Fig. 213.

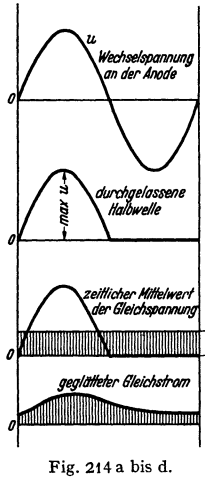


Fig. 214 a bis d.

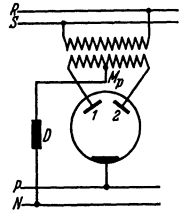


Fig. 215.

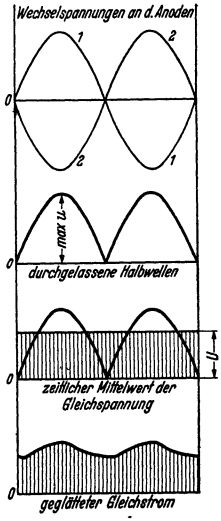


Fig. 216 a bis d.

Dieser Einanoden- oder Einweg-Stromrichter wird wegen der schwankenden gleichgerichteten Spannung nur für geringe Ströme zum Laden von Akkumulatorenbatterien verwendet.

Wird der Netztransformator in der Mitte angezapft, so sind die Spannungen in den Hälften der Sekundärwicklung mit Bezug auf M_p gegenphasig, Fig. 215. Von jeder dieser Spannungen wird eine Halbwelle durch eine der Anoden durchgelassen, die andere Halbwelle wird unterdrückt. Die gleichgerichtete Spannung hat eine Form nach Fig. 216b, der zeitliche Mittelwert der Gleichspannung ist doppelt so groß wie in Fig. 214, also $U = 0{,}636\ \max u$. Bei Glättung durch die Drosselspule D verläuft der Strom etwa nach Fig. 216d. Zur Gleichrichtung von Einphasenwechselstrom wird dieser Zweianoden- oder Doppelweg-Stromrichter meist verwendet.

Zur Gleichrichtung von Drehstrom braucht man den Dreianoden-Stromrichter, Fig. 217. Jede der drei Sekundärspannungen gegen M_p (Sternspannung)

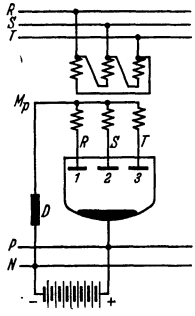


Fig. 217.

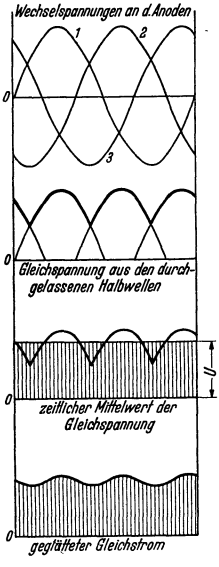


Fig. 218 a bis d.

wird wie beim Einanoden-Stromrichter gleichgerichtet, d. h. die eine Halbwelle wird durchgelassen, die andere unterdrückt, Fig. 218. Da nun der Lichtbogen und damit der Stromübergang immer an der Anode auftritt, die die höchste Spannung gegen die Kathode (Sternpunkt) hat, so verläuft die gleichgerichtete Spannung als einhüllende Kurve der positiven Halbwellen, Fig. 218b; ihr zeitlicher Mittelwert ergibt sich zu $U = 0{,}83 \max u$. Den Verlauf des Gleichstromes mit Glättungsdrossel zeigt Fig. 218d.

Wenn der Stromrichter aus einem Drehstromnetz nach **109** und Fig. 209 sechsphasig gespeist wird, so hat er sechs Anoden, Fig. 219. Für die entstehende Gleichspannung gilt Fig. 220; der zeitliche Mittelwert ist $U = 0{,}955 \max u$. Der Gleichstrom schwankt daher nur noch unwesentlich.

Das Gefäß der Stromrichter kann für Gleichstrom bis 500 A aus Glas hergestellt werden. Um die Anoden kühl zu halten, sind sie am Ende von hohlen Armen am Gefäß angebracht und haben Rippen für Luftkühlung (für größere Leistungen mit Lüfter). Stärkere Ströme erfordern Eisengefäße. Die bei älteren Bauarten wegen der vorhandenen Undichtigkeiten dauernd laufende Vakuumpumpe ist entbehrlich geworden, nachdem es gelungen ist, die Stromeinführungen mit Hilfe von Glas vakuumdicht einzuschmelzen, wobei die Glaseinschmelzung gleichzeitig die Isolierung gegen das Gefäß bildet. Häufig sind bei großen Leistungen mehrere Anoden parallel geschaltet, so daß im ganzen bis zu 24 Anoden vorhanden sind. Gefäß, Anoden und Kathode werden durch Wasser und Luft gekühlt.

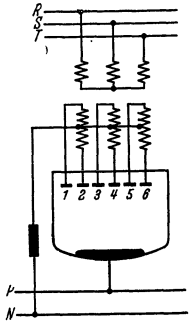


Fig. 219.

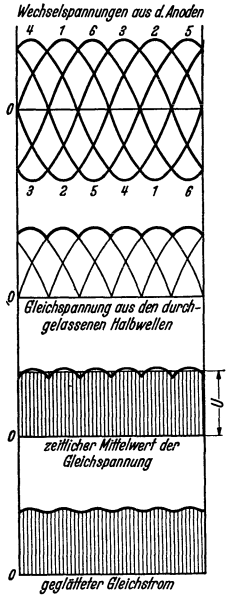


Fig. 220 a bis d.

Die Regelung der Gleichspannung ist möglich, wenn der Haupttransformator als Regeltransformator ausgebildet wird.

Zur Einleitung des Lichtbogens ist eine Zündung nötig. Bei älteren Stromrichtern mit Glasgefäß wurde durch kurzes Kippen eine Verbindung zwischen dem Kathodenquecksilber und einer besonderen Zündanode Z hergestellt, Fig. 221 a. Der sich bildende Quecksilberdampf füllt das Gefäß und läßt die Lichtbogen zu den Anoden sich ausbilden. Bei neueren Bauarten wird

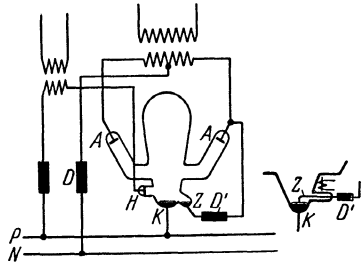


Fig. 221 a u. b.

eine bewegliche Zündanode Z im Innern durch einen außen angebrachten Elektromagneten aus dem Quecksilber gezogen, wodurch eine kleine Menge verdampft, Fig. 221 b. In der Zündleitung liegt ein Widerstand oder eine Drosselspule D', um den bei der Zündung auftretenden Kurzschlußstrom zu begrenzen. Beim Eisenstromrichter wird durch die Spule a ein eiserner ringförmiger Verdrängerkolben b, Fig. 222, nach unten gezogen und spritzt eine geringe Menge Quecksilber durch das Spritzrohr c gegen die feste Zündanode d. Durch den Auftrieb im Quecksilber geht der Kolben b wieder nach oben, sobald der Hilfsstrom in der Spule a aufhört. Dieses wird durch den einsetzenden Erregeranodenstrom bewirkt, der über einen Magnetschalter den Hilfsstrom unterbricht.

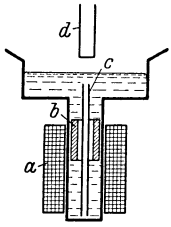


Fig. 222.

Damit bei einem nicht belasteten Stromrichter der Lichtbogen nicht erlischt, muß entweder auf der Gleichstromseite dauernd eine geringe Belastung (z. B. ein Widerstand) eingeschaltet bleiben, oder es werden Erregeranoden (Hilfsanoden) H mit kleiner Spannung gespeist, die eine ausreichende Verdampfung von Quecksilber aufrechterhalten. Die Hilfsanodenspannung wird aus einem besonderen Transformator entnommen. Diese Einrichtung verbraucht zwar dauernd Leistung, ist aber zur ständigen Betriebsbereitschaft nötig. Bei Drehstrom bringt man meist zwei Erregeranoden an, die aus einem besonderen Transformator ähnlich wie die Hauptanoden in Fig. 221 a oder über einen Trockengleichrichter mit Gleichstrom gespeist werden.

Die weitere Entwicklung der Eisenstromrichter hat zum Einanodengefäß geführt, das eine Quecksilberkathode und nur eine Anode enthält. Hiervon können beliebig viele Gefäße in geeigneter Weise zu Stromrichtern für Drehstrom drei- oder sechsphasig zusammengeschaltet werden. Außer anderen Vorteilen elektrischer Art kann die Kühlung wesentlich wirksamer gestaltet werden, der Raumbedarf ist bei großen Leistungen geringer, als wenn mehrere Anoden in einem Gefäß untergebracht werden.

Der Wirkungsgrad eines Quecksilberdampf-Stromrichters ist hoch und steigt mit der Betriebsspannung, weil der Spannungsabstieg im Lichtbogen die konstante Größe von 10 bis 30 (im Durchschnitt 18) Volt hat. Wegen der geringen Verluste ist z. B. der Wirkungsgrad bei $^1/_5$ Belastung annähernd der gleiche wie bei voller Belastung und beträgt bei 110 Volt Gleichspannung etwa 80, bei 220 Volt etwa 88, bei 500 Volt etwa 94 und bei 2000 Volt etwa 99 vH. Bei Spannungen über 500 Volt ist er höher als der eines Einankerumformers.

Der Quecksilberdampf-Stromrichter ist für viele Zwecke der beste Umformer, um Wechsel- oder Drehstrom in Gleichstrom umzuformen und hat andere Umformer in den meisten Fällen verdrängt. Er dient zur Versorgung kleinerer Gebiete, einzelner Betriebe oder Betriebsteile (Fördermotoren, Walzenzugsmotoren) mit Gleichstrom aus Drehstrom-Überlandnetzen, zur Speisung von Straßenbahnnetzen und zum Laden von Sammlerbatterien (z. B. für Elektrokarren).

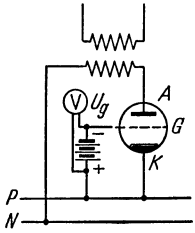


Fig. 223.

112. Gittersteuerung. Der gittergesteuerte Stromrichter hat zwischen Anode und Kathode noch eine besondere Elektrode, das Gitter, gewöhnlich aus einer gelochten Graphitplatte bestehend, der eine beliebige Spannung gegen die Kathode aufgedrückt werden kann. Fig. 223 zeigt die Einrichtung an einem Einanoden-Gleichrichter. Drückt man dem Gitter ein negatives Potential gegenüber der Kathode auf, so tritt eine abstoßende Wirkung des Gitters auf die aus der glühenden Kathode austretenden Elektronen auf, die gebremst werden und nur zum Teil durch das Gitter hindurch zur Anode gelangen. Bei einer bestimmten negativen Gitterspannung hört die Wanderung der Elektronen zur Anode über-

haupt auf, die Elektronen stauen sich als Wolke an der Kathode, wodurch der weitere Austritt von Elektronen aus der Kathode verhindert wird. Die negative Gitterspannung, bei der dies geschieht (Sperrspannung), hängt von der Entfernung zwischen Gitter und Kathode sowie von der Maschenweite des Gitters ab und ist in der Regel nur gering gegenüber der Anodenspannung. Diese negative Sperrspannung wird nun dauernd an das Gitter gelegt. Wird sie durch einen kurzen positiven Spannungsstoß aufgehoben, so beginnt der Anodenstrom zu fließen. Da das Gefäß nicht bis auf höchste Luftleere ausgepumpt ist, so sind in ihm dauernd Gasmoleküle von Quecksilberdampf vorhanden. Die mit hoher Geschwindigkeit von der Kathode zur Anode fliegenden Elektronen prallen mit diesen Gasmolekülen zusammen und spalten sie in positive Gasionen und (negative) Elektronen (Stoßionisation). Wenn der positive Gitterspannungsstoß, der die Zündung der betreffenden Anode einleitete, aufgehört hat und wieder die negative Sperrspannung am Gitter liegt, sammelt sich ein Teil der positiven Gasionen vor dem Gitter und neutralisiert die negative Ladung des Gitters.

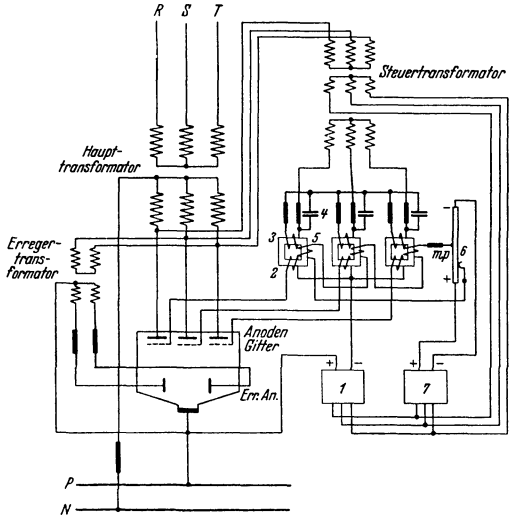


Fig. 224.

Der Anodenstrom fließt weiter, bis die Anodenwechselspannung auf nahezu Null gesunken ist oder bis der Anodenstrom auf eine andere Anode übergeht, die inzwischen auf gleiche Weise gezündet wurde. Die Gitter eines Mehranoden-Stromrichters brauchen daher nur kurze positive Spannungsstöße, die der negativen Sperrspannung überlagert werden, um die Anoden zu den geeigneten Zeitpunkten zu zünden; das Erlöschen geschieht von selbst zur richtigen Zeit.

Die negative Sperrspannung für die Gitter wird einem Trockengleichrichter *1* entnommen, Fig. 224. Die Leitungen von diesem zu den Gittern sind über die Sekundärwicklungen *2* der „Stoßtransformatoren" geführt, welche die positiven Spannungsstöße für die Zündung der Anoden liefern und der Sperrspannung überlagern. Ein Stoßtransformator hat wenig Eisen, so daß der Eisenkern schon bei geringem Strom in der Primärwicklung *3* magnetisch gesättigt ist. Die verwendete Eisensorte hat eine Magnetisierungskurve mit scharf ausgeprägtem Sättigungsknie, Fig. 225a. Der primäre Strom i erhält durch besondere Schaltglieder *4* (Drosseln und Kondensatoren) zur Vergrößerung des Steuerbereiches Dreieckform, Fig. 225b; der magnetische Fluß kann sich nur von O bis A, von

B bis C und von D bis O ändern, weil in den Punkten A, B, C und D das Eisen bereits gesättigt ist. Die dazu gehörende Fläche der Φ-Kurve ist schraffiert. In der Sekundärwicklung *2* wird daher eine Spannung der Form nach Fig. 225c erzeugt. Jeder Transformator wird durch eine dritte Wicklung *5* mit Gleichstrom I_{gl} aus dem Trockengleichrichter *7* über den Spannungsteiler *6* erregt (z. B. negativ, Fig. 225d). Werden der Einfachheit wegen für die Wicklungen *4* und *5* gleiche Windungszahlen angenommen, so muß der Primärstrom i bis F ansteigen, damit seine Amperewindungen die der Wicklung *5* nahezu aufheben. Erst dann kann sich der Fluß Φ ändern, und zwar von F bis G und von H bis L. Die Stoßspannung der Wicklung 2 hat die Form nach Fig. 225e, wobei zu beachten ist, daß der Teil AB der Stromkurve i keine Flußänderung und keine Spannung erzeugt, weil das Eisen während dieser Zeit bereits wieder gesättigt ist. Die Strecke FG entspricht der Strecke $K'K$ in Fig. 225a. Nur die positiven Spannungsstöße zünden die betreffende Anode, die negativen sind ohne Wirkung. Durch Änderung oder Umkehr der Gleichstromerregung, Fig. 225f und g, wird der Spannungsstoß verlagert. Dies geschieht durch Verstellen des vor den Wicklungen *5* liegenden Spannungsteilers *6*, Fig. 224. In Fig. 226a sind *1*, *2* und *3* die Anodenspannungen eines Dreianoden-Stromrichters. Die Zündung durch die Stoßspannungen geht im Schnittpunkt der Spannungskurven vor sich, die Gleichspannung hat wie bei einem ungesteuerten Stromrichter ihren Höchstwert $U = 0{,}955 \max u$ (**110**). In Fig. 226b, c und d ist die Zündung um 30, 60 und 90° verzögert worden durch entsprechende, zeitlich nacheilende Verlegung der Stoßspannungen. Der Mittelwert der Gleichspannung ist in jedem der Fälle angenähert gleich dem Höchstwert $U = 0{,}955 \max u$, multipliziert mit dem Kosinus des Zündverzögerungswinkels; für Fig. 226d ist die Gleichspannung Null. Zu beachten ist, daß in den Fig. 226c und d der Lichtbogen noch unterhalb der Nullinie weiter brennt, weil die Glättungsdrossel das Absinken der Anodenspannung gegenüber der Kathode verzögert.

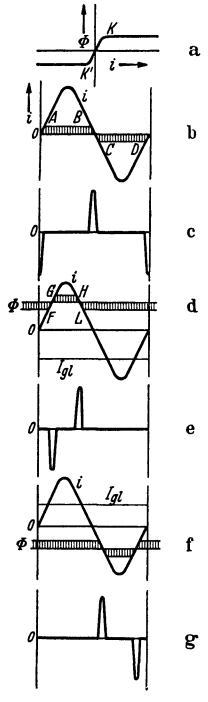


Fig. 225a bis g.

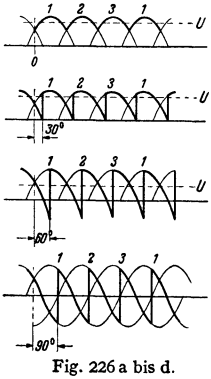


Fig. 226a bis d.

Die Steuerung der Gitter kann auch dadurch erfolgen, daß ein zwischen Steuertransformator und Stoßtransformatoren eingeschalteter Drehregler betätigt wird. Dadurch wird die Phasenlage in den Wicklungen *3* geändert. Damit verschieben sich die Kurven der Fig. 225 zeitlich gegen die Anodenspannungen und bewirken in gleicher Weise wie oben eine Verlegung der Stoßspannungen und des Zündzeitpunktes der Anoden. Der Spannungsteiler *6* bleibt fest eingestellt.

Die Gittersteuerung ermöglicht eine stufenlose Regelung der Gleichspannung vom Höchstwert bis Null.

113. Glühkathoden-Gleichrichter. Bei sehr hohen Spannungen versagt die Ventilwirkung des Quecksilberdampf-Lichtbogens. Der Hochspannungsgleichrichter besteht aus einer besonders geheizten glühenden Kathode (Wolfram, Thorium, Überzüge aus Oxyden der Erdalkalien) und den Anoden in einem äußerst luftleer gemachten Glasgefäß, auch unter Zwischenschaltung von Gittern zur Spannungsregelung. Die Kathode hat Fadenform und wird mit Wechselstrom geringer Spannung geheizt. Fig. 227 zeigt die grundsätzliche Anordnung eines solchen Gleichrichters z. B. zur Speisung einer

Röntgenröhre für die Werkstoffuntersuchung, wofür eine Gleichspannung von 150 bis 200 kV erforderlich ist.

Glühkathoden-Gleichrichter mit Gasfüllung aus Edelgasen (z. B. Argon) sind nur für kleine Spannungen verwendbar, haben sehr geringen inneren Spannungsfall und werden zur Ladung kleiner Batterien verwendet.

114. Trockengleichrichter. Eine Kupferplatte ist mit einer Schicht Kupferoxydul überzogen, an die eine Bleiplatte angepreßt wird. Der (positive) Strom wird nur in der Richtung Blei/Kupferoxydul/Kupfer durchgelassen. Je Platte werden nur Spannungen bis etwa 3 Volt gesperrt, so daß entsprechend viele Platten hintereinander zu schalten sind. Trockengleichrichter werden nur für kleine Spannungen, aber starke Ströme gebaut (elektrochemische Zwecke).

Der Selengleichrichter sperrt je Platte bis zu 12 Volt und zeigt die Anordnung: Metallplatte/Selenschicht/Metallschicht. Er wird häufig in Drehspul-Meßinstrumente eingebaut, um mit ihnen Wechselströme messen und ihre hohe Empfindlichkeit ausnutzen zu können (92).

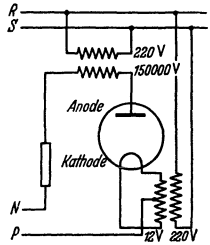


Fig. 227.

115. Der **Kontaktumformer** unterbricht und schließt die Stränge des Drehstromnetzes durch mechanisch betätigte Kontakte in geeigneten Zeitpunkten. Ein Synchronmotor M, Fig. 228, ist mit einer Welle W gekuppelt, die mit Exzentern besetzt ist. Durch diese werden Stößelstangen S betätigt, welche die Kontakte K öffnen und schließen. Lichtbogenfreies Schalten der Kontakte wird erreicht durch Parallelschalten eines Kondensators C zu jedem Kontakt sowie durch die Eisendrosseln D. Diese sind besonderer Bauart, mit Gleichstrom vormagnetisiert und bewirken, daß der Strom in dem betreffenden Strang während der Schaltdauer des Kontaktes für kurze Zeit gleich Null ist oder sehr gering bleibt. Die Kontaktflächen aus Silber haben einen verschwindend kleinen Übergangswiderstand.

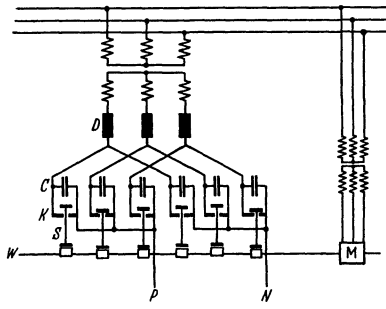


Fig. 228.

Durch besondere Einrichtungen (z. B. Drehregler), welche die Phase des dem Synchronmotor zugeführten Drehstroms ändern, kann der Zeitpunkt des Schließens der Kontakte verschoben werden, gleichzeitig muß die Dauer des Kontaktschlusses verkürzt werden. Hierdurch wird die Gleichspannung geändert. Die Kurven sind denen der Fig. 220 ähnlich.

Der Wirkungsgrad ist schon bei 200 Volt Gleichspannung etwa 98 vH, während der Quecksilberdampf-Gleichrichter hierbei nur etwa 85 vH aufweist. Kontaktgleichrichter werden für Gleichspannungen bis 800 Volt und 5000 Amp. gebaut.

Die Stromrichtung läßt sich bei dieser Maschine ohne weiteres umkehren. Dadurch wird sie zum Wechselrichter und formt Gleichstrom in Wechsel- oder Drehstrom um. Mit zwei solchen Maschinen kann man z. B. Drehstrom von 50 Hz erst in Gleichstrom und diesen in Wechselstrom von $16^2/_3$ Hz für Bahnzwecke umformen und überhaupt beliebige Phasen- und Frequenzwandlungen vornehmen.

XIII. Erzeugung und Verteilung der elektrischen Energie.

116. Für die Errichtung und den Betrieb von Starkstromanlagen mit Spannungen über 1000 Volt bestehen schärfere Sicherheitsbestimmungen als für Anlagen mit Spannungen unter 1000 Volt, z. B. wegen des Berührungsschutzes spannungführender Teile. Beleuchtungskörper sind nur für Spannungen bis 250 Volt genormt, man wählt daher zur Verteilung an den Stromabnehmer in der Regel eine Spannung, die 250 Volt gegen Erde nicht übersteigt (Niederspannung).

Genormte Spannungen über 100 Volt für Neuanlagen:
Bei Gleichstrom
110, 220 und 440 Volt; 550, 750, 1100, 1500 und 3000 Volt für Bahnanlagen.
Bei Wechsel- und Drehstrom
220 und 380 Volt; 6000, 15000, 30000, 60000, 100000 und 200000 Volt.

Gleichstrom hat gegen Drehstrom den Vorteil höheren Wirkungsgrades, besserer Regulierfähigkeit der Motoren und die Möglichkeit der Speicherung in Sammlerbatterien. Als Niederspannung sind 220 Volt üblich, entweder als Zweileiteranlage oder als Dreileiteranlage mit geerdetem Mittelleiter

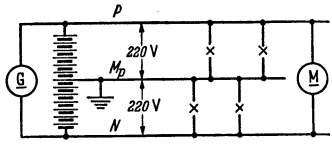


Fig. 229.

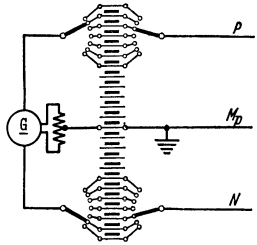


Fig. 230.

(Nulleiter) M_p, Fig. 229. Hier liefert der Generator 440 Volt, und die Spannung wird durch eine Sammlerbatterie geteilt. Motoren werden an P und N angeschlossen und laufen mit 440 Volt, Glühlampen an P und M_p oder N und M_p mit 220 Volt. Der Mittelleiter führt nur den Unterschied der Ströme in P und N. Die Spannung kann auch durch einen Spannungsteiler geteilt werden, der aus einer Drosselspule besteht, die an zwei gegenüberliegende Kollektorlamellen des Generators angeschlossen ist und daher mit einer Wechselspannung gespeist wird (**109**). Die Mitte dieser Drosselspule ist M_p. Da ihr Ohmscher Widerstand gegenüber dem induktiven gering ist, so ergibt sich im Mittelleiter ein kaum merkbarer Spannungsverlust, Fig. 230. Die letzten Zellen der Batterie, die an P und an N liegen, müssen abschaltbar sein wegen der je nach dem Ladezustand verschiedenen EMK der Zellen. Meist Doppelzellenschalter, getrennt für Ladung und Entladung. Wenn mehrere Generatoren parallel geschaltet werden, so sollen sie möglichst gleiche Kennlinien haben (Fig. 165). Die Verteilung der Gesamtbelastung auf verschiedene parallel laufende Generatoren erfolgt durch Änderung der Erregung. Bei Neuanlagen verwendet man statt der Gleichstromgeneratoren oft Quecksilberdampfstromrichter, die aus einem Drehstromnetz gespeist werden. Die Spannung wird dann durch einen Ausgleich-Maschinensatz geteilt (Fig. 231), der aus zwei Gleichstrommaschinen gleicher Art und Größe besteht, die in Hintereinanderschaltung an den Außenleitern liegen und mechanisch gekuppelt sind. Von der Verbindung der mittleren Bürsten zweigt der Mittelleiter ab. Sind beide Seiten des Netzes gleichmäßig belastet, so führt der Mittelleiter keinen Strom, die Maschinen laufen leer als Motoren. Die Erregerwicklungen sind an die entgegengesetzten Seiten des Netzes geführt. Ist z. B. die Seite PM_p des Netzes stärker belastet, so sinkt ihre Spannung, die an der N-Seite liegende Maschine wird schwächer erregt und treibt die an der P-Seite liegende an, die als Generator Leistung an diese Seite abgibt. Die Leistung wird also aus der jeweils schwächer belasteten Netzseite entnommen und auf die stärker belastete Seite überführt. Auf die in Anschaffung und Unterhaltung teure Akkumulatorenbatterie kann dabei verzichtet werden.

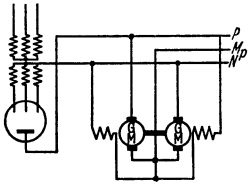


Fig. 231.

Da sich Gleichstrom nicht durch Transformatoren umspannen läßt, so muß er durch die Generatoren mit der Spannung erzeugt werden, die dem Abnehmer zugeführt wird. Bei Niederspannung führen die Leitungen daher starke Ströme,

so daß der Verlust in den Leitungen I^2R nur bei kleinem R, also kurzen Leitungen, tragbar ist. Die „Reichweite" von Gleichstrom-Niederspannungsanlagen beträgt bei 220 Volt etwa 500, bei 440 Volt etwa 2000 m.

Gleichstromanlagen höherer Spannung werden nur in besonderen Fällen ausgeführt, z. B. für Bahnbetriebe mit 550 oder 750 Volt und darüber.

Gleichstrom aus Gleichrichtern vgl. **111.**

Drehstrom läßt sich durch ruhende Transformatoren beliebig auf- und abspannen mit äußerst günstigem Wirkungsgrad und daher bei entsprechend hoher Spannung und kleinem Strom auf größte Entfernungen fortleiten. Drehstrom wird in den Generatoren mit 6000 bis 15000 Volt erzeugt, auf eine Spannung bis 200000 Volt (in manchen Fällen noch mehr) gebracht je nach der Entfernung, nach Erreichung des Versorgungsgebietes in Unterwerken (Umspannwerken) auf etwa 3000 bis 6000 Volt abgespannt, auf die Speisepunkte verteilt und dort auf Niederspannung (220/380 Volt, meist in Sternschaltung mit geerdetem Sternpunktleiter, 220 Volt gegen Erde) abgespannt. Motoren laufen mit 3×380 Volt an den Außenleitern, Glühlampen werden an die Sternspannung mit möglichst gleichmäßiger Belastung der Stränge gelegt. Die übliche Frequenz ist 50 Hertz; eine geringere Frequenz wäre bei schwachen Glühlampen durch das Flimmern für das Auge unangenehm.

Einphasen-Wechselstrom wird fast nur noch für Bahnbetrieb der Vollbahnen erzeugt. Die in Deutschland übliche Fahrdrahtspannung ist 15000 Volt, auf jeder Lokomotive wird durch einen Transformator diese Spannung auf die für den Motor gebrauchte Spannung abgespannt, die für verschiedene Lokomotiven verschieden sein kann. Die Frequenz des Bahnstromes ist $16^2/_3$ Hertz (**67**).

Kleinverbraucher werden an Drehstromnetze nur einphasig angeschlossen (meist an die Sternspannung), erhalten also Einphasenstrom. Werden hierbei Motoren betrieben, so ist zu beachten, daß Leistung und Wirkungsgrad geringer sind als für einen gleich großen Drehstrommotor (**66**).

117. Anschlußleitungen werden nach dem zulässigen Spannungsverlust und dem zulässigen Leistungsverlust (4 bis 6 vH) berechnet (**17**). Soll eine Leistung N kW von A nach B übertragen werden, so sind bei Gleichstrom zwei Leitungen nötig. Der Widerstand einer jeden sei $R\,\Omega$. Bei einer Spannung U Volt ist der Strom $I = N/U$ A, der Spannungsverlust $\Delta U = 2NR/U$ und der Leistungsverlust $V = 2N^2R/U^2$.

Bei langen Wechsel- und Drehstrom-Freileitungen ist mit dem Scheinwiderstand Z zu rechnen, der wegen der Selbstinduktion höher ist als der Ohmsche Widerstand R. Sind die Leiter in Rohr oder als Kabel verlegt, oder ist die Länge nicht größer als 500 m, so kann mit dem Ohmschen Widerstand R gerechnet werden, was hier angenommen worden ist. Für Einphasen-Wechselstrom ist $I = \dfrac{N}{U\cos\varphi}$, $\Delta U = \dfrac{2NR}{U\cos\varphi}$ und $V = \dfrac{2N^2R}{U^2\cos^2\varphi}$. Bei gleicher Spannung ist Wechselstrom nur dann dem Gleichstrom gleichwertig, wenn $\cos\varphi = 1$ ist.

Wenn bei Drehstrom für die drei erforderlichen Leitungen dasselbe Gewicht verwendet wird wie bei Gleichstrom, so hat jede Leitung nur $^2/_3$ des Querschnitts und einen Widerstand von $^3/_2 R$. Da $N = \sqrt{3}\,UI\cos\varphi$ und $I = \dfrac{N}{\sqrt{3}\,U\cos\varphi}$, so wird $\Delta U = \dfrac{\sqrt{3}NR}{U\cos\varphi}$ und $V = \dfrac{3N^2R}{2U^2\cos^2\varphi}$.

Der Spannungsverlust ΔU ist unter Berücksichtigung der Phasenlage des Stromes I von der Spannung U geometrisch zu subtrahieren. Bei gleicher Spannung ist Drehstrom nur dann dem Gleichstrom überlegen, wenn $\dfrac{3}{2\cos^2\varphi} \leqq 2$ oder $\cos\varphi \geqq 0{,}867$ ist. Man soll daher den Drehstrom mit Hochspannung möglichst dicht an den Verbraucher heranführen, wobei der Verlust wegen der

Belastungstafeln für gummiisolierte Leitungen.

Kupferleiter.

Nennquerschnitt des Kupferleiters	Bei fester Verlegung in Rohr		Bei fester Verlegung in Luft		Für bewegliche Leitungen	
	höchste dauernd zulässige Stromstärke für jeden Leiter	Nennstromstärke für Schmelzsicherung oder Schutzschalter	höchste dauernd zulässige Stromstärke für jeden Leiter	Nennstromstärke für Schmelzsicherung oder Schutzschalter	höchste dauernd zulässige Stromstärke für jeden Leiter	Nennstromstärke für Schmelzsicherung oder Schutzschalter
mm²	A	A	A	A	A	A
0,75	—	—	—	—	10	6
1	12	6	—	—	12	6
1,5	16	10	—	—	16	10
2,5	21	15	—	—	27	20
4	27	20	—	—	35	25
6	35	25	—	—	48	35
10	48	35	—	—	66	60
16	66	60	—	—	90	80
25	90	80	—	—	110	100
35	110	100	—	—	140	125
50	140	125	—	—	175	160
70	175	160	230	200	215	200
95	215	200	290	260	260	225
120	255	225	350	300	305	260
150	295	260	410	350	350	300
185	340	300	480	430	400	350
240	400	350	570	500	480	430
300	470	430	660	600	570	500
400	570	500	790	700	—	—
500	660	600	900	800	—	—

Aluminiumleiter.

1	2	3	4	5
Nennquerschnitt des Aluminiumleiters	Bei fester Verlegung in Rohr		Bei fester Verlegung in Luft	
	höchste dauernd zulässige Stromstärke für jeden Leiter	Nennstromstärke für Schmelzsicherung oder Schutzschalter	höchste dauernd zulässige Stromstärke für jeden Leiter	Nennstromstärke für Schmelzsicherung oder Schutzschalter
mm²	A	A	A	A
0,75	—	—	—	—
1	—	—	—	—
1,5	—	—	—	—
2,5	17	10	—	—
4	22	15	—	—
6	28	20	—	—
10	38	25	—	—
16	53	35	—	—
25	72	60	—	—
35	90	80	—	—
50	110	100	—	—
70	140	125	185	160
95	175	160	230	200
120	205	200	280	260
150	235	225	330	300
185	270	260	385	350
240	320	300	455	430
300	375	350	530	500
400	455	430	630	600
500	530	500	720	700

kleineren Stromstärke niedrig ist und die Niederspannungsleitungen kurz ausgeführt werden können.

Ein Stromverbraucher mit geringem Leistungsfaktor $\cos\varphi$ belastet die Wicklungen der Generatoren im Kraftwerk, die Fernleitungen oder Kabel, Transformatoren und das Niederspannungsnetz mit höherem Strom als ein solcher mit hohem Leistungsfaktor bei gleicher Wirkleistungsaufnahme, da die Verluste in den Ohmschen Widerständen der Wicklungen und Leitungen nur von I und nicht von $\cos\varphi$ abhängen (**23**). Es ist daher größter Wert darauf zu legen, daß Leistung möglichst mit $\cos\varphi = 1$, d. h. nur Wirkleistung und keine Blindleistung dem Netz entnommen wird. Parallelschaltung von Kondensatoren zum Stromverbraucher (**30**) oder leerlaufende Synchronmotoren (**65**).

Der Leistungsverlust setzt sich in Wärme um. Bei Freileitungen und in Erde verlegten Kabeln können die Leiter mit der zwei- bis dreifachen Stromstärke belastet werden gegenüber den in Gebäuden — meist in Rohr — verlegten Gummiaderleitungen. Über die zulässige Belastung von Kabeln siehe VDE 255, 260 und 265. Für Gummiaderleitungen und Spannungen bis 1000 Volt gelten die Werte (VDE 0100 und VDE 0250 U) in den Zahlentafeln.

Bei jeder Abzweigung einer schwächeren Leitung muß diese durch eine Sicherung geschützt werden. Die Sicherung soll bei Überschreitung der zulässigen Stromstärke die hinter ihr liegende Leitung abschalten, bevor durch zu starke Erwärmung der Leitung eine Gefahr eintreten kann. Gebräuchlich sind Schmelzsicherungen und Schutzschalter . Für Motorenbetrieb sind normale Schmelzsicherungen nicht zweckmäßig, weil sie eine wesentliche Steigerung der Stromstärke über die normale nur so kurze Zeit aushalten, daß sie während des Anlassens von Motoren durchbrennen können.

Träge Schmelzeinsätze (Sicherungspatronen) lassen kurzzeitig höhere Ströme zu als flinke Schmelzeinsätze. Für Motoren und starke Glühlampen sind träge Einsätze zweckmäßig, weil sie bei den hohen Einschaltströmen nicht unterbrechen. Für normale Lichtstromkreise flinke Einsätze.

Schutzschalter sind Selbstschalter mit thermischer Auslösung zum Schutz gegen Überlastung des Stromkreises und elektromagnetischer Schnellauslösung zum Schutz gegen Kurzschlüsse. Die thermische Auslösung wirkt meist durch die Wärmedehnung eines vom Strom durchflossenen Bimetallstreifens. Der Motorschutzschalter soll nur eine Überschreitung der Nennstromstärke um 5 vH dauernd aushalten, ohne thermisch auszulösen. Bei Überlastung um 20 vH löst er innerhalb zwei Stunden, bei Überlastung um 50 vH innerhalb zwei Minuten aus. Die elektromagnetische Auslösung ist meist einstellbar und löst je nach Einstellung beim 4- bis 10fachen Nennstrom im Bruchteil einer Sekunde aus. Leitungsschutzschalter für Lichtstromkreise und Heizgeräte nutzen die Belastbarkeit der hinter ihnen liegenden Leitung voll aus; sie schalten erst ab, wenn die Erwärmung der Leitung zu groß wird. Z. B. lösen Leitungsschutzschalter für 6, 10 und 15 A Nennstrom bei einer Belastung mit 10, 14 und 20 A innerhalb einer Stunde noch nicht aus, müssen aber bei 12,5, 18 und 25 A innerhalb einer Stunde thermisch auslösen. Bei plötzlicher Überlastung mit dem sechsfachen Nennstrom bei Wechselstrom oder dem achtfachen Nennstrom bei Gleichstrom muß die elektromagnetische Auslösung innerhalb 0,2 Sekunden erfolgen.

Da Schutzschalter versagen können, so ist vor ihnen eine etwas stärkere Schmelzsicherung einzubauen.

XIV. Elektrische Beleuchtung.

118. Grundlagen der Beleuchtungstechnik. Die Gesamtmenge des Lichtes, das eine Lichtquelle Q je Sekunde in den Raum strahlt, heißt Lichtstrom Φ, der nicht nach allen Seiten zu gehen braucht. Denkt man um Q, Fig. 232, mit dem Radius r die Kugel beschrieben, so trifft ein Teil des Lichtstromes die Fläche F. Der zu F gehörige Raumwinkel ω kann beliebige Form haben. ω ist z. B. ein Kegel, wenn F durch einen Kreis begrenzt ist. ω ist gleich Eins, wenn F gleich Eins und r gleich Eins ist; ω wächst mit r^2 und mit F. Für die Fläche F ist der Raumwinkel ω gleich der Fläche f im Abstand $r = 1$ von Q, die durch die von Q zur Umgrenzung von F gehenden Strahlen eingeschlossen wird, Fig. 233. Es ist daher

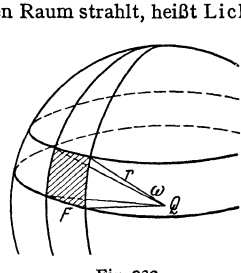


Fig. 232.

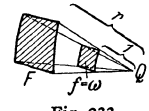


Fig. 233.

$$F = \omega \cdot r^2; \qquad \omega = F/r^2.$$

Verteilt sich der Lichtstrom Φ nach allen Richtungen gleichmäßig, so erfüllt er einen Raumwinkel, der durch Ausdehnung von f auf die ganze Kugeloberfläche im Abstand $r = 1$, also auf 4π erhalten wird. Der Höchstwert von ω ist 4π ($\max \omega = 4\pi$).

Lichtstärke I ist der Lichtstrom Φ, der im Abstand $r = 1$ m auf eine Fläche von 1 m² trifft. Der auf die Fläche f und damit auf die Fläche F fallende Lichtstrom Φ ist daher

$$\Phi = I \cdot f = I \cdot \omega .$$

Für eine gleichmäßig in den Raum strahlende Lichtquelle ist $\omega = 4\pi$ und

$$\Phi = 4\pi I = 12{,}57\, I \quad \text{oder} \quad I = \Phi/12{,}57 .$$

In diesem Falle wird I die sphärische Lichtstärke genannt.

Als Einheit der Lichtstärke hat Hefner die Lichtstärke einer mit Amylazetat gespeisten Lampe angegeben, deren Dochtstärke 8 mm und deren Flammenhöhe 40 mm beträgt. Die Lichtstärke, welche diese Hefnerlampe in waagerechter Richtung ausstrahlt, wird als Hefnerkerze HK bezeichnet. Die Neukerze NK (seit 1941) geht von der Lichtstrahlung erstarrenden Platins bei 1780° C aus, von dem eine Fläche von 1 cm² Größe und bestimmter Beschaffenheit die Lichtstärke von 60 NK hat. 1 NK = 0,924 HK.

Der gesamte Lichtstrom Φ, den eine Lichtquelle nach allen Richtungen aussendet, wird in Lumen lm gemessen. Wenn eine Lichtquelle nach allen Richtungen eine Lichtstärke von 1 HK gleichmäßig aussenden würde, so wäre ihr Lichtstrom $\Phi = 4\pi = 12{,}57$ lm. In der Entfernung r m würde sich ihr Lichtstrom $\Phi = 4\pi$ auf eine Fläche von $4\pi r^2$ gleichmäßig verteilen. Die Lichtstärke in dieser Entfernung wäre $I = 4\pi/4\pi r^2 = 1 : r^2$. Die Lichtstärke einer Lichtquelle nimmt mit dem Quadrat der Entfernung ab.

Bei den üblichen Lichtquellen ist die Ausstrahlung nicht gleichmäßig; bei den elektrischen Lampen ist sie vor allem von der Anordnung des Leuchtkörpers abhängig. Die Lichtverteilungskurve einer Glühlampe möge z. B. der Fig. 234 entsprechen, wobei die Lichtstärken als Vektoren von der Mitte des Leuchtkörpers aus aufgetragen sind. Man unterscheidet dabei die sphärische Lichtstärke I_0, die sich ergibt, wenn der gesamte Lichtstrom sich im ganzen Raum (Kugelfläche) gleichmäßig verteilen würde

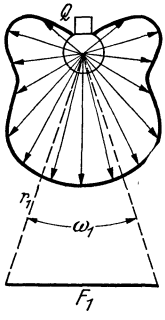


Fig. 234.

$$I_0 = \int I \cdot df/4\pi ,$$

die obere hemisphärische Lichtstärke, die erhalten wird, wenn der in die obere Halbkugel ausstrahlende Lichtstromteil sich in dieser gleichmäßig verteilen würde

$$I_{\triangle} = \frac{\int I\, df \text{ (obere Halbkugel)}}{2\pi}$$

und sinngemäß die untere hemisphärische Lichtstärke

$$I_{\triangledown} = \frac{\int I\, df \text{ (untere Halbkugel)}}{2\pi} .$$

119. Als Beleuchtungsstärke $E = \Phi/F$ einer beleuchteten Fläche F wird der Lichtstrom bezeichnet, der auf 1 m² dieser in der Entfernung r von der Lichtquelle liegenden Fläche F trifft. Daher ist bei gleichmäßiger Lichtverteilung

$$E = \Phi/4\pi r^2 = I/r^2 \text{ lm/m}^2 .$$

Diese Lichtstärke auf 1 m² Fläche, lm/m², wird mit Lux lx bezeichnet.

Beispiel: Eine Lichtquelle sei $r_1 = 1{,}5$ m hoch über einem Arbeitsplatz aufgehängt und habe, ähnlich Fig. 234, innerhalb des für die Platzbeleuchtung in Frage kommenden Raumwinkels ω_1 eine konstant angenommene Lichtstärke $I_1 = 50$ HK. F_1 sei 0,8 m² und werde als Teil der Kugelfläche mit dem Radius r_1 angesehen. Es verhält sich $\omega_1 : 4\pi = F_1 : 4\pi r_1^2$; daraus ergibt sich $\omega_1 = F_1 : r_1^2$. Der auf die Fläche F_1 fallende Lichtstrom ist $\Phi_1 = I_1 \cdot \omega_1$. Die Beleuchtungsstärke der Fläche F_1 ist $E_1 = \Phi_1/F_1 = I_1\,\omega_1/F_1 = I_1/r_1^2$. Zahlenmäßig erhält man:

$$\omega_1 = 0{,}8\ \text{m}^2 : 2{,}25\ \text{m}^2 = 0{,}355\,; \qquad \Phi_1 = 50\ \text{HK} \cdot 0{,}355 = 17{,}7\ \text{lm}\,;$$

$$E_1 = \frac{\Phi_1}{F_1} = \frac{17{,}7\ \text{lm}}{0{,}8\ \text{m}^2} = 22{,}2\ \text{lx} \quad \text{oder} \quad E_1 = \frac{I_1}{r_1^2} = \frac{50\ \text{HK}}{2{,}25\ \text{m}^2} = 22{,}2\ \text{lx}\,.$$

Diese Beleuchtungsstärke würde z. B. für den Arbeitsplatz eines Gußputzers kaum ausreichen (**125**). Steht die Fläche F_1 nicht senkrecht zu der Strahlrichtung und fällt das Licht unter dem Einfallswinkel α auf, so ist das Ergebnis noch mit $\cos\alpha$ zu multiplizieren, Fig. 235. Man kann auch mit dem zu F_1 gehörigen, jetzt kleineren Raumwinkel rechnen und erhält $\Phi_1 = I_1\omega'$ sowie $E_1 = I_1\omega'/F_1$.

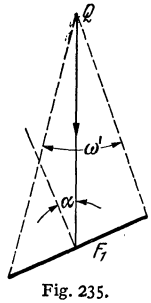


Fig. 235.

120. Die Leuchtdichte B ist die von 1 cm² Fläche des leuchtenden Körpers (der Lichtquelle) ausgestrahlte Lichtstärke. B ist abhängig von der Richtung, aus der die Lichtquelle betrachtet wird, da die Lichtstärke I je nach der Richtung verschieden ist, Lichtverteilungskurve Fig. 234, und außerdem der leuchtende Körper, aus verschiedenen Richtungen betrachtet, mit verschieden großer leuchtender Fläche f' erscheinen kann. Für jede Richtung ist $B = I/f'$. Die Leuchtdichte B wird gemessen in Stilb sb. B ist gleich 1 sb, wenn ein leuchtender Körper in der betreffenden Richtung gerade 1 cm² groß erscheint und in dieser Richtung eine Lichtstärke von 1 HK hat.

In engem Zusammenhang mit der Leuchtdichte steht die Blendung. Wenn das Auge in eine Lichtquelle von hoher Leuchtdichte hineinsieht, so wird die Netzhaut durch die einfallende Lichtfülle überreizt, obwohl das Auge durch Verengerung der Pupille dies zu verhindern sucht. Wird das Auge dann auf eine weniger gut beleuchtete Fläche gerichtet, so stellt sich das Erkennungsvermögen erst nach einiger Zeit durch Erweiterung der Pupille und Abklingen der Netzhautreizung wieder ein, wobei sich diese noch in positiven oder negativen Nachbildern der Lichtquelle bemerkbar macht. Wie groß die Leuchtdichte einer Lichtquelle sein muß, um Blendung hervorzurufen, hängt davon ab, wie hell die Fläche beleuchtet war, auf die das Auge vorher gerichtet war. Bei Dunkelheit oder in Räumen, deren Flächen eine geringe Beleuchtungsstärke haben, tritt daher schon Blendung auf, wenn der Blick auf Lichtquellen von verhältnismäßig geringer Leuchtdichte gerichtet wird. Im allgemeinen rechnet man, daß zur Vermeidung von Blendung die Leuchtdichte für Arbeitsplatzbeleuchtung 0,2 Stilb im Ausstrahlungsbereich zwischen 75° und 180° (von der Senkrechten nach unten als Nullachse an gezählt) nicht überschreiten soll. Bei Allgemeinbeleuchtung ist dieser Wert 0,3 Stilb im Ausstrahlungsbereich zwischen 30° und 90°, bei Außenbeleuchtung 2 Stilb im Ausstrahlungsbereich zwischen 60° und 90°. Da die meisten elektrischen Lichtquellen eine viel höhere Leuchtdichte haben, umgibt man sie mit lichtverteilenden Mitteln (Mattglas, Opalglas).

121. Leuchten werden die Hüllen genannt, welche die Lichtquelle ganz oder teilweise umschließen; sie können ganz aus lichtdurchlässigen Mitteln bestehen, z. B. aus lichtstreuenden Glasarten, um eine Blendung zu vermeiden. Dabei tritt immer ein Verlust an Lichtstrom auf, zugleich wird ein Teil des Lichtstromes durch die Hülle reflektiert, wodurch die Lichtverteilung im Raum eine andere wird als bei einer Lampe ohne Leuchte.

Die Leuchte kann auch z. T. aus reflektierenden, lichtundurchlässigen Mitteln bestehen, z. B. aus weiß emailliertem Eisenblech, wodurch der Lichtstrom nach bestimmten Richtungen ganz abgeschnitten werden kann und nur nach der gewünschten Richtung gelenkt wird. Die Lichtverteilungskurve hängt daher von der Form der Leuchte wesentlich ab.

Fig. 236.

Für die Beleuchtung des Arbeitsplatzes eines Schlossers wird man z. B. eine Leuchte nach Fig. 236 verwenden, deren Lichtverteilungskurve im Vergleich zu Fig. 234 zeigt, daß der vorher nach oben und nach den Seiten gehende Teil des Lichtstromes den vorher nach unten gehenden Teil vermehrt (Tiefstrahler).

Wenn die Lichtquelle so tief in der Leuchte angebracht wird, daß sie für gewöhnlich nicht erblickt werden kann, so kann ein unterer Abschluß der Leuchte

durch ein lichtstreuendes Mittel entfallen. Für die Außenbeleuchtung von Straßen und Plätzen kommen ähnliche Leuchten in Frage, bei denen die Lichtquelle aber nicht so hoch in der Leuchte angebracht ist (Fig. 237 unten offene Leuchte, Fig. 238 durch lichtstreuende Glocke abgeschlossene Leuchte). Die Lichtverteilungskurven zeigen, daß die Lichtstärke nach den Seiten ganz besonders vergrößert ist, damit die in dieser Richtung liegenden weit entfernten

Fig. 237.

Fig. 238.

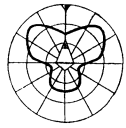


Fig. 239.

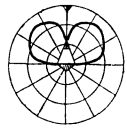


Fig. 240.

Flächen, auf die das Licht noch dazu unter einem großen Winkel einfällt, eine genügende Beleuchtungsstärke erhalten (Breitstrahler). Für die Allgemeinbeleuchtung von Räumen, deren Decke nicht zu hoch liegt, wird man den in die obere Halbkugel gehenden Lichtstrom nicht abschneiden, weil er von der möglichst hell zu streichenden Decke reflektiert wird und dazu beiträgt, die Beleuchtungsstärke an allen Stellen gleichmäßiger zu machen. Solche Leuchten haben keine Reflektoren, Fig. 239. Für Zeichensäle wird zur Vermeidung von Schattenbildung oft der ganze Lichtstrom nach oben gelenkt und von der Decke des Raumes zurückgestrahlt, Fig. 240. Bei anderen Leuchten liegt die Wirkung zwischen den angegebenen Arten.

122. Die elektrischen Lichtquellen. Bei den Glühlampen wird ein leitender Faden oder Draht durch Stromwärme zum Glühen gebracht, so daß er Licht aussendet. Damit dieses möglichst dem Tageslicht gleicht, soll die Temperatur recht hoch sein. Damit sinkt aber die Lebensdauer wegen der schnelleren Verdampfung des Fadens.

Bei Kohlefadenlampen wird die Verbrennung des Fadens durch die Luftleere des Glasgefäßes verhindert. Die Lichtausbeute ist gering. Diese ist der Quotient aus dem gesamten Lichtstrom und der aufgenommenen elektrischen Leistung, also Φ lm : N Watt und beträgt hier etwa nur 3 Lumen je Watt. Die Lampe übertrifft aber die Metalldrahtlampen an Festigkeit gegen Erschütterungen, weshalb sie auch heute noch ein beschränktes Anwendungsgebiet hat. Das Licht ist wegen der geringen Glühtemperatur rötlich. Mit abnehmender Temperatur nimmt der Widerstand des Kohlefadens zu und umgekehrt (7), weshalb die Kohlefadenlampe für sehr geringe Spannungsschwankungen verhältnismäßig große Änderungen des Stromes, damit der Fadentemperatur, des Lichtstromes und auch der Lebensdauer hat. Durchschnittliche Nutzbrenndauer: 600 Stunden. Der allmählich verdampfende Faden bildet auf dem Innern des Glases einen Niederschlag, der den Lichtstrom verringert. Sobald dieser und damit die Lichtausbeute nur noch 80 vH der Werte der neuen Lampe beträgt, ist die Nutzbrenndauer erreicht und die Auswechselung der Lampe zweckmäßig. Die Lebensdauer bis zur Zerstörung des Fadens ist größer.

Die Metalldrahtlampe hat einen meist ausschließlich aus Wolfram bestehenden Leuchtdraht, der in der Regel als Wendel (Schraubenlinie) ausgeführt ist und nicht in einem luftleeren, sondern mit Gas (Stickstoff, Argon, Krypton) gefüllten Kolben glüht. Die Temperatur kann dann bis nahe an die Weißglut gesteigert werden, weil das Bestreben des Fadens, zu verdampfen, in der Gasfüllung geringer ist als in der Luftleere. Die Farbe des Lichts nähert sich dem Tageslicht und kann diesem noch mehr durch Zurückhaltung der noch reichlich vorhandenen langwelligen (roten) Strahlen, durch Blaufärbung des Glaskolbens, angeglichen werden. Die Anordnung und Halterung der Wendel ist nach der Größe und dem Zweck der Lampe verschieden, ebenso die Lichtverteilungskurve. In Fig. 234 ist kreisförmige Anordnung der Wendel angenommen. Je kleiner die Betriebsspannung, um so kürzer ist der Leuchtdraht und zugleich um so stärker, bei gleichem Leistungsverbrauch. Der Leuchtdraht für kleine Betriebsspannung hat daher eine höhere Festigkeit und kann auf eine höhere Temperatur gebracht werden, wodurch Lichtstrom und Lichtausbeute größer werden als bei einer

Lampe gleichen Wattverbrauchs für höhere Spannung. Ähnliches erreicht man durch Anordnung des Leuchtdrahtes in einer Doppelwendel (Osram D-Lampen).

Die normalen Metalldrahtlampen bis 100 Watt Leistungsaufnahme haben innen mattierte Glaskolben, wodurch der gesamte Lichtstrom nur unwesentlich geringer, aber die Gefahr der Blendung auch ohne Leuchte vermieden wird. Da bei der Metalldrahtlampe der Widerstand des Leuchtdrahtes mit der Temperatur steigt, ändert sich der Lichtstrom bei Spannungsschwankungen nicht so stark wie bei der Kohlefadenlampe. Immerhin soll auch die Metalldrahtlampe wegen einer wirtschaftlichen Lichtausbeute und zufriedenstellenden Nutzbrenndauer möglichst genau mit der Spannung betrieben werden, für die sie bestimmt ist. Fig. 241 zeigt die Lichtverteilungskurve einer innenmattierten Metalldrahtlampe. Bei Verwendung in Leuchten ist die Lichtverteilungskurve bei Lampen mit klarem oder innenmattiertem Glaskolben nicht sehr verschieden.

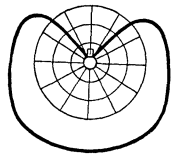


Fig. 241.

123. Bogenlampen haben als Lichtquelle den zwischen zwei Kohle- (oder Wolfram-) Elektroden übergehenden Lichtbogen sowie die leuchtenden Elektrodenspitzen.

Bei Gleichstrom leuchtet fast nur die Spitze der positiven Elektrode, bei Wechselstrom beide gleichmäßig. Bei der Kohlebogenlampe ist der Luftzutritt fast ganz durch eine geschlossene Umhüllung vermieden, so daß der Abbrand gering ist und die Kohlestifte erst nach mehr als 100 Stunden Brenndauer verbraucht sind und erneuert werden müssen. Die Lichtausbeute beträgt etwa 25 lm/W, ist also nicht viel besser als die von Hochleistungsglühlampen. Bogenlampen werden wegen ihres großen Lichtstroms zur Außenbeleuchtung (Plätze, Straßen) verwendet. Ein Nachteil ist die für den Lichtbogen erforderliche geringe Spannung von etwa 45 (bei Wechselstrom 33) Volt, so daß die restliche Netzspannung bei Gleichstrom n Vorwiderständen, bei Wechselstrom in Drosselspulen verbraucht werden muß (**40**). Die dann eintretende Phasenverschiebung muß in Kauf genommen werden. Bei 110 Volt können zwei, bei 220 Volt vier Lampen in Reihe geschaltet werden. Durch ein vom Strom beeinflußtes Laufwerk muß die Bildung des Lichtbogens eingeleitet und der Nachschub der Elektroden bewirkt werden. Die Wolfram-Bogenlampe hat einen mit Stickstoff gefüllten Glaskolben. Ein Abbrand der Elektroden findet nicht statt.

124. Leuchtröhren. Bei diesen wird die unter hoher Spannung erfolgende Gasentladung in einem Gase sehr niederen Druckes benutzt. In farblosen Glasröhren ist die Farbe des Lichtes gelb, wenn die Gasfüllung aus Stickstoff besteht, weiß bei Kohlensäure, rot bei Neon, hellgelb bei Helium, blau bei Neon mit Quecksilberspuren. Durch farbige Glasröhren kann die Lichtfarbe verändert werden. Je nach Länge der Entladungsstrecke sind Wechselspannungen von 1000 bis 30000 Volt nötig. Verwendet werden Leuchtröhren vorwiegend für Werbezwecke. Die Lichtausbeute ist geringer als die von Metalldraht-Glühlampen, am besten ist sie bei den Neonröhren (25 lm/W).

125. Notwendige Beleuchtungsstärke. Man unterscheidet zwischen der Allgemeinbeleuchtung eines Raumes, die bestimmt ist, eine für den Verkehr

Arbeitsstätten.

Art der Arbeit	Reine Allgemeinbeleuchtung			Allgemeinbeleuchtung und Arbeitsplatzbeleuchtung		
	Mittlere Beleuchtungsstärke		Beleuchtungsstärke der ungünstigsten Stelle Mindestwert	Allgemeinbeleuchtung		Arbeitsplatzbeleuchtung Beleuchtungsstärke der Arbeitsstelle
	Mindestwert	Empfohlener Wert		Mittlere Beleuchtungsstärke	Beleuchtungsstärke der ungünstigsten Stelle	
	Lux	Lux	Lux	Lux	Lux	Lux
grob	20	40	10	20	10	50 bis 100
mittelfein	40	80	20	30	15	100 „ 300
fein	75	150	50	40	20	300 „ 1000
sehr fein	150	300	100	50	30	1000 „ 5000

Grobe Arbeit: Gießen, Gußputzen, Grobwalzen und -ziehen, Schmieden am Amboß und im Gesenk, Schruppen.

Mittelfeine Arbeit: Spritzguß, einfaches Formen, Arbeiten an der Revolverdrehbank (ausgenommen Einrichten), Pressen, Stanzen, Grobmontage. Sägen, Hobeln und Fräsen von Holz.

Feine Arbeit: Schwieriges Einformen, Feinwalzen und -ziehen, Einrichten von Revolverdrehbänken, Feindrehen, feine Preßarbeit, Feinmontage. Feine Sägearbeiten und Polieren von Holz. Maschinenschreiben, Lese- und Schreibarbeit.

Sehr feine Arbeit: Gravieren, feinmechanische Arbeiten, Zusammenbau von Meßgeräten. Zeichnen.

ausreichende Beleuchtungsstärke, insbesondere des Fußbodens, zu schaffen, und der Sonderbeleuchtung für die in diesem Raum an bestimmten Stellen ausgeführten Arbeiten, die Arbeitsplatzbeleuchtung. Je nach Art des Raumes und der in ihm ausgeführten Arbeiten sind die Anforderungen an die Flächenhelligkeit (Beleuchtungsstärke) verschieden. Diese ist eher etwas größer als zu klein zu wählen, weil durch bessere Beleuchtung die Güte der Arbeit und die Arbeitsfreudigkeit erhöht werden.

Aufenthalts- und Wohnräume.

Bei einer mittleren Reflexion der Raumauskleidung von 40 bis 60 vH.

Art der Ansprüche	Reine Allgemeinbeleuchtung		
	Mittlere Beleuchtungsstärke		Beleuchtungsstärke der ungünstigsten Stelle
	Mindestwert Lux	Empfohlener Wert Lux	Mindestwert Lux
niedrig	20	40	10
mittel	40	80	20
hoch	75	150	50

Für die Beleuchtung von Arbeitsplätzen gelten die Werte, die in der vorhergehenden Tafel angegeben sind.

Die Beleuchtungsstärke der Allgemeinbeleuchtung wird auf eine waagerechte Ebene in 1 m Höhe über dem Fußboden, die der Arbeitsplatzbeleuchtung auf die Fläche des Arbeitsplatzes bezogen.

Bei Verwendung geeigneter Leuchten, die den Lichtstrom Φ nur auf die zu beleuchtende Fläche F werfen, ist deren mittlere Beleuchtungsstärke $E = \Phi \cdot \eta / F$, (119), worin η = Wirkungsgrad der Leuchte ($\eta \approx 0{,}8$). Für eine gewünschte Beleuchtungsstärke E läßt sich der gesamte erforderliche Lichtstrom berechnen.

Verkehrsanlagen.

Art der Anlage	Mittlere Beleuchtungsstärke		Beleuchtungsstärke der ungünstigsten Stelle	
	Mindestwert Lux	Empfohlener Wert Lux	Mindestwert Lux	Empfohlener Wert Lux
Durchgänge und Treppen				
mit schwachem Verkehr	5	15	2	5
mit starkem Verkehr	10	30	5	10
Bahnanlagen				
Gleisfelder mit schwachem Verkehr	0,5	1,5	0,2	0,5
mit starkem Verkehr .	2	5	0,5	2
Bahnsteige, Verladestellen, Durchgänge und Treppen				
mit schwachem Verkehr	5	15	2	5
mit starkem Verkehr	10	30	5	10
Wasserverkehrsanlagen, Kaianlagen, Landestellen, Schleusen				
mit schwachem Verkehr	1	3	0,3	1
mit starkem Verkehr	5	15	2	5

Beispiele: 1. In einer Dreherei von 10×30 m² Fläche soll die mittlere Beleuchtungsstärke der Allgemeinbeleuchtung 50 Lux betragen. Die Wände sollen bis zur Höhe von 3 m beleuchtet werden. Die gesamte beleuchtete Fläche ergibt sich zu $F = 540$ m² und der gesamte Lichtstrom zu $\Phi = E \cdot F/\eta = 50$ lx $\cdot$ 540 m²/0,8 = 33800 lm. Es würden also 6 Osram-Lampen von je 300 Watt in geeigneten Leuchten genügen, die bei 220 Volt Spannung einen Lichtstrom $6 \times 5500 = 33000$ Lumen haben. Eine einzige Lampe von 1500 Watt mit 34500 Lumen würde rechnerisch gleichwertig sein; gleichmäßigere Flächenbeleuchtung wird aber durch eine größere Zahl im Raum verteilter schwächerer Lampen erreicht.

2. In einem Zeichensaal soll eine mittlere Arbeitsplatzbeleuchtung von 1000 Lux vorhanden sein. Die Leuchte, Fig. 236, ist so angebracht, daß sie eine Fläche von 0,5 m² beleuchtet. Es ist dann $\Phi = 1000$ lx $\cdot$ 0,5 m²/η = 625 lm. Es wäre in der Leuchte eine Osram-Lampe von 60 Watt zu verwenden.

Bei indirekter Beleuchtung mit Leuchten nach Fig. 240 wird von der Leuchte nur die Decke und der obere Wandteil des Raumes bestrahlt, von wo der Lichtstrom auf die zu beleuchtende Fläche reflektiert wird. Hierbei tritt ein Lichtverlust von 30 bis 50 vH ein, so daß der Wirkungsgrad indirekter Beleuchtung einschließlich des Wirkungsgrades der Leuchten etwa $\eta = 0{,}55$ (weißer oder hellgelber Anstrich der Decken und Wände) bis $\eta = 0{,}40$ (heller andersfarbiger Anstrich) beträgt. Ein Vorteil ist, daß das Licht von allen Seiten auf die zu beleuchtende Fläche trifft, so daß z. B. ein steil gestelltes Zeichenbrett fast ebenso stark beleuchtet wird wie ein waagerecht liegendes.

Sachverzeichnis des zweiten Bandes.

Abdampf, Entölung 224.
— -injektor 192.
— -leitung 363.
— -speicher 353.
— -verwertung 343.
— -vorwärmer 57.
Abfangbereich (Flugzeug) 697.
Abflugleistung 147.
Abgaslufterhitzer 57.
— -verlust bei Dampfkesseln 7.
— — bei Dieselmaschinen 359.
— — bei Großgasmaschinen 358.
Abhitzedampfkessel 26, 360.
— -feuerung 26.
— -verwertung bei Dieselmaschinen 359.
— — bei Generatoranlagen 359.
— — bei Großgasmaschinen 358.
— — industrieller Öfen 359.
— — bei Schiffsdieselmaschinen 359.
Abreißzündung 112, 164.
Abschirmwirkung (Flugzeug) 692, 719.
Abschlämmventil 74.
Absolutes Maßsystem 723.
Absorptions-Schalldämpfer 365.
Absperrventil (Dampfkessel) 73.
Abwärme von Kältemaschinen 340.
— von Wärmekraftmaschinen 343.
— von Wärmeprozessen 341.
— -Verwertung für Nebenverfahren 342.
Abwärmeverwertung bei Dampfkraftanlagen (s. a. Abhitze) 343.
—, Abdampfspeicher 353.
—, Anzapfturbinen 346, 349, 351.
—, Bauliche Ausführung 351.
—, Berechnung der Verbrauchszahlen und Maschinenabmessungen 347.
—, Entnahmedampfturbine 346, 349.
—, Entnahmekolbendampfmaschine 346, 347.
—, Gegendruckkolbenmaschine 345.
—, Gegendruckturbine 345, 351.
—, Raumheizung und Dampfkraftanlage 354.
—, Regelung bei Gegendruck und Entnahme 353.
—, Speisewasservorwärmung mit Anzapfdampf 355.
—, Thermische Grundlagen 343.
—, Vakuumheizung 354.
Abwärmeverwertung, Verbundene Gegendruckmaschine 345.
—, Wahl des Maschinensystems 350.
—, Zweidruckturbine 353.
Abwind 666, 692.
Achsantrieb 647.
Achsen der Kraftwagen 650.
Achshalter 389.
Achsschenkellenkung 655.
Adamson-Ring 35.
Adiabatische Verdichtung 171.
AEG-Anzapfturbine 352.
— -Dampfturbine 310, 311.
— -Kondensator 217.
Aequivalentgewicht chemisches — 723.
Akkumulatoren
—, Alkalische — 726.
—, chemische Vorgänge 725.
—, Edison- 726.
—, Formieren der Platten 726.
—, Kapazität 725.
—, Kochen der — 725.
—, Nickel-Kadmium- 726.
— -Platten 725.
—, Selbstentladung 725.
—, Sulfatieren 725.
—, Wirkungsgrad 726.
Alcladblech 705.
Alkalische Akkumulatoren 726.
Alkohole 141.
Allan-Kulissensteuerung 99.
Allradbremsung 641.
Aluminiumleiter (Zahlentafel) 808.
Alusilkolben 157.
Ampere 722.
Amperemeter 795.
Amperesekunde 723.
Amperestunden-Wirkungsgrad 725.
Amperestundenzähler 794.
Amperewindungen 753.
Anker der Dampfkessel 72.
— -rohre 71.
Anker elektrischer Maschinen, 760, 778.
— Käfig- 764, 768.
—, Primär- und Sekundär- 764.
— -rückwirkung 780, 784.
— -wicklung s. Wicklung.
Anlassen der Gleichstrommotoren 785.
— Induktionsmotoren 767.
— der Kreiselpumpen 283.
— der Vorkammermaschinen 131, 132.
Anlasser, Bendix- 664.
Anlaßventil bei Dieselmaschinen 132.
Anode 723, 799.
Ansaugknaller 113.
Anschlagdrehen 556.
Anzapfmaschine s. Entnahmemaschine.
Anzapfturbine s. Entnahmeturbine.
Anzapfung (Transformatoren) 757.
Anzapf-Vorwärmung 355.
Arbeit, elektrische — 722, 729.
Arbeitsdiamant 486.
—, Einstell-, Frei-, Keil-, Span-, Spitzenwinkel bei — 489.
—, Schnittiefe bei — 489.
—, Vorschub bei — 489.
Arbeitsfläche (Werkzeug) 479.
Arbeitsgenauigkeit (Werkzeugmaschinen) 541.
Arbeitsvermögen der Regler 206.
Argus-Bremszylinder 716.
— -Verstellpropeller 719.
Armaturen der Dampfkessel 72, I 632.
— — Dampfzylinder 92.
— — Kolbenpumpen 186.
— — Überhitzer 51.
Armaturstutzen 78.
Astatischer Regler 205.
Asynchroner Motor s. Induktionsmotor.
Äthylfluid 145.
Atmoskessel 48.
Ätznatron-Soda-Speisewasser-Reinigung 64.
Aufbaunetz (Drehzahlstufung) 531.
Aufbereitung des Kohlenstaubes 23.
— des Speisewassers 65.
Aufbiegen der Schaufeln 244.
Aufgebogene Schaufeln 235.
Aufladung der MAN 127.
Auftrieb (Flugzeug) 666, I 273.
Ausgleich der Füllungen 86, 101.
Ausgleichgetriebe 647.
— -massen 149, 200.
— -raum der Kompressoren 177.
— -rolle, Seil- 386.
— -vorrichtungen an Kreiselpumpen 283.
— -vorrichtungen an Überdruck-Wasserturbinen 254.
Ausgleichgetriebe für Kraftwagen 647.
—, Aufbau eines Stirnräder —s 648.
—, Berechnung der — 649.
—, Kegelrad- 647.

Ausgleichgetriebe, selbstsperrende — 648.
Auskolkung (Werkzeug) 483.
Auslegerbohrmaschine 592.
Ausnutzungsgrad (Kompressoren) 170.
Auspuff bei Zweitakt 135.
Auspufftopf 364.
Außenläufermotor 524.
Außenregelung der Leiträder 246.
Außenrundschleifen 612.
Aussetzerregelung bei Gasmaschinen 111.
— bei Kompressoren 175.
Austrittsbogen, Francisturbine 234.
Authothermikkolben 157.
Automaten 573.
—, Halb- 574.
—, Voll- 574.
Automobilmotoren s. Leichtmotoren.
Autopilot 714.
Auto-Union-DKW-Zweitakt 140.
Axialschub bei Dampfturbinen 297.
— bei Drehbänken 549.
— bei Kreiselpumpen 283.
— bei Wasserturbinen 251, 254.

Backenbremse (Hebemasch.) 393.
— (Kraftwagen) 661.
Bahngeschwindigkeit (Flugzeug), günstigste — 683.
— —, wirtschaftlichste — 681.
Bahnmotor 775, 786.
Bahnwinkel (Flugzeug) 694.
Bailey-Wand 11.
Balcke-Kondensator 215.
Ballonreifen 660.
Bandbremse (Hebemasch.) 397.
— (Kraftwagen) 662.
Bandförderer 471.
Bandstoßdämpfer 658.
Banjoachse 651.
Banki-Formel 295.
Barastu-Verfahren 64.
Batteriezündung 165.
Bauer-Keep-Verfahren 592.
Baumé-Aräometer 63.
Bauzahl (Flugzeug) 684.
BBC-Dampfturbine 310.
— -Öldruckregelung 320.
Bé 63.
Bearbeitungskennziffer 486.
Becherturbine 266.
—, Abmessungen der Becher 269.
—, Aufbau der — 272.
—, Bau von Laufrad und Düse 271.
—, Lage der Becherschneide 269.
—, Regelung 272.
—, spezifische Drehzahl 272.
—, Umfangsgeschwindigkeit 268.
—, Wirkungsgrad 273.
Becherwerk 474.
—, Pendel- oder Schaukel- 474.
—, raumbewegliches — 475.
Beharrungsregler 205, 211.
Beistellbewegung (Schleifmasch.) 620.
Belastungsannahmen (Flugzeug) 701.
Belastungsgrad (Werkzeugmasch.) 541.
Belastungstafeln für elektr. Leitungen 808.
Beleuchtung elektrische — 809.
—, Bogenlampen 813.
—, Breitstrahler 812.
—, Glühlampen 812.
—, Hefnerkerze 810.
—, Leuchten 811.
—, Leuchtdichte 811.
—, Leuchtröhren 813.
—, Lichtstärke 810.
—, Lichtstrom 809.
—, Lumen 810.
—, Lux 810.
—, Nutzbrenndauer 812.
—, Neukerze 810.
—sstärke 810.
—, Tiefstrahler 811.
Bendix-Anlasser 664.
Bensonkessel 47.
Benz-Motor 129.
— -Mercedes-Doppelpendelachse 654.
— -Mercedes-Fahrgestell 636.
— — -Hinterachse 653.
— — -Vorderachse 654.
— -Vorkammer 129.
Benzin 140, I 140.
Benzol 141, I 141.
Bereifung (Kraftwagen) 659.
Betriebsdauer, relative — 422.
Bett der Drehbänke 576.
—, amerikanische — -form 578.
—, Beanspruchung 579.
Beutel-Element 724.
Biegeschwingungen in Turbomaschinen 205.
Bimetallkolben 157.
Bindemittel für Schleifscheiben 611.
Blankbremsen 499.
Blattfedern der Kraftwagen 658.
Blech, Dampfkessel— e 67.
— -schornstein 34.
Blechstärke gewölbter Böden 67.
— —, scheinbare — (Francisturb.) 243.
— — zylindrischer Wandungen 67.
— ummanteltes Dampfkessel-Mauerwerk 31.
Bleiakkumulator 724.
Blendung (des Auges) 811.
Blindleistung 742.
Blindstrom 742.
Blindstrommesser 792.
Blindwatt 742.
Blindwiderstand 742.
Bockkran(e) 439.
—, fahrbare 439.
—, Gerüst 440.
—, ortfeste — 439.
—, Standsicherheit 441.
Bodenmotoren 144.
Boden- und Höhenleistungen 143.
Böenbeanspruchung 699.
Böenflug 701.
Bogenlicht 813.
Bogenschneide 492.
Bohrbarkeitskennziffer 592.
— -druck 591.
— -ölemulsion 509.
Bohrmaschine s. diese.
— -spindel 595.
Bohren, Richtwerte 592.
Bohrer 590.
—, Fasenschneide 591.
—, Kräfte an der Schneide 591.
— , Querschneide 591.
—, Winkel an der Schneide 590.
Bohrerregel 732.
Bohrmaschinen 590.
—, Ausleger- 592.
—, Bauarten 592.
—, Bohrdruck 591.
—, Bohrer 590.
—, Bohrspindel 595.
—, Drehmomente 592.
—, Feinst- 598.
—, Radial- 592.
—, Richtwerte 592, 593.
—, Rollenkeil (Raboma) 595.
—, Säulen- 596.
—, Schnell- 597.
—, Waagerecht- und Fräswerk 597.
Bohrwerk 568.
Boschdüse 122.
Boschpumpe für Ölmaschinen 118.
Boxermotor 148.
Brechung der Feldlinien 732.
Breitenleistung der Dampfkessel 4.
Breitstrahler 812.
Bremsausgleich (Kraftwagen) 662.
— -bandkupplung 401.
— -düse (Vergaser) 162.
Bremsen für Hebemaschinen 392.
—, Backen- 393.
—, Band- 397.
—, Differential- 398.
—, Drehwerk- 459.
—, Drucklager- 370.
—, Eldroregel- 396.
—, Fliehkraft- (Schleuder-) 399.
—, Hubwerk- 373.
—, Kegel- und Lamellen- 396.
—, Lastdruck- 399.
—, Reibungszahlen der — 394.
—, Schlingband- 397.
—, Sperrad- oder Luft- 398.
—, Summen- 397.
Bremsen für Kraftwagen 660.
—, Allradbremsung 641.
—, Anordnung der — 660.
—, Backen- 665.
—, Band- 662.
—, Berechnung 661.
—, Druckluft- 663.
—, Getriebe- 660.
—, Hand- 660.
—, Hilfskraft- 663.
—, Hinterrad- 660.
—, hydraulisch betätigte — 662.
—, Innenbacken- 661.
—, Saugluft- 663.
—, Servo- 661.
—, Vierrad- 660.

Bremsfähigkeit bei Kraftwagen 641.
Bremslüfter 412.
—, Drehstrom-Magnet- 412.
—, Gleichstrom-Magnet- 412.
—, Hauptstrom- 412.
—, Motor- 412.
—, Nebenschluß- 412.
— -scheibe 395.
Bremsverzögerung der Kraftwagen 641.
Brenner (Kohlenstaub-) 24.
Brennkraftmaschinen 108.
—, Abhitzeverwertung 358.
—, Angaben für Berechnung 134.
—, Anlassen 131.
—, Dieselmaschinen s. diese.
—, Gasmaschinen s. diese.
—, Glühkopfmaschine 115.
—, Großgas- 113.
—, Heißkühlung 358.
—, Kleingas- 113.
—, Kolben der — 132, 156.
—, Leichtmotoren s. diese.
—, Leistungssteigerung 114, 127.
—, Mittlere Drucke 110.
—, Ottomaschine s. Gasmaschinen.
—, Regelung 111, 118.
—, Rohrleitungen 364.
—, Steuerung 112, 134.
—, Strahlmaschinen 117.
—, Theorie der — 108.
—, Ventile 131, 134.
—, Verdichtungsverhältnis 111.
—, Viertaktgas- 113.
—, Wirkungsgrade 109.
—, Zweitaktgas- 115.
—, Zweitaktwirkung 115, 125.
—, Zweitaktspülung 137.
—, Zylinderabmessungon 110, 111.
Brennstoff, Aliphatische —e 116.
—, aromatische —e 116.
— der Dieselmaschinen 116, I 325.
— -düse (Vergaser) 120.
—, Energieinhalt der —e 139.
— -förderung zur Pumpe 117.
— — zum Vergaser 164.
—, Klopffestigkeit der —e 139, 145.
—, Leistungsfähigkeit der — 6.
— -leitung der Dieselmaschinen 365.
— der Gasmaschinen 364, I, 327.
—, Mischungsverhältnis in Dieselmaschinen 115.
—, — in Leichtmotoren 144.
Brennstoff, Wasserstoffgehalt der —e 116.
— -wirkungsgrad 146.
—, Zündverzug der —e 116.
Brennstoffpumpe 118, 135.
—, Berechnung der — 135.
Brown-Boveri-Dampfturbine 310.
— — -OV-Kondensator 216.
— — -Velox-Dampferzeuger 46.
Büchi-Leistungssteigerung 128.
Cardo-Wasserstandszeiger 75.
Carnotprozeß 338.
Charakteristik der Kreiselpumpen 281.
— der Leichtmotoren 147.
— der Regler 207.
— des Turbokompressors 334.
Chemisches Aequivalentgewicht 723.
Cierva, La-Tragschrauber 703.
C-Kurven nach Tolle 207.
Clausius-Rankine-Prozeß 106, 347.
Compound s. Verbund.
Condor (Flugzeug) 707.
Copes-Speiseregler 72.
Cos φ 742.
Coulomb 722.
Coulombsches Gesetz 731.
Cupron-Element 724.
Curtis-Rad 298.
Curtis-Turbine 309.

Dampfdiagramm 79, 80.
— -kessel s. diese.
— -kraftanlagen, Abwärmeverwertung bei — 343.
Dämpfer für Schwingungen 204.
Dämpferwicklung 763.
Dampfkran 464.
Dampfleitung 361, I 629.
—, Ab- 363.
—, Anordnung der — 362.
—, Frisch- 361.
—, Hochdruck-Heiß- 361.
—, Querschnittsberechnung 361, 363.
—, Ring- 363.
—, Sammel- 363.
Dampfmaschine s. Kolbendampfmaschine.
— -mantel 102.
— -raum 35.
— -strahl-Injektor 191.
— -strahl-Luftpumpe 222, 223.
— -turbine s. diese.
— -umformer 65.
— -verbrauch, nutzbarer —102.
— -verbrauchsziffern 107.
— -zylinder 92.
Dampfkessel 3.
—, Abhitze- 26. [I 632.
—, Absperrvorrichtungen 73,
—, Armaturstutzen 78.
—, Ausrüstung 72.
—, Bauarten 35.
—, Breitenleistung 4.
—, Dampfraum 35.
—, Doppelender- 39.
—, Dreh- 48.
—, Einzelteile 66.
—, Entleerungsvorrichtungen 73.
—, Fabrikschild 78.
—, Festigkeitsrechnungen 66.
—, Feuerbrücke 12.
—, Feuerbüchs- 37.
—, Feuerraumbelastung 5.
—, Feuerungen 9.
—, Feuerzüge 27.
—, Flammrohr- 35.
—, Gasfeuerung 26.
—, -Gesetze 72.
—, Heizfläche 34.
—, Höchstdruck- 45 (s. diese).
Dampfkessel, Kammer- 41.
—, Kohlenstaubfeuerung 23.
—, Leistungsfähigkeit der Brennstoffe 6.
—, — der Heizfläche 4.
—, — der Kesselanlage 3.
—, — des Rostes 3.
—, Lokomobil- 38.
—, Lokomotiv- 37.
—, Lufterhitzer 57.
—, Mauerwerk 28.
—, Ölfeuerung 25.
—, Rost 11 (s. diesen).
—, Rostfläche 10.
—, Schiffs- 38.
—, Schornstein 32.
—, Sicherheitsventil 77, I 638.
—, Speiseraum 35.
—, Speiseventil 72.
—, Speisewasserreinigung 63.
—, Speisewasservorwärmung 53.
—, Steilrohr- 44.
—, Strahlungs- 44.
—, Trommeln 66.
—, Überhitzer 49.
—, Verdampfungsoberfläche 35.
—, Verdampfungsversuch 8.
—, Verdampfziffer 6.
— -vernietungen 67, I 498.
—, Wärmespeicher 62.
—, Wärmeverluste 6.
—, Wasserraum 35.
—, Wasserrohr- 39.
—, Wasserstandsvorrichtungen 74.
—, Wirkungsgrade 6.
—, Zugerzeugung 31.
—, Zug, künstlicher — 31.
—, Zwangdurchlauf- 47.
—, Zwangumlauf- 46.
Dampflampe 809.
Dampfturbinen
—, Aufbau der — 308.
— Bauarten der — 309.
—, Berechnung 291.
—, Dampfreibung 303.
—, Dampfverbrauch 316.
—, Drehzahlen 308.
—, Druckstufung 294.
—, Düsenausführung 304.
—, Düsenhöhe 301.
—, Entnahme- 351.
— -Gehäuse 319.
—, Geschwindigkeitsstufung 298.
—, Gleichdruck- 294.
—, Kennzahl 300.
—, Kritisches Wärmegefälle 292.
—, Lager 318.
—, Läufer 317.
—, Radial- 315.
—, Regelung 319.
— -Rohrleitungen 361, 363.
—, Schaufelausführung 304.
—, Schaufelberechnung 306, I 372.
—, Schaufellänge 301.
—, Schaufelmaterial 307.
—, Spaltverluste 297.
—, Sperrkammern 303.
—, Stopfbüchsen 302.
—, Strahlablenkung 302.
—, Überdruck- 295.

Dampfturbinen, Ventilationsverluste 303.
—, Vorwärm- 357.
—, Wirkungsgrade 293, 316, 317.
—, Zweidruck- 353.
—, Zwischenböden 318.
—, Zwischenstücke 306.
—, Zwischenüberhitzung 315.
Daumenrad 386.
Deckenvorgelege mit Stufenscheibentrieb 524, 526.
Depolarisator 724.
Derrickkran 451.
Diagramm, Dampf- 80, 81, 82, 102, 103.
—, Entnahme- für Dampfturbinen 349.
—, Entropie- der verlustlosen Dampfmaschine 347.
—, Fahrzeugdieselmaschinen- 167.
—, gemischtes (Seiliger-) Diesel- 109.
—, Heylandsches Kreis- 765.
—, Horizontaldruck- 197.
—, *It*-Diagramm 343.
—, Kompressor- 169, 172, 175.
—, Massenkraft- 196.
—, Luftpumpen- 219.
—, Polar- 261, 279, I 275.
—, Pumpen- 181.
—, Rankinisieren der —e 103.
—, Säge- 512.
—, Seiliger- 109.
—, Start- der Flugzeuge 685.
—, Tangentialdruck- 197.
—, Vektor- (Wechselstrom) 738.
—, Ventilerhebungs- 94.
—, Vergasermaschinen- 167.
—, versetztes — 122.
—, Widerstands- 197.
—, Windkessel- 190.
Diamantdrehbank 564.
Diamantwerkzeug 489.
Dieselmaschinen, Anlassen 131, 132.
—, Ausführungsformen 129.
—, Auspuff 135.
—, Berechnung 133.
—, Benz- 129.
—, Boschdüse 122.
—, Boschpumpe 118.
—, Brennstoffpumpe 118, 135.
—, Cetanzahl 116.
—, Cetenzahl 116.
—, Düse 120.
—, Gemischbildung 115.
—, Hauptlager I 549.
—, Hesselmann- 129.
—, Junkers Doppelkolben- 125.
—, Kadenary-Verfahren 127.
—, Kohlenstaubmotor 133.
—, Kolben 132.
—, kompressorlose — 117.
—, Kreuzkopf I 614, 615.
—, Lanova- 125.
—, Leistungssteigerung 127.
— Lufteinspritz- 116.
— Luftspeicher- 124.
— MAN-Viertakt- 129.
—, MAN-Ölpumpe 118.
—, MAN-Zweitakt- 131.
—, Mittlere Drucke 110.
—, Öldruckleitung 117.
Dieselmaschinen, Pumpe 117.
—, Regelung 118.
—, Schubstange I 612.
—, Sicherheitsventil 132.
—, Spülung 135.
—, Strahl- 117.
—, Sulzer-Zweitakt- 131.
—, Ventile 131.
—, Verbrennung 115.
—, Vorkammer- 122.
—, Wechsel- 125.
—, Wirbelkammer 125.
—, Zündverzug 116.
—, Zweitakt- 125.
—, Zweitaktspülung 135.
Differential-Bandbremse 398.
— -getriebe 647.
— -kolben 182.
— -pumpe 187.
Diffusor 221.
Diffusorwirkung (Flugzeug) 673, 711.
Doble-Kessel 49.
Doby-Planstoker 19.
Doerfel-Ventilsteuerung 96.
Doppelantrieb der Kranlaufwinden 419.
— -enderkessel 39.
— -flügel (Junkers) 688, 721.
— -haken 379.
— -injektor 192.
Doppelkolbenmaschine Junkers 125, 168.
— -kolbenvergaser 164.
— -kopfschienen für Hängebahnen 367.
— -läufermotor 523.
— -pendelachse 653.
— -sammelleitung 363.
— -schlußgenerator 783.
— -schlußmotor 786.
— —— für Hebemaschinen 407.
— -spiralturbine 251.
— -stabläufer 768.
— -support 559.
— -vorschubrost 21.
— -weg-Gleichrichter 800.
— -zellenschalter 806.
Drachenflugzeug 665.
Drahtseil 382.
—, Berechnung der —e 384.
— mit Kreuzschlag 383.
— mit Längsschlag 383.
—, Lebensdauer der —e 384.
— -rolle 386.
— -speichenräder 659.
— -Tafel 383.
— -trommel 387.
Drallvorlage (Räumen) 627.
Drehbänke 547.
—, Automaten- 573.
—, Bett der — 576.
—, Diamant- 564.
—, Einheits- 560.
—, Fließspan- 565.
—, Führungen der — 579.
—, Groß- 564.
—, Halbautomaten 573.
—, Hartmetall- 564.
—, Hinterdreheinrichtung 566.
—, Karussell- 568.
—, Kopf- 567.
—, Leitspindel- 548.
Drehbänke, Magazinautomat 574.
—, Plan- 567.
—, Räderkasten- 560.
—, Revolver- 571.
—, Spindelstock, Beanspruchung und Formgebung 580.
—, Spitzen- 548.
—, Stangenautomat 574.
—, stufenlos regelbare — 564.
—, Stufenscheiben- 549. (s. diese).
—, Vielstahl- 569.
—, Vollautomaten 573.
—, Zugspindel — 548.
Dreheisen-Meßgerät 792.
Drehexzenter 88.
Drehfeld-Meßgerät 793.
— -Motor s. Induktionsmotor.
Drehspul-Meßgerät 790.
Drehkessel 48.
Drehkran 448.
—, Akkumulatoren- 466.
—, Dampf- 464.
—, Derrick- 451.
—, Doppel- 467.
—, Einschienen- 463.
—, Einzieh- 461.
—, fahrbarer — 463, 464.
—, Gießerei- 450.
—, Hafen- 466.
—, Halbtor- 467.
—, Lauf- 438.
— mit drehbarer Säule 448.
— mit feststehender Säule 452.
— mit Motorantrieb 454.
—, Roll- 463.
— -scheibenkran 456.
—, Tor- 466.
—, Turm- 467.
— Veloziped- 463.
—, Volltor- 467.
—, Wand- 448.
Drehregler 758.
Drehschaufelung, Finksche — 245.
Drehscheibenkran 456.
— -schwingungen bei Kolbenmaschinen 204. I 240.
— -spulmeßgerät 790.
— -strommotor s. diesen.
— -strommotor für Hebezeuge 405.
— —, Tafel 406, 407.
— — für Werkzeugmaschinen 522.
— und Bohrwerk 568.
— -werkzeug 547.
— -zahlbild 531.
— — -normung 514 (Tafel 515).
— — -stufung, arithmetische 512.
— — —, geometrische 512.
— — — beim Gewindeschneiden 553.
Drehstahl-Schneidenwinkel für Diamantwerkzeug 489.
— — — Hartmetallwerkzeug 488.
— — — Schnellstahlwerkzeug 488.

Drehstrom 747.
Drehstromgenerator 759.
—, Dreieckschaltung 749.
—, Frequenz 760.
—, Leistung der Antriebmaschine 761.
—, Parallelbetrieb 761.
—, Sternschaltung 748.
—, Zweischichtwicklung 761.
Drehstrommotor
—, Bauarten 777.
—, Asynchroner — s. Induktionsmotor.
—, Kommutator- 770.
—, Leistungsaufnahme 776.
—, Nebenschluß- 771.
—, Reihenschluß- 770.
—, Synchron- 773.
Drehstromtransformator 756.
Drehtransformator 758.
Drehzahlstufung der Vorschubantriebe 551.
Dreianoden-Stromrichter 800.
Dreibacken-Servobremse 661.
Dreieckschaltung 749.
— -ergemisch 141.
— -fingerregel 737, 763.
— -gangschubrädergetriebe 644.
— -kanalsteuerung für Großgasmaschinen 114.
Dreilochwicklung 760.
— -stromspülung 141.
— -ventilpumpe 218.
— -zugkessel 40.
Drillingspumpe 187.
Drosselleistung 147.
— -regelung der Dampfturbinen 320.
— -spule 752.
Drucklagerbremse 370.
— -luftbremse (Kraftwagen) 663.
— -luftförderanlage 477.
— -luftregler 175, 212.
—, mittlerer — der Dieselmaschinen 110.
—, — — der Gasmaschinen 110.
—, — — der Glühkopfmaschinen 111.
—, — — der Kolbendampfmaschinen 80.
—, — — der Leichtmotoren 147, 168.
— -regler (Wasserturb.) 366.
— -stufung 294.
— -turbinen 266, 294.
— -umlaufschmierung 166.
— -vergaser 163.
— -verlust in Rohrleitungen 362, 363, 365, I 261.
— -wasserhebebock 369.
— -wechsel bei Kolbenmaschinen 200.
— -zug bei Dampfkesseln 31.
Duralplat 705.
Duralumin 705, I 461.
Durchflußverlust der Überdruckwasserturbine 231.
Durchflutung 733.
Durchmesserwicklung 778.
Durchschleifen 614.
Düse der Becherturbine 267, 271.
Düse der Dampfstrahlluftpumpe 223.
— der Dampfturbine 292, I 310.
— der Dieselmaschine 120.
—, Ejektor- bei Saugzug 32.
—, geschlossene — 120.
—, Leerlauf- beim Vergaser 162.
—, Misch- der Injektoren 191.
—, offene — 120.
—, Streu- für Rückkühlung 224.
Düse, Streu- für Ölfeuerung 26.
— der Wasserstrahlluftpumpen 221.
Düsenroststab 12.
Dynamomaschinen 759, 778.
—, Gleichstrom- (s. Gleichstromgenerator.
—, Wechselstrom- (s. Wechselstrommaschine).

Edison-Akkumulator 726.
Edwards-Luftpumpe 219.
Effektivwert (Wechselstrom) 738.
Einankerumformer 798.
Einanodengefäß 802.
Einanoden-Stromrichter 800.
Einbaumotor (Werkzeugmaschinen) 523.
Einblaseenergie bei Ölmaschinen 121, 123.
Einflammrohrkessel 36.
— -kammer-Steuerung 89.
— -rohrkessel Sulzer 48.
Einheiten, elektrische — 723.
Einheits-Dieselmotor 167.
Einheitspol 731.
Einheitsdrehbank 561 (Tafel 562).
—, Hauptgetriebe 535.
—, Hauptspindellagerung 562.
—, Spindelstock 560, 563.
—, Zerspanungsschaubild 563.
Einkurvensystem (bei Halbautomaten) 575.
Einlochwicklung 760.
Einphaseninduktionsmotor 774.
Einphasen-Wechselstrom-Kommutator-Motor 775.
— — -Synchronmotor 776.
Einreißkraft 493.
Einschaltdauer, relative — der Krane 404.
Einscheibenbank, Drehmoment-, Leistungs- und Schnittdruckberechnung für — 533.
— -scheibenkupplung 643.
— -scheibentriebe 528.
— -schieber-Steuerung 88.
— -schienenkran 463.
— -seilgreifer 403, 404.
— -trittskondensation 102.
Einspritzverzug 117.
Einstellbewegung 511.
Einstellwinkel (Werkzeug) 480, 491.
Einweg-Stromrichter 800.
Einzelantrieb der Werkzeugmasch. 516.
Einzelaufbereitung des Kohlenstaubes 23.
Einziehkran mit Ellipsenlenker 462.
— mit Kurvenbahn 462.
Einziehkran mit Lemniskatenlenker 462.
— — Schwingrolle 461.
Einziehstrebe 720.
Einzugkessel 40.
Eisen im Wechselfeld 751.
Eisenverlust 752.
Eko 53.
Ekonomiser 53.
Elastizitätszahl der Feuerungen 17.
Elektrizitätszähler s. Meßgeräte.
Elektroflaschenzug 371.
— -hängebahn 367.
— -laufkatze 417.
Elektromagnetismus 732.
Elektromotoren
—, Anlassen 767.
—, Asynchroner Drehstrommotor 763.
—, Drehfeldmotor 763.
—, Drehstrom-Kommutator- 770.
—, — -Nebenschluß- 771.
—, — -Reihenschluß- 770.
— —, -Synchron- 773.
—, Eigenschaften der — 788.
—, Einphasen-Induktions- 774.
—, — -Wechselstrom-Kommutator- 775.
—, — -Synchron- 773.
—, Gleichstrom- 783.
—, Induktions- 763.
—, Leistungsaufnahme der — 776.
—, Nebenschluß- 784.
—, Prüfung der — 789.
—, Reihenschluß- 785.
—, Synchron- 773.
—, Wechselstrom- 763.
Elektromotoren für Hebemaschinen 405.
—, Doppelschluß- 407.
—, Drehstrom- 405.
—, Gleichstrom- 406.
—, Nebenschluß 407.
—, Leistung 407.
—, Kranmotoren (Tafel) 406, 407.
—, Normung 407.
—, Planung der — 408.
—, Reihenschluß- 406.
— mit Schleifringläufer 405.
Elektromotoren für Werkzeugmaschinen 521.
Elektroden 723.
Elektrolyt 723.
Elektrolytische Zähler 794.
Elektromotorische Kraft 722, 727.
Elektron 705, I 464.
Elektron-Einziehstrebe 720.
— -Luftölfederbein 715.
Elektronen 722.
Elektrotechnische Maßeinheiten 723.
Elemente, galvanische — 724.
—, Beutel- 724.
—, Cupron- 724.
—, Krüger- 724.
—, Meidinger- 724.
—, Salmiak- 724.
—, Tauch- 724.
—, Trocken- 724.

Elemente, Zink-Kupfer- 724.
Elevator 473.
Elmopumpe 195.
Eloxieren 705, I 480.
Emagramm 701.
Endschalter für Krane 413.
Energie der Regler 206.
Enor-Trieb 520.
Ente (Flugzeug) 665.
Enteiser (von Goodrich) 711.
Entnahmemaschine 346, 351.
—, Berechnung 347.
Entnahmeturbine 351.
Entölung 224.
Entropiediagramm der verlustlosen Dampfmaschine 347.
Erregung der Wechselstromgeneratoren 759.
Estner-Ladewig-Speicher 353.
Eulersche Gleichung (Turbinentheorie) 227.
Expanderkolben 157.
Expansionslinie der Kolbendampfmaschine 80.
Exzenteraufkeilung 88.

Fabrikschild 78.
Fachwerkträger, Berechnung 430.
Fahrbremsschaltung 409, 411.
Fahrgestell (Flugzeug) 700, 714.
— (Kraftwagen) 636.
Fahrschaltung bei Hebemaschinen 409, 411.
Fahrwerk, Hand- 415.
—, motorisches — 416.
Fahrzeug-Dieselmaschinen 166.
Fairey-Klappe 720.
Fallbenzin 164.
— -rohr 44.
— -schnecke 556.
— -stromvergaser 163.
Famo-Mischventil 113.
Fangrost 13.
Farad 725.
Faradaysche Gesetze 723, 736.
Fase (Werkzeug) 483.
Faßwicklung 761.
Faudi-Federbein 715.
Faudigelenk 649.
Faustachse 651.
Federbein 715.
Federn für Kraftwagen 657.
—, Berechnung der — 658.
—, Blatt- 658.
—, Gummi- 659.
—, Schrauben- 659.
—, Stabdreh- 659.
Federpendelachse 653.
Feinbohren 598.
Feinbohrmaschine 598.
Feinen 615.
Feld, magnetisches — 731.
— -linien 730.
Feldlinien, Brechung der — 732.
— -stärke 731.
Felgen für Kraftwagen 659.
—, Halbflach- 659.
—, Tiefbett- 659.
Ferodofiber 394, 395.
Ferraris-Meßgerät 793.
Feuerbüchskessel 37.
— -brücke 12.
— —, Steinmüller- 16.
— -raum 10.
Feuerraumwärmebelastung 5.
— -züge 27.
Feuern (Arbeitsverfahren) 615.
Feuerung (s. auch Rost) 9.
—, Abhitze- 26.
—, Gas- 26.
—, Halbgas- 14.
—, Innen- 9.
—, Kohlenstaub- 23.
— mit Kühlrohren 11.
—, Mühlen- 23.
—, Öl- 25.
—, Unter- 9.
— mit Unterwind 32.
—, Vor- 9.
—, Windpressung 31, 32.
Filter, akustische — 365.
Finksche Drehschaufelung 245.
Flachbrenner (Kohlenstaub) 25.
— -magnet 402.
Flächenbelastung (Flugzeug) 667, 670, 677, 680.
Flachregler 210.
—, Beharrungs- 211.
—, Berechnung der — 211.
—, Drehzahlverstellung 212.
—, Lentz- 210.
—, Momentenkurve nach Toll 211.
—, Steuerung 88, 95.
Flachsenkkopfniet 706.
Flammrohrböden 68.
Flammrohrkessel 35.
— -Wasserrohrkessel 37.
Flanschachse 651.
Flaschenzug 370, I 191.
—, Elektro- 371.
—, gewöhnlicher — 370.
—, Schrauben- 370.
—, Stirnrad- 370.
—, Velox- 370.
Flattern bei Kraftwagen 657.
Flatterbock 657.
Flatterdämpfer 657.
Flettner-Ruder 693.
Fliehkraftbremse 399.
Fliehkraftkupplung 643.
Fließspan 481.
— -drehbank 565.
Flossenrohre 11.
Flugkoksverlust 7.
Flugmotoren 148.
— -kolben 157.
— -leistungen 146.
Flugtechnik und Flugzeug 665, 704.
—, Abfangbereich 697.
—, Abflug 685.
—, Abgerissene Strömung 666.
—, Abmessungen, Berechnung der — — 675.
—, Abminderungszahl 680.
—, Abschirmen 692.
—, Abwind 666, 692.
—, Arten der —e 665.
—, Auftriebverteilung 669, 671.
—, Aufwind 701.
—, Ausgleich der Ruder 693, 714.
—, Bahngeschwindigkeit, wirtschaftlichste — 681.
—, Bauzahl 681, 684.
—, Bau-Elemente 704.
Flugtechnik, Berechnung der Flugzeugabmessungen 675.
—, Bezeichnungen 665.
—, Böenbeanspruchung 699.
—, Böenflug 701.
—, Diffusoreffekt 673, 711.
—, Fachausdrücke 666.
—, Fahrgestell 700, 714.
—, Flächenbelastung 677, 680.
—, Flugeigenschaften 689.
—, Flügel s. Tragflügel.
—, Flugleistungen 679.
—, Geschwindigkeitsspanne 681.
—, Giermoment 666.
—, Gipfeldichte 683.
—, Gipfelhöhe 667, 683.
—, Gleitflug 701.
—, Gleitzahl 681.
—, Grundbegriffe 665.
—, Grundbelastungszustände 697.
—, Hängewinkel 694.
—, Hubschrauber 703.
—, Interferenz 666.
—, Landeklappen 688, 719.
—, Landung 687.
—, Längsmomente 689.
—, Lastvielfache 696.
—, Leistungsbelastung 680.
—, Leitwerke 692, 712.
—, Luftkräfte, Verteilung der — 698.
—, Luftschraube 668, 678, 717, I 283.
—, Motorleistung 668.
—, Nietung 705.
—, Polare 669, I 275.
—, Profileigenschaften 674.
—, Querstabilität 694.
—, Reichweite 667, 684.
—, Rollmoment 666.
—, Rollweg 687.
—, Rollzeit 687.
—, Rückenflug 697.
—, Ruderausgleich 693, 714.
—, Rumpf 699, 706.
—, Rüstgewicht 676.
—, schädliche Fläche eines —s 670.
—, Schiebewinkel 694.
—, Schlitzflügel 688, 719.
—, Schränkung 691.
—, Schraubenstrahleinfluß 692.
—, Schwebeleistungskurve 681.
—, Schwerpunktermittlung 677.
—, Segelflug 701.
—, Seitenstabilität 694.
—, Seitensteuerung 695, 713.
—, Sinkgeschwindigkeit 682, 701.
—, Spannweite, induzierte — 680.
—, Stabilität 691.
—, Start und Startdiagramm 685, 686.
—, Statik des —s 696.
—, Statik der Flugzeugteile 698.
—, Steigformel 667.
—, Steigleistungen 682.
—, Steigzahl 667.
—, Sturzflug 697.
—, Thermik 701.
—, Tragfähigkeit 667, 681, 682.
—, Tragflügel 673, 708, I 273.
—, Tragschrauber 703.

Flugtechnik, Trudeln 666
—, Verwindung des Profils 672.
—, Waagerechtgeschwindigkeit 679.
—, Wendemoment 666.
—, Werkstoffe 705.
—, Widerstand des —s 668.
—, Widerstandsbeiwert 670.
—, Zelle 665.
—, Zuladung 676.
Fluß-, Induktions- 740.
Flüssigkeitsgetriebe 518.
—, Arbeitsverhältnisse 518.
—, Berechnung 519.
—, Bauarten 519.
—, Enor-Trieb 520.
—, Jahn-Thoma 519.
—, Lauf-Thoma 194.
—, Regelorgane 520.
— -ring-Luftpumpe 195.
—, Sicherheitsorgane 520.
—, Stozgetriebe 521.
Focke-Hubschrauber 703.
Föge-Luftvorwärmer 59.
Förderer 468.
—, Band- 471.
—, Dauer- 468.
—, Druckluft- 477.
—, Gliederband- 472.
—, Gurt- 471.
—, Kratzer- 468.
—, Luft- 477.
—, Saugluft- 477.
—, Schaukel- 476.
—, Schwerkraft- 476.
—, Stahlband- 472.
Förderhöhe, geodätische oder statische — 181.
—, Gesamt- 182.
— —, manometrische — 181.
Förderrinnen 469.
— -rohr 471.
— -rutsche 469.
— -schnecken 470.
—, Schub- 469.
—, Schüttel- 469.
—, Schwinge- 469.
—, Wurf- 470.
Formieren (Akkumulator) 726.
Formrostsstab 12.
Foucaultsche Ströme s. Wirbelströme.
Fowlerflügel 688, 721.
Fox-Wellrohr 69.
Francisturbine 228.
—, Aufbau und Anordnung der — 247.
—, Aufgebogene Schaufeln 235, 244.
—, Austrittsbogen 234.
—, Austrittsverlust 232.
—, Axialschub 251, 254.
—, Bau von Leit- und Laufrad 245.
—, Berechnung, hydrauliche — der 230.
—, Berechnung von Leit- und Laufrad 235, 244.
—, — — — der Schnelläufer 244.
—, Druckregler (Nebenauslaß) 251.
—, Durchflußverlust 231.
—, Durchgangsdrehzahl 233.
—, Finksche Drehschaufelung 245.
Francisturbine, Füllung 235.
—, mit Hebereinlauf 248.
—, Hohlsog 248 (264).
—, Hydraulischer Wirkungsgrad 231, 238.
—, Kavitation s. Hohlsog.
—, Kennziffer 230.
—, Laufradschaufelung 239.
—, Leitradschaufelung 243.
—, Mehrfach- 249.
—, Nebenauslaß 251.
—, Nutzgefälle 228.
—, Regelung 245.
—, Regulierarbeit 247.
—, Saugrohr 228.
—, Schaufelklotz 241.
—, Schaufelung des Laufrades 235.
—, — des Leitrades 243.
—, Spezifische Drehzahl 230.
—, — — der Mehrfach- 250.
—, Spiral- 250.
—, Umfangsgeschwindigkeit 232.
—, Verhalten im Betrieb 255.
—, Winkelübertreibung 245.
—, Wirkungsgrad 231, 256.
Fräsen 600.
—, Gleichlauf — 606.
—, Kräftezerlegung 602.
—, Leistungstafel 606.
—, Schnittgeschwindigkeit 605.
—, Schnittkräfte 603.
—, Schnittleistung 603.
—, — -stafel 605.
—, Vorschub 605.
Fräser 600.
—, Messerkopf 600.
—, Schäl- 600.
—, Stirn- 600.
—, Voll- 600.
—, Walzen- 600.
—, — mit geraden Zähnen 602.
—, — mit Schälzähnen 602.
Fräsintegral 603.
Fräsmaschinen 607.
—, Drehzahlen 610.
—, Eilgänge 610.
—, Einzelheiten 607.
—, Fräsdornaufnahme 608.
—, Fräs(„Fräs"-)spindelstock 610.
—, Lang- 610.
—, Plan- 609.
—, Senkrecht- 608.
—, Sprungtischschaltung 611.
—, Vorschubbereich 611.
—, Waagerecht- und Universal- 607.
Freifläche (Werkzeug) 480.
Freihandschliff 616.
Freilauf 646.
Freistrahlturbine s. Becherturbine.
Freiwinkel (Werkzeug) 480, 491.
Frequenz 738.
Frequenzmessung 793.
Frontantrieb (Kraftwagen) 640.
Fuchskanal 28.
Führerkorb 437.
Führerstandlaufkatze 417.
Führungen der Drehbänke 578.
— an Werkzeugmaschinen 543.
—, Dach- 543.
—, Feststellvorrichtungen 546.
—, Flach- 543.
Führungen, Flächendruck bei — 544.
—, Nachstellung der — 546.
—, Prismen 544.
—, Schmal- 545.
—, Schmierung der — 545.
—, Schutz der — 547.
—, Schwalbenschwanz- 544.
—, zylindrische — 544.
Füllung der Kolbendampfmaschine 79, 80.
—, reduzierte — der Verbundmaschine 103.
— -sausgleich beim einfachen Schieber 85.
— — bei Umsteuerungen 101.
— — bei Ventilsteuerungen 95.
— -sgrad bei Kompressoren 169.
— -sregelung der Gasmaschinen 111.
— -sregelung der Dampfturbinen 320.
Fundament, federndes 205.
— -schwingungen 205.

Gabelachse 651.
Galvanische Elemente s. Elemente.
Gasfeuerung 26.
Gasmaschine 111.
—, Abhitzeverwertung 358.
—, Gemischbildung 111.
—, Groß- 113.
—, Klein- 113.
—, Leistungssteigerung 114.
—, mittlere Drucke 110.
—, Regelung 111.
—, Steuerung 112.
—, Theorie 108.
—, Wechselmotoren 125.
—, Wirkungsgrade 109.
—, Zweitakt- 115.
—, Zündung 112.
—, Zylinderabmessungen 110, 111.
Gauß 731.
Gebläse, Berechnung eines —s 335.
Gebläseventil, Hoerbiger- 174.
Gebundenes Getriebe (nach Kryspin-Exner) 532.
Gefälle-Wärmespeicher 62.
Gegendrucklinie (Kolbendampfmasch.) 81.
— -maschine 351.
— -turbine 345, 351.
Gegengewicht (Kurbeltrieb) 201.
— -laufmotor 148.
Gegenstrom-Fahrbremsschaltung 409.
— -Kondensator 214.
Gehäuse der Dampfturbinen 319.
Gekoppeltes Getriebe 532.
Gelenk, Doppel- 649.
—, elastisches — 650.
—, homokinetisches — 649.
— -kette 469.
—, Kreuz- 649, I 532.
—, Laschen- 650.
—, Scheiben- 650.
—, Trocken- 649.
— -welle 650.
Gemischregelung (Gasmasch.) 111.

Gemischschmierung 166.
Genauigkeit (Werkzeugmasch.) 541.
Generator s. Kraftgaserzeuger.
Geodätische Förderhöhe der Kolbenpumpen 181.
Geradschwingachse 653.
Gesamtungleichförmigkeitsgrad der Regler 206.
Geschwindigkeitsstufung 298.
— mit Überdruck 299.
Germarscher Getriebeplan 530.
Geschwindigkeitsspanne (Flugzeug) 681.
Gesetz von Coulomb 723.
— von Faraday 723, 736.
— von Joule 728.
— von Lenz 733.
— von Ohm 726.
Getriebe, elektrische — 518.
—, Flüssigkeits- 518.
—, stufenlose — 517.
—, stufige — 521.
Getriebe, gebundenes — (nach Kryspin-Exner) 532.
—, gekoppeltes — 532.
—, Ruppert- 533.
Gewindeschneiden 551.
Gewindeuhr 567.
Giermoment 666.
Gießerei-Drehkran 450.
Ginabatkondensator 217.
Gipfeldichte 683.
Gipfelhöhe 667, 683.
Gittersteuerung 802.
Gleichdruckdampfturbine 294.
— -höhe bei Ladermotoren 147.
— -verbrennung 109.
— -wärmespeicher 62.
Gleichlauf-Fräsen 606.
Gleichrichter 800.
Gleichlaufschaltung (Kraftwagen) 645.
Gleichstromdampfmaschine 96.
— (Parallel-)-Kondensation 214.
Gleichstromgenerator
—, Ankerrückwirkung 780.
—, Ankerwicklung 779.
—, Betriebsverhalten 782.
—, Bürstenfeuer 781.
—, Doppelschluß- 783.
—, Durchmesserwicklung 778.
—, fremderregter — 782.
—, Kommutator 780.
—, Kommutierung 781.
—, Kompensationswicklung 781.
—, Leerlaufkennlinie 782.
—, Nebenschluß- 782.
—, Reihenschluß- 783.
—, Schaltung 782.
—, Trommelwicklung 778.
—, Verbund- 783.
—, Wendepole 781.
Gleichstrommotor 783.
—, Ankerrückwirkung 784.
—, Bauarten 787.
—, Betriebsverhalten 784.
—, Doppelschluß- 786.
—, Eigenschaften 788.
— als Generator 787.
—, Hauptschluß- 785.
—, Kommutierung 784.
Gleichstrommotor, Nebenschluß- 784.
—, Prüfung 789.
—, Reihenschluß- 785.
—, Schaltung 784.
—, Umkehr der Bewegungsrichtung 786.
Gleichrichter 800.
—, Glühkathoden- 804.
—, Trocken- 805.
Gleisketten 635.
Gleitflug 701, I 275.
Gleitzahl 681.
—, Kleinstwert der — 681.
Gliederbandförderer 472.
Gliederkette 381.
Glockenspeicher 353.
Glühkopfmaschine 115.
Glühlampen 812.
Glühkathoden-Gleichrichter 804.
Glykol-Kühlung 160.
Gooch-Kulissensteuerung 99.
Goodrich-Enteiser 711.
Gottwein-Reichel-Zweistahlverfahren 486, 504.
Gottweinsche Thermopaar 504.
Gradierwerk 224.
Gradzahl der Schwingungen 204.
Granulierung der Schlacke 25.
Greifer, Einseil- 403.
— -Hubwerk 375.
—, Laudi- 404.
—, Motor- 404.
—, Polyp- 404.
—, Priestmann 403.
—, Stangen- 403.
—, Vulcan- 404.
— -windwerk 375.
—, Zweiseil- 403.
Großgasmaschine 113.
—, Leistungssteigerung 114.
Großdrehbänke 564.
Grundbelastung (Flugzeug) 697.
Gruppenantrieb der Werkzeugmaschinen 516.
Gummiaderleitung 809.
— -federung (Fundamente) 205.
— — (Kraftwagen) 659.
Gütegrad der Kolbendampfmaschine 106.

Ha 137 (Blohm & Voss) 706, 711, 714.
Hackworth-Bremme-Umsteuerung 101.
— -Klug-Umsteuerung 101.
Hafendrehkran 466.
Hakenberechnung 378, I 387.
—, Doppel- 379.
— -flasche 390.
— -geschirr 390.
—, geschlossene — (Schäkel) 378, 380.
— -lager 380.
—, Lamellen- 379.
— -querstück (Traverse) 381.
— -schaufel 247.
—, Sicherheits- 379.
Halbautomaten 574.
Halbflachfelge 659.
— -gasfeuerung 14.
— -tordrehkran s. Bockkran.
— -torkran 441.
Handbremse der Kraftwagen 660.
— -fahrwerk 415.
— -feuerung 11.
— -flaschenzug 370.
— -hängebahn 367.
— -kurbel 390.
— -laufkatze 416.
— -laufkran 423.
— — -winde 417.
— -winde 373.
Hanfseil 382.
Hängebahnen 367.
—, Elektro- 367.
—, Hand- 367.
—, Schienen für — 367.
Hängedecke 30.
Hängenbleiben der Ventile 96.
Hängende Ventile 151.
Hängewinkel (Flugzeug) 694.
Hannemann-Fernanzeiger (Wasserstand) 76.
Hanriot-Spreizklappe 720.
Hansa-Generator 138.
Härtebezeichnungen für Schleifscheiben 612.
Härtegrade des Speisewassers 63.
Hartmetall 485.
— -drehbänke 564.
—, Freiwinkel bei — 488.
—, Keilwinkel bei — 488.
—, Schnittgeschwindigkeiten 500.
Hartung-Regler 208.
Haspelrad 390.
Hauptbewegung (Werkzeugmasch.) 511.
Hauptgleichungen der Kreiselpumpen 273.
— der Turbokompressoren 328.
— der Wasserturbine 227.
Hauptschlußgenerator 783.
Hauptschneide (Werkzeug) 480.
Hebebock, Druckwasser- 369.
—, Schrauben- 368.
Hebereinlauf bei Francisturbinen 248.
Heckmotorwagen 635.
Hefnerkerze 810.
Heinkel-Flugzeug 711.
Heißdampf-Expansionslinie 80.
Heißdampfmaschine 105.
Heißkühlung 160, 358.
Heißwasserspeicher 730.
Heizfläche, Abdampfvorwärmer- 57.
—, Kessel- 4.
—, Lufterhitzer- 60.
—, Überhitzer- 50.
—, Vorwärmer- 54.
—, Wärmebelastung 4.
—, Wirkungsgrad der Kessel- 6.
Heizung durch Luft, Vakuumdampf, Warmwasser 354.
Henschel-Flugzeug 712 u. f.
Henry 740.
Hertz 738.
Herzogsche Schnittmethode 826.
Hesselmann-Maschine 129.
Heusinger-Waldegg-Kulissensteuerung 99.
Heylandsches Kreisdiagramm 765.

Hilfskraftbremsen 663.
Hilfskurvensystem (bei Automaten) 576.
Hinterachsantrieb 640.
Hinterachse, starre — der Kraftwagen 651.
Hinterdrehen 566.
Hinterradlagerung 655.
Hinterschleifwinkel 480.
Hippler-Formel (Schnittdruck) 496.
— — (Schnittgeschwindigkeit) 498.
Hitzdraht-Meßgerät 790.
HK 810.
Hobelmaschine 580.
—, Antrieb 582, 583.
—, Arbeitsenergie 584.
—, Doppelständer- 581.
—, Durchzugskraft 582.
—, Hobelvorgang 580.
—, Kurz- 583.
—, Leistungsbedarf 589.
— mit eingebauter Magnetkupplung 585.
—, Schmierung der Gleitbahnen 545.
—, Tisch- 581, 582.
—, Tischgeschwindigkeiten 583.
—, Umsteuerung 583, 584.
—, Vorschubschaltung 586.
Hochdruckkompressor 177.
— -kreiselpumpe 289.
— — -pumpe 187.
— — -wasserstandsanzeiger 76.
— hubsicherheitsventil 77.
— leistungsdieselmaschine 127.
— — -gasmaschine 114.
— — -leichtmotor 148.
— — -rost 32.
— -paßfilter 365.
— -speisung 73.
Höchstdruckkessel 45.
—, Atmos- 48.
—, Benson- 47.
—, Doble- 49.
—, La Mont- 46.
—, Löffler- 48.
—, Schmidt-Hartmann- 49.
—, Sulzer-Einrohr- 48.
—, Teilkammer- 45.
—, Velox- 46.
—, Zoelly- 48.
Höchstdruckkolbendampfmaschine 104.
Hoerbigerventil 174.
Höhenleistungen 143.
Höhenleitwerk 692, 699, 714.
Höhenmotor 144.
Höhenvergaser 163.
Hohlroststab 12.
Hohlsog (Kreiselpumpen) 283.
— (Turbinen) 248, 264.
Hollandkessel 38.
Holm (Tragflügel) 704, 708.
Honen 614.
Honingmaschine 614.
Hubschaltung 409, 411.
Hubschrauber 703.
Hubverhältnis der Brennkraftmaschinen 134.
— der Leichtmotoren 147.
— der Pumpen 183.
Hubschwingungen 641.
Humboldt-Deutz-Motor 113.
Hydraulischer Tischantrieb bei Hobelmaschinen 584.
— — bei Schleifmaschinen 620.
— Wirkungsgrad der Kolbenpumpen 185.
— — — Turbinen 231.
Hysterisisschleife 751.
— -verlust 751.

Indirekt wirkende Regler 213.
Induktionsfluß 732.
— -gesetz (Faraday) 736.
— -konstante 734.
— -linien 731.
—, magnetische — 731.
— -Meßgerät 793.
— -motor s. diesen.
— -zähler 794.
Induktivität der Spulen 740.
Induktionsmotor 763.
—, Anlassen 767.
—, Drehzahlregelung 769.
—, Käfiganker 764.
—, Kaskadenschaltung 769.
—, Kippmoment 766.
—, Kreisdiagramm von Heyland 765.
—, Läufer 768.
—, polumschaltbarer — 769.
—, Schlupf 764.
—, Umsteuerung 770.
—, Wicklung 764.
—, Wirkungsgrad 788.
Injektor, Dampfstrahl- 191.
Innenbackenbremse 661.
— -einströmung 86.
— -feuerung 9.
— -regelung bei Francisturbinen 246.
— -schleifen 613.
— —, Hauptschnittantrieb 619.
Innere Überdeckung 83.
Innerer Wirkungsgrad 106.
Intensiv-Vergaser 163.
Interferenz (aerodyn.) 666.
Isodromregler 213.
Isolationswiderstandmessung 797.
Isolatoren 727.
Isothermische Verdichtung 171.
I t-Diagramm 343.

Jahns-Regler 208.
Jahn-Thoma-Pumpe 519.
Joukowski-Profile 675.
Joule 722.
Joulesches Gesetz 729.
Joy-Umsteuerung 101.
Junkers-Doppelflügel 688.
— -Flugzeug 711.
Junkers-Flugzeug-Dieselmotor 168.
Junkersmaschine 125, 168.

Kabel, Belastungstafeln 808.
Kabelkran, fahrbarer — 446.
—, ortfester — 445.
—, schwenkbarer — 445.
Kadenacy-Verfahren 127.
Käfiganker 764.
Käfigwicklung 764.
Kaliberring (Kolbenschieber) 87.
Kalk-Soda-Speisewasser-Reinigung 64.
Kältemaschinen, Abwärme von — 340.
Kaminkühler 224.
Kapazität der Akkumulatoren 725.
— des Kondensators 743.
Kaplanturbine s. Propellerturbine.
Kapselwerke 193.
Karusselldrehbank 568.
Kaskadenschaltung 769.
Kaskadenvorwärmer 65.
Kastenholmbauweise 709.
Kastenrahmen 650.
Kathode 723.
Kavitation 248, 264, 283.
kcal 729.
Kegelradausgleichgetriebe 647.
Keilleisten für Führungen 546.
Keilwinkel (Werkzeug) 480, 489.
Kennlinien der Kreiselpumpen 281.
Kennlinien der Leichtmotoren 147.
— -zahl der Dampfturbinen 300.
— -zahl der Turbokompressoren 330.
— -ziffer der Siedekurve 139, I 325.
— — der Wasserturbine 230.
Kerntype (Transform.) 755.
Kerzenzündung 165.
Kesselbleche 67, I 448.
— -böden 67.
— -speisepumpe 288.
— -teile, Verbindung einzelner — 67.
— -trommeln 66.
— -zugüberhitzer 52.
Kette, Gelenk- 382.
—, Glieder- 381.
—, kalibrierte — 382.
—, Rundeisen- 381.
—, unkalibrierte — 381.
—nnuß 385.
—nrad 385.
—nrost 15.
Kilowatt 722, 723.
Kippkübel 402.
Kippmoment (Induktionsmotor) 760.
Kirchhoffsche Gesetze 728.
Klappgefäß 402.
— -kübel 403.
— -mulde 403.
Klemmenspannung 727.
Klemmgesperre 392.
Klinkengesperre 392.
Klopfen der Leichtmotoren 145.
Klopffestigkeit 139.
Klopfschutzmittel 145.
Klopstock-Schneide 483.
Kochen der Akkumulatoren 725.
Koerzitivkraft 751.
Kohlenfadenlampe 812.
Kohlenstaubfeuerung 23.
—, Brenner 24.
—, Brennstoffe 23.
—, Einzelaufbereitung 23.
—, Flachbrenner 25.
—, Granulierung 25.
—, Kühlrost 25.
—, Mahlfeinheit 24.

Kohlenstaubfeuerung, Mühlenbauarten 23.
—, Mühlenfeuerung 23.
—, Rohstaubfeuerung 24.
—, Rundbrenner 25.
—, Staubaufbereitung 23.
—, Wirbelbrenner 25.
—, Zentralaufbereitung 23.
Kohlenstaubmaschine 133.
Kolben 132, 156, I 616.
—, Alusil- 157.
—, Authothermik- 157.
— -bolzen 157.
— -dampfmaschine s. diese.
—, Differential- der Kompressoren 178.
—, — der Pumpen 182.
—, Großgasmaschinen- 114.
— -kompressoren s. Kolbenverdichter.
— der Leichtmotoren 156.
—, Nelson- 157.
—, Ölmaschinen- 132.
— -pumpen s. diese.
—, Pilz- von Krupp 133.
— -schieber 86.
—, Schlitzmantel- 156.
—, Streifen- 157.
— -ventilsteuerung 94.
—, Zweitakt- 133.
Kolbendampfmaschinen 79, 81, 82.
—, Auto- 83.
—, Dampfmantel 102.
—, Diagramm 79.
—, Eintrittskondensation 102.
—, Expansionslinie 80.
—, Gleichstrom- 96.
—, Höchstdruck- 104.
—, Mittlere Drucke 80.
—, Rohrleitungen 361.
—, Steuerungen der — 82.
—, Überhitzung bei — 105.
—, Umsteuerungen der — 98.
—, Verbundwirkung 102.
—, Wärmeverbrauch 106.
—, Wirkung endlicher Stangenlänge 85.
—, Wirkungsgrade 106.
— -Zylinder 92.
Kolbenverdichter 169.
—, Anordnung 176.
—, Ansaugemenge 169.
—, Antriebart 175.
—, Antriebleistung 171.
—, Ausgleichräume 177.
—, Ausnutzungsgrad 170.
—, Füllungsgrad 169.
—, Indizierte Leistung 171.
—, Kreis- 193.
—, Leistungen 170.
—, Liefergrad 169.
—, Liefermenge 169.
—, mechanischer Wirkungsgrad 172.
—, mehrstufige — 172.
—, Regelung 175.
—, Rohrleitungen der — 363.
—, rotierende — 193.
—, Schiebersteuerung 173.
—, selbsttätige Druckluftanlagen 175.
—, Schwungradberechnung199.
—, Überströmung 173.
—, Vakuumpumpen 173.
Kolbenverdichter, Ventile 173.
—, Wirkungsgrade 170.
—, Zwischenkühler 179.
Kolbenpumpen 180.
— -arten 182.
—, Ansaugen 180.
—, Ausführung 186.
—, Beschleunigungshöhe 181.
—, Diagramm 181.
—, Differential- 182.
—, Drehzahl 183.
—, Drillings- 187.
—, Förderhöhen 181.
—, Hauptabmessungen 182.
—, Hubverhältnis 183.
—, Kanalwasser- 188.
—, Kraftbedarf 185.
—, Preßwasser- 187.
—, Reibungsverluste 181.
—, Saugwirkung 180.
—, Schoene- 188.
—, Stufen- 187.
—, Ungleichförmigkeitsgrad des Windkesseldruckes 191.
—, Ventilausführung 188.
—, Ventilberechnung 183.
—, Ventilverdrängung 184.
—, Werkstoffe 188.
—, Windkesselschwingungen 191.
—, Windkesselwirkung 189.
—, Wirkungsgrade 185.
Kollektor 780.
Kombinationsregelung (Gasmaschinen) 111.
Kommutator 780.
Kommutator-Drehstrommotor 770.
—, Repulsionsmotor 775.
Kommutierung 781.
Kompensationswicklung 781.
Kompression bei Kolbendampfmaschinen 79, 81.
—, mehrstufige — 172.
Kompressionshöhe der Kolben 157.
Kompressoren s. Kolbenverdichter.
Kompressor-Leichtmotor 142.
—, Roots — 142.
—, rotierender — 193.
— -ventile 174.
—, Zoller- 142.
Kompressorlose Dieselmaschine 117, s. auch Dieselmaschinen.
Kondensation 214.
—, Abdampfleitung 363.
—, Abdichtung der Rohre 215.
—, absoluter Druck 214.
—, Abwärmeverwertung 354.
—, Dampfstrahler 222.
—, Entölung 224.
—, Film- I 297.
—, Gegenstrom- 214.
—, Ginabat- 217.
—, Kreiselluftpumpe 221.
—, Kühlwasserbedarf 214, 217.
—, Luftleere, theoretische 214.
—, Luftmenge durch Undichtheit 218.
—, Luftpumpen 218.
—, Misch- 214.
—, Oberflächen- 215.
—srohre 215.
—, Rückkühlung 224.
Kondensation, Strahlluftpumpen 221.
—, Unterkühlung 218, 219.
—, vollkommene — 214.
—, Wärmedurchgang 217.
—, Werkstoffe 215.
Kondensator, elektrischer 743.
—, Blindstrom 745.
—, Kapazität 743.
—, Kapazitätsmessung 745.
—, Leistungsaufnahme 745.
—, Scheinwiderstand 745.
—, Spannungsresonanz 746.
—, Stromresonanz 746.
— und Spule 746.
—, Wirkstrom 747.
Konusturbinen 264.
Konsolkran 446.
— mit drehbarem Ausleger 447.
— mit festem Ausleger 446.
Kontakt-Umformer 805.
Kopfdrehbänke 567.
Kopflastig (Flugzeug) 666.
Kontrollstutzen 78.
Korbwicklung 761.
Körtingscher Strahlkondensator 221.
Kraftgaserzeuger 137.
—, Hansa-Generator 138.
—, Wisco-Generator 138.
Kraftstoffe 139
Krämer-Mühlenfeuerung 23.
Kraftwagen 635.
—, Achsen 650.
—, Achsgetriebe 647.
—, Allradbremsung 641.
—, Anlasser der — 664.
—, Ausgleichgetriebe 647.
—, Bauarten der — 635.
—, Bereifung 659.
—, Beschleunigungsvermögen 638.
—, Beschleunigungswiderstände 638.
—, Bremsen der — 660, s. d.
—, Bremsfähigkeit 641.
—, Bremsvorgänge 640.
—, Differentialgetriebe 647.
—, elektrische Anlagen der — 663.
—, Energiebilanz 639.
—, Fahreigenschaften 636.
—, Fahrgestell 636.
—, Fahrleistungen 636.
—, Fahrwiderstand 637.
—, Federung 657.
— Felgen 659.
—, Frontantrieb 640.
—, Haftreibungsgrenze 639.
—, Hinterachsantrieb 640, 651.
—, Hinterradlagerung 655.
—, Kriechverlust 637.
—, Kupplungen der — 642.
—, Lenkstange 657.
—, Lenkung 655.
—, Lenkzapfenstellung 654.
—, Lichtmaschine 663.
—, Luftwiderstand 637, I 271.
—, Motoren der — 642, 139.
—, Räder der — 659.
—, Radumfangskraft 639.
—, Rahmen 650.
—, Rollverlust 637.
—, Schlupfverlust 637.

Kraftwagen, Schwerpunktlage 641.
—, Schwingachse 652.
—, Schwingungen 641.
—, Schwingungsdämpfung 658.
—, Seitenführungskräfte 640.
—, Steigfähigkeit 638.
—, Steigungswiderstand 638.
—, Straßenleistung 637.
—, Triebwerksverluste 637.
—, Überschußleistung 638.
—, Vorderachse 651.
—, Vorderradstellung 654.
—, Wagenaufbau 636.
—, Walkverlust 637.
—, Wechselgetriebe 644.
—, Wellengelenke 649.
—, Wendigkeit 656.
Kraftwerke s. Zentralen.
Kran(e) 422.
—, Akkumulatoren- 466.
—, Bock- 439.
—, Bremsen für — 392.
— -brücke 426.
—, Dampf- 464.
—, Derrick- 451.
—, Drahtseile für — 383.
—, Dreh- 448 (s. diese).
—, Drehscheiben- 456.
—, Einteilung der — nach Betriebsart 422.
—, elektrische Ausrüstung der — 404.
—, Einziehdreh- 461.
— flasche 390.
—, Führerkorb 437.
—, Gießereidreh- 450.
— -haken 378, I 387.
—, Halbtor- 441.
—, Kabel- 444.
—, Ketten für — 381.
—, Konsol- 446.
—, Kupplungen für — 400.
—, Lastaufnahmemittel für — 401.
—, Lauf- 422.
—, Laufkatze für — 415.
—, Laufräder für — 399.
—, Laufschienen I 657.
— -Laufwinde 415, 417, 418.
— -motoren 405.
—, Portal- 466.
—, Roll- 463, 466.
—, Schäkel für — 380.
—, Schwimm- 467.
—, Seilbahn- 444.
—, Sicherheitsvorrichtungen für — 413.
—, Steuervorrichtungen für elektr. — 408.
—, Tor- 439.
—, Tordreh- 466.
—, Veloziped- 463.
—, Verladebrücken 442.
—, Wandlauf- 446.
Kratzerförderer 468.
Kreisdiagramm von Heyland 765.
Kreis, magnetischer — 733.
Kreiselluftpumpe 221.
Kreiselpumpen 273.
—, Anwendungsgebiete 289.
—, Aufbau 273.
—, Berechnung 275.
—, Betriebsverhalten 281.
Kreiselpumpen, Bohrloch- 290.
—, Gehäuse 286.
—, Gesamtanordnung 288.
—, Gestaltung 284.
—, Hauptteile 274.
—, Hochdruck-Umwälz- 290.
—, Hohlsog 283.
—, Kennlinien 281.
—, Lagerung 284.
—, Leistung 273.
—, Leitapparat 280.
—, Propeller- 279.
—, Regelung 282.
—, Saugefähigkeit 283.
—, Säure- 290.
—, Schaufeln 277, 278.
—, Schmutzwasser- 290.
—, Schubausgleich 283.
—, selbstansaugende — 291.
—, Stopfbüchsen 285, I 642.
—, Verluste 274.
—, Wasserführung 287.
—, Welle 284.
—, Wirkungsgrad 274.
Kreiskolbengebläse 193.
Kreuzgelenk der Kraftwagen 649.
Kreuzschlag 383.
Kreuzspulmeßgerät 792.
Kritische Drehzahl der Wellen 204.
Kritisches Wärmegefälle 292. I 306, 310.
Kronenbergformel (Schnittdruck) 496.
— (Schnittgeschwindigkeit) 498.
Kühleffekt (bei Werkzeugen) 509.
Kühlerbauarten für Leichtmotoren 160.
Kühlfläche bei Dampfkesseln 11.
— -mantel der Großgasmaschinen 114.
— -rost 25.
Kühlflüssigkeit für Werkzeuge 508.
Kühlturm 225.
Kühlung, Heiß- der Gasmaschinen 358.
— der Kompressoren 179.
— — Leichtmotoren 159.
— — Turbokompressoren 333.
— — Werkzeuge 508.
Kulissensteuerung 98.
—, Allan- 99.
—, Aufhängung der Kulisse 100.
—, Federspiel 100.
—, Gooch- 99.
—, Heusinger-Waldegg- 99.
—, Stephenson- 98.
Kupferleiter (Zahlentafel) 808.
Kupferverlust 752.
Kupplung(en) für Hebemaschinen 400.
—, Bremsband- 401.
—, elastische — 400.
—, — -Tafel 400.
—, Überlastungs- 401.
Kupplung(en) für Kraftwagen 642.
—, Berechnung 643.
—, Einscheiben- 643.
—, Fliehkraft- 643.
Kupplung(en), Halbzentrifugale — 643.
—, Hilfskraft- 643.
—, Öl- 643.
—, Trocken- 643.
—, Zweischeiben- 643.
—, zweistufige — 643.
— -federn 643.
Kupplungsräder 530.
Kurbel, Hand- 390.
— kastenpumpe 127, 141.
—, Sicherheits- 391.
— schleife, schwingende — 715.
— -welle der Leichtmotoren 154.
Kurzhobelmaschine 583.
Kurzschlußläufer 764, 769.
Kurzschlußstrom 765.

Labiler Regler 205.
Labyrinthstopfbüchse 302.
Ladermotoren 142.
Lager der Dampfturbinen 318.
— der Drehbänke 549.
— der Hebemaschinen 401.
— der Leichtmotoren 155.
Lamellenbremse 396.
Lamellenhaken 379.
La Mont-Kessel 46.
Landeklappen 688, 719.
Langfräsmaschine 610.
Längsmomente (Flugzeug) 689.
Längspfettenbauweise bei Flugzeugen 704.
Längsschlag 382.
Läppen 615.
Laschengelenke 650.
Lastaufnahmemittel (Krane) 401, 402.
Lastdrehzahlen 516.
Lastdruckbremse 399.
— -haken 378.
— — mit Abweiser 379.
— — -Berechnung 378.
— —, Doppel- 379.
— — -flasche 390.
— — -geschirr 390.
— —, geschlossene — (Schäkel) 380.
— —, Lamellen- 379.
— —, Sicherheits- 379.
— -hebemagnet 401, Berechnung 735.
— -vielfache (Flugzeug) 696.
— -wagenmotor 139.
Lasten, wandernde — 430.
Lastgröße, bezogene — 422.
Laufbüchse der Brennkraftmaschinen 134.
Läufer der Dampfturbine 317.
Läufer elektr. Maschinen 764.
—, Doppelstab- 768.
—, Kurzschluß- 764.
—, Schleifring- 768.
—, Stromdämpfungs- 768.
—, Tiefnut- 768.
—, Wirbelstrom- 768.
Laufkatze 415.
—, Elektro- 417.
—, Fahrwiderstand der — 415.
—, Führersitz- 417.
—, Hand- 416.
—, Handfahrwerk der — 415.
—, Motorisches Fahrwerk der — 416.

Laufkatze, Träger- 416.
Laufkran(e) 422 (Tafel 424).
—, mit Ausleger 438.
—, Belag für — 436.
— -brücke 426.
— —, statische Berechnung der — 426.
— -drehkran 438.
—, elektrische — 425.
—, Fachwerkträger der — 430.
— -fahrwerk 425.
—, Fahrwiderstand 425.
—, Führerkorb der — 437.
—, Hand- 423.
—, Kopfträger für — 436.
—, Massendruck bei —n 435.
—, normale — 422.
—, Obergurt- 425.
—, Querverband der — 436.
— -schiene I 657.
—, Schweißanschlüsse bei —n 433.
—, Seitenträger für — 436.
—, Untergurt- 437.
—, Vollwandträger für — 427.
Laufrad (s. auch Schaufelform) der Becherturbine 271.
— der Dampfturbine 317.
— der Francisturbine 235.
— der Kreiselpumpe 276.
— der Propellerturbine 257.
— der Turbokompressoren 331.
— -überdruck (Dampfturb.) 296.
— — (Francisturb.) 253.
Laufradachsenschnitt (Francisturb.) 233.
Laufräder der Winden und Krane 399.
Lauf-Thoma-Pumpe 194.
Laufwinde 415.
—, Kran- 417.
— —, elektrische — — 418.
—, Fahrwerk 420.
—, Hilfshubwerk 420.
—, MAN-Doppelantrieb 419.
—, Schnecken- 417.
—, Stirnräder- 417.
Leerlaufdrehzahlen, VDW-Richtwerte für — 516.
Leerlaufkanal der Vergaser 162.
Leichtmetallbauweise bei Flugzeugen 704.
Leichtmetalle 705, I 461.
Leichtmotoren 139.
—, Arbeitsverfahren 141.
—, Boden- und Höhenleistungen 143.
—, Brennstoffwirkungsgrad 146.
—, Fahrzeugdiesel- 166.
—, Hubraumleistung 147.
—, Hubverhältnis 147.
—, Kennlinien 147.
—, Klopfen 145.
—, Klopffestigkeit 139.
—, Kolben 156.
—, Kolbenbolzen 157.
—, Kraftstoffe 139.
—, Kühlung 159.
—, Kurbelgehäuse 154.
—, Kurbelwelle 154.
—, Ladermotoren 142.
—, Massenausgleich 149.
Leichtmotoren, Mischungsverhältnis 144.
—, Nockenwelle 158.
—, Pleuelstange 155.
—, Reihen- 148.
—, Schmierung 166.
—, Schwebemotor 154.
—, Stern- 148.
—, Steuerungsanordnung 149.
—, Steuerungsteile 158.
—, Ventilanordnung 149.
—, Ventile 158.
—, Verdichtungsverhältnis 145.
—, Vergaser 161.
—, Viertakt- 141.
—, Zweitakt- 141.
—, Zündung 164.
—, Zylinderbauart 152.
Leichtöle 139.
—, Verdampfbarkeit der — 139.
Leistung, elektrische — 729.
Leistungsbelastung (Flugzeug) 680.
Leistungsfaktor (Wechselstrom) 742.
Leistungsfaktormesser 792.
Leistungskarte (Werkzeugmaschine) 506.
Leistungsregler 212.
Leistungssteigerung bei Dieselmaschinen 127.
— bei Gasmaschinen 114.
— bei Leichtmotoren 142.
Leitfähigkeit 727.
Leitrad der Francisturbine 243.
— der Kreiselpumpe 280.
— der Propellerturbine 263.
— der Turbokompressoren 328.
Leitspindel 550.
Leitungen, elektrische — 807.
—, Belastungstafeln 808.
—, Spannungsverluste in — 807.
Leitwerke 692, 712.
—, Statik der — 699.
Lemniskatenlenker, Einziehkran mit — 462.
Lenkerumsteuerung 101.
— von Borsig 101.
—, Füllungsausgleich 101.
—, Hackworth-Bremme- 101.
— —-Klug- 101.
—, Joy- 101.
Lenkhelfeinrichtungen 657.
Lenkschema 655.
Lenkstange 657.
— -trapez 656.
— -zapfenstellung 654.
Lenkung der Kraftwagen 655.
—, Daumen- 656.
—, Schnecken- 656.
—, Schrauben- 656.
Lenkungsschwingungen 657.
Lentz-Flachregler 210.
— -Luftpumpe 219.
— -Schwingdaumen 93.
— -Ventilsteuerung 93, 95.
Lenzsches Gesetz 736.
Leonardschaltung 411, 787.
Leuchtdichte 811.
Leuchte 811.
Leuchtröhren 813.
Lichtmagnetzünder 165.
— -maschinen für Kraftwagen 663.
— -stärke 810.
— -strom 809.
Liefergrad der Brennkraftmaschinen 110.
—, der Kapselwerke 193.
— der Kolbenpumpe 185.
— der Kompressoren 169.
Literwärme 147.
Ljungström-Dampfturbine 315.
— -Luftvorwärmer 61.
Lodgezündung 113.
Löfflerkessel 48.
Lokomobilkessel 38.
Lokomotivkessel 37.
L-Rost 19.
Lüftbremse 398.
Luftdichte 668, I 246.
Luftdruckregler 212.
Luftförderer 477.
Lufthärter 485.
— -heizung 355.
— -kühlung der Leichtmotoren 159.
— -leere, theoretische — 214.
— -leitung für Kompressoren 363.
— -menge in Kondensatoren 218.
— -ölfederbein 715.
— -pumpe s. diese.
— —, Flüssigkeitsring- 195.
— -reifen der Kraftwagen 660.
— -röhrenkühler 160.
— -speichermaschine 124.
— -überschuß bei Dieselmaschinen 115.
Luftpumpe für Kondensation 218.
—, Antrieb der — 220.
—, Ausführung 218.
—, Berechnung 218, 219.
—, Dampfstrahl- 222.
—, Diagramme der — 219.
—, Kreiselrad- 221.
—, nasse — 218.
—, Schleuder- 221.
—, trockene — 220.
—, Wasserstrahl- 221.
Luftschraube 678, 717, I 283.
Luftspeicher-Dieselmotor 124.
— -Fahrzeugdieselmotor 169.
Luftüberschuß bei Leichtmotoren 144.
— -vorwärmer s. diese.
— -widerstand der Kraftwagen 637, I 271.
Luftvorwärmer (Luvo) 57.
—, Berechnung der — 60.
—, Föge- 59.
—, Ljungström- 61.
—, Nadel- 59.
—, Regenerativ- 61.
—, Rekuperativ- 58.
—, Röhren- 58.
—, Taschen- oder Platten- 59.
Luftzusammendrückbarkeit 670.
Lumen 810.
Lünette 560.
Lux 810.

Mäandergetriebe 529.
Machsche Kennzahl 272.
Magazinautomat 574.
Magnetbremslüfter 412.
Magnet, Lasthebe- 401, Berechnung 735.
— -zünder 164.
Magnetisch-es Feld 730.
—e Induktion 731.
—r Kreis 733.
—e Spannung 733.
—e Streuung 732.
—r Widerstand 732.
Magnetismus 730.
Mahltrocknung 23.
Mammutpumpe 192.
MAN-Doppelantrieb der Kranlaufwinden 419.
— -Fahrzeugdieselmaschine 167.
— -Gleichstromdampfmaschine 97.
— -Großgasmaschine 114.
— -Ljungströmdampfturbine 315.
— -Luftpumpe 219.
— -Ölpumpe 118.
— -Strahlmaschine 129.
— -Zweidruckturbinen-Regelung 354.
— -Zweitakt-Dieselmaschine 131.
— -Zweitaktgasmaschine 115.
— -Zweitaktkolben 133.
Mannlochverschluß 69.
Manometer 78.
Manometrische Förderhöhe 181.
Manteltype (Transform.) 756.
Martin-Rückschubrost 22.
Maschinenkarte (Werkzeugmasch.) 514.
Maßeinheiten, elektromagnetische — 734.
Massenausgleich 200.
— bei Einzylindermaschinen 200.
— bei Leichtmotoren 149.
— bei Mehrzylindermaschinen 201.
— nach Tolle 201.
Massenkraftdiagramm 196.
— -reduktion 210.
—, reduzierte — 408.
Materialkonstante 727.
Maxwell 731, 734.
Mecano-Getriebeblock 154.
Mehrfachturbine 249.
Mehrkurvensystem (bei Automaten) 576.
— -scheibenkupplung 643.
— -stufige Dampfturbinen 294.
— — Kolbendampfmaschinen 102.
— — Kolbenkompressoren 177.
— — Kreiselpumpen 274.
— — Verdampfer (Wasseraufbereitung) 65.
— phasenströme 741.
Meidinger-Element 724.
Messerkopf 600.
Meßgeräte, elektrische — 789.
—, Amperestundenzähler 794.
Meßgeräte, elektrische, Bezeichnungen 789.
—, Blindstrommesser 792.
—, Dämpfung 790.
—, Drehfeld- 793.
—, Drehspul- 790.
—, Dynamische — 791.
—, Elektrolytische Zähler 794.
—, Frequenzmesser 793.
—, Hitzdraht- 790.
—, Induktions- 793.
—, Kreuzspul- 792.
—, Motorzähler- 793.
—, Wattmeter 791.
—, Wechselstrom-Motorzähler 794.
—, Wechselstrom-Zähler 794.
—, Weicheisen- 792.
—, Widerstandsbrücke 796.
Meßschaltungen, elektrische — 795.
Meßtransformatoren 758.
Metalldrahtlampe 812.
Mikro 722.
Mischdüse der Injektoren 191.
— -kraftstoff 141.
Mischkondensation 214.
—, Strahl- 221.
Mischungsverhältnis bei Leichtmotoren 144.
Mischventil Famo 113.
Mittenpendelachse 652.
Mittenspanstärke 603.
Mittlere Drucke bei Brennkraftmaschinen 110.
— — — Dampfmaschinen 80.
Modulschnecken, Schneiden von — 552.
Moll-Ölzerstäuber 26.
Momentanspanstärke 602.
Momentanwert (Wechselstrom) 737.
Monopolin 141.
Morison-Wellrohr 69.
Motorbremslüfter 412.
— -fahrwerk 416.
— -generatoren 798.
— -greifer 404.
— -getriebeblock 154.
— -kennlinien (Leichtmotoren) 147.
— -klopfen 145.
— -kranlaufwinde 417.
— -lagerung 154.
— -laufkatze 416.
— -schutzschalter 770
— -stufengetriebe für Werkzeugmaschinen 524.
— -winde 371.
Motorzähler 793.
Muffendruck 206.
Mühlenfeuerung 23.
Muldenrost 14, 21.
Müller-Reuleauxsches Schieberdiagramm 84.
Müller-Seemann-Schieberdiagramm 83.
Muschelschieber 83.
Myriapumpe 286.

NACA-Haube 160.
Nachladung Sulzer 127.
Nachlauf (Kraftwagen) 655.
Nachstelleisten für Führungen 546.
Nadeldüse 271.
— -luftvorwärmer 59.
— -regelung 272.
Nasenspalthaube 160.
Natriumdampflampe 809.
Natronzahl 64.
Nebenauslaß bei Wasserturbinen 251, 366.
Nebenschlußgenerator 782.
Nebenschlußmotor 784.
Nebenschneide (Werkzeug) 480.
Neigungswinkel (Werkzeug) 480.
Nelson-Bohnalit-Kolben 157.
Nickel-Kadmium-Akkumulator 726.
Nickschwingungen 641.
Nietung der Flugzeuge 705.
Nitralampe 808.
Nockenkonstruktion 158.
— -welle der Leichtmotoren 158.
Normalelement 724.
Normdrehzahlen 514 (Tafel 515).
Norton-Getriebe 528.
— -Stufenscheibe 524.
Nullfüllung, absolute — 80.
Nutzbrenndauer 812.
Nutzgefälle der Wasserturbinen 228.
Nutzhöhe der Pumpen 181.

Obenschmierung 166.
Oberflächenkondensator 215.
—, Abdichtung der Rohre 215.
—, AEG.- 217.
—, geschlossene —en 215.
—, Ginabat- 217.
—, Kühlwasseraustrittstemperatur 215.
—, Kühlwasserbedarf 217.
—, Luftmenge 218.
—, OV.- 216.
—, theoretische Luftleere 214.
—, Wärmeübergang 217.
Oberflächenvorwärmer 357.
Obergurtlaufkrane 425.
Oberspannung 753.
Oberwind 31.
Oersted 731.
Öfen, industrielle —, Abhitzeverwertung 359.
Ohm 722.
Ohmsche Gegenspannung 726.
Ohmscher Widerstand 727.
Ohmsches Gesetz 726.
Oktanzahl 139.
Öldruckbremse 662, 716.
— -druckleitung der Ölmaschinen 117, 365.
— —, Schwingungen in —en 117.
— -feuerung 25.
Ölhärter 485.
— -motoren 115; s. auch Dieselmaschinen.
— -kupplung 643.
— -pumpe 118.
Öltransformator 756.
Ölzerstäuber 26.
Ordnungszahl der Schwingungen 204.
Ottomaschine 111.
OV-Kondensator 216.

Paarschlüssige Ventilsteuerung 96.
Pallas-Vergaser 163.
Parallelschalten von Drehstrommaschinen 761.
Parallelstromkondensation 214.
Peltonrad s. Becherturbine.
Pendelachsen (Kraftwagen) 652.
—, Außenpendelachse 652.
—, Doppel- 653.
—, Feder- 653.
—, Mitten- 652.
Pendelbecherwerk 474.
Pendelschwingachse 652.
Periodenzahl 738.
Permeabilität 731.
Permutit-Verfahren 64.
Pfeilflügel 694.
Phasenlampen 762.
Phasenschieber 774.
Phasenverschiebung (Wechselstrom) 741.
Phasenwinkel 741.
Phasenzeiger 792.
Pilzkolben (Krupp) 133.
Pilzkopfniet 706.
Pinole 558.
PIV-Getriebe 521.
Plandrehbänke 567.
Planetenschleifmaschine 624.
Planfräsmaschine 609.
Planrost mit Handbeschickung 11.
— mit mechanischer Beschickung 12.
— -stab 11.
Planschleifen 613.
—, Hauptschnittantrieb 619.
Planzug (Leitspindel) 551.
Platten der Akkumulatoren 725.
Plattenförderer 473.
— -kocher 65.
— -luftvorwärmer 59.
Plattieren 705, I 480.
Pleuelstange der Leichtmotoren 155.
Pneukomühle 24.
Pneumatische Förderer 593.
Polare (Flugtechnik) 669, I 275.
— der Kreiselpumpe 279.
— der Propellerturbine 260.
Polarisation 724.
Pole (Dynamo) 737, 759.
Polstärke 731.
Polumschaltung 769.
Polytropische Verdichtung 171.
Portalkran 466.
Potential 722.
Priestmann-Greifer 403.
Primäranker 764.
Prismenführung 544.
Profilwiderstand (Flugzeug) 669.
Pröll-Kolbenventilsteuerung 94.
— -Flachreglersteuerung 95.
Propellerpumpe 279.
Propellerturbine 256.
—, Berechnung 258.
—, Gittereinfluß 262.
—, Gleitzahl 260.
—, Höhenlage über Unterwasser 264.
—, Kavitation 261, 264.
Propellerturbine, Leitapparat 263.
—, mittlere Anströmgeschwindigkeit 259.
—, Polare 260.
—, Regelung 263.
—, Saughöhe 266.
—, Schaufel, Auftrieb und Widerstand 260.
—, Schaufelgitter 258.
—, spezifische Drehzahl 266.
—, Wirkungsgrad 262.
Prüfbuch (Werkzeugmasch.) 542.
Pulsometer 193.
Pumpe s. auch Kolben- und Kreiselpumpe.
—, Brennstoff- 117.
—, Differential- 182, 187.
—, Elmo- 195.
—, Flüssigkeitsring- 195.
—, Kreisel luft- 221.
—, Mammut- 192.
—, Öl- nach Lauf-Thoma 194.
—, Sihi- 291.
—, Speise- 72.
—, Strahl- 191.
—, Strahlluft- 221.
—, Tiefsauger 192.
—, Vakuum- 173.
—, Zahnrad- 193.
Pumpen der Turbokompressoren 335.
Pumpenkühlung (Leichtmotoren) 160.
Pumpenventil-Ausführung 186.
— -Berechnung 183.
—, Düsen- 188.
— -verdrängung 184.
—, Werkstoff 188.
— -Widerstand 184.

Qualitätsregelung (Gasmasch. 111.
Quantitätsregelung (Gasmasch.) 111.
Quecksilberdampfstromrichter 799.
Querpfettenbauweise bei Flugzeugen 704.
Querspülung (Zweitakt) 141.
Querruder (Flugzeug) 692, 712.
Querstabilität (Flugzeug) 694.
— -stück (Hakentraverse) 381.
Quotientenmesser 747.

Raboma-Bohrmaschine 592.
Räder der Kraftwagen 659.
Rädergetriebe 528.
Räderkasten, allgemeiner — 530.
Räderkastendrehbänke 560.
Rädervorgelege 527.
Radialbohrmaschine 592.
Radseitenreibung der Dampfturbinen 303.
— der Kreiselpumpen 275.
— der Turbokompressoren 334.
— der Wasserturbinen 252.
Radsturz (Kraftwagen) 654.
Rahmen der Kraftwagen 650.
—, Kasten- 650.
—, Mittel- 650.
—, Plattform- 650.
—, Schalenbau 650.
Rahmen, Skelettbau 650.
Rankinisieren der Diagramme 103.
Rateau-Speicher 353.
Rauchgasüberhitzer 49.
— -vorwärmer 53.
Rauchrohr- (Feuerbüchs-) Kessel 37.
— -überhitzer 52.
Räum-en 627.
— -geschwindigkeit 631.
— -maschinen 632.
— -nadeln 628.
—, Schnittdruck- und Schnittgeschwindigkeit 631.
—, Stauchungsfaktor 630.
— -vorlage 627.
—, Werkstoffaktor 630.
Raumheizung, Verbindung der — mit Dampfkraftanlagen 354.
Raupenschlepper 638.
Reduzierte Füllung 103.
— Massen 210, 408.
—r Reglerhub 206.
Regeltransformator 758.
Regelung der Becherturbinen 272.
— der Dampfturbinen 319.
— der Dieselmaschinen 118.
—, Drehschaufel- 245.
— der Entnahmekolbenmaschine 351.
— der Entnahmeturbine 353.
— der Francisturbine 245.
— der Gasmaschine 111.
— der Gegendruckmaschine 351.
— der Gleichstrommotoren 785.
— der Induktionsmotoren 769.
— der Kaplanturbine 263.
— der Kolbenkompressoren 175.
— der Leichtmotoren 161.
— der Turbokompressoren 334.
— der Überhitzungstemperatur 52.
— der Zweidruckturbinen 353.
— der Zugstärke 28.
Regenerativ-Luftvorwärmer 61.
— -Prozeß (Vorwärmung) 355.
Regeneratoren 342.
Registervergaser 163.
Regler 205.
—, Arbeitsvermögen der — 206, 207.
—, astatischer — 205.
—, Ausführungsformen der Flach- 210.
—, — der Muffen- 208.
—, Beharrungsflach- 211.
—, C-Kurven 207.
—, Drehzahländerung der Flach- 212.
—, — — Muffen- 209.
—, Eigenreibung der — 206.
—, Energie der — 206.
—, Flachregler 209.
—, Gesamtungleichförmigkeitsgrad der — 206.
—, indirekt wirkende — 213.
—, Isodrom- 213.
—, labile — 205.
—, Leistungs- 212.

Regler, Muffendruck 206.
—, Muffenhub, reduzierter — 206.
—, Muffen- 208.
—, Schwingungen der — 209.
— und Schwungrad 207.
—, stabile 205.
—, statische — 205.
—, Tanzen der — 207.
—, Unempfindlichkeitsgrad 206.
—, Ungleichförmigkeitsgrad 206.
—, Verstellkraft 206.
Regulatoren s. Regler.
Regulierarbeit der Francisturbinen 247.
Reguliertransformator 804.
Reibungsaufwind (Segelflug) 701.
Reibungsgesperre 392.
— -kupplung 643.
— -trommel 388.
— -zahlen der Backenbremsen 394.
Reichel-Gesetz (Standzeit) 502, 503.
Reichweite (Flugzeug) 667, 684.
Reifen der Kraftwagen 659.
—, Hochdruck- 660.
—, Mantelaufbau 660.
—, Niederdruck- oder Ballon- 660.
—, Normbezeichnung 660.
—, Überballon- 660.
Reihenmotoren 148.
Reihenschlußgenerator 783.
Reihenschlußmotor für Gleichstrom 785.
— für Drehstrom 770.
— für Wechselstrom 775.
Reitstock 557.
— mit äußerer Spindel 558.
— mit innerer Spindel 558.
— -spitze, mitlaufende 559.
Reißspan 480.
Rekuperativprinzip (Luftvorwärmer) 58.
Rekuperatoren 342.
Remanenz 751.
Repulsionsmotor 775.
Revolverdrehbänke 571.
Revolverköpfe, Übersicht über — 571.
Richtvorschübe und Richtgeschwindigkeiten (Bohren) 592, 593.
Riementrieb der Werkzeugmaschinen 524.
Ringdampfleitung 363.
— -leitung, elektrische — 826.
— -ventil 183.
Rohrbruchventil 73, I 641.
Röhrenluftvorwärmer 58.
Rohrdichtungen 361.
Röhrenwicklung 755.
Rohrholm 709.
Rohrleitungen 361, I 620.
—, Abdampf- 363.
—, Dieselmaschinen- 365.
—, Frischdampf- 361.
—, Großgasmaschinen- 364.
—, Hochdruck-Heißdampf- 361.
—, Kleingasmaschinen- 364.
Rohrleitungen, Luft-, für Kompressoren 363.
—, Querschnittsberechnung 361, 363, 364.
—, Ring- 363.
—, Sammel- 363.
—, Wasser- für Pumpen 365.
—, — für Turbinen 366.
Rohrrahmen 650.
Rohrventil 90.
Rohstaubfeuerung 24.
Rollenbolzen 388.
Rollenkeil (Raboma) 595.
— -rad 385.
— -stößel 159.
— -zug 384.
—, Lauf- für Drehscheibenkrane 457.
Rollkran 466.
— -moment (Flugzeug) 666.
— -strecke (Flugzeug) 685.
— -verlust der Kraftwagen 637.
Roots-Gebläse 142.
Rost 11.
—, Doby- 19.
—, Ketten- 15.
—, Leistung 3.
—, Mulden- 14.
—, mechan. Mulden- 21.
—, Plan- 11.
—, Plan- mit mechan. Beschickung 12.
—, Rückschub- 22.
—, Schräg- 13.
— -stab 11, 15.
—, Topf- 21.
—, Treppen- 13.
—, Unterschub- 19.
—, Vorschub- 20.
—, Wander- 15.
Roststab 11.
—, Form- 12.
—, Hohl- 12.
— für Planrost 11.
— — -Schrägrost 13.
— — -Treppenrost 14.
Rotationsparaboloid bei Wasserturbinen 252.
Rückenflug 697.
Rückexpansion bei Kompressoren 170.
— -gewinn, Saugrohr- 228.
— —, Wärme- (Dampfturb.) 294.
— -kühlung 225.
— -schubrost 22.
— -schlagventil 72.
Ruderausgleich 693, 714.
Rumpf (Flugzeug) 706.
—, Verbindung von — und Flügel 711.
— -holm 704.
Rundbrenner (Kohlenstaub) 25.
— -eisenkette 381.
— -magnet 401.
Rupamotor 133.
Ruppert-Getriebe 533.
Rüstgewicht 676.
Ruths-Wärmespeicher 62.
Rutschkupplung 401, I 536.

Sägediagramm 512.
—, logarithmisches — 513.
Salmiak-Element 724.
Sammeldampfleitung 363.
Sarazin-Pendel 204.
Sauggasgenerator 137.
— -höhe bei Francisturbinen 247.
— -höhe bei Kolbenpumpen 180.
— -höhe bei Kreiselpumpen 283.
— -höhe bei Propeller- und Kaplanturbinen 264.
Saugleitung der Leichtmotoren 164.
— -leitung der Pumpen 365.
— -leitung zum Vergaser 164.
— -leitung, Schwingungen in —en 365.
— -luftbremse 663.
— -luftförderanlage 477.
— -rohr 228.
— -rohrrückgewinn 232.
— -schlitze an Luftpumpen 219.
— -topf 364.
— -vorgang bei Kreiselpumpen 283.
— -zug bei Dampfkesseln 32.
Saugwirkung der Kolbenpumpen 180.
Säulenbohrmaschine 596.
Säurepumpe 290.
Schachtturbine 248.
Schädliche Flächen 102.
Schädlicher Raum 79.
Schäkel 378, 380.
Schalenbauweise bei Flugzeugen 705.
Schälfräser 600.
Schalldämpfer 365.
Schaltbewegung (Werkzeugmasch.) 511.
Schalten der Gänge (Kraftwagen) 644.
Schalthäufigkeit bei Kranmotoren 405.
Schälzähne (Fräser) 600.
Schaufel der Becherturbine 266.
Schaufel der Dampfturbine 304.
—, Ausführung 304.
— -berechnung 306, I 372.
— für Gleichdruckturb. 305.
—, gleichwinklige — 296.
— -herstellung 308.
— -länge 301.
— für Überdruckturb. 305.
— -werkstoff 307.
— -zwischenstücke 306.
Schaufel der Francisturbine.
—, Abwicklung der — 239.
—, Aufbiegen der — 235.
—, Aufzeichnen der — 239.
—, Austrittsbogen 234.
—, Flutbahnen 234, 237.
— -klotz 241.
—, scheinbare Schaufelstärke 242.
—, Übertreiben des Eintrittswinkels 245.
Schaufel der Propellerturbine 257.
— -gitter 258.
— -gitter-Einfluß 262.
—, mittlere Anströmgeschwindigkeit 259.

Schaufel, Polare 261.
Schaufel der Turbokompressoren 332.
Schaufellängen-Berechnung (Dampfturb.) 301.
Schaukelaufzug 474.
— -becherwerk 474.
— -förderer 476.
Scheiben der Dampfturbinen 317.
—, unrunde für Leichtmotoren 158.
Scheibengelenke 650.
Scheibenreibung 275, 303.
Scheibenwicklung 755.
Scheinleistung 742.
Scheinwiderstand 741.
Scheitelfaktor (Wechselstrom) 737.
Scheitelkurve 88.
Scherenaufhängung bei Rohrleitungen 362.
Scherspan 481.
Scheuern 615.
Schichtregler 15.
Schieber-Diagramm Müller-Reuleaux 84.
— — Müller-Seemann 83.
— — Zeuner 84.
—, Kolben- 86.
—, Muschel- 83.
—, Trick- 86.
Schiebersteuerungen für Kolbendampfmaschinen 83.
— für Kolbenkompressoren 173.
—, Zug- bei Feuerungen 28.
Schieberäder 530.
Schiebewinkel (Flugzeug) 694.
Schiene s. Bd. I.
Schiffskessel 38.
Schlammpumpe 290.
Schleifahle 614.
Schleifdruckkurven 617.
Schleifen 611.
—, Außenrund- 612.
—, Durch- 614.
—, Einstech- 612.
—, Innen- 613.
—, Plan- 613
—, Reib- 615.
— mit kreisender Spindel 613.
— mit Scheibenstirnfläche 614, 627.
— mit Scheibenumfang 614.
—, Schnittwiderstand 617.
—, Spitzenloses — 612.
—, Trenn- 614.
—, Vorschub- 612.
—, Zieh- 614.
Schleifmaschinen 612.
—, Antriebleistung für Hauptschnittbewegung 616.
—, — für Vorschubbewegung 618.
—, Bauarten und allgemeine Gesichtspunkte 612.
—, Beistellbewegung 620.
—, Flächen — 613.
—, Gesamtleistung 616.
—, Hauptschnittantrieb 619.
—, hydraulischer Tischantrieb 620, 621.
—, Planeten- 624.
—, Rund — 620.
Schleifmaschinen, Sonder—n 616.
—, tangentiale Schnittkraft 616.
—, Vorschubantrieb 619.
—, Werkstückumfangsgeschwindigkeiten 618.
—, Werkzeugumfanggeschwindigkeiten 616.
Schleifmittel 611.
— -scheibe 611.
— —, Härte der — 612.
— —, Umfangsgeschwindigkeit der — 616.
Schleifringanlasser 768.
Schleifringläufer 768.
Schleuderbremse 399.
— -Luftpumpe 221.
Schlitzflügel 688, 719.
Schlitzmantel-Kolben 156.
Schloßplatte 555.
Schlupf (Induktionsmotor) 764.
Schlußzeit (Regler) 213.
Schmalführung 545.
Schmidtscher Kessel 49.
Schmierung der Leichtmotoren 166.
—, Druck-Umlauf- 166.
—, Gemisch- 166.
—, Oben- 166.
—, Tauch- 166.
—, Trockensumpf- 166.
Schmierung der Führungen (Werkzeugmasch.) 545.
— der Werkzeuge 508.
Schmutzwasserpumpe 188, 290.
Schneckenlaufwinde 417.
Schneckenlenkung 656.
Schneidenform 488.
Schneidenhöhe (Werkzeug) 480.
Schneidentemperatur, Einfluß der — auf Standzeitschnittgeschwindigkeit 482.
Schneidenwinkel 489.
Schneidwinkel 479.
Schneidflüssigkeit 511.
Schnellläufer (Francisturb., Propellerturb.) 244, 256.
Schnellbohrmaschine 597.
Schnellganggetriebe (Kraftwagen) 645.
Schnellschlußregler (Dampfturb.) 320.
Schnellstahl 485.
—, Freiwinkel bei — 488.
—, Keilwinkel bei — 488.
—, Tafel 485.
Schnittbewegung 511.
Schnittdruck (Werkzeug) 479 493.
—, Einreißkraft 493.
—, Hipplersche Formel 496.
—, Kronenbergsche Formel 496.
—, Reibungskräfte, äußere und innere — 493.
Schnittdrucktemperatur 482.
Schnittfläche (Werkzeug) 479.
Schnittgeschwindigkeit 497.
—, Hipplersche Formel 498.
—, Kronenbergsche Formel 498.
— srichtwerte 498, 500.
—, Standzeit- 501.
—, —, Ermittlung der — 499.
Schnittgeschwindigkeitstemperatur 482.
Schnittleistung 505.
— sbedarf der Werkzeugmaschine 505.
Schnitt-Temperatur 486.
Schnittwinkel (Werkzeug) 480.
Schnürle-Umkehrspülung 141.
Schoene-Pumpe 188.
Schonganggetriebe 645.
Schornstein 32.
— -berechnung, vereinfachte — 34.
—, Blech- 34.
— -höhe 33.
—, Lichtweite an der Mündung 33.
— aus Mauerwerk 34.
— -verlust 7.
— -zug 33.
— -zugstärke 31.
— -zugverluste 33.
Schrägbecherwerk 473.
Schrägrohrkessel 41.
— -rost 13.
Schränkung (Flugzeug) 691.
Schraubtrieb 664.
Schrauben, Dampfkessel- 71.
— -flaschenzug 370.
— -lenkung (Kraftwagen) 656.
Schraubenregel 732.
Schraubenstrahleinfluß 692, I 284.
— -zug 696.
— -winde 368.
Schrenkscher Verfahren 680.
Schub, Axial- s. Axialschub.
— -ausgleich bei Kreiselpumpen 283.
— -klauengetriebe 645.
— -kurve 95.
— -rädergetriebe 644.
— -rinne 469.
— -rost 19.
— -stange der Leichtmotoren 155.
— —nlänge, Einfluß der —85.
— -wechselgetriebe 644.
Schürrost 22.
Schüttelrinne 469.
Schützensteuerung 408.
Schwabbeln 615.
Schwalbenschwanzführung 544.
Schwarz-Luftschrauben 718.
Schwanzlastig (Flugzeug) 666.
Schwebeachse 651.
Schwebeleistungskurve (Flugzeug) 681.
— -motor 154.
Schwenkräder 528.
Schwerkraftförderer 476.
Schwimmernadel (Vergaser) 161.
Schwingachse 652.
Schwingdaumen 93.
—, Doerfel- 96.
—, Lentz- 93.
—, Proell- 94.
Schwingeförderrinne 469.
Schwingungen bei Kolben- und Turbomaschinen 204.
—, Gradzahl 204.
—, durch Kolbenmaschinen 201, 205.
— in Öldruckleitungen 117.
—, Ordnungszahl 204.

Schwingungen der Regler 209.
— in Saugrohrleitungen 365.
— durch Windkessel 191.
Schwingungsdämpfung (Kraftwagen) 658.
Schwungmoment (Schwungrad) 198, I 223.
Schwungradberechnung 196.
— bei doppeltwirkenden Zweitakt-Diesel 199.
— bei Gasmaschinen 198.
— bei Pumpen 199.
— bei Wechselstromgeneratoren 199.
— bei Widerstand an der Kolbenstange 199.
Schwungradleistung (Kraftwagen) 636.
Schwungrad und Regler 207.
—, Ungleichförmigkeitsgrad 198.
Schwungradschaltung (Radio) 747.
Seeger-Sicherung 157.
Segelflug 701.
Seil (Draht-) 383.
— -ablenkung 384.
— -bahnkran 444.
— -befestigung 384.
— -berechnung 384.
— -büchse 384.
—, Hanf- 382.
— -kastenband 473.
— -kausche 384.
—, Lebensdauer der —e 384.
— -rolle 386.
— -trommel 387.
— -verschiebeanlagen 377.
Seiliger-Diagramm 109.
Seitenleitwerk 695, 712.
Seitenstabilität 694.
Seitensteuerung (Flugzeug) 695, 713.
Sektionalkessel 42.
Sekundäranker 764.
Selbstansaugende Kreiselpumpe 291.
— -entladung (Akkumulator) 725.
— -greifer 403.
— -hemmung bei Schraubenwinden 369.
Selbstmordschaltung 441, 783.
— -regelung der Kompressoren 212.
— -schlußventil 73.
— -sperrende Ausgleichgetriebe der Kraftwagen 648.
— -tätiges Abblaseventil (Turbokompressoren) 335.
— -tätige Bremse 393.
— — Kupplung 643.
— — Sperrwerke 392.
— -umlaufkühlung 160.
— -verdampfung 40.
Selengleichrichter 805.
Senkrechtfräsmaschine 608.
— -stoßmaschine 590.
Senkschaltung, Zweimotoren- 411.
Servobremse 661.
—, Dreibacken- 661.
—, Unterdruck- 447.
Setzstock (Drehbank) 560.
Seyboth-Feuerung 13.
Shaping- oder Waagerechtstoßmaschine s. unter Stoßmaschine.
Sicherheitshaken 379.
— -kupplungen 666, I 536.
— -kurbel 391.
— -regler der Dampfturbinen 320.
— -senkschaltung für Hebemaschinen 410.
— -ventil für Dieselmaschinen 132.
— — für Dampfkessel 77, I 638.
— -vorrichtungen an Hebemaschinen 413.
Sicherungspatronen 809.
Siedekurve 139, I 325.
Siedeschwärze 139.
Siegertsche Formel 7.
Sihi-Pumpe 291.
Simmon-Wärmezug 56.
Sinkgeschwindigkeit 682.
Soda-Speisewasser-Reinigungsverfahren 64.
Solex-Vergaser 162.
Spaltdruck bei Wasserturbinen 252.
— -überbrückung bei Dampfturbinen 307.
— -überdruck bei Kreiselpumpen 283.
— -verlust bei Kreiselpumpen 275.
— -verlust bei Turbokompressoren 330.
— -verlust bei Überdruck-Dampfturbinen 297.
Spanäquivalent 501.
Spanbildung 480.
—, Aufbauschneide 482.
—, Auskolkung 483.
—, Elementen- 480.
— -fläche 480.
—, Fließ- 481.
—, gefügeerhaltende Zerspanung 483.
— -komma 601.
— -querschnitt, charakteristischer — 506.
— -querschnittgröße 492.
—, Reiß- 480.
—, Scher- 481.
— -volumen, charakteristisches — 506.
— -volumen, minutliches — 507.
— -winkel 480, 489.
Spannklaue 557.
Spannung (elektr.) 726, 727.
Spannung, magnetische — 733.
Spannungsabstieg 726.
Spannungsresonanz 746.
Spannungsteiler 806.
Spannungswandler 758.
Spannungen, genormte — 806.
Spant 704.
Spartransformator 757.
Speiseleitung 72.
— -raum 35.
— -regler 72.
— -ventil 72.
— -vorrichtungen 72.
— -wasser, s. auch Wasser.
Speisewasser-Aufbereitung 65.
— -Reinigung 63.
Speisewasservorwärmer 53.
—, dampfbeheizter — 56.
— —, Ausführung 57.
— —, Berechnung 57.
—, Rauchgas- 53.
— —, Ausführung 54.
— —, Berechnung 53.
—, Sonderbauarten 56.
Speisung, Hoch- 73.
Sperradbremse 398.
Sperrkammern bei Dampfturbinen 303.
Sperrspannung 803.
— -werk 392.
Spezifische Drehzahl 230.
— — der Becherturbine 233, 272.
— — der Francisturbine 233, 266.
— — der Kaplanturbine 233, 266.
— — der Kreiselpumpen 275.
— — der Mehrfachturbine 250.
— — der Propellerturbine 233, 266.
— — der Turbinen 230.
Spill, elektrisches — 377.
Spillkopf 388.
Spindel-Endausschalter 414.
Spindelhauptlager 549.
Spindelstock der Drehbänke 549, 550.
— der Einheitsdrehbank 560.
Spiralbohrer 590.
Spiralgehäuse der Kreiselpumpe 281.
— -getriebe der Kraftwagen 645.
— -turbine 250.
Spiritus 141.
Spitzendrehbank 548.
Spitzenwinkel (Werkzeug) 480.
Sporn (Flugzeug) 715.
Spreizklappe 689, 720.
Spreizringkupplung 560.
Spreizung (Kraftwagen) 654.
Sprengniet (Heinkel) 706.
Spritzdüse 161.
Spritzvergaser 161.
Sprungtisch-Schaltung 611.
Spule 737.
—, bifilar gewickelte — 740.
—, Drossel- 752.
—, Induktivität 740.
— und Kondensator 745.
— im Wechselstromkreis 739.
Spülung bei Zweitakt 135.
Spülwirkungsgrad 126.
Spurhaltungskräfte 640.
Spurstange (Kraftwagen) 657.
SSW-Dampfturbine 309, 313, 315.
Stabdrehfeder 659.
Stabilität der Flugzeuge 694.
—, statische — 691.
Stahlbandförderer 472.
Stahlhalter 557.
Stahlhöhenstellung (Werkzeug) 493.
Stahlspeichenräder 659.
— -scheibenräder 659.
Ständerbohrmaschine 596.
Standzeitermittlung durch Zweistahlverfahren 502.

Standzeit-Ermittlungsverfahren 503.
— —, abgekürztes — 501.
— — durch Blankbremsen 499.
Stangenautomat 574.
Stannalverfahren 157.
Starrachse (Kraftwagen) 650.
Starrheitsgrad (Werkzeugmaschine) 542.
Start und Startdiagramm der Flugzeuge 685.
Start beim Segelflug 701.
Statik der Flugzeuge 696.
Statische Berechnung der Kranbrücke 426.
— Förderhöhe (Pumpen) 181.
— Saughöhe (Turbinen) 247.
—r Regler 205.
Stauchungsfaktor (Räumen) 630.
Staupendel 16.
Stehbolzen 72.
Stehende Ventile 149.
Steigfähigkeit (Kraftwagen) 638.
Steigleistungen 682.
Steigungswiderstand (Kraftwagen) 638.
Steigzahl (Flugzeug) 667.
Steilrohrkessel 44.
Steinmüller-Doppel-Vorschubrost 21.
— -Feuerbrücke 16.
—, Hängedecke 30.
—, Roststab 15.
—, vollmechanischer Planrost 19.
— -Vorschubroststab 20.
— -Wanderrost 15.
Stendersche Symbole 338.
Stephenson-Kulissensteuerung 98.
Sternmotor 148.
Sternpunktleiter 748.
Sternradschalter 414.
Sternschaltung 748.
Sternspannung 749.
Steuerung der Flugzeuge 712.
—, Autopilot- 714.
— Blohm & Voss 714.
Steuerung der Kolbendampfmaschinen 82.
—, Auslaß-Schlitz- 96.
— der Autodampfmaschinen 83, 99.
—, Berechnung der Kanäle 82, 87.
—, Einschieber-Expansions- 88.
— mit Berücksichtigung der endlichen Stangenlängen 85.
—, Kolbenschieber- 86.
—, Kolbenventil- 90, 94.
—, Kulissen- 98.
—, Lenker-Um- 101.
—, Muschelschieber- 83.
—, Schiebediagramme 83.
—sventile 91.
—, Trickschieber- 86.
—, Ventil- 90.
—, Zweikammer- 89.
—, Zweischieber-Expansions- 89.
Steuerung der Leichtmotoren 149, 158.
—, Kipphebel 159.
Steuerung, Nocken 158.
—, Steuerpunkte der Ventile 158.
—, Stößel 159.
—, Stoßstangen 159.
—, Ventile 158.
—, —, hängende — 151.
—, —, stehende — 149.
—, Ventilfedern 159.
Steuerung, Schützen- 408.
Steuervorrichtungen für Hebemaschinen 408.
—, Drehstromschaltung 409, 411.
—, Gleichstromschaltung 411.
—, Hubschaltung 409, 411.
—, Leonard-Schaltung 411.
—, Schaltung der — 408.
—, Schützensteuerung 408.
—, Sicherheitsschaltung 410.
—, Steuerschalter 408.
—, Steuerwalze 408.
—, Universalsteuerung 408.
Stichelhaus 557.
Stilb 811.
Stirnfräser 600.
— -räder-Ausgleichgetriebe 648.
— — -flaschenzug 370.
— — -Laufwinde 417.
Stoker 19.
Stopfbüchse der Dampfturbine 302.
— der Kreiselpumpe 285, I 642.
Stoßdämpfer 652.
Stoßmaschine 580, s. auch Hobelmaschine.
—, Senkrecht- 582.
—, — von Droop & Rein 590.
—, —, Vorschubantrieb 590.
—, Stoßvorgang 580.
—, Waagerecht- 581, 587.
—, —, Schnittantrieb 587.
—, —, mit schwingender Kurbelschleife 587.
—, —, Vorschubantrieb 589.
—, — der Wotanwerke 589.
—, — mit Zahnstangenantrieb 589.
Stoßtransformator 803.
Stoz-Getriebepumpe 521.
Strahlablenkung (Dampfturb.) 302.
— -kondensation 221.
Strahl-Dieselmaschinen 117.
—, Abschirmen des Einlaßventils 121, 132.
—, Ausführungsformen der — 129.
—, Boschpumpe 118.
—, Brennraumgestaltung 117.
—, Düse 120.
—, Düsenausführung 122.
—, Düsenberechnung 122.
—, Düsenform 120, 122.
—, Einblaseenergie 121.
—, Einspritzdauer 115.
—, Einspritzverzug 117.
—, mittlerer Druck 110.
—, Öldruckleitung 117.
—, Pumpe 117.
—, Pumpenberechnung 135.
—, Stahl 120.
—, Tropfengröße 121.
—, Tropfenweg 121.
—, Verbrennungszeit 116.
Strahl-Dieselmaschinen, Verdichtungsverhältnis 111.
—, Wärmeverbrauch 109.
—, Zweitakt- 131.
—, Zündverzug 116.
Strahlungskessel 44.
Straßenleistung (Kraftwagen) 637.
Streifenkolben 157.
Streudüse 224.
Streuspannung 753.
Streuung, magnetische — 732.
Strom, elektrischer — 722.
—, chemische Wirkung 723.
— -dämpfungsläufer 768.
— -resonanz 746.
— -wärme 729.
— -wandler 759.
Stromrichter 799.
—, Einanoden- 800.
—, Dreianoden- 800.
—, Quecksilberdampf- 799.
—, Zweianoden- 800.
Stufenkolben 182.
Stufenkolbenpumpe 187.
Stufenscheibenbank, Drehmoment-, Leistungs- u. Schnittdruckberechnung für — 533, 534.
Stufenscheiben-Drehbänke 549.
—, Anschlagdrehen 556.
—, Fallschnecke 556.
—, Gewindeschneiden 551.
—, Lager 549.
—, Leitspindel 550.
—, Reitstock 558.
—, Spindelstock 549, 550.
—, Schloßplatte 555.
—, Stahlhalter 557.
—, Support- 557.
—, Vorschubantrieb 550.
—, Vorschub-Selbstausrückung 556.
— — -getriebe 553.
— — -räderkasten 552, 554.
—, Wechselräder 552.
—, Wechselradschere 551.
—, Wendeherz 554.
Stufenscheibentriebe 524.
—, Norton- 524.
— mit Rädervorgelege 527.
— mit zweifachem Wechsel im Deckenvorgelege 526.
Stufige Getriebe für Werkzeugmaschinen 521.
—, Einscheibentriebe 528.
—, elektrische Getriebe 521.
—, Stufenscheibentriebe 524.
Stumpf-Leistungsregler 212.
Sturz (Kraftwagen) 652.
Sturzflug 697.
Sulfatieren (Akkumulator) 725.
Sulzer-Einrohrkessel 48.
— -Hochdruck-Kreiselpumpe 289.
— -Vorkammermaschine 130.
— -Zweitakt-Dieselmaschine 131.
Summenbremse 397, 398.
Support der Spitzendrehbank 557.
—, Doppel — 559.
Symbole von Stender 338.

Synchronisierende Kraft 762.
Synchronisierung (Kraftwagen) 645.
Synchronmotoren 773.

Tandemdampfmaschine 103.
Tangentialdruckdiagramm 197
Tank 635.
Taschenlampenbatterie 727.
Taschenluftvorwärmer 59.
Tauchelement 724.
Tauchkolben der Brennstoffpumpen 118, 119.
Tauchschmierung (Leichtmotoren) 166.
Taupunkt 58, I 335.
Taylor-Formel für Schnittgeschwindigkeit 498.
Taylor-Pendel s. Sarazin-Pendel
Teilkammerkessel 41, 42.
Temperaturfeld (Werkzeug) 482.
Temperaturmessung (elektr.) 797.
Thermik (Segelflug) 701.
Thermopaar, Gottweinsches — 504.
Tiefbettfelge 659.
— -brunnenpumpe 290.
— -nutläufer 768.
— paßfilter 365.
— -sauger 192.
— -strahler 811.
Tischantrieb, hydraulischer — 584.
Tischhobelmaschine 582.
Toleranzen bei Werkzeugmaschinen 542.
Tolle-Leistungsregler 212.
Tolle-Regler 208.
Topfrost 21.
Tordrehkran 466.
Torkran 439.
—, Halb — 441.
Torkret-Isolierung 30.
Torpedorinne 470.
Träger, geschweißte — 429.
Tragflügel 665, 708, I 273.
—, Auftriebverteilung 671.
—, Bauarten 708.
—, Beeinflussung durch den Rumpf 673.
—, Umrißform 678.
—, Verteilung der Luftkräfte 698.
—, Wahl des Profils 673.
Tragschrauber 703.
Trägerlaufkatze 416.
Transformator 753.
—, Anzapfung 757.
—, Aufbau 755.
—, Dreh- 758.
—, Drehstrom- 756.
—, Größe der —en 759.
—, Kerntype 755.
—, Kurzschluß 754.
—, Leerlauf 754.
—, Manteltype 756.
—, Meß- 758.
—, Öl- 756.
—, Parallelschaltung von Drehstrom- 756.
—, Primärseite 753.
—, Regel- 758.
Transformator, Röhrenwicklung 755.
—, Scheibenwicklung 755.
—, Sekundärseite 753.
—, Sonderbauarten 757.
—, Spar- 757.
—, Streuspannungen 753.
—, Trocken- 756.
—, Übersetzungsverhältnis 753.
—, Wirkungsgrad 755.
Trennschleifen 614.
Treppenrost 13.
Trickschieber 86.
Trinatriumphosphat-Verfahren 64.
Trockenelement 724.
Trockengelenk 649.
— -gleichrichter 805.
— -kupplung 643.
— -sumpfschmierung 166.
Trommel für Hebezeuge 387.
—, Entleer- 375.
—, Ketten- 386.
— -leistung (Kraftwagen) 637.
—, Reibungs- 388.
—, Schließ- 375.
—, Seil- 387.
— -Wirkungsgrad 388.
Trommelwicklung 778.
Tröpfchengröße bei Ölmaschinen 121.
Trudeln 666.
Turbogebläse für Brennkraftmaschinen 129.
Turbokompressoren 328.
—, Antrieb 333.
—, Ausführung 333.
—, Berechnungsgrundlagen 329.
—, Charakteristik 334.
—, Drehzahl 333.
—, Einzelheiten 333.
—, Hauptgleichung 328.
—, Kennzahl (Parsonssche) 330.
—, Kühlung 333.
—, Leistungbedarf 334.
—, Pumpen der — 335.
—, Querschnittsberechnung 331.
—, Radscheibenreibung 334.
—, Schaufelform 332.
—, Spaltverluste 330.
—, Stufenzahl 330.
—, Wirkungsgrad 330.
—, Zustandsänderung 328.
Turbopumpen s. Kreiselpumpen.

Überballonreifen 660.
Überdeckung am Schieber 83.
—, — — der Turbinenschaufeln 257.
— -schußleistung (Kraftwagen) 638.
— -strömung bei Kompressoren 173.
Übertreiben des Eintrittswinkels (Wasserturbine) 245.
— -verdichtung 144.
Überdruckdampfturbine 295.
Überdruckturbine, s. Francis- und Kaplanturbine.
Überhitzer 49.
—, Ausführung 50.
—, Ausrüstung 51.
—, Berechnung 50.
—, Einbau 52.
Überhitzer, Kesselzug- 49.
—, Rauchrohr- 52.
—, Regelung 52.
— -Rohre 51.
—, Zentral- 49.
—, Zwischendeck- 49, 52.
—, Zwischen- 52.
Überhitzung bei Kolbendampfmaschinen 105.
Überlastungskupplung 401.
Überstromauslöser 414.
Umformer 798 (s. auch Gleichrichter und Stromrichter).
—, Einanker- 798.
—, Gittersteuerung 802.
—, Kontakt- 805.
—, Motorgeneratoren 798.
Umkehrspülung 141.
Umlaufgetriebe 646, I 590.
Umlaufkühlung der Leichtmotoren 160.
Umrechnungsformel, englische 143.
Umspanner 753.
Umsteuerung der Dampfmaschinen 98.
— der Hobelmaschinen 584.
— der Schleifmaschinen 622.
Umwälzpumpe 290.
Unempfindlichkeitsgrad 206.
Ungleichförmigkeitsgrad der Regler 206.
—, Ermittlung des —es aus den C-Kurven 207.
—, Gesamt- 206.
— des Schwungrades 198.
— des Windkesseldruckes 191.
Union-Zugsperre 28.
Universalfräsmaschine 607.
Universal-Schaltung (bei Kranen) 408.
Unterdruckbremse 663.
— -feuerung 9.
— -gurt-Laufkatze 425.
— -gurt-Laufkran 425.
Unterkühlung 218, 219.
Unterschubfeuerung 18.
— -schubrost (Stoker) 19.
— -wind 32.
Untersetzung der Gänge (Kraftwagen) 646.
— -spannung 753.
— -wasserpumpe 290.

Vakuumdampfheizung 354.
Vakuumpumpe 173.
VdI.-Prozeß 106.
VDM-Verstellpropeller 718.
Vektordiagramm (Wechselstrom) 738.
Velox-Dampferzeuger 46.
— -Flaschenzug 370.
Velozipedkran 463.
Ventil, Abschlämm- 74.
—, Absperr- 73, I 633.
—, Anlaß- 132.
— e der Brennstoffpumpen 119.
— der Dampfmaschinen 90.
— der Dieselmaschinen 131.
—, Diffusor- 92.
—, Entlüftungs- 118.
— -erhebungsdiagramm 94.
—, federn 159.
—, hängende — e 151.
—, Kompressor- — e 173.

Ventil, Leichtmotoren- —e 158.
—, Luftpumpen —e 220.
—, Pumpen —e 183, 186.
—, Rohrbruch- 73, I 641.
—, Rückschlag- 72.
—, Schlabber- 191.
—, Selbstschluß- 73.
—, Sicherheits- 77, I 638.
—, Speise- 72.
—, stehende —e 149.
—, Steuerpunkte der Gas- und Dieselmaschinen 112.
—, — der Leichtmotoren 158.
—, Steuerungs- 90.
— -verdrängung 184.
— -zylinder 92.
Ventilationsverlust (Dampfturb.) 303.
Ventilfedern 159.
Ventilsteuerung 90.
—, ausklinkende — 90.
—, Doerfel- 96.
—, Flachregler- 95.
—, Füllungsausgleich 95.
— der Leichtmotoren 149.
—, Lentz- 93.
—, paarschlüssige 90.
—, Proell- 95.
—, Schwingdaumen 93.
—, Ventilberechnung 92.
—, Ventilerhebungsdiagramm 94.
—, zwangläufige — 90.
Verbrennungszeit(Ölmaschinen) 116.
Verbundgenerator 783.
Verbund-Elektromotor s. Doppelschlußmotor.
Verbundkompressoren 172, 177.
Verbundwirkung bei Kolbendampfmaschinen 102.
—, Berechnung 105.
Verdampfer 65.
Verdampfungskühlung bei Leichtmotoren 160.
Verdampfungsoberfläche 35.
— -ziffer 6.
Verdampfversuch 8.
Verdichter, rotierende 193.
Verdichtung, adiabatische 171.
—, isothermische 170.
—, polytropische 171.
—, mehrstufige 172.
Verdichtungsverhältnis der Diesel- und Gasmaschinen 111.
— der Leichtmotoren 145.
Vergaser 161.
—, Bremsdüsenprinzip 162.
—, Brennstofförderung zum — 164.
—, Doppelkolben- 163.
—, Drosselklappe 161.
—, Druck- 163.
—, Fallstrom- 163.
—, Höhen- 163.
—, Leerlaufkanal 162.
—, Pallas- 163.
—, Register- 163.
—, Rückenflugtaugliche 163.
—, Saugleitung zwischen — und Einlaßventil 164.
—, Schwimmerlose — 163.
—, Schwimmernadel 161.
—, Solex- 162.
Vergaser, Spritzdüse 161.
—, Spritz- 161.
—, Vertikal- 163.
—, Zenith- 162.
Verladebrücke 442.
—, Anordnung der Laufkatze 442.
—, Kranbrücke 444.
—, Kranfahrwerk 443.
Verschiebewinde 377.
Verstellkraft der Regler 206, 213.
Vielstahldrehbank 569.
— -revolverbank 573.
Vierfachexpansionsmaschine, Schmidtsche — 105.
— -gangschubrädergetriebe (Kraftwagen) 644.
— -radbremse 660.
— -taktdieselmaschine 129.
— -taktgasmaschine 113.
— — -Leichtmotor 142.
V-Motoren 149.
Völcker-Feuerung 13.
Vollautomaten 574.
Vollfräser 600.
Volltordrehkran 467.
Vollwandträger 427.
Volt 722, 727.
Voltmeter 795.
Volumendiagramme (Verbundwirkung) 103.
Vorausströmung 79.
—, lineare — 84.
Vorderachse der Kraftwagen 651.
— als Faustachse 651.
— als Gabelachse 651.
Vorderradantrieb (Kraftwagen) 635.
Vorderradlenkung (Kraftwagen) 635.
— -stellung (Kraftwagen) 654.
Voreilen, lineares — 83.
Voreilwinkel 84.
Voreinströmung 79.
Vorfeuerung 9.
Vorkammermaschine 122.
—, Anlassen der — 131.
—, Ausführung der Düse (Benz) 124.
—, Ausführungsformen 129.
—, Diagramm, versetztes — 123.
—, Einblaseenergie 123.
— -Fahrzeugdieselmotor 169.
—, mittlerer Druck 110.
—, Verdichtungsgrad 124.
—, Vorkammerinhalt 124.
—, Wärmeverbrauch 109.
Vorschubantrieb 550.
— -bewegung 511.
— -getriebe 553.
— -leistung 505.
— -räderkasten 554.
— -rost 20.
Vorspur (Kraftwagen) 654.
Vortrocknungsschacht 14.
Vorwarmer, Oberflächen- 357.
Vorwärmturbine 357.
Vorwärmung s. Speisewasser-.
Vorzündung 165.
Waagerecht-Bohr- und Fräsmaschine 597.
Wagnerträger 704, 709.
Walkverlust 637.
Walzenfräser 600.
— mit geraden Zähnen 602.
— mit Schälzähnen 602.
Wälzlager (der Drehbänke) 550.
Wanddrehkran 448.
Wanderrost 15.
—, Zonen- 17.
Wandlaufkran 446.
Wandwinde 374.
Wärmearbeit, indizierte — 109.
Wärmegefälle, kritisches — 292.
Wärmepumpe 342.
— -speicher 62.
— —, Gefälle- 62.
— —, Gleichdruck- 62.
— —, Ruths- 62.
—, Schaltung 63.
— -verbrauch der Dampfmaschine 107.
— — der Brennkraftmaschinen 109.
Wärmeverluste in Dampfkesselanlagen 6.
— durch Flugkoks- und Ruß 7.
—, Rest- 7.
—, Schornstein- 7.
— durch Strahlung und Leitung 7.
— durch unverbrannte Gase 7.
— durch Unverbranntes in Herdrückständen 6.
Wärmewirkung des Stromes (elektr.) 729.
Wärmezug Simmon 56.
Warmwasserheizung 354.
Wasserabscheider 362.
— -aufbereitung 65.
— -entölung 224.
— -härter 485.
— -kammer 42.
— -leitung für Pumpen 365.
— — für Turbinen 366.
— -kühlung der Leichtmotoren 160.
— -raum der Kessel 35.
— -reinigung 63.
— -rohre 71.
— -rohrkessel 39, s. diese.
— -rohrkühler 160.
— -rückkühlung 224.
— -schloß 366.
— -standsmarke 77.
— -standszeiger 74, s. diese
— -strahl-Luftpumpe 221.
— -umlauf in Wasserrohrkesseln 40.
Wasserrohrkessel 39.
—, Kühlfläche der — 44.
—, Schrägrohr- 41.
—, Steilrohr- 44.
—, Strahlungs- 44.
Wasserstandszeiger 74.
—, Cardo- 75.
—, Gewichts- 76.
—, Hannemann-Fernanzeiger 76.
—, heruntergezogener — 76.
—, Hochdruck- 76.
—, Reflexions- 74, 75.

Wasserturbine (s. auch Becher-, Francis-, Propellerturbine) 226.
—, Durchgangsdrehzahl 233.
—, Hauptgleichungen 227.
— Lager I 550.
—, Nutzgefälle 228.
—, Rohrleitungen 366.
—, spezifische Drehzahl 230.
—, Unterscheidung der —n 227.
Watt 722, 723, 729.
Wattmeter 791.
Wattsekunde 723.
Wattstunden-Wirkungsgrad 725.
Wechselfeld 741.
—, Eisen im — 751.
Wechselgetriebe der Kraftwagen 644.
—, Dreigang-Schubräder- 644.
—, Freilauf 646.
—, Kugelschaltung 644.
—, Schongang- 645.
—, Schubklauen- 645.
—, Schubräder- 644.
—, Spiral- 645.
—, Synchron- 645.
—, Untersetzungsverhältnis der Gänge 646.
—, Zahnrad- 644.
—, Zahnradberechnung 647.
Wechselmotoren 125.
Wechselräder 552.
Wechselradschere 551.
Wechselrichter 805.
Wechselspannung 737.
Wechselstrom 736.
—, Blindstrom 742.
—, Drehstrom 747.
—, Effektivwert 738.
—, Frequenz 738.
—, Leistung 739.
—, —, scheinbare — 742.
—, Leistungsfaktor 742.
—, Momentanwert 740.
—, Periode 738.
—, Vektordarstellung 738.
—, Wirkstrom 747.
Wechselstromgeneratoren 759.
—, Erregung 759.
—, Frequenz 760.
—, Leistung 761.
—, Parallelbetrieb 761.
—, Polpaarzahl 760.
—, Schwungradberechnung für — 199.
Weicheisen-Meßgerät 792.
Weichen für Hängebahnen 368.
Wellenaufwind (Segelflug) 701.
Wellengelenke 653.
Wellenwicklung 779.
Wendeherz 554.
Wendemoment (Flugzeug) 666.
Wendepol 781.
Wendigkeit (Kraftwagen) 656.
Werkzeug, Bohr- 590.
—, Dreh- 547.
—, Fräs- 600.
—, Hobel- 580.
—, Kräfte am — 479, 493.
—, Räum- 628.
— zum Schleifen 611.
—, Stoß- 580.
Werkzeug und Werkstoff 483.
Werkzeug und Werkstoff, Arbeitsdiamant 486, 489.
—, Bearbeitbarkeits-Kennziffer 486.
—, Hartmetall 485, 488.
—, Schnellstahl 485, 488.
—, —, Tafel 485.
—, Werkzeugstahl 483, 488, I 452.
—, —, Tafel 484.
Werkzeugform 479.
—, Arbeitsfläche 479.
—, Einstellwinkel 480.
—, Freifläche 480.
—, Freiwinkel 480.
—, Hauptschneide 480.
—, Hinterschleifwinkel 480.
—, Keilwinkel 480.
—, Nebenschneide 480.
—, Neigungswinkel 480.
—, Schneidenhöhe 480.
—, Schnittfläche 479.
—, Schnittwinkel 480.
—, Spanwinkel 480.
—, Spitzenwinkel 480.
Werkzeugschneide 488.
—, Aufbauschneide 482.
—, ausgekehlter Stahl 490.
—, Bogenschneide 492.
—, gerade Schneide 491.
—, Schneidwinkel 779.
—, Schneidentemperatur 482.
— Schneidstahlnormen 779.
—, Stahlhöhenstellung 493.
Werkzeugmaschinen 511.
—, Antriebarten 516.
—, Antrieborgane 517.
—, Arbeitsbewegungen 511.
—, Belastungsgrad 541.
—, Bohrmaschinen 590.
—, Drehbänke 547.
—, Drehzahlstufung 511.
—, Elektrische Getriebe 521.
—, Fräsmaschinen 600.
—, Führungen 543.
—, Genauigkeit 541.
—, Hobelmaschinen 580.
—, Leistungskarte 506.
—, Maschinenkarte 514.
—, Prüfbuch 542.
—, Räummaschinen 627.
—, Schleifmaschinen 611.
—, Starrheit 542.
—, Stoßmaschinen 580.
—, Stufenlose Getriebe 517.
—, Stufige Getriebe 521.
—, Wirkungsgrad 538.
—, Zahnradberechnung 538.
Weston-Element 724.
Wheatstonesche Brücke 796.
Wicklung, Dämpfer- 763.
—, Dreiloch- 760.
—, Durchmesser- 778.
—, Einloch- 760.
—, Hilfs- 775.
—, Käfig- 764.
—, Kompensations- 781.
—, Stab- 764.
—, Trommel- 778.
—, Wellen- 779.
—, Zweischicht- 761.
Widerstand, magnetischer 732.
Widerstandsmeßbrücke 796.
Widerstandsmessung 796.
Winden 372.
Winden, Bremsen für — 373.
—, Greifer- 375.
—, Hand- 373.
—, Handkurbeln für — 390.
—, Kranlauf- 417.
—, Lauf- 415.
—, Motorische — 374.
—, Schneckenlauf- 417.
—, Schrauben- 368.
—, Spill- 377.
—, Stirnräderlauf- 417.
—, Trommeln für — 387.
—, Verschiebe- 377.
—, Wand- 374.
—, Wirkungsgrad 372.
—, Zahnstangen- 368.
Windfahnenstabilität (Flugzeug) 695.
Windkammer (Zonen) 17.
Windkessel 189.
— -wirkung 189.
Windpressung in Feuerungen 31.
— -schutzbremse 443.
Windungsstufe 532.
Wirbelbrenner 25.
— -kammermotor 125.
Wirbelströme, Foucaultsche — 751.
Wirbelstromläufer 768.
Wirkstrom 747.
Wirkwiderstand 742.
Wirkungsgrade der Brennkraftmaschinen.
—, Gesamt- 109.
—, Gütegrad 109.
—, indizierter — 109.
—, mechanischer — 110.
—, thermischer — 109.
Wirkungsgrade der Dampfkessel.
— der Anlage 6.
— der Feuerung 6.
— der Heizfläche 6.
Wirkungsgrade der Dampfturbinen.
— am Radumfang 294, 296.
—, effektiver — 316.
—, innerer — 316.
—, mechanischer — 316.
Wirkungsgrad(e) elektrischer Einrichtungen.
— der Akkumulatoren 725.
— der Einankerumformer 798.
— der Elektromotoren 788.
— der Motorgeneratoren 798.
— der Quecksilber-Gleichrichter 802.
— der Transformatoren 755.
Wirkungsgrad(e) der Hebemaschinen
— der Backenbremse 394.
— der Drahtseilrolle 386.
— der Flaschenzüge 370.
— der Hebeböcke 369.
— des Kettenrades für Gelenkketten 386.
— des unverzahnten Kettenrades 385.
— der Rollenräder 385.
— der Schraubenwinde 369.
— des Stirnradflaschenzuges 370.

Wirkungsgrad(e) der Trommeln 388.
— der Veloxwinde 370.
— der Winden 372.
— der Zahnstangenwinde 368.
— der Zwillingsrollenzüge 384.
Wirkungsgrad(e) der Kolbendampfmaschine.
—, Gesamt- 106.
—, Gütegrad 106.
—, indizierter oder innerer — 106.
—, thermischer — der verlustlosen Maschine 106.
—, thermodynamischer oder Clausius-Rankine- 106.
Wirkungsgrad(e) der Kolbenkompressoren.
—, Ausnutzungsgrad 170.
—, Füllungsgrad 169.
Wirkungsgrad, isothermischer — 172.
—, Liefergrad 169.
—, mechanischer — 172.
— der Übertragung 172.
Wirkungsgrad(e) der Kolbenpumpen 185.
Wirkungsgrad der Kreiselpumpe 274, 291.
— der Turbokompressoren 329.
Wirkungsgrade der Leichtmotoren.
—, Brennstoff- 146.
—, thermischer — 145.
Wirkungsgrad(e) der Wasserturbinen.
— der Becherturbine 273.
— der Francisturbine.
— — —, Gesamt- 309.
— — — hydraulischer — 231.
— der Kaplan- oder Propellerturbine 263.
Wirkungsgrade der Werkzeugmaschinen 538.
—, Bestimmung der — 539.
—, zeitlicher — 541.
Wirkwiderstand 742.
Wisco-Generator 138.
Wolframlampe 812.
Wuchtförderer 470.
Wumag-Dampfturbine 312.
Wurfförderrinne 470.

Zähler s. Meßgeräte.
—, Genauigkeit der — 794.
Zahngesperre 392.
Zahnrad-Ausgleichgetriebe 648.
— -Berechnung bei Werkzeugmaschinen 538.
Zahnrad-Flaschenzug 370.
— -pumpe 193.
— -Wechselgetriebe 644.
— —, Zahnberechnung 647.
Zahnstangenwinde 368.
Zapklappe 720.
Zelle (Flugzeug) 665.
Zenith-Vergaser 162.
Zentralaufbereitung des Kohlenstaubes 23.
Zentralzugüberhitzer 49.
Zentratorkupplung 780.
Zentrifugalpumpen s. Kreiselpumpen.
Zerspanung, gefügeerhaltende — 483.
Ziehkeilgetriebe 530.
Ziehkeilkupplung 560.
Zink-Kupfer-Element 724.
Zoelly-Hochleistungskessel 48.
Zoller-Kompressor 142.
Zonen-Wanderrost 17.
Zug, Druck-, bei Dampfkesseln 31.
— -kanäle 27.
—, Rollen- 384.
—, Saug- 32.
— -schieber 28.
—, Schornstein- 33.
— -sperre der „Union" 28.
— -stärke 33.
Zuganker bei Brennkraftmaschinen 129.
Zugspindeldrehbank 551.
Zuladung (Flugzeug) 676.
Zundapp-Motor 141, 142.
Zündgewölbe 18.
— -kerze 165.
— -patrone 131.
— -verzug 116.
Zündung, Abreiß- 112.
—, Batterie- 165.
— bei Gasmaschinen 112.
—, Kerzen- 164.
—, Lichtmagnet 165.
—, Lodge- 113.
—, Magnet- 164.
—, Zündkerze 165.
Zündzeitpunkt bei Leichtmotoren 164.
— — bei Strahlmaschinen 119.
— — bei Vorkammermaschinen 122.
Zwangdurchlaufkessel 46, 47.
Zwangumlaufkessel 46.
Zweidruckturbine 353.
— -flammrohrkessel 35.
— -kammer-Steuerung 89.
— -leiteranlagen 812.
— -motoren-Senkschaltung 411.
Zweischichtwicklung 761.
— -schieber-Steuerung 89.
— -seilgreifer 403.
— -ständerdrehwerk 569.
— -trommelkessel 44.
— -ventilpumpe 218.
— -wellengetriebe 532.
Zweistahlsupport 504.
Zweistahlverfahren Gottwein-Reichel 486, 504.
Zweitaktdieselmaschine 125.
—, Aufladung 127, 365.
— -gasmaschine 115.
— -Kraftrad-Motor 142.
— -Nachladung 127.
—, Schubstange I 612.
— -spülung 135.
— -strahlmaschine 125, 131.
— -strahlmaschine von Junkers 125, 168.
— — von Krupp 126.
— — der MAN 126, 131.
— — von Sulzer 127, 131.
— -verfahren für Leichtmotoren 141.
— -vorkammermaschine von Sulzer 130.
Zweizugkessel 40.
Zwillingsrollenzug 384.
Zwillingsturbine 250.
Zwischenboden (Dampfturb.) 318.
Zwischendampfentnahme 346, 351.
— -decküberhitzer 49, 52.
— -kühler der Kompressoren 179.
— — der Turbokompressoren 333.
— -stücke der Dampfturbinenschaufeln 306.
— -überhitzung 52, 106, 315.
Zylinder, Dampf- 92.
— -deckelheizung 102.
—, Gleichstromdampf- 97.
Zylinder, Großgasmaschinen- 114.
—, Leichtmotoren- 152.
—, Pumpen- 188.
—, Ventil- 92.
— -verhältnis bei Verbundmaschinen 103.
— -wand, Einfluß der — 102.
— -wanddicke bei Dampfmaschinen 93.
— — bei Dieselmaschinen 134.
—, Zweitakt- 131.