

TASCHENBUCH FÜR DEN
MASCHINENBAU
HERAUSGEGEBEN VON H.DUBBEL
II

VIERTE AUFLAGE

Taschenbuch für den Maschinenbau

Bearbeitet von

Prof. Dr.-Ing. H. Baer-Breslau, Prof. H. Dubbel-Berlin, Dr. G. Glage-Berlin, Dipl.-Ing. W. Gruhl-Berlin, Dipl.-Ing. R. Hänchen-Berlin, Ing. O. Heinrich-Berlin, Dr.-Ing. M. Krause-Berlin, Regierungsbaumeister Fr. Krauß-Eßlingen, Prof. Dr.-Ing. Fr. Oesterlen-Hannover, Prof. Dr. A. Schiebel-Prag, Prof. E. Toussaint-Berlin, Dipl.-Ing. H. Winkel-Berlin, Dr.-Ing. K. Wolters-Berlin

Herausgegeben von

Prof. H. Dubbel
Ingenieur, Berlin

Vierte, erweiterte und verbesserte Auflage

Mit 2786 Textfiguren

In zwei Bänden

II. Band



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1924

Zweiter Band.

Inhaltsverzeichnis.

Die Dampferzeugungsanlagen.	Seite
Bearbeitet von Ing. O. Heinrich	1
Die Kraft- und Arbeitsmaschinen mit Kolbenbewegung.	
I. Dampfmaschinen. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel	107
II. Gasmaschinen. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel	146
III. Kolbenkompressoren. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel	177
IV. Kolbenpumpen. Bearbeitet von Reg.-Bmstr. Fr. Krauß.	190
Die rotierenden Kraft- und Arbeitsmaschinen.	
I. Wasserturbinen. Bearbeitet von Prof. Dr. Oesterlen	217
II. Zentrifugalpumpen. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel	258
III. Dampfturbinen. Bearbeitet von Prof. H. Dubbel	276
IV. Turbokompressoren. Bearbeitet von Prof. Dr. H. Baer	300
Pumpen und Kompressoren verschiedener Bauart.	
Bearbeitet von Prof. H. Dubbel	309
Abwärmeverwertung.	
Bearbeitet von Prof. H. Dubbel	312
Schwungräder und Regulatoren.	
Bearbeitet von Prof. H. Dubbel	329
Die Kondensation.	
Bearbeitet von Prof. H. Dubbel	339
Rohrleitungen.	
Bearbeitet von Prof. H. Dubbel	359
Hebe- und Fördermittel.	
Bearbeitet von Dipl.-Ing. R. Hänchen.	364
Werkzeugmaschinen für spanabhebende Metallbearbeitung.	
Bearbeitet von Prof. E. Toussaint	557
Elektrotechnik.	
Bearbeitet von Dipl.-Ing. W. Gruhl	741
Sachverzeichnis	846

(Das ausführliche Inhaltsverzeichnis befindet sich in Band I, S. V—XI.)

ISBN 978-3-662-40521-5 ISBN 978-3-662-40998-5 (eBook)

DOI 10.1007/978-3-662-40998-5

Softcover reprint of the hardcover 4th edition 1924

Alle Rechte, insbesondere das der

Übersetzung in fremde Sprachen, vorbehalten.

Copyright 1924 by Springer-Verlag Berlin Heidelberg

Ursprünglich erschienen bei Julius Springer in Berlin 1924.

Die Dampferzeugungsanlagen.

Bearbeitet von Ing. O. Heinrich.

Als Dampfkessel, im Sinne der einschlägigen Reichsgesetzgebung¹⁾, gelten alle geschlossenen Gefäße, die den Zweck haben, Wasserdampf von höherer als atmosphärischer Spannung zur Verwendung außerhalb des Dampfwicklers zu erzeugen.

Ausgenommen werden; 1. Niederdruckkessel, sofern sie mit einem höchstens 5 m hohen, nicht verschleißbaren Standrohr versehen sind. 2. Zwergkessel, deren Heizfläche $\frac{1}{10}$ m² und deren Dampfspannung 2 at Überdruck nicht übersteigt, wenn sie mit einem zuverlässigen Sicherheitsventil ausgerüstet sind. 3. Zentralüberhitzer.

I. Die Leistungsfähigkeit einer Kesselanlage.

1. Größe der Leistung.

a) des Rostes: $\frac{B}{R} = \frac{\text{Stündliche Brennstoffmenge (kg)}}{\text{Gesamte Rostfläche (m}^2\text{)}}$, Rostbelastung oder auch Brenngeschwindigkeit genannt, abhängig vom Brennstoff (Stückgröße, Verhalten im Feuer, Rückstände) und von der Zugstärke.

Mittelwerte für $\frac{B}{R}$

bei natürlichem Zug.

Brennstoff	Heizwert kcal	Schütthöhe mm	$\frac{B}{R}$
Anthrazit	7800	70 ÷ 80	60 ÷ 70
Koks	7200	130 ÷ 170	70 ÷ 180
Steinkohle, gasarm	6800	90 ÷ 130	70 ÷ 190
Steinkohle, gasreich	7500	80 ÷ 100	90 ÷ 120
Braunkohlenbriketts	4800	100 ÷ 300	120 ÷ 180
Böhmische Braunkohle	4800	150 ÷ 200	120 ÷ 180
Deutsche Braunkohle	2400	200 ÷ 300	170 ÷ 250
Torf	3000	100 ÷ 300	120 ÷ 200
Holz	2500	200 ÷ 400	120 ÷ 180

Wärmewert der Rostleistungen nach Dr. Berner (Z. d. V. D. I. 1921, S. 373):

Hochwertige Steinkohle mit mehr als 7000 kcal Heizwert	800 000 kcal/m ² /h
Hochwertige Steinkohle mit 6500—7000 kcal Heizwert	700 000 „
Böhmische Braunkohle mit 4500 kcal Heizwert	700 000 „
Koksgrus. Minderwertige Steinkohle bis zu	500 000 „
Braunkohlenbriketts	600 000 „
Braunkohle, Siebkohle bis zu	600 000 „
„ Förderkohle	500 000 „
„ Klarkohle	400 000 „

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

Rostbelastung bei künstlichem Zug im allgemeinen gesteigert bis zu 500 kg/m²/h. Bei den durch Staubgehalt minderwertigen Brennstoffen kann jedoch die Windpressung unter dem Rost zur Steigerung der Brenngeschwindigkeit nur bis zu einer durch den gleichzeitig zunehmenden Flugkoksverlust gegebenen Grenze erhöht werden.

b) der Heizfläche: $\frac{D}{H} = \frac{\text{Stündliche Dampfmenge (kg)}}{\text{Wasserberührte Heizfläche (m}^2\text{)}}$. Die mittlere

Heizflächenbeanspruchung ist abhängig von der Größe des Wärmedurchganges, d. h. von der Menge und Temperatur der Heizgase, der mehr oder weniger guten Durchwirbelung und der Zuggeschwindigkeit derselben, dem Material und der Reinheit der Heizflächenwandung und ferner davon, ob die erzeugten Dampfblasen sich schnell von der Wandung ablösen (emporsteigen oder am besten von dem zu den Heizgasen sich im Gegenstrom bewegenden Kesselinhalt abgekehrt werden).

Ihre obere Grenze findet die Heizflächenbeanspruchung durch die bei wachsender Beanspruchung gleichzeitig zunehmende Nässe des Dampfes.

Mittelwerte für $\frac{D}{H}$.

Kesselbauart	Anstrengungsgrad des Betriebes			
	mäßig	normal	flott	gesteigert
Batteriekessel	12	17	22 ¹⁾	
Ein-, Zwei-, Drei-Flammrohrkessel .	15; 16; 22	20; 22; 28	25; 30 ¹⁾ ; 35	
Doppelkessel (unten 2 Flammrohre; oben Heizrohre)	12	16	20 ¹⁾	
Mac-Nicol-Kessel	16 ¹⁾	20 ¹⁾	25 ¹⁾	
Heizrohrkessel	10	14	20 ¹⁾	
Lokomobilkessel	—	14	18	27 ¹⁾
Lokomotivkessel	—	—	40	60 ¹⁾
Schiffs- (Zylinder-) Kessel	—	—	28	35
Wasserrohrkessel ohne Kammern . .	9 ¹⁾	12 ¹⁾	15 ¹⁾	
Kammer-Wasserrohr-Kessel	14 ¹⁾	18 ¹⁾	26 ¹⁾	35 ²⁾
Steilrohrkessel	18 ¹⁾	24 ¹⁾	30 ¹⁾	40 ²⁾
Schiffs-Wasserrohr-Kessel	—	22	36	50 ¹⁾
Stehende Kessel	10	14	20 ¹⁾	

2. Güte der Leistung.

a) Wirkungsgrad der Feuerung:

$$\eta_1 = 1 - \frac{1}{100} (V_B + V_G + V_R)^3,$$

abhängig von der Bauart des Rostes (besonders der Weite der Rostspalten), der Rostbelastung, dem Brennstoff und der mehr oder weniger vollkommenen Verbrennung der gasförmigen Bestandteile des Brennstoffes.

Mittelwerte für η_1 :

$$\eta_1 = 0,87 \div 0,95.$$

b) Wirkungsgrad der Heizfläche:

$$\eta_2 = 1 - \frac{V_{Sch} + V_{St}}{100 - (V_B + V_G + V_R)^3}$$

$$= \frac{D}{B} \cdot \frac{i}{W} \cdot \frac{100}{100 - (V_B + V_G + V_R)},$$

¹⁾ Mit Überhitzer.

²⁾ Mit Überhitzer und Rauchgasvorwärmer.

³⁾ Über die Bedeutung der einzelnen Größen V vgl. den Abschnitt Wärmeverluste auf S. 6.

worin: D die stündliche Dampfmenge in kg; i die Wärmemenge in 1 kg Dampf, soweit sie im Kessel zugeführt wurde; B die stündliche Brennstoffmenge in kg und W den Heizwert des Brennstoffes bedeutet. Er ist also vor allem abhängig von der Güte der Wärmeübertragung und der Menge der durch Ausstrahlung nach außen hin aus den Heizgasen verlorenen Wärme.

Mittelwerte für η_2

$$\eta_2 = 0,5 \div 0,75.$$

c) Wirkungsgrad der gesamten Anlage:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 = \frac{D}{B} \cdot \frac{i}{W}.$$

Mittelwerte für η :

$$\eta = 0,4 \div 0,7.$$

Eine Steigerung dieses Wertes ist bis zu etwa 0,87 möglich durch Ausrüstung des Kessels mit mechanischer Rostbeschickung, mit Vorwärmer und Überhitzer.

Bei flammenloser Oberflächenverbrennung — eines Gasluftgemisches in Heizrohren, die mit Stücken einer feuerfesten schamotteartigen Masse angefüllt sind — soll Steigerung des Gesamtwirkungsgrades η bis auf 0,95 möglich sein. Wegen nicht genügend großer Formbeständigkeit der Schamottestücke und verhältnismäßig rasch eintretender Verstopfung der Heizrohre hat die Oberflächenverbrennung jedoch praktische Bedeutung bisher nicht erlangt.

II. Die Leistungsfähigkeit der Brennstoffe

in einer Dampfkesselanlage wird beurteilt nach der bei ihrer Verfeuerung erreichten

$$\text{Verdampfungsziffer: } d = \frac{D}{B},$$

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

Mittelwerte für d .

Brennstoff	Heizwert kcal	d -fache Verdampfung für $i =$		
		600	650	700
Holz (lufttrocken)	3 000	2 ÷ 3,2	1,8 ÷ 3,0	1,7 ÷ 2,8
Torf (lufttrocken)	2 400	1,6 ÷ 2,6	1,5 ÷ 2,4	1,4 ÷ 2,2
Guter Preßtorf	3 800	2,8 ÷ 4,1	2,6 ÷ 3,8	2,4 ÷ 3,5
Braunkohle, erdige	2 400	1,6 ÷ 2,7	1,5 ÷ 2,5	1,4 ÷ 2,3
Braunkohle, böhmische	4 500	3 ÷ 5	2,8 ÷ 4,6	2,5 ÷ 4,2
Braunkohle, Brikett	4 800	3,2 ÷ 5,2	3,0 ÷ 4,8	2,7 ÷ 4,5
Steinkohle	6 000	5 ÷ 7	4,6 ÷ 6,4	4,3 ÷ 6
	6 800	5,6 ÷ 7,9	5,2 ÷ 7,3	4,8 ÷ 6,8
	7 300	6,0 ÷ 8,9	5,6 ÷ 8,2	5,2 ÷ 7,7
Steinkohle, Brikett	6 900	5,7 ÷ 8,4	5,3 ÷ 7,7	4,9 ÷ 7,2
Koks	6 300	5,2 ÷ 7,6	4,9 ÷ 7,1	4,5 ÷ 6,6
Anthrazit	7 500	7 ÷ 9	6,4 ÷ 8,7	6,0 ÷ 8,1
Rohöl, Masut, Teeröl	10 000	10 ÷ 15	9,2 ÷ 12,4	8,6 ÷ 11,4
Gichtgas	850 f. 1 m ³	0,85 ÷ 1	0,78 ÷ 0,91	0,73 ÷ 0,85
Koksöfengas	4500 f. 1 m ³	4,5 ÷ 5,3	4,1 ÷ 4,9	3,8 ÷ 4,5

Man unterscheidet: die Bruttoverdampfung d , die auf die Menge D des Dampfes bezogen wird, wie er bei der vorhandenen Vorwärmung, Dampfspannung als Naßdampf oder als überhitzter Dampf geliefert wird, die Nettoverdampfung d' , die sich auf eine Dampfmenge D' von Normaldampf bezieht (entstanden aus Wasser, das mit 0° C in den Kessel gelangte und mit

einer Dampfspannung von 1 at abs., also 638 kcal Gesamtwärme). Da D' und D den gleichen Wärmeinhalt haben sollen, so folgt:

$$d' = \frac{D'}{B} = \frac{d \cdot i}{638}.$$

wenn i die in 1 kg der Dampfmenge D enthaltene Wärme bedeutet¹⁾.

Die Nettoverdampfungsziffer gestattet einen Vergleich der Leistungen des selben Brennstoffes in verschiedenen Kesselanlagen.

III. Die Wärmeverluste

werden allgemein auf 100 kcal des Brennstoffheizwertes bezogen. Sie ergeben sich im einzelnen wie folgt:

V_B , **Verlust durch Unverbranntes in den Herdrückständen**, kann, sofern wie im allgemeinen bei Steinkohle eine bemerkenswerte Flugaschen- und Flugkokksbildung nicht eintritt, wie folgt berechnet werden.

Man stellt das Gewicht der stündlich aus Aschenfall und Herd entfallenden Rückstände fest (A kg/h) und untersucht sie durch eine Veraschungsprobe auf ihren Gehalt an Unverbranntem (u vH). Da letzteres hauptsächlich Kohlenstoff (Heizwert 8080) sein wird, so folgt:

$$V_B = u \cdot \frac{A}{B} \cdot \frac{8080}{W} \text{ vH von } W.$$

Mittelwert $V_B = 2 \div 3$ vH.

Werden staubige Brennstoffe, namentlich Braunkohlen, mit Unterwind verfeuert, so sind die oft recht beträchtlichen Flugaschen- und Flugkokksmengen zu berücksichtigen. Ist a vH der Aschengehalt des verfeuerten Brennstoffes und u vH der Gehalt an Unverbranntem in einer aus dem Aschenfall und den Zügen entnommenen Durchschnittsprobe der Rückstände, so entfallen:

$$\frac{a \cdot B}{100} + \frac{u}{100 - u} \cdot \frac{a \cdot B}{100} = \frac{a \cdot B}{100 - u} \text{ kg/h Rückstände.}$$

(Asche) (Unverbranntes)

Wird nun an der Durchschnittsprobe der Rückstände ihr Heizwert zu W_r , kcal/kg ermittelt, so ist:

$$V_B = \frac{100 \cdot a}{100 - u} \cdot \frac{W_r}{W} \text{ vH von } W.$$

V_G , **Verlust durch unverbrannte Gase**, entsteht durch einen Gehalt der Abgase an CO und CH₄. Will man bei längerer Versuchsdauer für diese Mengen einen zuverlässigen Durchschnittswert erhalten, so ist eine ununterbrochen abgasaugte Gasmenge über einer 50 vH Glycerinlösung aufzufangen und aus diesem Gase (durch Verbrennen des CO und CH₄) der Gehalt an Unverbranntem als h Raumbundertstel Wasserstoff und co vH Kohlenoxyd zu bestimmen, und zwar bezogen auf die trockene Rauchgasmenge G m³ aus 1 kg Brennstoff. Es ist dann:

$$V_G = \frac{G_{m^3} (3050 \cdot co + 2600 \cdot h)}{W}$$

oder nach Bd. I, S. 567

$$= \frac{1,867 \cdot (c - c')}{co_2 + co + ch_4 + \frac{R}{5,36}} \cdot \frac{3050 \cdot co + 2600 \cdot h}{W},$$

¹⁾ Vielfach $i = \lambda - t_p$, also nur die im Kessel zugeführte Wärme gerechnet. Dem Charakter von d' als Vergleichswert entspricht besser $i = \lambda - t_0 + c_p(t_i - t_k)$, also die im Abgasvorwärmer, Kessel und Überhitzer zugeführte Wärme.

worin c kg in 100 kg Brennstoff den Kohlenstoffgehalt, c' kg für die gleiche Brennstoffmenge den nicht verbrannten Kohlenstoff

$$c' = \frac{V_B \cdot W}{8080}$$

bedeutet und $c o_2$, $c o$, $c h_4$ in Raumprozenten und R in g für 1 m³ Gas sich auf die Zusammensetzung der Rauchgase beziehen.

Meistens wird man sich damit begnügen müssen, $c o$ nach den Orsatangaben für $c o_2$ und o nach Bd. I, S. 567 bis 569 zu berechnen; dann ist angenähert nach Brau¹⁾:

$$V_G = \frac{70 \cdot c o}{c o_2 + c o} \text{ vH von } W.$$

Mittelwerte für V_G :

$$\begin{aligned} V_G &= \div 1 \text{ vH bei Magerkohle und } c o_2 \leq 11 \text{ vH,} \\ &= \div 2 \text{ vH bei gasreicher Kohle und } c o_2 \leq 11 \text{ vH,} \\ &= \div 7 \text{ vH}^1) \text{ bei gasreicher Kohle und } c o_2 > 11 \text{ vH.} \end{aligned}$$

V_R Verlust durch Ruß in den Abgasen. Der Rußgehalt der Abgase kann durch Absaugen einer zu messenden Gasmenge durch ein Asbestfilter bestimmt werden, indem man den so aufgefangenen Ruß verbrennt und seine Menge aus der entstandenen Kohlensäure berechnet. Diese kann bei gasreicher Kohle und schwärzlichem Rauch bis zu $R = 3$ g in 1 m³ Rauchgas betragen. Für V_R ergibt sich:

$$V_R = R \cdot \frac{1,867 (c - c')}{c o_2 + c o + c h_4 + \frac{R}{5,36}} \cdot \frac{808}{W} \text{ vH von } W.$$

Mittelwert für $V_R = 1 \div 2$ vH bei nicht rauchfreier Verbrennung.

V_{Sch} , der Schornsteinverlust, entsteht durch den Unterschied des Wärmeinhaltes der Abgase gegenüber dem der in den Feuerraum eintretenden Verbrennungsluft. Soll dieser Verlust eingeschränkt werden, so ist es danach nötig, 1. die Rauchgasmenge für 1 kg Brennstoff recht gering zu halten — durch möglichst geringen Luftüberschuß (vgl. Bd. I S. 563 bis 565) und 2. die Abgastemperatur, die gewöhnlich zwischen 300 und 400° C schwankt, und die mit dem Anstrengungsgrad des Kessels wächst, möglichst zu erniedrigen (z. B. durch Einbau eines Rauchgasvorwärmers).

Die genaue Berechnung des Schornsteinverlustes folgt aus den Angaben Bd. I S. 566:

$$V_{Sch} = 100 \cdot C_p \cdot G_{m^3} \cdot \frac{t_e - t_a}{W} \text{ vH.}$$

Daraus angenähert nach der sog. Verbandsformel:

$$V_{Sch} = \left[\left(0,32 \cdot \frac{186,7 (c - c')}{c o_2} \right) + 0,48 (9 h + w) \right] \cdot \frac{t_e - t_a}{W} \text{ vH}^2).$$

Hierin bedeuten t_e ° die Temperatur im Fuchs und t_a ° diejenige im Kesselhause.

Ferner gilt mit guter Annäherung nach Siegert für Steinkohle:

$$V_{Sch} = 0,65 \frac{t_e - t_a}{c o_2} \text{ vH von } W$$

¹⁾ Haier, Feuerungsuntersuchungen. Julius Springer, Berlin.

²⁾ Worin C_p für 1 m³ Rauchgas mit 0,32 und c_p für 1 kg Wasserdampf mit 0,48 eingesetzt wurde. c , c' , h , w , $c o_2$ sind auf 100 bezogen.

oder falls die Verbrennung unvollkommen:

$$V_{sch} = 0,65 \frac{t_e - t_a}{c_{O_2} + c_{O} + c h_4 + 0,33} \text{ vH von } W,$$

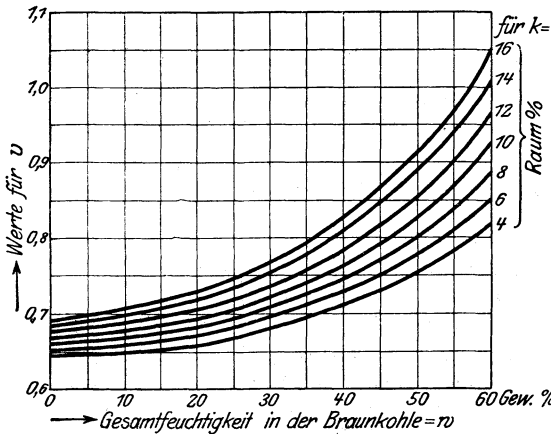


Fig. 1.

Im Durchschnittsbetriebe wird sich V_{sch} auf etwa 20 vH stellen.

V_{st} , Verlust durch Strahlung und Leitung wird als Restverlust angegeben:

$$V_{st} = 100 - \left(\frac{100 \cdot d \cdot i}{W} + V_B + V_G + V_R + V_{sch} \right) \text{ vH.}$$

Im allgemeinen hält sich V_{st} unter 10 vH.

IV. Bericht über einen Verdampfversuch.

a) Mechanische Verhältnisse der Anlage.

Bauart des Kessels, Überhitzers, Vorwärmers und der Feuerung.

Größe — in m^2 — der Heizfläche H , der Überhitzerfläche H_u der Vorwärmfläche H_v und der Rostfläche R .

b) Versuchsanordnung und -ausführung.

Die Messungen wurden womit und in welchen Zeitabschnitten vorgenommen.

c) Versuchsergebnisse.

1. Dauer des Versuches z Stunden.

2. Brennstoff.

Art, Zusammensetzung und Heizwert W des Brennstoffes. Gesamte Brennstoffmenge. Stündliche Brennstoffmenge B kg.

3. Rückstände.

Gesamtmenge der Asche und Schlacke. Stündliche Menge der Rückstände A kg. Darin gefunden w vH Unverbranntes. — Sollen Flugasche und Flugkoks berücksichtigt werden, so sind die Stellen anzugeben, an denen Rückstände entnommen wurden. Für die daraus hergestellte Durchschnittsprobe angeben: Gehalt an Unverbranntem w vH und Heizwert W_r .

4. Äußere Luft.

Temperatur der Verbrennungsluft vor ihrem Eintritt in den Rost t_a^0 .

5. Heizgase.

Zusammensetzung der trockenen Heizgase, entnommen am Kesselende, und zwar in Raumprozenten: o ; c_{O_2} ; [c_{O} ; $c h_4$] als Rest n ; [ferner nach Gewicht den Rußgehalt $R g$ in $1 m^3$ trockenen Gases]. Danach zu berechnen die Luftüberschußzahl m nach Bd. I S. 565. Temperatur der Gase am Kesselende (vor dem Rauchschieber) t_e^0 . [Ist ein Abgasvorwärmer vorhanden, dann auch t_e^0 vor dem Vorwärmer außer t_e^0 hinter diesem.]

6. Speisewasser.

Gesamtmenge. Stündliche Menge D kg. Temperatur vor dem Vorwärmer t_o^0 und hinter diesem vor Eintritt in den Kessel t_p^0 .

7. Dampf.

Mittlere Dampfspannung p at Überdruck, danach Dampftemperatur t_k^0 und Wärmeinhalt i unter Abzug der Flüssigkeitswärme, mit welcher das Wasser in den Kessel gelangte.

wenn für $R \approx 1,8 g$ im Mittel eingesetzt wird.

Nach Hassenstein läßt sich die Siegert'sche Formel für Braunkohle anwenden in folgender Form:

$$V_{sch} = v \cdot \frac{t_e - t_a}{k} \text{ vH,}$$

worin $k = c_{O_2} + c_{O} + c h_4 + \frac{R}{5,36}$ ist und

für v die Werte bei bekanntem Feuchtigkeitsgehalt der Braunkohle und bekanntem Werte für k aus nebenstehendem Diagramm zu entnehmen sind.

Ferner Dampftemperatur, unmittelbar hinter dem Überhitzer gemessen $t_{\bar{u}}^*$, danach Gesamtwärme i' des überhitzten Dampfes, und zwar, falls Abgaswärmer vorhanden: $i' = \lambda - t_o + c_p(t_{\bar{u}} - t_k)$, falls ein solcher fehlt: $i' = \lambda - t_v + c_p(t_{\bar{u}} - t_k)$.

d) Auswertung des Ermittelten.

Bruttoverdampfung $d = \frac{D}{B}$; Nettoverdampfung $d' = \frac{d \cdot i'}{638}$; Rostbelastung $\frac{B}{R}$; Heizflächenbeanspruchung $\frac{D}{H}$.

e) Wärmebilanz.

Heizwert der Kohle W	= 100 vH
Nutzbar: im Vorwärmer $d \cdot (t_v - t_o) \cdot \frac{100}{W}$	= ... vH
„ Kessel $d \cdot i \cdot \frac{100}{W}$	= ... vH 1)
„ Überhitzer $d \cdot c_p \cdot (t_{\bar{u}} - t_k) \cdot \frac{100}{W}$	= ... vH 2)
Zusammen ΣI = ... vH	
Verloren: durch Herdrückstände V_B	= ... vH
„ unverbrannte Gase V_G	= ... vH
„ Ruß in den Abgasen V_R	= ... vH
„ die Wärme der Abgase V_{Sch}	= ... vH
Zusammen ΣII = ... vH	
Restverlust: „ Strahlung und Leitung V_{St} : $100 - (\Sigma I + \Sigma II)$ = ... vH	

f) Güte der Kesselleistung.

1. Wirkungsgrad der Feuerung:

$$\eta_1 = 100 - (V_B + V_G + V_R) \text{ vH.}$$

2. Gesamtwirkungsgrad der Heizflächen:

$$\eta_2 = 10000 \frac{d[i + t_v - t_o + c_p(t_{\bar{u}} - t_k)]}{\eta_1 \cdot W} \text{ vH.}$$

3. Gesamtwirkungsgrad der Kesselanlage:

$$\eta = \frac{100 \cdot d[i + t_v - t_o + c_p(t_{\bar{u}} - t_k)]}{W} \text{ vH}$$

V. Die Feuerungen.

1. Lage der Feuerung zum Kessel.

a) **Innenfeuerung**, umgeben von wassergekühlten Kesselwänden, in Flammrohren, Feuerbüchsen und Tenbrink-Vorlagen eingebaut (Fig. 2).

Vorteile: Geringste Strahlungsverluste.

Nachteile:

Rostgröße beschränkt durch Kesselabmessungen. Niedrige Temperatur im Feuerraum, der außerdem bei vielen Kesseln für die Flammenentwicklung bei sehr gasreichen Brennstoffen nicht genügend groß zu gestalten ist. — Schwere Kesselschäden bei Wassermangel.

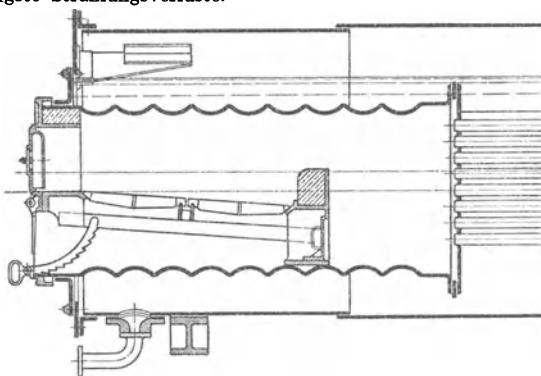


Fig. 2. Planrost-Innenfeuerung.

1) Hierin: $i = \lambda - t_v$ für trockenen Dampf. Soll w vH Dampfnässe berücksichtigt werden (siehe Seite 71), dann $i = q - t_v + \left(1 - \frac{w}{100}\right) \cdot r$.

2) Für nassen Dampf wäre einzusetzen $d \cdot \left[c_p(t_{\bar{u}} - t_k) + \frac{w}{100} \cdot r \right] \cdot \frac{100}{W}$.

b) **Unterfeuerung**, am häufigsten unter Wasserrohrkesseln ausgeführt (Fig. 3).

Vorteile: Beim Anfeuern schneller Temperaturengleich des gesamten Kesselinhalts.

Nachteile: Die Kesselteile, auf denen sich am meisten ausgeschiedener Schlamm und Kesselsteinsplitter ablagern, liegen im ersten Feuer.

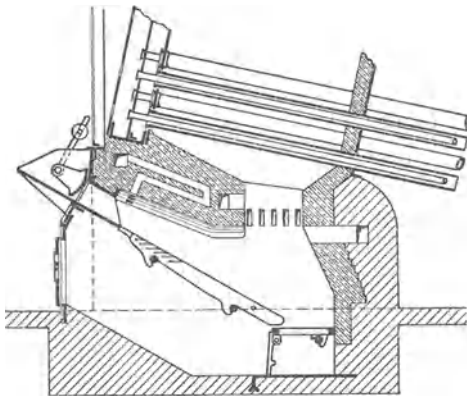


Fig. 3.
Schrägrost-Unterfeuerung von Dürr.

c) **Vorfeuerung**, im besonderen Mauerwerk — bei Flammrohr-, Batterie- und bei Steilrohrkesseln (Fig. 5) — oder in einem fahrbaren eisernen Gestell — bei ausziehbaren Lokomobilen (Fig. 4) angewandt.

Vorteile: Große Rostflächen anwendbar. Temperatur im Feuerraum am leichtesten gleichmäßig hoch zu halten.

Nachteile: Große Strahlungsverluste. Vergrößerung der Kesselgrundfläche durch die Feuerung. Hohe Unterhaltungskosten für das Mauerwerk der Feuerung.

2. Der Rost

bildet den wesentlichsten Bestandteil einer Feuerung. Er kommt nur in Fortfall, wenn Staubkohle, Flüssigkeiten oder Gase verfeuert werden.

a) Roste für Wurfbefuerung.

Der Planrost (Fig. 2). Oberfläche annähernd wagerecht, läßt sich bei allen Feuerungsarten verwenden.

Vorteile: Gut zu übersehen. Die im ersten Feuer liegenden Kesselteile werden nicht verdeckt. Die Rostfläche läßt sich durch Abdecken leicht verkleinern.

Nachteile: Rostlänge aus Bedienungsrücksichten nicht über 2 m. Bedienung erfordert besondere Erfahrung und Geschicklichkeit und muß bei offener Feuertür erfolgen.

Brennstoffarten für Planrost: Alle Sorten Brennstoff, von Sägespänen und Koksstaub bis zur hochwertigsten Kohle.

b) Roste für Schüttbefuerung.

Der Schrägrost (Fig. 3), ein unter etwa 40° geneigter Planrost, auf dem die Kohle aus einem vor dem Rost aufgestellten Schütttrichter allmählich hinuntergleitet. Rostlänge beträgt gewöhnlich bis zu 2 m, ausnahmsweise bis zu 3 m.

Vorteile: Einfache Bedienung. Große Rostflächen. Staubfreie Kohlenzuführung leicht ausführbar. Die Herdrückstände können außerhalb des Heizraumes beseitigt werden.

Nachteile: Wenig geeignet für ungleichmäßige Betriebsverhältnisse und einschichtige Betriebe.

Brennstoffarten für Schrägrost: Wenig backende und schlackende Kohle, frei von feinkörnigen Beimengungen.

Der Treppenrost (Fig. 4 und 5), ebenfalls steil geneigt, aber nach Art einer Treppe aufgebaut, bei der die Setzstufen fehlen. Dadurch wagerechte Luftspalten, so daß nichts vom hinableitenden Brennstoff unverbrannt durch die Luftspalten fallen kann. Rostlänge bis zu 2,5 m.

Vorteile und Nachteile etwa die gleichen wie beim Schrägröost.

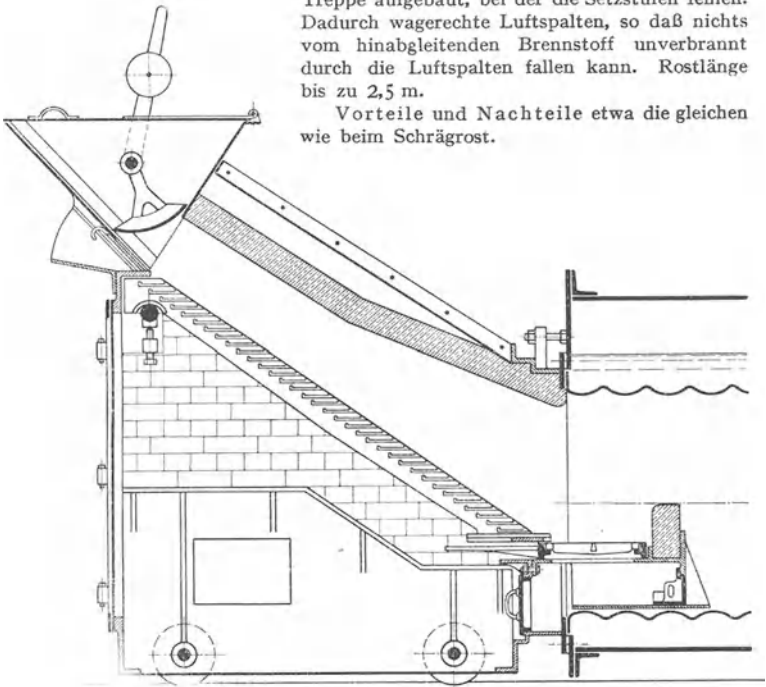


Fig. 4. Fahrbare Treppenrost-Vorfeuerung von R. Wolf-Magdeburg.

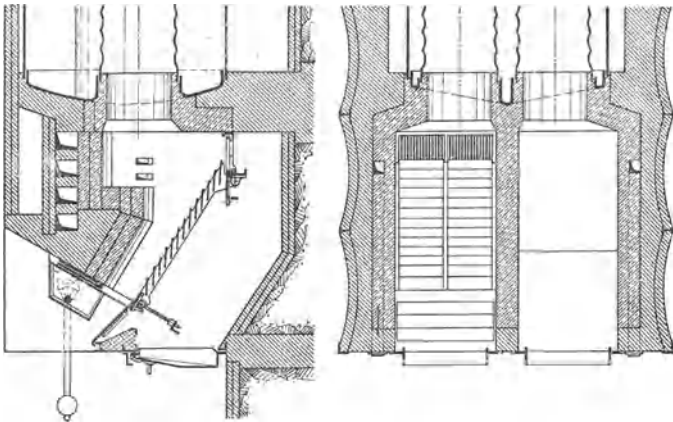


Fig. 5. Treppenrost-Vorfeuerung von Topf.

Brennstoffarten für den Treppenrost: Jeder staubige oder zerfallende Brennstoff, der nicht durch Schlacken auf den Treppenstufen festbrennt, z. B. Rohbraunkohle.

3. Die Rostfläche.

Die Leistungsfähigkeit einer Feuerung hängt vor allem ab von der Größe der Rostoberfläche.

Totale Rostfläche — $R \text{ m}^2$ — Rostlänge (zwischen Schürplatte und Feuerbrücke gemessen) \times Rostbreite.

Freie Rostfläche — $R_f \text{ m}^2$ — Summe der Luftspalten.

Berechnung der (totalen) Rostfläche für eine nach der geforderten Dampfmenge ermittelte Brennstoffmenge am einfachsten unter Zugrundelegung einer mäßigen Rostbelastung (S. 1):

$$R = \frac{B}{\left(\frac{B}{R}\right)},$$

da sich sehr häufig die Zusammensetzung der auf dem Rost verfeuerten Kohle ändert und die Kesselleistung und damit auch die Rostbelastung bald (dauernd oder doch zeitweise) das ursprünglich zugrunde liegende Maß erheblich überschreiten. Für einen Kessel, der von Anfang an sehr hoch beansprucht werden soll, ist die Rostfläche so groß zu machen, wie es überhaupt nach den Kesselabmessungen möglich ist. Für einen voraussichtlich auf längere Zeit nur mäßig beanspruchten Kessel ist eine zu große Rostfläche besonders schädlich, da sie dauernd unsachgemäße und nachlässige Bedienung des Feuers veranlaßt.

Die freie Rostfläche ist im Verhältnis zur totalen stets so groß wie möglich zu machen. Ihre obere Grenze ist durch die Mindestdicke der Roststäbe und die für die einzelnen Fälle verschiedene zulässige Höchstweite der Rostspalten gegeben. Diese sind nämlich bei Plan- und Schrägrosten so eng zu bemessen, daß möglichst wenig kleine Brennstoffstücke hindurchfallen können. Darauf ist bei staubigem und bei zerfallendem Brennstoff Rücksicht zu nehmen, während für backende und stark schlackende Kohlen weite Spalten geeignet sind (vgl. S. 16). Bei Treppengrosten wird die Weite der Luftspalten so gewählt, daß sie leicht von Asche gereinigt werden können.

Es ist

$$\frac{R_f}{R} = 0,20 \div 0,50 \quad \text{bei Plan- und Schrägrosten,}$$

$$0,60 \div 0,70 \quad \text{bei Treppengrosten}$$

$$0,10 \text{ und weniger bei Anwendung von Unterwind}$$

Mittlere Geschwindigkeit der Verbrennungsluft in den Rostspalten

$$v = 0,75 \div 1,5 \text{ (2,0) m} \quad \text{bei natürlichem Zuge,}$$

$$= \quad \div 5,0 \text{ (10) m} \quad \text{bei künstlichem Zuge.}$$

Diese Werte für v sollen nur einen Anhalt für die Größe des vom Zuge zu überwindenden Rostwiderstandes geben. Bei schlechtem Zuge ist eine geringe Geschwindigkeit in den Spalten von wesentlichem Vorteil.

4. Einzelteile der Feuerungen.

a) Das Feuergeschränk, das nur bei stehenden und bei Lokomotivkesseln fehlt, besteht aus einer gußeisernen, 15 \div 20 mm starken Vorsetzplatte (Rahmen) mit Öffnungen für die Feuertür und die Aschfallklappe. Statt der Feuertür ist bei Schrägrosten häufig, bei Treppengrosten immer ein Schüttrichter angebracht.

Befestigt wird der Rahmen bei Innenfeuerung an den Flammrohren (Fig. 7) oder an der vorderen Kesselstirnwand (Fig. 6), bei Unter- und bei Vorfeuerung am Mauerwerk (Fig. 8), und zwar durch Schrauben.

b) Die Feuertüren, gewöhnlich aus Gußeisen hergestellt, werden nach außen aufschlagend und um senkrechte Achsen drehbar angeordnet

d) Der Schütttrichter, aus dem bei Schräg- und Treppenrosten die Kohle auf den Rost gelangt, wird in den mannigfaltigsten Formen und sowohl aus

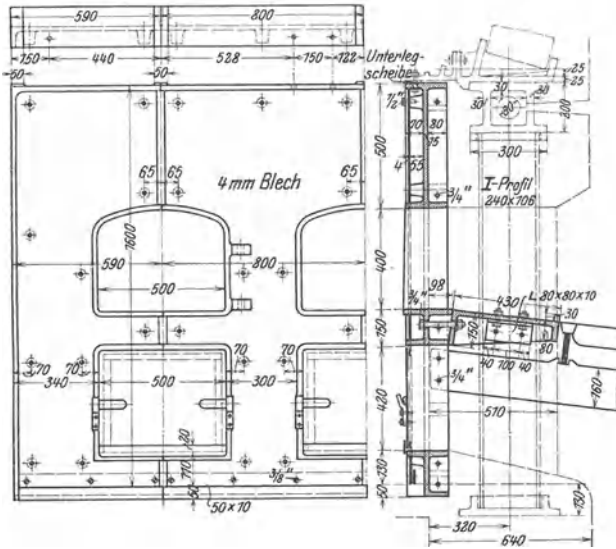


Fig. 8.

Gußeisen wie auch aus Schmiedeeisen hergestellt. Zur Einstellung der Schichthöhe und zum Abschluß des Trichters in den Betriebspausen dient ein Schieber oder eine Drehklappe. Bei Schrägrosten wird meistens, bei

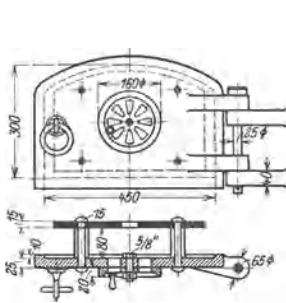


Fig. 9.

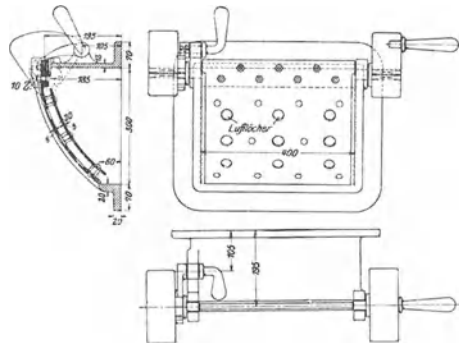


Fig. 10.

Treppenrosten seltener eine schmale Tür (100 ÷ 150 mm hoch und so breit wie der Rost) angeordnet, die zur Bearbeitung des Feuers dient (Fig. 11 und 12).

e) Die Roststäbe.

Baustoff für Roststäbe. 1. Gußeisen, und zwar eine Mischung aus möglichst phosphorfreiem Grauguß und weißem Roheisen oder Stahlabfällen. Die Tragfläche der Stäbe wird auf einer eisernen Platte eingeformt, um die Fläche

besonders hart, dicht und dadurch widerstandsfähig gegen glühende Schlacke zu machen. — Gewicht eines aus gußeisernen Stäben aufgebauten Rostes, für 1 m^2 $280 \div 420 \text{ kg}$. 2. Stahlguß und Schmiedeeisen, wird namentlich bei Schiffskesseln für Planroststäbe des höheren Schmelzpunktes und des geringeren Gewichtes wegen angewendet. Gewicht für 1 m^2 Rostfläche bei langen Stäben etwa 250 kg .

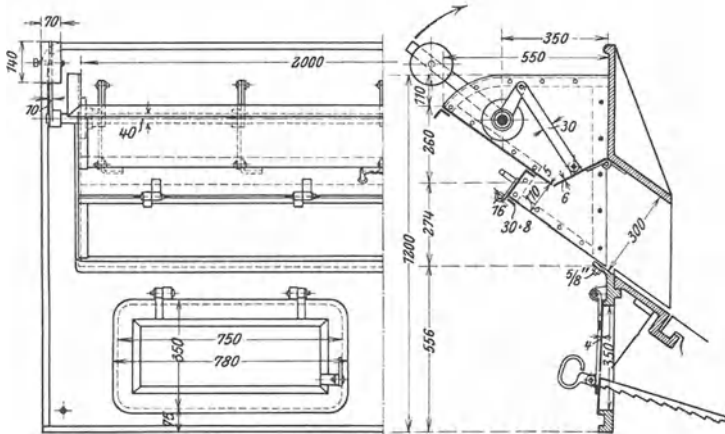


Fig. 11.

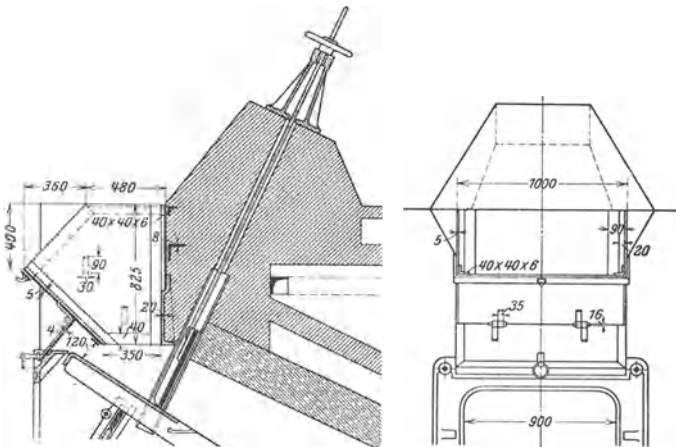


Fig. 12.

Roststabformen: 1. für Planrost. Gußeiserne Stäbe werden am vorteilhaftesten als einzelne glatte Balken von nach unten sich etwas verjüngendem Querschnitt ausgeführt. Die Stabhöhe bleibt auf der ganzen Länge, mit Ausnahme der Stabköpfe, gleich, um einer ungleichmäßigen Erwärmung des Stabes vorzubeugen. An den Enden, den Stabköpfen, deren Querschnittshöhe nur auf etwa $\frac{1}{3}$ der sonstigen Höhe bemessen

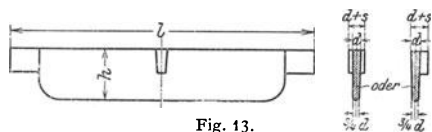


Fig. 13.

wird, sind entsprechend der Weite der Rostspalten, entweder einseitig oder besser auf beiden Seiten Ansätze angegossen. Bei Stäben von etwa 500 mm Länge und darüber finden sich diese Ansätze auch in der Stabmitte.

Mittlere Roststababmessungen.

Brennstoff	Feinkörnig	Zerfallend	Mit kleineren Stücken gemischt	Stark schlackend
Obere Roststabdicke d mm	$5 \div 6$	$8 \div 10$	$10 \div 13$	$13 \div 20$ (25)
Spaltweite . . . s mm	$3 \div 5$	$5 \div 8$	$8 \div 10$	$10 \div 15$ (20)

$$\text{Untere Roststabdicke: } d_u \approx \frac{4}{5} \cdot d,$$

$$\text{Stablänge: } l \approx 60 \cdot d,$$

$$1000 > l > 300,$$

$l > 1000$ nur bei Schiffskesseln.

$$\text{Querschnittshöhe: } h \approx 12 \cdot d,$$

$h \leq 100$ für Flammrohrinnenfeuerung.

Aus Walzeisen, seltener aus Stahlguß, werden Bündelroststäbe (Fig. 13 a) hergestellt, wodurch ein Verziehen der dünnen Stäbe verhindert werden soll.

$$l \approx 600; \quad d \approx 8; \quad s \approx 5.$$

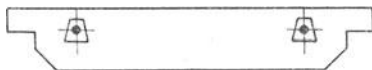


Fig. 13 a

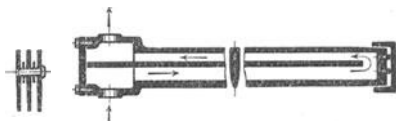


Fig. 14.

Aus Flußeisen werden auch bis 2,5 m lange Hohlroststäbe hergestellt — Deutsche Prometheus-Hohlrostwerke, Hannover (Fig. 14). Bei ihnen tritt aus einer gemeinsamen vorderen Kammer das Kühlwasser zunächst in den unteren Teil des Stabes, durchströmt diesen bis zur Feuerbrücke und kehrt im oberen Stabkanal in die Kammer zurück. Das Innere der Stäbe und der Kammer ist zur

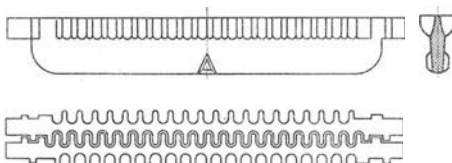


Fig. 15.

Reinigung zugänglich, ferner können sich die Stäbe frei ausdehnen. Diese Umstände in Zusammenhang mit dem durch die Wasserkühlung erzielten Vorteil, daß keine Schlacke an den Stäben festbrennen kann, gewährt ihnen lange Haltbarkeit und macht sie besonders geeignet für stark schlackenden Brennstoff und hohe Rostbelastungen. — Roststäbe besonderer Form (Fig. 15, 16 und 17) sind aus dem Bestreben entstanden, bei

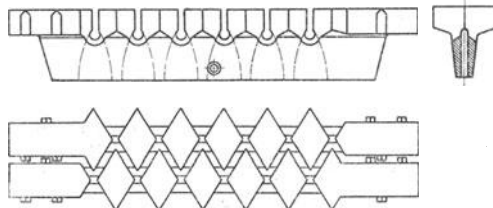


Fig. 16.

geringer Spaltweite und kräftigem, gegen Verziehen widerstandsfähigem Stabquerschnitt die freie Rostfläche möglichst groß zu gestalten. Leider verlieren dabei die Luftspalten in der Längsrichtung ihre gerade Form, so daß sie sich

schlecht reinigen lassen. Formroststäbe sind daher nur für feinkörnigen, wenig schlackenden Brennstoff besonders geeignet.

Fig. 18 zeigt die Form, die der Seitenroststab bei Innenfeuerung in Wellrohren erhält.

2. Für Schrägrost wendet man weniger häufig als bei Planrost glatte Roststäbe an (Fig. 19), da leicht ein Ab-

brennen der unteren Stabenden eintritt, falls die Spaltweite auf der ganzen Länge die gleiche ist. Daher vorteilhaft, auch wenn Brennstoff ohne feinkörnige Beimischungen vorliegt, die Spaltweite im oberen Teil enger als im unteren. (Fig. 20) Soll dagegen das Hindurchfallen kleiner Stücke im oberen Teil des Rostes, wo ein Zusammenbacken noch nicht stattgefunden hat, verhindert werden, so gibt man den Stäben dort stufenartige Ansätze (Fig. 21).

Fig. 20 zeigt ferner, wie durch ein eingelegtes Blech Herausheben der Stäbe beim Schüren verhindert wird.

Da beim Schrägrost nur ausnahmsweise mehrere Roststäbe hintereinander aufgebaut werden, so schwankt die Stablänge hier zwischen 1000 und 1600 mm. Die Querschnittshöhe beträgt etwa $\frac{1}{9}$ der Stablänge. Stabdicke und Spaltweite wie beim Planrost.

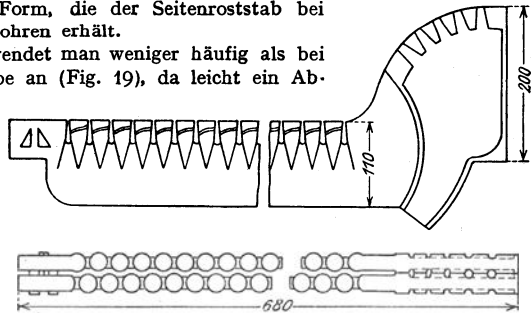


Fig. 17. Thost'scher Roststab mit angegossener hohler Feuerbrücke.

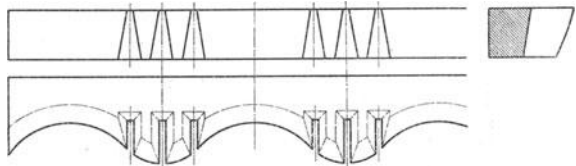


Fig. 18.

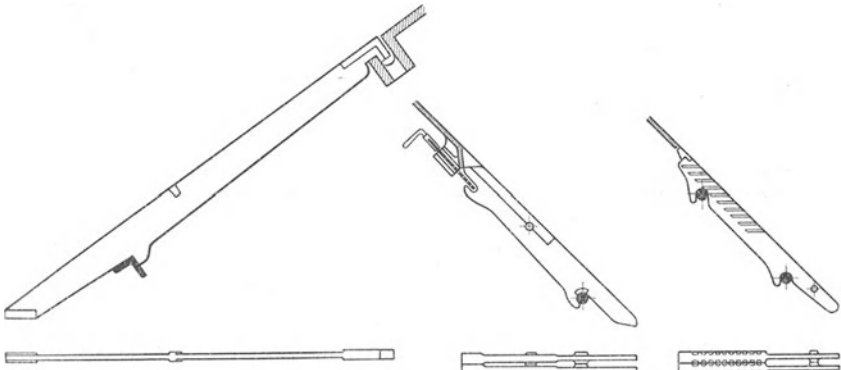


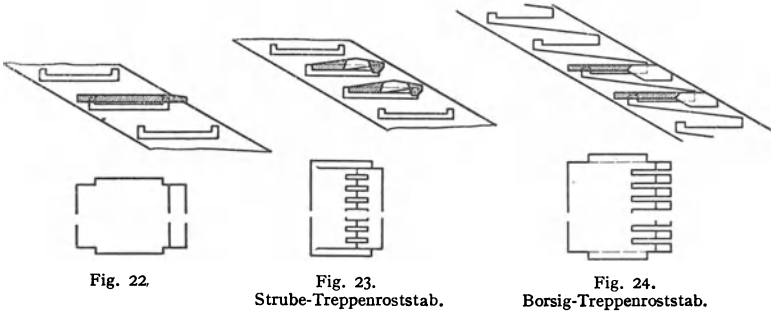
Fig. 19.

Fig. 20.

Fig. 21.

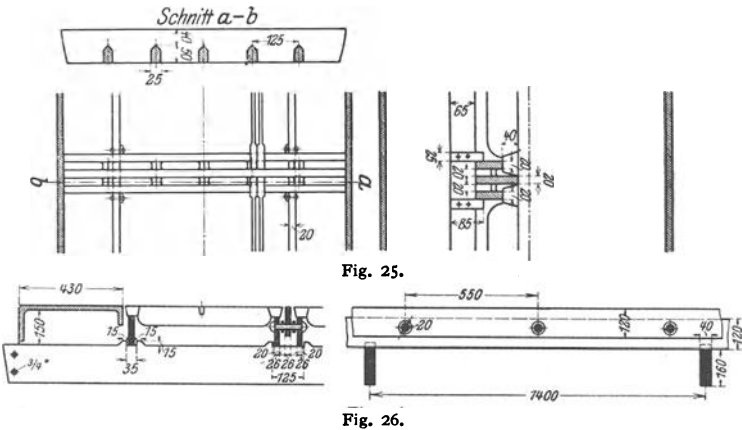
3. Für Treppenrost dienen gewöhnlich glatte Platten — etwa 500 mm lang, 150 mm breit und 8 bis 12 mm stark — als Roststäbe (Fig. 22). Auflagerung derart, daß zwischen ihnen wagerechte Spalten von 20 bis 25 mm Weite entstehen. Um gutes Abbrennen des unmittelbar auf den Platten lagernden Brenn-

stoffes herbeizuführen, empfiehlt sich die Anwendung vorn besonders geformter und mit Schlitzfen versehener Roststabplatten (Fig. 23 und 24).



f) Die Lagerung der Roststäbe.

Bei Planrost: Auf gußeisernen Rostbalken, die bei Innenfeuerung am besten auf Trägern — hochkantgestellten Flacheisen — gelagert werden (Fig. 25 und 26)



oder durch Rundisen miteinander verbunden sind (Fig. 27). Diese Rostbalkenträger werden an der Schürplatte und der Feuerbrücke befestigt. Bei Unter- und Vorfeuerung können die Rostbalken in den Seitenmauern gelagert werden. Um die Rostbalken vor Verbrennen zu schützen, sind sowohl die Rostbalken wie auch die an Schürplatte und Feuerbrücke angebrachten Auflagerleisten mit Lufspalt zu versehen.

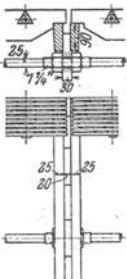


Fig. 27.

Beim Einlegen der Stäbe ist auf deren Ausdehnung durch Erwärmung Rücksicht zu nehmen.

Bei Schrägrrost stützen sich die Roststäbe meistens oben auf die Schürplatte und unten, etwa um $\frac{1}{3}$ ihrer Länge vom Ende entfernt, auf ein Rundisen (50 bis 60 mm Durchm.) oder ein Rohr (80 mm Durchm. außen), das in den Seitenmauern gelagert ist (siehe Fig. 20 und 21).

Bei Treppenrost: Gußeiserne Treppenwangen — von 100 bis 200 × 20 bis 25 mm Querschnitt — werden entweder

h) Der Fangrost

ist ein kleiner Planrost von 400 bis 500 mm Länge, der bei Schrägrost meistens, bei Treppenrost immer am unteren Ende des schrägen Rostes eingebaut ist. Um die Herdrückstände von dem Fangrost entfernen zu können, wird er meistens als Schüttelrost (Fig. 31) ausgebildet.

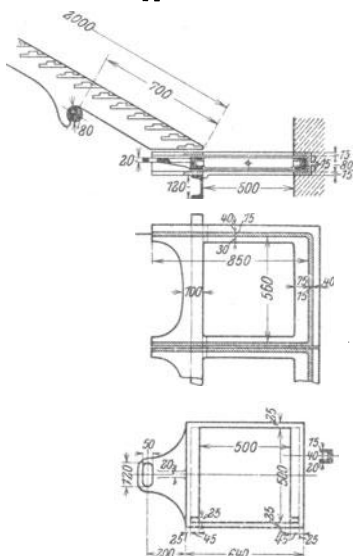


Fig. 31.

sener Feuertür gestatten — Cario-Feuerung, bei welcher der dachförmig gestaltete Rost mittels eines langen Löffels beschickt wird (gut geeignet für nicht stark schlackende Kohle). Fränkel-Feuerung, ein Muldenrost, als Vorfeuerung (auch bewegliche) hauptsächlich für Braunkohle benutzt. Die Kohle fällt hier aus einem Füllschacht an beiden Längsseiten auf den Rost (s. Fig. 32). — Ferner alle mechanischen Feuerungen (siehe S. 25 bis 29).

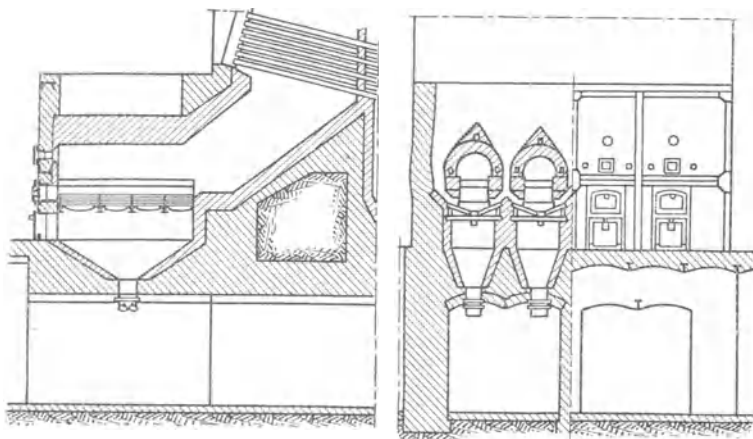


Fig. 32.

VI. Übersicht über besondere Feuerungseinrichtungen.

a) Mittel, um den Luftüberschuß gering zu halten.

Zugregler stellen beim Öffnen der Feuertür den Zug fast ganz ab und schließen, wenn sie nach dem Aufwerfen der Kohle so betätigt wurden, daß sich der Zugschieber völlig öffnete, diesen allmählich wieder ab. (Steigbügelapparat, Hörenz-Zugregler). Zur Zugreglung steuert man auch das Zugabstellorgan nach dem Kesseldruck (Hey-Steuerung der Bamag, Gesteuerter Jalousieschieber von Gentrup & Petri, Halle a. S.).

Vorrichtungen zur Veränderung der Rostfläche — bei Planrosten durch eine verschiebbare Feuerbrücke, bei Schrägrost durch einen verschiebbaren Schüttkasten (Krafft'sche Feuerung „Variable“).

Vorrichtungen, die bei Planrost die Bedienung des Rostes bei geschlos-

Vorrichtungen, die das Abschlacken in kürzester Zeit ermöglichen. Besondere Kühlung der Roststäbe. — Hohlroste (Fig. 14). — Perret-Roststäbe, die mit Ansätzen in ein unter dem Rost aufgestelltes Wasserbecken tauchen. — Dampfbrausen unter dem Rost.

Schrägroste, zusammengesetzt aus mehreren kippar angeordneten Rostablagen, die zum Entfernen der Rückstände vom Heizerstande aus betätigt werden können. — Seyboth-Jalousierost.

Vorrichtungen, die die Herdrückstände dauerndabführen, z. B. Schlackenabführung bei Kettenrosten, hinter dem Evaporator-Treppen-Schwingrost (s. Fig. 44) u. a.

Sekundärluftregler wirken ähnlich wie die Zugregler auf die Sekundärluftzuführung ein (siehe diese).

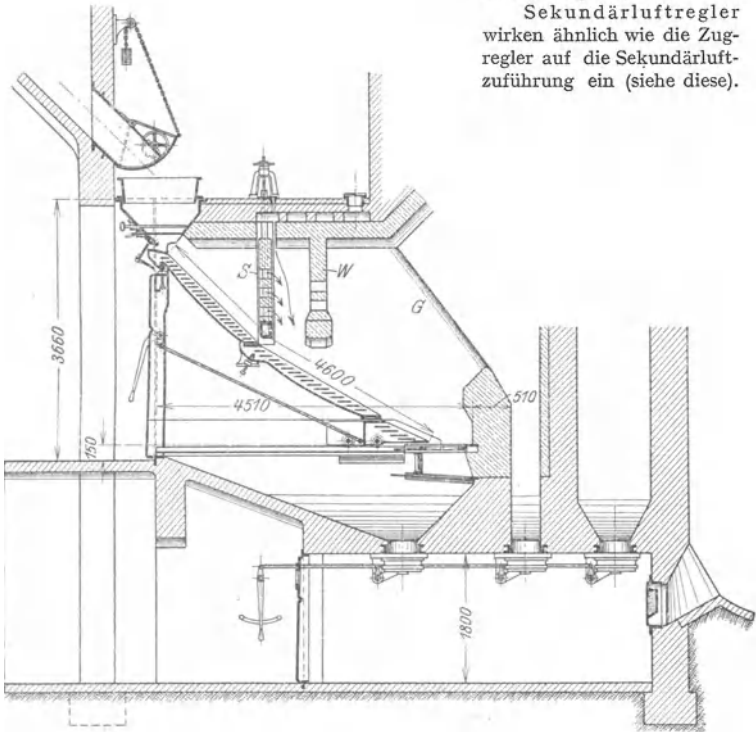


Fig. 33. Halbgasfeuerung von Keilmann & Völcker, Bernburg.

S senkrecht verstellbare Abschlußwand der Schwelkammer, W festes Wehr zur guten Durchmischung von Schwelgas und Sekundärluft, G Flammenraum.

b) Mittel zur Rauchverhütung.

Sekundärluftzuführungen. Bei Planrost wird Sekundärluft zugeführt: 1. über oder unterhalb der Feuertür oder durch diese; 2. durch hohle Flankenroststäbe; 3. durch die hohle Feuerbrücke (Fig. 17) oder kurz hinter ihr. Bei Schräg- und Treppenrosten durch Kanäle in den Seitenmauern.

Alle unter a) genannten Vorrichtungen, die ein Öffnen der Feuertür vermeiden wollen und damit den Feuerraum vor Abkühlung schützen.

Dampfschleier, die von vorn über der Feuertür aus über den Rost geblasen werden. Sie bewirken eine gute Mischung der Luft mit den Gasen

und halten diese zunächst von den kalten Kesselwänden ab. (Ausführungen von Marcotty, Bender, Mederer u. a. m.)

Halbgasfeuerungen erzielen eine möglichst vollkommene Verbrennung der Kohlenwasserstoffe dadurch, daß die Schwelgase, die sich in einem besonderen Entgasungsraum (Vorraum, der durch eine unten offene Schamottewand vom eigentlichen Verbrennungsraum getrennt ist) aus der frischen Kohle ausscheiden, gut mit vorgewärmter Sekundärluft gemischt, dem Feuerraum zugeführt werden, in dem die durch die Vorentgasung gasarm gewordene Kohle abbrennt. Hierher gehören; Schräg- und Treppenroste in Ausführungen von Völcker (Fig. 33), Bergmans (Schachtfeuerung) u. a.

c) Mittel, um die Verfeuerung minderwertiger Brennstoffe zu ermöglichen und die Leistungsfähigkeit der Feuerungen zu erhöhen.

Künstlicher Zug ist nach gesetzlichen Bestimmungen als vorliegend anzusehen, wenn bei Druckzug mehr als 30 mm W.-S. Überdruck unter dem Rost und bei Saugzug mehr als 25 mm Unterdruck im Abgaskanal herrschen.

1. Er kann als Druckzug erzeugt werden durch:

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

Unterwind wird erzeugt durch Einblasen oder Einsaugen von Luft in den dicht abgeschlossenen Aschenfall. Das Einblasen geschieht durch Ventilator oder Axialgebläse, das Einsaugen durch Dampfstrahlgebläse (Fig. 33). Ein Ventilator versorgt gewöhnlich eine ganze Kesselgruppe mit Unterwind, während Axialgebläse und Dampfstrahlgebläse an jeder einzelnen Feuerung angebracht werden. Unterwind wird bei Verfeuerung minderwertiger Brennstoffen angewandt sowohl bei einfachen Plan-, Schräg- und Treppenrosten, als auch bei bewegten Rosten wie z. B. Ketten- und Schwingrosten.

Die Betriebskosten für die Unterwinderzeugung stellen sich bei Dampfstrahlgebläsen gewöhnlich auf 5 vH und mehr der im Kessel erzeugten Dampfmenge, beim Ventilator auf etwa 2 bis 1 vH und darunter. — Die Anlagekosten sind am geringsten bei Anwendung von Dampfstrahlgebläsen und am höchsten bei Einbau von Einzelaxialgebläsen. Diese gewähren aber, bei hoher Wirtschaftlichkeit im Kraftverbrauch, gegenüber dem Gruppenventilator den Vorteil, daß die Windleitungen und damit die Verluste durch Strömungswiderstände, Undichtheiten und Drosselregelung fortfallen.

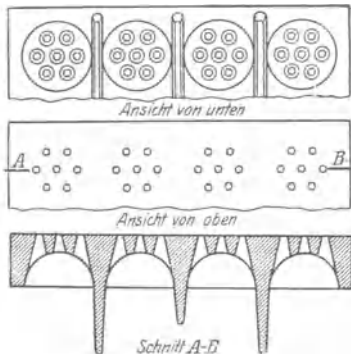


Fig. 34. Kridlo-Unterwindrostplatte.

Unterwind erreicht seinen Zweck, die Brennschicht aufzulockern und für Luft durchlässig zu machen, am sichersten, wenn die Rostfläche nicht mit Luftschlitzten, sondern mit Löchern, Luftdüsen, versehen wird. Kleine freie Rostfläche, ausgeführt bis zu 10 vH und darunter der Gesamtrostfläche! Der Rost wird dazu mit Platten belegt (Fig. 34) oder aus besonders geformten Roststäben zusammengesetzt (Fig. 35). Um bei schlackenden Brennstoffen Festbacken der Schlacke auf der Rostfläche und Versetzungen der Luftdüsen

zu verhindern, wird dem Unterwind entweder Wasser (Wasserstaubfeuerung, Hydrowirbelfeuerung) oder Dampf zugesetzt. Letzteres geschieht ohne weiteres bei Anwendung von Dampfstrahlgebläsen, es kann auch beim Axialgebläse ein-

fach erreicht werden, falls eine kleine Dampfturbine zum Antriebe dient, indem man den Turbinenabampf in den Aschenfall ausströmen läßt.

Je höher die Windpressung unter dem Rost zur Steigerung der Rostleistung gewählt wird, um so mehr wächst der Verlust durch Flugkoks,

d. s. aus dem Feuer unausgebrannt fortgeführte feine Brennstoffteilchen. Das wird besonders bei niedrigem Feuerraum (Planrostfeuerung in Flammrohren) bemerkbar. Abhilfe wird erzielt durch Einbau eines flachen, sich oben an das Flammrohr anschließenden Schamottebogens über der Feuerbrücke und Verlängerung derselben durch eine wagerechte

Mauerwerksdecke (Rast), die etwas tiefer als Feuerbrückenoberkante liegt (Niescher Feuerstau). Auf der Rast sollen die mitgerissenen Flugkoksteilchen Gelegenheit zum Ausbrennen finden. — Flugkoksbildung sucht man ferner durch schräg nach der Feuertür gerichtete Luftdüsen zu verhindern (z. B. beim Bamag-Unterwindrost).

Bei Unterwind wird allgemein mit dicker Brennschicht gefeuert und die Windpressung im Aschenfall so eingestellt, daß gar kein oder nur ein ganz geringer Überdruck im Feuerraum herrscht. Durch Drosselung des Zugschiebers läßt sich dabei auch für ziemlich hohe Rostleistungen ein so geringer Unterdruck in den Zugkanälen erreichen, daß sich Undichtheiten im Mauerwerk durch Eindringen falscher Luft nur wenig bemerkbar machen können.

Bei Unterwindplanrosten ist es zweckmäßig, den Windraum unter dem Rost in mehrere Längskammern zu unterteilen, von denen jede durch ein besonderes Anschlußrohr von der unter Flur liegenden Windleitung versorgt wird. Dadurch gleichmäßigere Windverteilung über

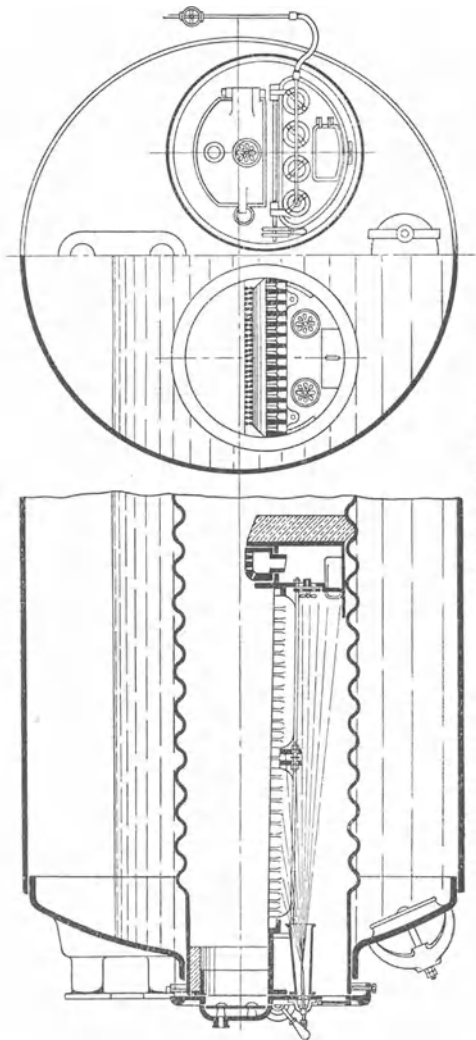


Fig. 35. Thost-Unterwindfeuerung.

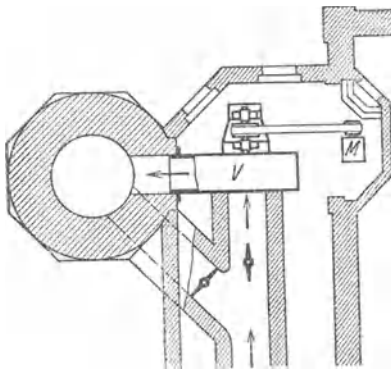


Fig. 36. Unmittelbarer Saugzug.
M Motor, V Ventilator.

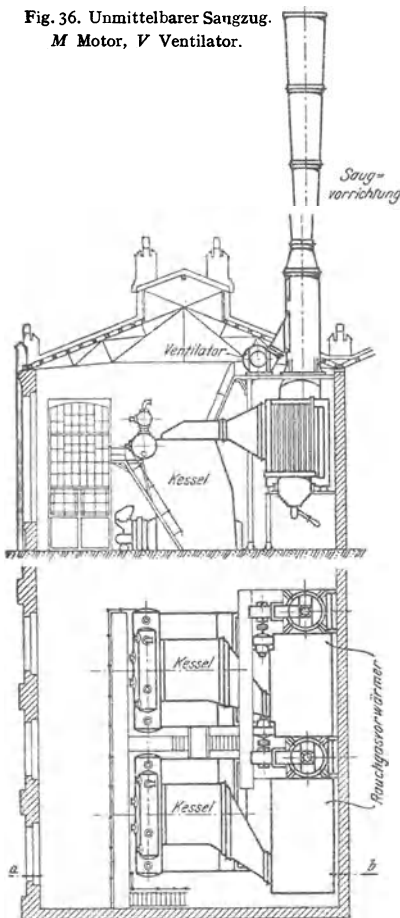


Fig. 37.

die ganze Rostfläche und weniger schädliche Wirkung bei Eintritt eines Winddurchbruches. Ein solcher kann entstehen, wenn eine Stelle der Rostfläche nur wenig mit Brennstoff bedeckt ist. Er hat stets ein Anwachsen des Luftüberschusses zur Folge. Um den dadurch hervorgerufenen Verlust weiter zu verringern, baut die Evaporator-Gesellschaft, Berlin bei ihren Wilton-Feuerungen in den oberen Teil des Anschlußrohres, den Windkopf, eine pendelnde Luftregelklappe ein, die sich nach der Windgeschwindigkeit einstellt.

2. Künstlicher Saugzug: Absaugung der Abgase dadurch, daß man sie durch besondere Einrichtungen in Bewegung setzt, wird mit Vorteil in folgenden Fällen angewandt: Zur Ergänzung natürlichen Schornsteinzuges, wo dieser für die gewünschte Rostbelastung nicht ausreicht und eine Erhöhung des Schornsteinzuges entweder nicht möglich oder, z. B. wenn die erhöhten Kesselleistungen nur vorübergehend verlangt werden, nicht wirtschaftlich ist. — Zum Ersatz des Schornsteinzuges, wenn wie bei ortbeweglichen Kesseln oder bei schlechtem Baugrunde oder bei Platzmangel ein Schornstein nicht aufgestellt werden kann, endlich wenn die Kesselanlage nur vorübergehend am Aufstellungs-ort benutzt werden soll.

Nachteile und Vorteile des Saugzuges: Geringere Betriebssicherheit als bei natürlichem Zuge. Erhöhte Anforderungen an die Wartung der Anlage. Der Heizer neigt leicht dazu, zu hohe Zugstärken einzustellen, dadurch Erhöhung des Luftüberschusses. Dagegen Unabhängigkeit von Wind und Wetter, die den Schornsteinzug beeinflussen. Die Zugstärke kann in weiten Grenzen den Betriebsverhältnissen angepaßt und die Wärme der Abgase weiter ausgenutzt werden als bei natürlichem Zuge.

Absaugen der Gase durch Dampfstrahlgebläse: Immer bei Lokomotiven und Lokomobilen (Abdampf-Auspuff-Blasrohr im unteren Teile des Schornsteins) und vereinzelt bei kleineren ortfesten Anlagen (in den Schornstein eingebautes Dampf-düsensystem, für Abdampf- oder Frischdampftrieb). Geringere Anschaffungskosten, einfache Wartung

stehen einem höheren Dampfverbrauch als bei Verwendung eines Ventilators gegenüber.

Durch Schleudergebläse werden die Gase abgesaugt entweder unmittelbar (vgl. Fig. 36) oder mittelbar (Fig. 37). Ventilator saugt bei letzterem Frischluft an. Seine Druckleitung endigt in einem Ejektor, der in den unteren Teil eines eisernen Abzugrohres (10 bis 15 m hoch) eingebaut ist (vgl. Fig. 38). Durch die Saugwirkung des Ejektors werden die Abgase bewegt. Im ersten Fall wird das Ventilatorinnere vorteilhaft emailliert, um es gegen die chemische Einwirkung der heißen Abgase zu schützen. Dagegen kommen diese bei mittelbarer Absaugung mit dem Ventilator gar nicht in Berührung. Allerdings stellt sich dabei der Kraftbedarf des Ventilators bis dreimal so hoch wie bei unmittelbarer Absaugung. Für große Einheiten kann der Dampfverbrauch des Ventilatorantriebes herabgemindert werden

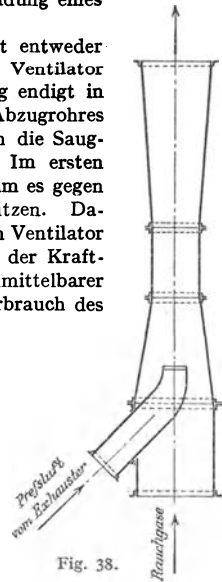
bis auf etwa $1 \div 2,5$ vH der Kesselleistung bei mittelbarem Saugzug,

bis auf etwa $0,5 \div 1$ vH der Kesselleistung bei unmittelbarem Saugzug,

je nach der verlangten Rostbelastung.

Für mittelbaren Saugzug lassen sich kleine, schnelllaufende Ventilatoren verwenden, die bequem unterzubringen sind. Diesen Vorteil nutzt man beim „kombinierten Zugsystem“ aus. Ventilator saugt dabei nur einen Teil der Abgase an und führt sie der Ejektordüse zu. Dadurch wird die zur Bewegung der übrigen Gase erforderliche Saugwirkung erzielt.

Da der Unterdruck in den Zugkanälen bei künstlichem Saugzug hoch wird, so ist dabei auf dichtes Mauerwerk besonderer Wert zu legen. Am zweckmäßigsten ist daher hier Blechummantelung der Außenwände.



d) Mittel zur Selbstbedienung der Feuerung.

1. Selbsttätiges Beschicken von Planrosten.

Mechanische Wurffeuerungen. Vor dem Rost ist eine Wurfmaschine aufgestellt, in welche die Kohle aus einem Schütttrichter fällt. In dieser wird die Kohle (am zweckmäßigsten solche von gleichmäßiger Korngröße) entweder durch ein beständig umlaufendes Schleuderrad (Leach-Feuerung, Fig. 39) oder durch eine in regelmäßigen Zwischenräumen wirkende Wurfschaufel (Fig. 40) in den Rost gestreut. Durch besondere Einrichtungen: bewegte Prellklappen, Einwirkung verschieden großer Antriebskräfte auf die Wurfschaufeln,

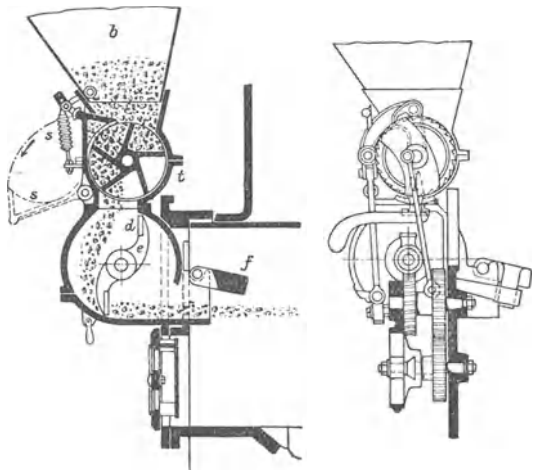


Fig. 39. Leach-Feuerung.

b Schütttrichter; *t* Gehäuse mit Zubringerwalze; *s* federnde Vorderwand dieses Gehäuses, klappt, wenn große Stücke in die Walze gelangen, nach vorn auf; *d* Wurfgehäuse mit *e* Schaufelrad auf der angetriebenen, mit $n = 300 \div 420$ umlaufenden Welle; *f* Prellklappe, die zwecks gleichmäßiger Kohlenverteilung auf und nieder bewegt wird.

wird gleichmäßige Verteilung der Kohle auf dem Roste angestrebt. Um auch die billigere Förderkohle verfeuern zu können, wird bei einigen Ausführungen zwischen Schüttrichter und Wurfapparat eine Brechwalze eingebaut (Fig. 40). Wenn auch hierbei die Bestreuung nicht so gleichmäßig wird wie bei Verfeuerung von Nußkohle, so fällt das doch wegen des immer ungleichen Abbrandes nicht so sehr ins Gewicht. Vielmehr muß der Heizer das Feuer in beiden Fällen öfter wieder abgleichen.

Unterschubfeuerungen. Die Kohle wird hier dem Rost meistens durch eine sich dauernd drehende, unter der Rostmitte liegende

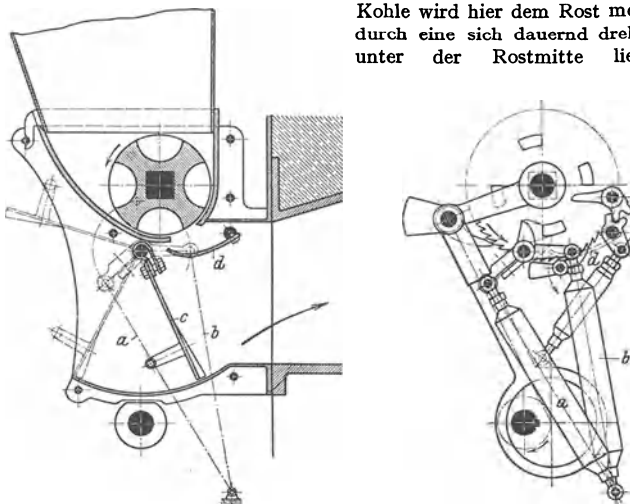


Fig. 40. Axer-Feuerung.

Im untersten Teil des Trichters eine Kohlenbrechwalze, *d* Zubringerschaufel; *c* Wurfschaukel; *a* und *b* Federn zur Bewegung der Wurfschaukel.

Schnecke (Fig. 41) auf der ganzen Länge so zugeführt, daß die aus den Frischkohlen entweichenden Schwelgase eine darüber befindliche Glutschicht durchstreichen. Am zweckmäßigsten ist der Unterschub für gasreiche Kohlen von gleicher Korngröße. Für gasärmere wird hierbei Unterwind erfolgreich angewandt.

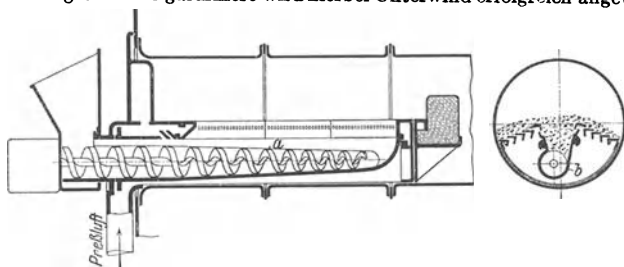


Fig. 41. Mannheimer Unterschubfeuerung. *a* Förderschnecke; *b* Schneckengehäuse.

2. Selbsttätiges Beschicken und Abschlacken von Planrosten.

Durch Wanderroste, auf denen die Kohle allmählich von der Schürplatte aus nach der Feuerbrücke zu vorrückt.

1. Die Roststäbe schieben die Kohle unter Vorwärts- und Rückwärtsbewegungen langsam bis zum Rostende vor, über das hinweg die Herdrückstände in eine Schlackenammer fallen. In der Ausführung der Düsseldorfer Sparfeue-

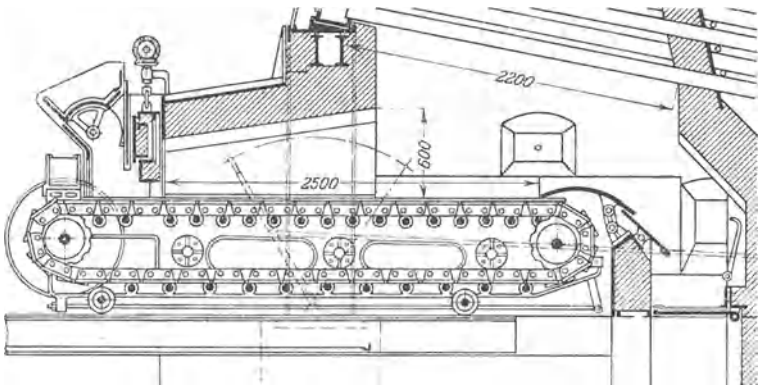


Fig. 42. Steinmüller-Kettenrost.

rungs-Gesellschaft werden die oben auf der ganzen Rostlänge mit 4 bis 6 flachen Zähnen versehenen Roststäbe alle zusammen vorwärts bewegt, während gleichzeitig eine bestimmte Menge frischer Kohle aus dem Trichter vorn auf den Rost gelangt. Ist die Endstellung erreicht, so senkt sich jeder zweite Roststab etwas, um in die Anfangslage zurückzukehren, darauf folgen die anderen Stäbe nach. — Die Feuerung läßt sich auch bequem als Innenfeuerung ausführen. Geeignete Kohle muß frei von feinkörnigen Beimischungen sein.

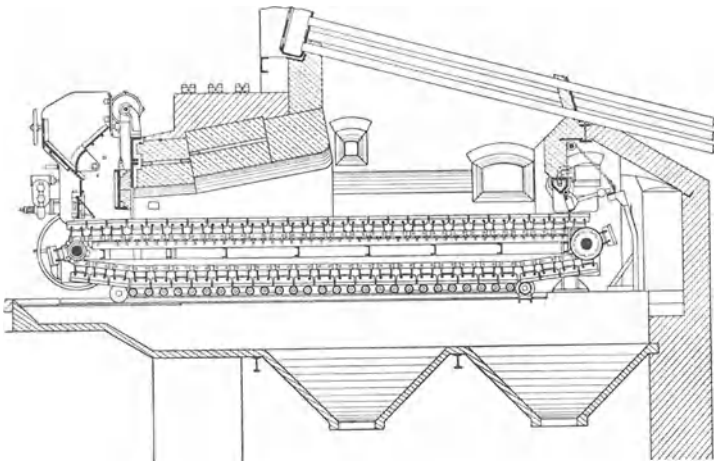


Fig. 43. Steinmüller-Wanderrost mit wassergekühlter Feuerbrücke.

2. Die Roststäbe machen nur eine Vorwärtsbewegung (im Mittel etwa 100 mm/min), um schließlich die Herdrückstände über einen als Feuerbrücke eingebauten gußeisernen Schlackenstauer (Abstreicher) abzuführen. Dazu ist der Rost aus nebeneinander liegenden, zu einem breiten, endlosen Bande vereinigten Roststabketten aufgebaut (Fig. 42). Das Band wird durch eine vor dem Feuerraum liegende, mit Kettenrädern versehene Welle dauernd vorwärts bewegt. Unterhalb des Schlackenabstreichers liegt eine zweite Welle, um deren Kettenräder das Roststabband umkippt, worauf dann unterhalb der Feuer-

fläche, also abgekühlt durch die zugeführte Luft, das Band nach vorn zurückkehrt.

Das breite Roststabbettenband wird vielfach durch einzelne Gelenkketten (3 bis 5) ersetzt, die zur Befestigung entsprechend geformter Roststabträger dienen (Fig. 43). Dadurch größere freie Rostflächen erreichbar und Auswechseln der Roststäbe erleichtert.

Die Kettenroste bieten den Vorteil großer Rostflächen (Rostlänge bis über 5 m). Sie werden meistens in Unterfeuerungen, seltener in Vorfeuerungen eingebaut; für Innenfeuerung sind sie ungeeignet.

Früher wurden für Kettenroste ausschließlich gegossene Roststäbe angewandt. Bei der Verfeuerung schwerbrennender Magerkohlen, die gegenwärtig vielfach in Frage kommt, haben sie sich aber weniger widerstandsfähig erwiesen als Stäbe aus Walzeisen¹⁾. Auch die Schlackenabstreicher sind bei solcher Kohle sehr starkem Verschleiß unterworfen. Diesem Mangel ist durch Einführung wassergekühlter Feuerbrücken abgeholfen worden (s. Fig. 43). Die dort gezeigte Steinmüller-Feuerbrücke mit Staupendeln besteht aus einem hohlen schmiedeeisernen Körper, an dem Rostplatten nebeneinander pendelnd aufgehängt sind. Diese werden jetzt, abweichend von der dargestellten Ausführung, so ausgerüstet, daß jede mittels eines an ihrer Rückseite befestigten Hebels ein in kippbar gelagertem Rahmen laufendes Gewicht steuern kann. Vor den Rostplatten stauen sich die Herdrückstände so lange an, bis sie den Widerstand des Pendels überwinden, worauf die betreffende Platte nach hinten ausschwingt und die Rückstände an dieser Stelle unter der Feuerbrücke hindurch in den Aschenfall abgeführt werden.

Kettenroste für minderwertige Brennstoffe. Feuchte oder gasarme Kohlen lassen sich nicht ohne weiteres auf Kettenrosten verfeuern, da bei ihnen die Wärmeausstrahlung des über dem vorderen Teil des Rostes aufgebauten Gewölbes zur Zündung des vorn auf dem nackten Rost ankommenden Brennstoffes nicht ausreicht. Daher folgende Hilfsmittel angewandt:

Für Braunkohlenbriketts: Bessert-Hakenrost. An der Unterkante des Schüttrichters 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 auslangt.

Für Rohbraunkohle: Zwischen Schüttrichter und Kettenband wird ein nach außen durch Treppenrost abgeschlossener Vorschwelraum und darunter ein Hakenrost eingesetzt.

Für Magerkohle und Koks: Vorgenerator, der unten ständig bereits brennende Stücke auf den Rost fallen läßt. — Vorschachtfeuerung der Rheinisch-westfälischen Sprengstoff A.-G., Köln.

Ferner versucht man durch besondere Gestaltung des Zündgewölbes, durch besondere Beheizung desselben, oder auch durch Zusatzfeuerung die Zündung minderwertiger Brennstoffe herbeizuführen, während man die Rostleistungen dabei durch Unterwind erhöht. Dann wird entweder der ganze Kettenrost dicht abgeschlossen oder es werden Windkästen unter der Brennbahn eingebaut.

3. Selbsttätiges Bedienen und Abschlacken von Schräg- und Treppenrosten.

Selbsttätige Bedienung und dabei gleichmäßige Bedeckung feststehender schräger Rostflächen läßt sich nur erzielen, wenn die Rostneigung dem Böschungswinkel des Brennstoffes entspricht. Da jener aber mit dem Feuchtigkeitsgehalt sich ändert und für große Kohlenstücke ein anderer ist als für kleinere, so kann es vorteilhaft sein, dem Rost eine so flache Neigung zu geben, daß der Brennstoff auf ihm liegen bleibt und nur durch eine Bewegung der Roststäbe allmählich ab-

¹⁾ Zeitschrift für Dampfkessel- und Maschinenbetrieb, Jahrgang 1918, S. 246, „Neuere Einrichtungen für den Kesselbetrieb von Dampfkraftwerken“.

wärts befördert wird. Schwing- oder Vorschubrost z. B. Plutofeuerung, Evaporatorschwingrost (Fig. 44). Bei diesem wird die Schlackenabführung durch den hin und her schwingenden „Endrost“ herbeigeführt, auf den noch nicht ganz ausgebrannte Kohle von dem ebenfalls bewegten „Mittelrost“ herabfallen.

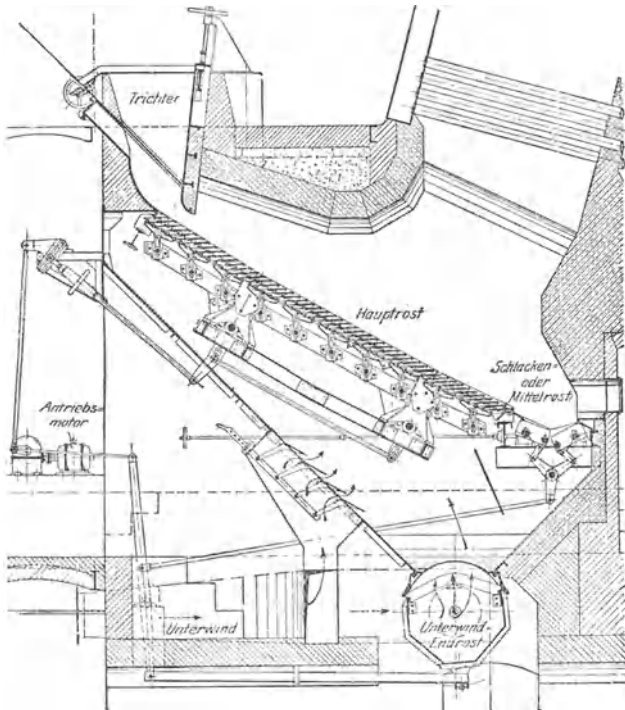


Fig. 44. Evaporator-Schwingrost mit selbsttätiger Entschlackung.

Auch für schlackenreiche Brennstoffe, wie z. B. Lokomotivlöschte ist die Gegeneinanderbewegung der Roststäbe von Vorteil, weil die sich bildenden Schlackenkuchen dadurch beständig aufgelockert werden.

4. Kohlenstaubfeuerungen.

Fein gemahlener und gut getrockneter Kohlenstaub läßt sich, gehörig verteilt einem mit Schamotte ausgefütterten Verbrennungsraum zugeführt, ohne Rost mit geringem Luftüberschuß und rauchfrei verbrennen. Die hohen Aufbereitungskosten des Staubes haben bisher eine ausgedehnte Verwendung dieser Feuerungen verhindert. Unter dem Zwange der gegenwärtigen Verhältnisse wird ihre Einführung wieder versucht, und zwar benutzt man jetzt dazu Brenner, die ähnlich wie die für Gas (Fig. 51) eingerichtet sind.

e) Feuerungen für flüssige Brennstoffe.

Aus einem gewöhnlich 2 bis 3 m hochliegenden, 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. Das kann geschehen durch:

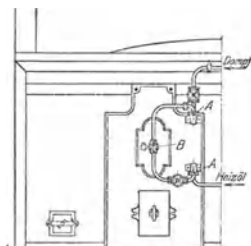
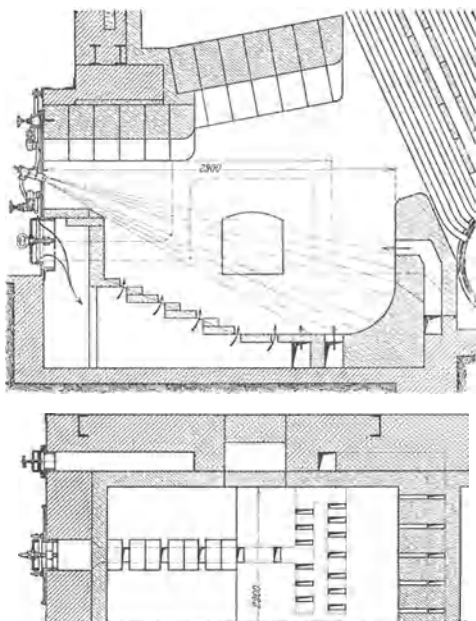


Fig. 45.

Ölfeuerung unter einem
Borsig-Steilrohrkessel.

A Zuführungshähne

(vgl. Fig. 46).

B Brenner

(vgl. Fig. 47).

Fig. 46.
Zuführungshahn in
der Öl- und in der
Dampfleitung.

Ausführung:
Simonis & Lanz.

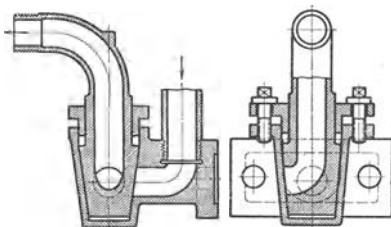
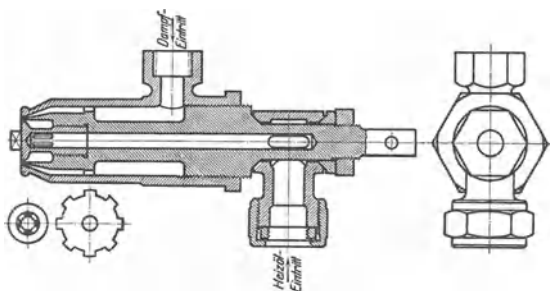


Fig. 47.
Ölbrenner.

Ausführung:
Simonis & Lanz.



Streudüsen, denen das kurz vorher nochmals angewärmte Heizöl — mittels Dampfpumpen — unter 4 bis 10 at zugeführt wird. Vorwärmung vor dem Brenner so weit, wie ohne Dampfbildung möglich — bei Teeröl auf etwa 80°, bei Naphtha auf 140° C. Anzuwenden bei allen nicht sehr zähflüssigen Ölen für Brennerleistungen von mindestens 50 kg/h.

Druckluft: Öl tritt im Brenner aus feinen Düsen aus und wird vom Luftstrom mitgerissen. Ölluftgemisch dann beim Austritt aus Brenndüse von ringförmigem Luftmantelstrom eingehüllt. Dadurch beste Mischung mit Luft möglich und geringster Luftüberschuß erreichbar. Bei Hochdruckbrennern Luftpressungen bis zu mehreren at, bei Niederdruckbrennern solche von etwa 150 bis

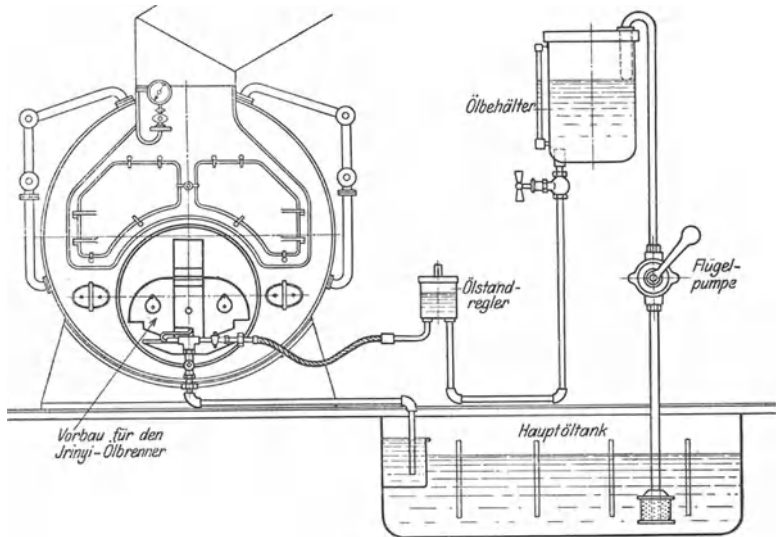


Fig. 48.

Anordnung der Ölfeuerung an einem Schiffskessel. Ausführung: Deutsche Ölfeuerungsgesellschaft in Hamburg.

700 mm W.-S. Nachteil des letzteren: Regelbarkeit nur in engeren Grenzen. Vorteile: Ruhigerer Gang, Vermeidung von Stichflammen eher möglich, Ventilator genügt zur Druckerzeugung.

Dampfstrahl — am zweckmäßigsten überhitzter Dampf — von etwa 1 bis 2 at, der das in dünner Schicht austretende Öl zerreißt (s. Fig. 47). So besonders für sehr zähflüssige Öle geeignet. Dabei hoher Dampfverbrauch, etwa 4 vH der Kesselleistung. Bei dünnflüssigeren Brennölen saugt Dampfstrahl am besten erst Luft an, so daß dann Dampfluftgemisch zur Zerstäubung dient. Dadurch Dampfverbrauch vermindert bis zu 1 vH. Vorteil der Dampfzerstäubung: Geringste Anlagekosten.

Ölfeuerung ohne Zerstäubung möglich, wenn Öl verdampft wird (s. Fig. 48, 49). Öl fließt einem Verdampfer zu. Der aus ihm austretende Öldampf brennt in einer Flamme, die zunächst den Verdampfer umspült, ehe sie den Brennerraum verläßt. Vorteil: Kosten für Zerstäubung fallen fort. Nachteil: Nur wenige Heizöle lassen sich ohne Rückstand verdampfen.

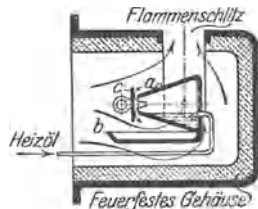


Fig. 49. Irinyi-Ölbrenner.

a Verdampfer; b Zündschale; c Windschutzplatte, verstellbar in dem Verdampfermundstück zum Regeln der Flammengröße.

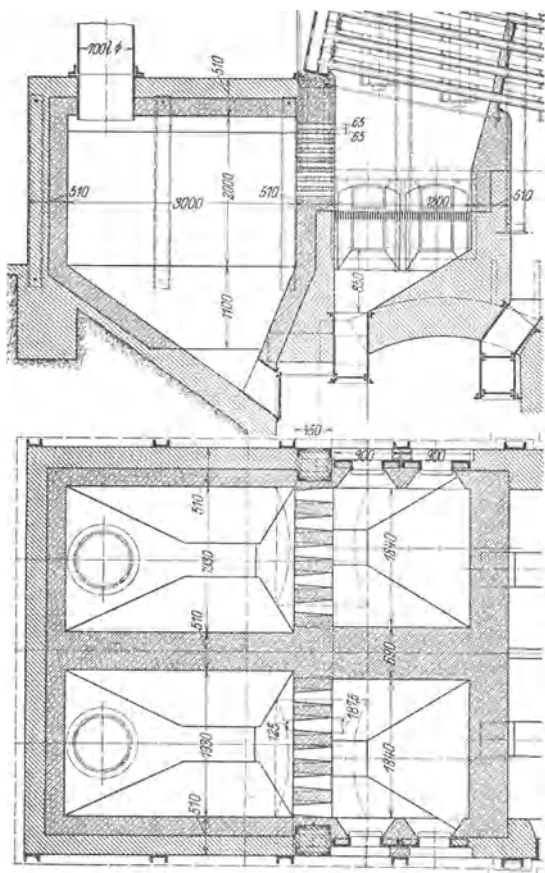


Fig. 50.
Hochofengas-Feuerung.

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 Gittermauerwerk, das den Feuerraum nach den Zügen hin abschließt und unentzündetes Gas nicht aus der Feuerung entweichen lassen soll — durch ausschwenkbare Brenner, an denen das Gas zunächst außerhalb des Verbrennungsraumes angezündet werden kann, ferner für große Leistungen durch unterteilte Brenner.

f) Gasfeuerungen.

Gasfeuerungen mit Hilfsfeuer (s. Fig. 50). Gas strömt in gemauertem Kanal oder Rohr der Feuerung zu und gelangt, mit Luft gemischt, in den eigentlichen Verbrennungsraum, in dem auf Planrost Steinkohlen oder Koksfeuer unterhalten wird.

Schlechte Ausnutzung des Gases.

Gasfeuerungen mit Brenner (s. Fig. 51). Luftzuführung genau einstellbar, gute Durchmischung von Gas und Luft erreichbar, daher besserer Wirkungsgrad. Gas oder Verbrennungsluft wird dabei mit so großem Druck zugeführt, daß Brennerleistung unabhängig vom Schornsteinzug. Explosionsgefahr, die bei

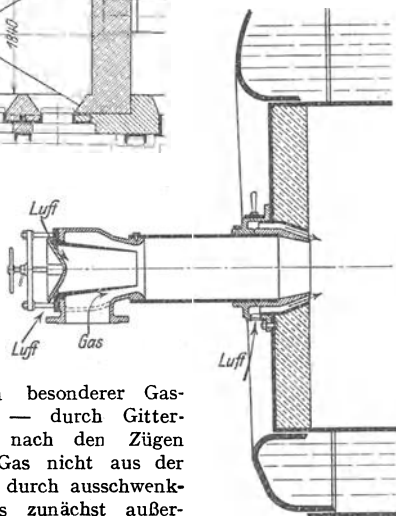


Fig. 51.
Koksogas-Feuerung.
Ausführung Terbeck.

g) Befuerung durch Abhitze.

Aus den verschiedenen Ofen 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, Dampfkesseln als Heizgase zugeführt (Fig. 52). Da in fast allen dieser Ofen mit reduzierender Flamme gearbeitet wird und deswegen häufig noch Unverbranntes in den Abgasen enthalten ist, so hat man den Gasen mit Erfolg unter dem Kessel Luft zugeführt, um eine nachträgliche Verbrennung zu bewirken.

Bei Koksöfen mit Nebenproduktengewinnung, bei denen etwa 50 vH der entstandenen Gasmenge zur Ofenbeheizung dient, kann durch die Abhitze dieser Gase für 1 kg im Ofen verkokten Brennstoffes etwa 1 kg Dampf im Abhitzkessel erzeugt werden.

Bei Schweißöfen mit 1 kg Brennstoff 3 bis 4 kg Dampf,

bei Glühöfen mit 1 kg Brennstoff 1,5 bis 2,5 kg Dampf.

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

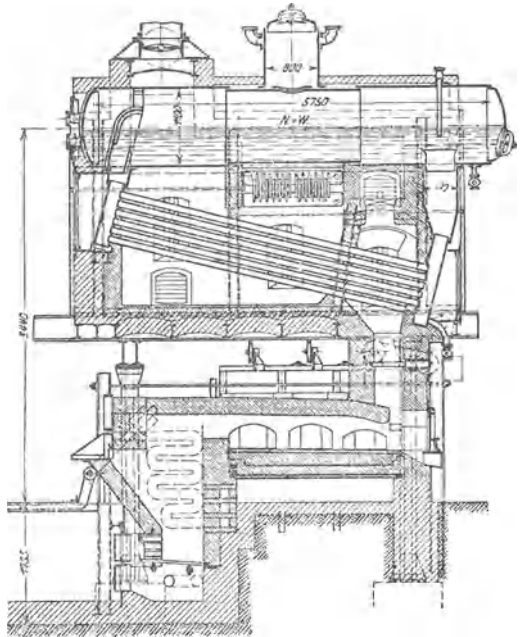


Fig. 52. Abhitzkessel.

VII. Die Feuerzüge — Zugkanäle.

a) Ihr Querschnitt ist im allgemeinen unter Berücksichtigung der fortschreitenden Abkühlung der Gase für eine Gasgeschwindigkeit von etwa 4 m zu bemessen, Höchstgrenze für natürlichen Zug 6 m. Für kurze Zugeinschnürungen und Züge in oder zwischen Rohren, die häufig durch Bürste oder Dampfstrahl gereinigt werden können, sind Gasgeschwindigkeiten bis 15 m zulassen. Für mittlere Rostbelastungen ergeben sich so für R m² Rostfläche die Zugquerschnitte in m², wie folgt (Fig. 53):

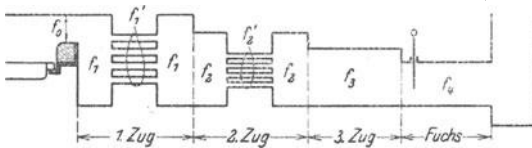


Fig. 53.

$$f_0 = 0,15 \cdot R; \quad f_1 = (0,38 \div 0,43) \cdot R; \quad f_2 = (0,31 \div 0,37) \cdot R; \\ f_3 = (0,25 \div 0,30) \cdot R; \quad f_4 = (0,20 \div 0,25) \cdot R$$

und in oder zwischen Rohren:

$$f'_1 = (0,20 \div 0,25) \cdot R; \quad f'_2 = (0,17 \div 0,22) \cdot R.$$

Bei der Querschnittsbemessung ist zu berücksichtigen, daß die Kanäle zwecks Reinigung möglichst befahrbar sein sollen. Zu diesem Zweck müßte 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 (z. B. in Oberzügen) ausgesetzt werden, wenn die vorher bestrichene Heizfläche bei natürlichem Zuge das 20fache, bei künstlichem²⁾ das 40fache der Rostfläche beträgt¹⁾.

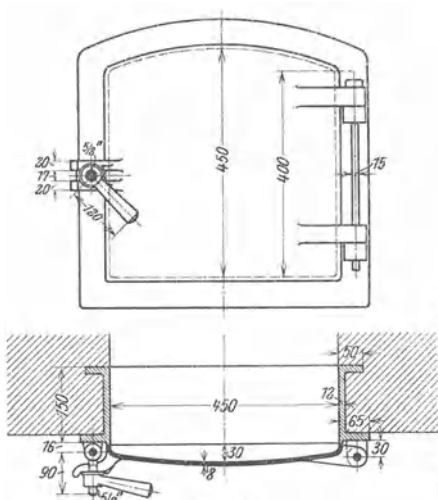


Fig. 54.

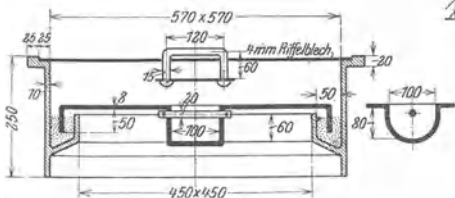


Fig. 56.

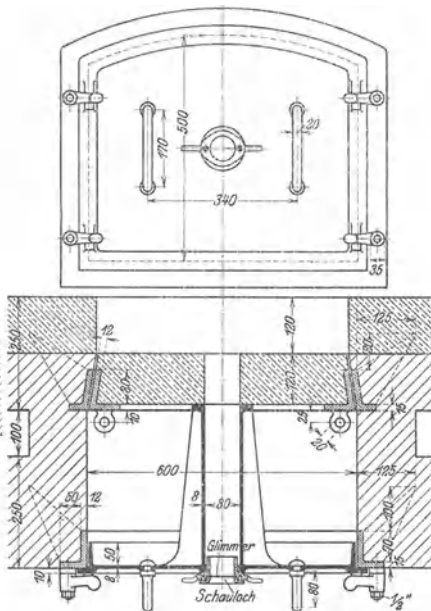


Fig. 55.

c) Ausführung der Züge.

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

Andererseits führen Richtungs-

änderungen infolge Durchwirbelung der Gase immer neue heiße Gasteilchen an die Heizfläche und beeinflussen dadurch den Wärmedurchgang günstig. Man sucht daher in längeren geraden Zugkanälen Ähnliches dadurch zu erreichen, daß man durch eingebaute Wände kurze Zugverengungen herbeiführt. Die größte Länge der Zugkanäle in einem Kesselmauerwerk beträgt etwa 35 m. Der Kesselfuchs — Abgaskanal — ist so kurz wie möglich zu machen und, falls mehrere Kessel an denselben Schornstein angeschlossen sind, in den gemeinsamen Rauchkanal so einzuführen, daß die Gase möglichst stoßfrei übertreten können. Zum Entfernen der abgelagerten Flugasche und zur Reini-

¹⁾ § 3 der Allg. pol. Best. über Landkessel und § 3 der Allg. pol. Best. über Schiffskessel.

²⁾ Siehe S. 22.

leichte Verstellbarkeit, so daß ein solcher Verschuß mittels einfacher Einrichtungen auch selbsttätig vom Kesseldruck gesteuert oder bei großen Anlagen von fern her durch den Schalttafelwärter eingestellt werden kann.

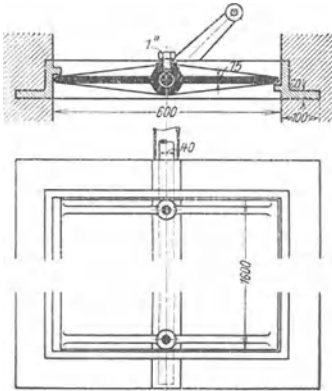


Fig. 59.

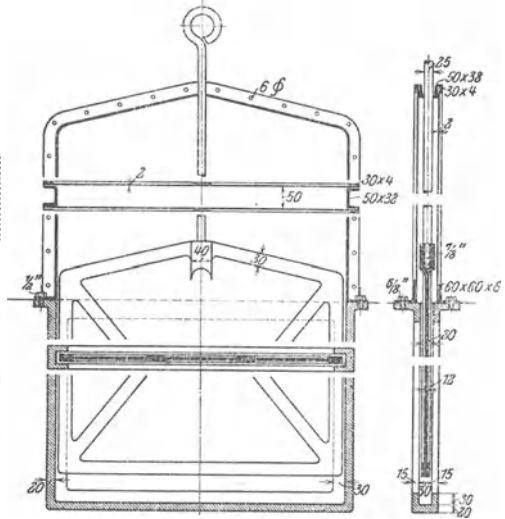


Fig. 60.

VIII. Das Mauerwerk.

Baustoffe. In den Umfassungsmauern: gewöhnliches Ziegelmauerwerk in Kalkmörtel (1 : 3), für Grundmauern in verlängertem Zementmörtel (1 Kalk ; 1 Zement : 5 Sand), für Berührungstellen mit der Kesselwand in Lehm oder Schamottemörtel (Kalk unbedingt zu vermeiden). An Stellen, wo das Mauer-

werk mit heißen Gasen von etwa 450° an dauernd in Berührung kommt, wird Schamottefutter in reinem Schamottemörtel aufgemauert — Normalsteine in Verband mit dem gewöhnlichen Ziegelmauerwerk. Für Feuerbrücken, Gewölbe über Feuerungen u. ä. m. Schamotteformsteine, die mit besonders dünnen Fugen zu vermauern sind (Fig. 61). Für diese letzteren Zwecke ist hochwertiger Schamotte von Segerkegel 33 an, und zwar basischer oder saurer, in Übereinstimmung mit dem Verhalten der entstehenden Asche zu wählen, während für die übrigen Stellen, die nicht mit den Flammen in Berührung

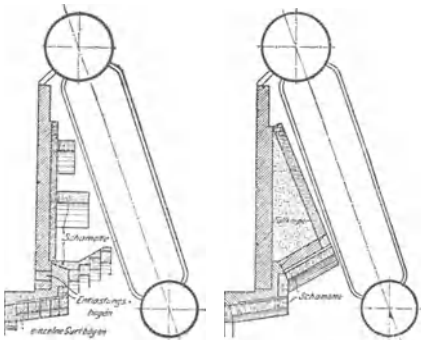


Fig. 61.

kommen und vor allem nicht durch die Ausstrahlung der Glut zu leiden haben, Schamotte vom Segerkegel 30 genügt¹⁾. — Aschentrichter, Decke und Wände des Aschenkellers werden vielfach aus Beton hergestellt; soweit dieser mit heißen Herdrückständen in Berührung kommt, erhält er Schamottefutter.

¹⁾ Siehe Herberg, Feuerungstechnik und Dampfkesselbetrieb. Julius Springer, Berlin.

Außenmauern des Kesselmauerwerks müssen (nach § 16 der A. P.-B.) einen Mindestabstand von 80 mm von den Kesselhauswänden haben. Stärke der Außenmauern $1\frac{1}{2} \div 2\frac{1}{2}$ Stein, und zwar die größeren Stärken für die besonders dem Anprall heißer Gase ausgesetzten Mauern. Wo notwendig, $\frac{1}{2} \div 1$ Stein starkes Schamottefutter. Zur Verminderung der Wärmeausstrahlung dienen: Verblenden mit weißen Glasurziegeln, ferner $\frac{1}{4} \div \frac{1}{2}$ Stein starke Isolierschichten, ausgefüllt entweder mit Flugasche, Schlackenwolle, Kieselgurerde oder mit im Verbands eingemauerten Kieselgursteinen (Fig. 62). Für die Dichtigkeit der Seitenmauern besonders vorteilhaft ist deren Herstellung im Bogensystem (Fig. 62 und 63). Ragen Kesselteile aus dem Mauerwerk heraus, so sind sie durch Asbestschnüreanlage gegen das Mauerwerk abzudichten, nicht durch Mörtelfuge.

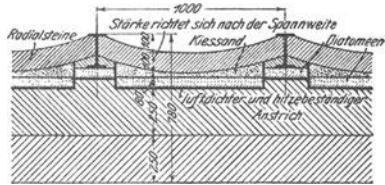


Fig. 62.

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

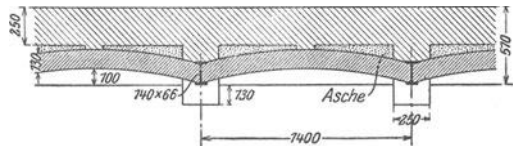


Fig. 63.

Scheidewände zwischen Zugkanälen, auf deren gute Instandhaltung im Interesse der Wärmeausnutzung der Heizgase besonders zu achten ist, werden als halbsteinstarke Mauerzungen oder bei Wasserrohrkesseln durch zwischen die Rohre eingebaute Platten (Fig. 64 und 65) ausgeführt, entweder aus Schamotteformsteinen (etwa 100 mm stark), aus gußeisernen Formstücken (20 mm stark) oder aus beiden — Feuerseite Schamotte, dahinter Gußeisen — zusammengesetzt.

Die Zugkanäle werden durch Auskrägung der Seitenmauern (Fig. 66 a) 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, Schlacke od. ä., endlich als Abschluß eine Flachschiicht. Fig. 66 b zeigt eine Ausführung, bei der die Füllung fehlt. Besonderer Vorzug dieser Ausführung: das Abdeckungsmauerwerk wird durch die eigentliche Kesseldecke nicht belastet. Dies ist namentlich bei Kammer- und bei Steilrohrkesseln von Wichtigkeit.

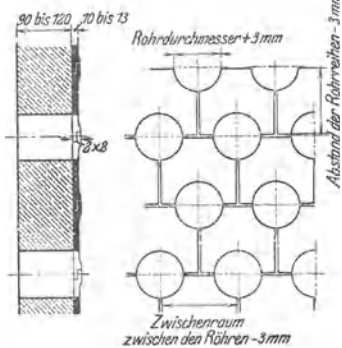
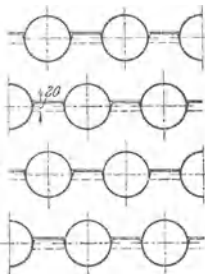


Fig. 64. Zwischenwand senkrecht zu den Wasserröhren.

Die Zugkanäle werden durch Auskrägung der Seitenmauern (Fig. 66 a) 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, Schlacke od. ä., endlich als Abschluß eine Flachschiicht. Fig. 66 b zeigt eine Ausführung, bei der die Füllung fehlt. Besonderer Vorzug dieser Ausführung: das Abdeckungsmauerwerk wird durch die eigentliche Kesseldecke nicht belastet. Dies ist namentlich bei Kammer- und bei Steilrohrkesseln von Wichtigkeit.

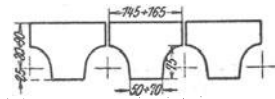


Fig. 65. Zwischenwand parallel zu den Wasserröhren.

Gewölbe: Am besten aus glatten Keilsteinen aufzuführen, die vor dem Vermauern durch Aufschleifen aneinander zu passen sind. Widerlager aus Formsteinen. Feuergewölbe nicht von oben belasten, daher besondere Entlastungsgewölbe darüber anordnen. Seitenschub der Gewölbe stets durch Anker aufnehmen (Fig. 67) ¹⁾.

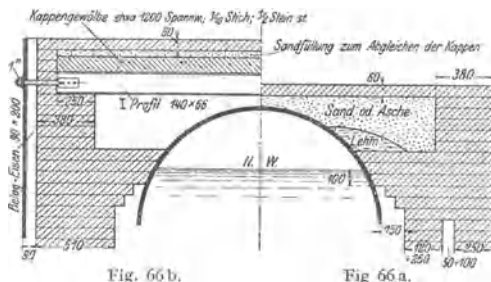


Fig. 66b.

Fig. 66a.

Fuchskanal: Seitenwände etwa 1 Stein stark, unten durch Rollschicht, oben durch $\frac{1}{3}$ bis 1 Stein starke Kappe abgedeckt.

Verankerungen: An den Seitenwänden

und an den Ecken werden passende Profileisen aufgestellt und durch Längs- und Queranker (etwa 1" Durchm.) miteinander verbunden, die in nicht zu heiße Stellen des Mauerwerks zu verlegen sind. Hohes Mauerwerk für Steilrohrkessel wird in ein genietetes Eisengerippe eingebaut.

Blechummanteltes Mauerwerk: Dünnwandiger als gewöhnliches Mauerwerk, daher geringerer Raumbedarf und geringeres Gewicht, dabei von guter

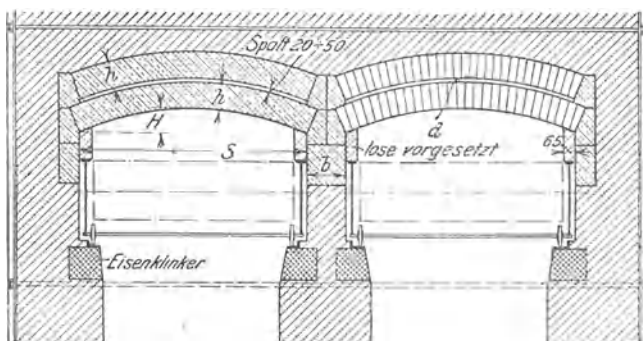


Fig. 67.

S	h	H	d	b
klein	250	$\frac{1}{10} S$	20	380
groß	350	$\frac{1}{7} S$	50	510

Dichtigkeit und wenig Instandsetzungen erfordernd. Demgegenüber: Hohe Herstellungskosten. Vielfach angewandt bei Kesseln, die mit künstlichem Saugzug betrieben werden (Fig. 68, 69, 70) ²⁾.

IX. Der Schornstein.

Es bezeichnen:

H_{sch}	in m	die Schornsteinhöhe über dem Rost,
d	„ m	den mittleren lichten Schornsteindurchmesser,
u	„ m	den Umfang des mittleren Schornsteinquerschnittes,
F	„ m ²	den mittleren Querschnitt,

¹⁾ Siehe Münzinger, Erfahrungen im Bau und Betrieb hochbeanspruchter Kesselanlagen. Zeitschrift des V. D. I. 1916, S. 1020.

²⁾ Zeitschrift des V. D. I. 1916, S. 1074.

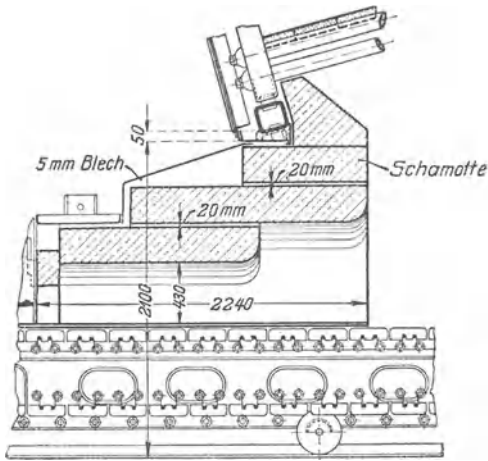


Fig. 68. Feuergewölbe mit Blechummantelung.

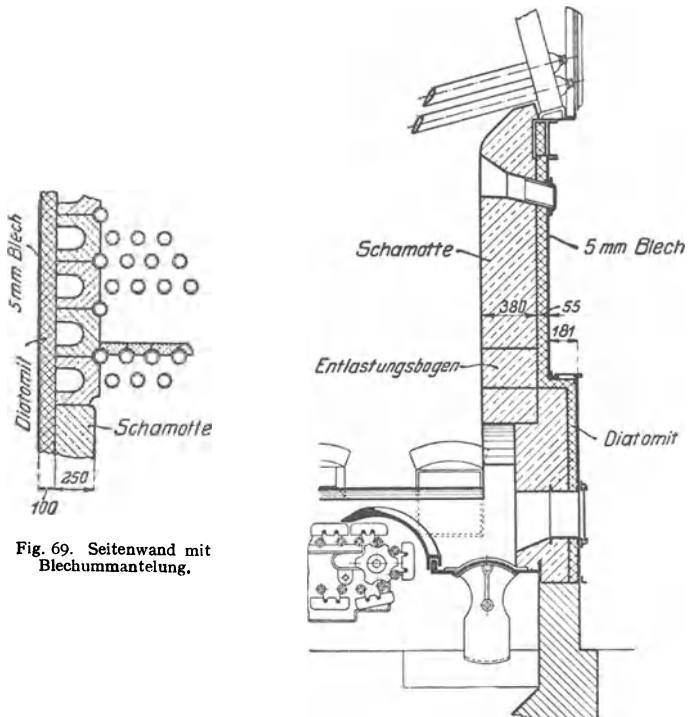


Fig. 69. Seitenwand mit Blechummantelung.

Fig. 70. Rückwand mit Blechummantelung.

d_0 in m	den lichten Durchmesser an der Mündung,
F_0 „ m ²	den lichten Querschnitt an der Mündung,
t_m „ °C	die Temperatur der Abgase in der Schornsteinmitte
t_0 „ °C	die Temperatur der Abgase am Schornsteinkopfe,
t_a „ °C	die Temperatur der Außenluft,
γ_i „ kg	das Gewicht 1 m ³ Außenluft bei 0° und 760 mm Barometerstand,
γ_g „ kg	das Gewicht 1 m ³ der wasserdampfhaltigen Abgase bei 0° und 760 mm Barometerstand,
ρ	die Reibungszahl für die Reibung der Gase an den Schornsteinwänden,
g	die Erdbeschleunigung,
v in m/sek	die mittlere Gasgeschwindigkeit im Schornstein,
G_{m^3} „ m ³	die Rauchgasmenge aus 1 kg Brennstoff unter Berücksichtigung des Wasserdampfes und des Luftüberschusses,
B „ kg	die stündlich verfeuerte Brennstoffmenge.

a) Dann ergibt sich der **nutzbare Schornsteinzug** gemessen am Schornsteinfuß bei offenem Zugschieber, wenn man von der Saugwirkung des Windes absieht, in mm Wassersäule:

$$Z_n = 273 \cdot H_{sch} \left(\frac{\gamma_i}{273 + t_a} - \frac{\gamma_g}{273 + t_m} \right) - \frac{\gamma_g \cdot 273}{273 + t_m} \cdot \frac{v^2}{2g} - \rho \cdot H_{sch} \cdot \frac{u}{F} \cdot \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{\gamma_g \cdot 273}{273 + t_m}$$

Für runden Querschnitt wird somit:

$$Z_n = 273 \left[H_{sch} \cdot \left(\frac{\gamma_i}{273 + t_a} - \frac{\gamma_g}{273 + t_m} \right) - \frac{v^2}{2g} \cdot \frac{\gamma_g}{273 + t_m} \left(1 + 4 \cdot \rho \cdot \frac{H_{sch}}{d} \right) \right]$$

hierin kann gesetzt werden:

$\gamma_i = 1,29 \text{ kg/m}^3$ für mittelfeuchte Luft,

$\gamma_g = 1,27 \text{ kg/m}^3$ für Abgase mit 10 vH CO₂-Gehalt aus Braunkohle,

$\gamma_g = 1,33 \text{ kg/m}^3$ für Abgase mit 10 vH CO₂-Gehalt aus Steinkohle,

für t_m die Temperatur der Abgase, gemessen an irgendeiner Stelle hinter Kessel und Rauchgasvorwärmer, vermindert um je 1° C für jedes laufende m bis zur Schornsteinmitte,

für ρ nach Rietschel etwa 0,007.

b) Die **Schornsteinhöhe** ergibt sich daraus für mittlere Verhältnisse — $\gamma_i = \gamma_g = 1,29$; $t_a = +27^\circ$; $t_m = 273^\circ$ für Kessel ohne Rauchgasvorwärmer zu:

$$1) \quad H_{sch} = 1,9 \cdot Z_n + 0,06 \cdot v^2$$

und für Kessel mit Rauchgasvorwärmer — $t_m = 180^\circ$:

$$2) \quad H_{sch} = 2,4 \cdot Z_n + 0,1 \cdot v^2$$

Für v wählt man:

bei 1 bis 3 Kesseln $v = 4 \div 5$ m/sek

bei 4 bis 6 Kesseln $v = 5 \div 7$ „

bei 7 und mehr Kesseln $v = 7 \div 10$ „

Die zur Überwindung der Widerstände in der Brennschicht und in den Zugkanälen bis zum Schornsteinfuß nötige Zugkraft Z_n kann man etwa an folgenden Erfahrungswerten abschätzen, die auch für hohe Rostbelastungen ausreichen:

Nach Herberg soll die erforderliche Zugstärke, gemessen am Schornsteinfuß bei offenem Zugschieber, betragen:

Für Kesselanlagen bis zu 100 m ² Heizfläche etwa	13 ÷ 18 mm	Wassersäule
„ „ „ „ 400 „ „ „	18 ÷ 23 „ „	„ „
„ „ „ „ 800 „ „ „	23 ÷ 28 „ „	„ „
„ „ „ „ 1200 „ „ „	28 ÷ 35 „ „	„ „
„ „ „ „ 1800 „ „ „	35 ÷ 40 „ „	„ „
„ „ „ „ 2500 „ „ „	40 ÷ 48 „ „	„ „

Ferner sind Zuschläge zu machen:

für Dampfüberhitzer	1 bis 3 mm	Wassersäule
„ Flugaschenfänger	1 „ 3	„ „
„ Rauchgasvorwärmer	1 „ 4	„ „

Weiter sind noch folgende Annäherungsformeln für die Schornsteinhöhe im Gebrauch:

$$3. \quad H_{sch} = \left[\alpha \cdot d_0 + 5 + 0,05 \cdot (l - 20) \right] \frac{700 - t_m}{200 + t_m} + \beta .$$

worin zu setzen ist

für α : 15 bis 20, je nach den geringeren oder größeren Reibungswiderständen der Gase in den Zugkanälen,

„ l in m die gesamte Länge der Zugkanäle aller an den Schornstein angeschlossenen Kessel und der Fuchskanäle bis zum Schornsteinfuß,

„ β : 5 m, wenn ein Rauchgasvorwärmer vorhanden ist, sonst $\beta = 0$,

4. nach Heinicke:

Für Kessel ohne Rauchgasvorwärmer und ohne Überhitzer, bei einer Heizflächenbeanspruchung von etwa 25 kg

$$H_{sch} = 18 + 2,6 \sqrt{H_k} + a + b ;$$

st ein Überhitzer vorhanden:

$$H_{sch} = 18 + 2,6 \sqrt{H_k + H_u} + a + b + c$$

kommt noch ein Rauchgasvorwärmer dazu:

$$H_{sch} = 30 + 3,2 \sqrt[3]{H_k + H_u + H_v} + a_1 + b_1 + c_1 .$$

Darin bedeuten: H_k ; H_u ; H_v in m² die Heizfläche des Kessels, des Überhitzers, des Vorwärmers.

Die Zuschläge $a = 9$ bis 13 m für erhöhten Rostwiderstand bei Verfeuerung erdiger Kohle,

$b \leq 10$ m für erhöhten Widerstand in besonders komplizierten Zugkanälen,

$c = 4$ bis 6 m für erhöhten Widerstand in den Zügen durch Einbau eines Überhitzers,

$a_1 = 12 \div 17$ m für erdige Kohle,

$b_1 \leq 14$ m für komplizierte Kessel,

$c_1 = 6 \div 8$ m für Überhitzer.

Als geringste Höhe ist etwa 16 m anzusehen. Über die Höhe der Schornsteine für industrielle Feuerungen, an sich und im Verhältnis zu Nachbargebäuden, sind besondere Bestimmungen in den verschiedenen Baupolizeiverordnungen enthalten.

c) Die Lichtweite des Schornsteins an der Mündung.

$$1. \quad F_0 = \frac{B \cdot G_{ms} \cdot (273 + t_0)}{3600 \cdot v \cdot 273} , \text{ darin kann ohne genauere Kenntnis der}$$

Kohle für einen mittleren Luftüberschuß gesetzt werden:

$G_{ms} = 15$ für Koks und Steinkohle,

12 für böhmische Braunkohle und Braunkohlenbriketts,

8 für Holz, Torf und erdige Braunkohle,

für $t_0 \approx 300^\circ$, wenn kein Rauchgasvorwärmer vorhanden,
 $\approx 180^\circ$, wenn ein Rauchgasvorwärmer vorhanden,
 für v die weiter oben angegebenen Werte.

Soll der Schornstein in Anbetracht einer späteren Betriebsvergrößerung bemessen werden, so ist es vorteilhaft, zunächst einen Deckring aufzulegen, damit v nicht unter 4 m sinkt.

$$2. d_0 = \frac{2}{\alpha} \sqrt{F_0}, \text{ wenn gesetzt wird:}$$

$\alpha = 1,77$ bei Kreisquerschnitt,
 $= 1,82$ bei achteckigem Querschnitt,
 $= 2$ bei quadratischem Querschnitt.

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

d) Statische Berechnung gemauerter Schornsteine.

Ein beliebiger Querschnitt der Schornsteinsäule — mit $f \text{ cm}^2$ — wird beansprucht:
 1. Auf Druck durch Eigengewicht — $G \text{ kg}$ — des darüber befindlichen Säulenteiles. Da durch wird die Druckspannung hervorgerufen:

$$\sigma_d = \frac{G}{f}.$$

Zur Berechnung des Eigengewichtes — $G = V \cdot g$ — ist gewöhnlich zu setzen:

$g = 1600 \text{ kg/m}^3$ für gewöhnliches Ziegelmauerwerk,
 1800 „ „ Hartbrandziegelmauerwerk,
 2000 „ „ Beton.

Höhere Gewichte: für Hartbrand bis 2000 kg; für Beton bis 2400 kg sind auf behördliches Verlangen besonders nachzuweisen. Für die Einhaltung der in Rechnung gestellten Gewichte g bei der Ausführung haftet der Erbauer des Schornsteins.

In folgendem bedeuten:

V_1 in m^3 den Inhalt des Mauerwerks der ganzen Säule,
 V_2 „ „ den Inhalt des Mauerwerks einer Trommel,
 V_3 „ „ den Inhalt des Mauerwerks des Sockels,
 H_1 „ m die Höhe der ganzen Säule,
 H_2 „ „ die Höhe des Sockels,
 h „ „ die Höhe einer Trommel,
 H' „ „ die Entfernung des oberen Querschnittes einer Trommel von der Mündung,
 R_0 „ „ den oberen äußeren Halbmesser¹⁾ der Säule,
 R_u „ „ den unteren äußeren Halbmesser¹⁾ der Säule,
 R „ „ den äußeren Halbmesser¹⁾ des Sockels,
 r „ „ den inneren Halbmesser¹⁾ des Sockels,
 R' „ „ den oberen äußeren Halbmesser¹⁾ einer Trommel,
 R'' „ „ den unteren äußeren Halbmesser¹⁾ einer Trommel,
 δ „ „ die Wandstärke einer Trommel.

Dann ist der Inhalt einer beliebigen Schornsteintrommel d. i. eines Teiles der Schornsteinsäule, in dem die Wandstärke gleich bleibt und der die Form eines hohlen Kegel- oder Pyramidenstumpfes hat:

$$V' = z \cdot h \cdot \delta \cdot (R' + R'' - \delta).$$

Hierin ist zu setzen für z :

z	Querschnittsform
π	Kreisring
3,14	hohles Achteck
4	hohles Quadrat

ferner

$$R' = R_0 + \frac{H'}{H_1}(R_u - R_0) \quad \text{und} \quad R'' = R_0 + \frac{H' + h}{H_1}(R_u - R_0)$$

Der Inhalt des Sockelmauerwerks

$$V_3 = (z_a \cdot R^2 - z_i \cdot r^2) \cdot H_2,$$

wenn für z_a und z_i die oben angegebenen Werte für z entsprechend der Form des äußeren und des inneren Umfanges des Querschnittes eingesetzt werden.

Gesimse u. ä. sind für die Gewichts- und ebenso weiter unten für die Winddruckermittlung zu vernachlässigen.

2. Auf Biegung durch das Moment des Winddruckes auf die Fläche des über dem betrachteten Querschnitt liegenden Säulenteiles. Dieses Windmoment ist auch bei eckigem Querschnitt der Säule als für alle Windrichtungen gleich groß anzusehen

¹⁾ Bei eckigem Querschnitt den des eingeschriebenen Kreises.

Es bedeuten:

- M in cmkg das Windmoment in bezug auf einen Querschnitt,
- F „ m^2 die (in der Regel trapezförmige) Schnittfläche durch die Schornsteinachse bis zum betrachteten Querschnitt,
- s „ cm den Abstand des Schwerpunktes der Fläche F vom betrachteten Querschnitt,
- w „ kg/m^2 den spezifischen Winddruck.

Dann ist:

$$M = w \cdot n \cdot F \cdot s,$$

worin zu setzen ist:

- $w = 125$ nach den für Preußen geltenden Erlassen, wenn M zur Prüfung, wie weit sich die Lagerfuge des betrachteten Querschnitts öffnet (siehe weiter unten), benutzt werden soll;
- $w = 150$, wenn M für die Berechnung der größten Randdruckspannung dient;
- $w = 200$, an Stelle des Wertes 150 bei Berechnung von Schornsteinen im Küstengebiet der Nordsee;
- $n = 0,67$ für kreisförmigen äußeren Umfang,
- $= 0,71$ für achteckförmigen äußeren Umfang,
- $= 1,00$ für quadratförmigen äußeren Umfang;
- $F = (R_o + R') \cdot H'$, wenn der betrachtete Querschnitt um H' m unter der Schornsteinmündung liegt und dort ein äußerer Halbmesser R' vorhanden ist;
- $s = 100 \cdot \frac{H' R' + 2 R_o}{R' + R_o}$ in cm.

Daraus folgt:

$$M = q \cdot (2 R_o + R') \cdot H'^2 \text{ in cmkg.}$$

Werte für q .

Form des äußeren Querschnitts- umfangs	spez. Winddruck in kg/m^2		
	125	150	200
Kreis	2780	3330	4440
Achteck	2960	3550	4730
Quadrat	4170	5000	6660

also für den untersten Querschnitt der Säule:

$$M_1 = q_1 \cdot (2 R_o + R_u) \cdot H_1^2,$$

für den Sockel allein:

$$M_2 = q_2 \cdot 3 \cdot R \cdot H_2^2,$$

und somit für das Gesamtmoment für den in Flurhöhe gelegenen Schornsteinquerschnitt:

$$M_f = M_1 + M_2 + 3 \frac{H_2}{H_1} \frac{R_o + R_u}{2 R_o + R_u} \cdot M_1,$$

ferner für einen Querschnitt des Grundbaues, der T' m unter dem Gelände liegt:

$$M_t = M_f + T' \cdot \left(3 \frac{M_1}{H_1} \frac{R_o + R_u}{2 R_o + R_u} + \frac{2 \cdot M_2}{H_2} \right).$$

3. Die durch das Windmoment hervorgerufenen Biegungs- und die Druckspannungen (nach 1.) setzen sich wie folgt zusammen:

Die Mittelkraft aus Eigengewicht und Winddruck schneidet den Querschnitt schräg, und zwar in einem Punkte, der um

$$a = \frac{M}{G}$$

vom Schwerpunkt des Querschnittes entfernt ist. Unter der Einwirkung dieser Kraft klafft die geöffnete Lagerfuge (unter der Annahme, daß der Mörtel nicht an den Steinen haftet) nach Lang höchstens bis zum Schwerpunkt des Querschnitts, wenn

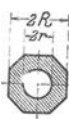
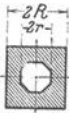
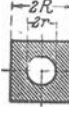
$$a \leq \frac{R}{2} + \frac{r}{4},$$

worin R in cm den Halbmesser des im äußeren und r , in cm, denjenigen des im inneren Querschnittsumfang eingeschriebenen Kreises bedeutet.

Die größte Kantenpressung in dem belasteten Teil des Querschnittes wird ebenfalls nach Lang:

$$\sigma_{\max} = \sigma_d \left(1 + \frac{a}{k} \right) + \sigma_d \left(1 - \frac{a}{k} \right) \left(\frac{a-k}{c-k} \right)^2$$

wenn für $1 - \frac{a}{k}$ der absolute Wert eingesetzt wird. Ferner ist darin $c = \frac{R}{2} + \frac{r}{4}$ und k die kleinste Kernweite des Querschnittes, und zwar für Ringquerschnitte:

Kleinste Kernweite	Querschnittsform	$k = n \cdot R \left(1 + \frac{r^2}{R^2}\right)$
$R \cdot \frac{0,876 - 0,785 \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^4}{3,579 - 3,393 \left(\frac{r}{R}\right)^2}$		wo $n = 0,25$ für Kreisring, $0,244$ „ Achtecksring, $0,236$ „ Quadratring;
$R \cdot \frac{1,333 - 0,785 \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^4}{5,656 - 4,442 \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^2}$		für andere, namentlich im Sockel gebräuchliche Querschnittsformen ist k , wie in nebenstehender Tafel angegeben, zu berechnen. Für die Grundbausohle mit vollem kreisförmigem oder quadratischem Querschnitt wird $\sigma_{\max} = \sigma_d \left(1 + \frac{a}{k}\right)$ ($k = 0,25 \cdot R$ für Kreis und $k = 0,236 \cdot R$ für Quadrat).
$R \cdot \frac{1,333 - 0,876 \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^4}{5,656 - 4,686 \cdot \left(\frac{r}{R}\right)^2}$		4. Die Schubspannungen können unbedenklich vernachlässigt werden, da die oft recht beträchtlichen Wärmespannungen und der Einfluß des Schwankens ebenfalls nicht berücksichtigt werden. 5. Den behördlichen Bauvorschriften für Schornsteine ist nun folgendermaßen zu genügen:

Für $w = 125 \text{ kg/m}^3$ darf die offene Lagerfuge höchstens bis zur Querschnittsmitte klaffen. Also ist nach obigem zu untersuchen, ob für die Querschnitte:

$$\frac{M_{\text{ins}}}{G} \leq \frac{R}{2} + \frac{r}{4}$$

ist. Für diese und die folgenden Nachrechnungen genügt es im allgemeinen, nur die Querschnitte am Fuße der einzelnen Säulentrommeln und vielleicht einen Grundbauquerschnitt zu untersuchen.

Die größten Kantenpressungen, die sich bei klaffender Fuge ergeben, dürfen für $w = 150$ (im Küstengebiet der Nordsee $w = 200$) die nachstehenden Werte nicht überschreiten:

$\sigma_{\max} \leq$	7 kg/cm ²	bei gewöhnlichem Ziegelmauerwerk in Kalkmörtel (1 R.-T. Kalk und 3 R.-T. Sand);
= 12 ÷ 15	„	bei Mauerwerk aus Hartbrandsteinen (mit nachgewiesener Druckfestigkeit von $\leq 250 \text{ kg/cm}^2$) in Kalk-Zement-Mörtel (1 R.-T. Zement, 2 R.-T. Kalk, 6 ÷ 8 R.-T. Sand);
\leq	25	„ bei Verwendung festerer Steine und zementreicheren Mörtels, auf Grund amtlicher Prüfung an ganzen Mauerkörpern ist $\frac{1}{10}$ der nachgewiesenen Bruchbeanspruchung zulässig;
= 6 ÷ 8	„	für geschütteten Beton im Grundmauerwerk;
= 10 ÷ 15	„	für gestampften Beton im Grundmauerwerk;
= 3 ÷ 4	„	für guten Baugrund unter der Grundbausohle, doch gibt es hiervon teilweise abweichende Vorschriften von Baupolizeibehörden.

Die Fundamente dürfen sich auf der Windseite nicht von der Grundbausohle abheben; dies ist erfüllt, wenn für den Sohlenquerschnitt

$$a < k$$

ist. Die Erdlast auf den Absätzen des Grundbaues soll dabei unberücksichtigt bleiben.

6. Zu beachten ist ferner, daß, wenn eiserne Wasserbehälter am Schornstein angebracht werden, die Festigkeitsrechnungen sowohl mit Berücksichtigung des entleerten wie auch des völlig gefüllten Behälters durchzuführen sind.

e) Statische Berechnung der Betonschornsteine.

Auch hier ist die Zugfestigkeit des Baustoffs nicht in Rechnung gezogen, also wie bei Schornsteinen aus Ziegelmauerwerk mit Lagerfugen gerechnet, die durch den Winddruck geöffnet werden. Als größte Kantenpressungen läßt man $\frac{1}{20}$ der Bruchfestigkeit zu¹⁾.

Betonmischung im Schaft	1 : 3 bis 1 : 4
„ „ Grundbau	1 : 6 „ 1 : 8

Im übrigen sind für die Bauausführung maßgebend: Die allgemeinen Bestimmungen für die Vorbereitung, Ausführung und Prüfung von Bauten aus Stampfbeton, aufgestellt vom Deutschen Ausschuß für Eisenbeton.

¹⁾ Runderlaß des Preuß. Arbeitsministers vom 8. Dezember 1910

f) Statische Berechnung der Schornsteine aus Eisenbeton.

Bei doppelwandigen Schornsteinen kommt nur der äußere Mantel für die Festigkeitsrechnungen in Betracht. Für diesen sei in einem beliebigen kreisringförmigen Querschnitt:

R in cm der äußere Halbmesser,

δ „ „ die Wandstärke,

r_m „ „ der mittlere Halbmesser: $r_m = R - \frac{\delta}{2}$

f „ cm² die Querschnittsfläche: $f = 2\pi \cdot r_m \cdot \delta$

f_0 „ „ der Querschnitt eines eisernen Armierungsstabes,

f_E „ „ der Gesamtquerschnitt der im Querschnitt vorhandenen z Armierungsstäbe:
 $f_E = z \cdot f_0$,

G „ kg das Eigengewicht des belastenden Säulenteiles,

M „ cmkg das Windmoment für den Querschnitt,

a „ cm der Ausschlag des Druckmittelpunktes: $a = \frac{M}{G}$,
dann ergeben sich die

Druckbeanspruchungen: im Beton $\sigma_{\max} = \frac{G}{A \cdot f}$,

im Eisen $= \frac{15 \cdot G}{A \cdot f}$,

Zugspannungen: im Eisen $= \frac{B \cdot G}{A \cdot f}$.

Die Werte für A und B ergeben sich aus nachstehender Tafel, in der $\mu = 1000 \frac{f_E}{f}$ bedeutet.

a	1000 · A									
	r_m	$\mu = 2,5$	5	10	15	20	25	30	35	40
0,5		519	538	575	613	650	688			
0,6		461	480	515	550	584	618			
0,7		400	421	455	489	521	553			
0,8		342	365	402	437	470	500	530		
0,9		291	319	360	394	425	455	485		
1,0		253	283	325	358	388	418	446		
1,1		223	254	297	328	357	385	413	438	
1,2		199	230	273	303	331	358	384	407	
1,3		180	211	253	282	309	334	358	381	
1,4		163	195	235	264	290	313	336	358	380
1,5		150	181	219	247	272	295	317	338	358
1,6		138	170	206	233	257	279	300	320	340
1,8			151	184	209	231	251	270	289	307
2,0			137	166	189	210	229	246	263	279
2,2				151	173	193	210	225	241	256
2,4					160	178	195	209	223	236
2,6					149	166	181	195	208	220

a	10 · B									
	r_m	$\mu = 2,5$	5	10	15	20	25	30	35	40
0,5		0	0	0	0	0	0			
0,6		24	24	23	22	21	20			
0,7		62	57	51	46	42	40			
0,8		120	100	85	73	67	63	59		
0,9		190	148	115	99	89	82	77		
1,0		260	196	145	122	109	100	93		
1,1		320	238	171	143	127	116	107	101	
1,2		395	275	195	161	142	130	120	112	
1,3		450	309	216	178	156	142	131	123	
1,4		500	338	234	193	169	153	141	133	126
1,5		540	365	250	206	180	163	150	142	134
1,6		570	390	266	218	190	172	158	149	141
1,8			432	293	237	207	187	172	162	154
2,0			470	318	254	221	200	184	173	165
2,2				340	269	233	211	193	182	174
2,4					282	244	221	202	191	182
2,6					293	253	230	211	198	189

Zulässig ist: für den Beton eine Druckspannung $\sigma_{\max} \leq \frac{1}{10}$ der nach 28 Tagen am Probekörper nachgewiesenen Bruchfestigkeit;

für die Eiseneinlagen sowohl an Druck- wie auch an Zugspannung

$$\sigma_{\max} \leq 1000 \text{ kg/cm}^2.$$

Als Eigengewicht für Eisenbeton kann 2400 kg für das Raummeter gesetzt werden.

g) Statische Berechnung der Blechschornsteine.

Nach Fig. 71 bezeichnen:

H	in cm	die Höhe des Schornsteinteiles, der dem Winde ausgesetzt ist,
h_1	„ „	die Höhe des Schornsteinteiles über der Schelle für die Spannseile,
h_2	„ „	die Höhe des Schornsteinteiles zwischen Dach und Schelle oder bei freistehenden Schornsteinen zwischen Schornsteinfuß und Schelle,
h_3	„ „	die Höhe des Schornsteinteiles vom Fuß bis zum Dach,
D_a	„ „	den äußeren Durchm. der Säule,
D_i	„ „	den inneren Durchm. der Säule,
d_0	„ „	den Durchm. eines Spannseiles,
d_1	„ „	den Kerndurchm. der Spansschraube,
a	„ „	den Abstand des Angriffspunktes eines Seiles von der Schornsteinachse,
α	„ „	Grad den Winkel, den das Spannseil mit der Senkrechten bildet,

dann ist für $w = 150 \text{ kg/m}^2$ der Winddruck auf 1 cm der Schornsteinsäule:

$$p = 0,01 \cdot D_a.$$

Spannseile (oder Ketten, Rundeisen): Wird der gesamte Winddruck von einem Spannseil aufgenommen, dann entsteht in dem Seil eine Zugkraft S , deren wagerechte Komponente

$$S_1 = 0,005 \cdot D_a \cdot H \cdot \frac{H + 2h_3}{h_2 + h_3}$$

ist. Daraus folgt für den Querschnitt des Spannseiles:

$$f_s = \frac{0,005 \cdot D_a \cdot H \cdot (H + 2h_3)}{k_z \cdot \sin \alpha \cdot (h_2 + h_3)} = \frac{\pi \cdot d_0^2}{4}$$

und

$$d_1 = 0,067 \cdot \sqrt{\frac{S_1}{\sin \alpha}}.$$

Hierin ist für k_z allgemein zulässig: $k_z \leq 1000 \text{ kg/cm}^2$.

Das Schornsteinrohr wird beansprucht:

1. auf Biegung durch den Winddruck und durch die senkrechte Komponente S_2 der Zugkraft S ;
2. auf Knickung durch S_2 und durch das Eigengewicht. Die Knickbeanspruchung ist jedoch im allgemeinen gegenüber derjenigen durch Biegung so klein, daß es genügt, ihr Rechnung zu tragen, indem man den Schornstein, für die Ermittlung der Biegebeanspruchung, am Fuße nicht als fest eingespannt ansieht.

Zu untersuchen ist:

- a) Der Querschnitt, in dem die Spannseile angreifen: Windmoment $M = \frac{p \cdot h_1^2}{2}$;

$$\text{Biegungsspannung: } \sigma_b = \frac{M}{W}, \text{ worin } W \text{ Widerstandsmoment: } W = 0,1 \cdot \frac{D_a^4 - D_i^4}{D_a}.$$

Es muß dann sein: $\sigma_b \leq k_b$, wenn k_b die zulässige Biegungsspannung — etwa 800 kg/cm^2 — bezeichnet.

- b) Der Querschnitt, der

$$x = \frac{h_2^2 - h_1^2}{2(h_2 + h_3)}$$

über dem Dach liegt. Dort ergibt sich für den Säulenteil zwischen Dach und Schelle der größte Wert für das Winddruckmoment:

$$M' = \frac{p}{8} \cdot \frac{h_2^2 - h_1^2}{(h_2 + h_3)^2} \cdot [(h_2 + 2h_3)^2 - h_1^2]$$

Ferner als Moment der Kraft S_2 :

$$M'' = S_1 \cdot \text{ctg } \alpha \cdot a$$

und danach

$$\sigma_b = \frac{M' + M''}{W} \leq k_b.$$

Fundament: Die Fundamentsohle ist, genügende Verspannung der Säule vorausgesetzt, nur auf Druck durch das Eigengewicht zu berechnen.

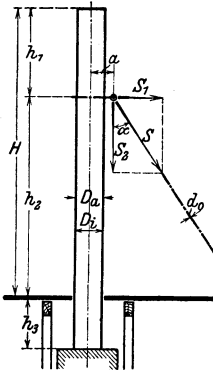


Fig. 71.

X. Ausführung der Schornsteine.

Schornsteinteile: Grundbau, Sockel, Schaft.

Baustoffe: Ziegelmauerwerk, Beton (bis jetzt bei uns nur vereinzelt angewandt) und Flußeisenblech.

Ausrüstung: Blitzableiter, der an benachbarte größere Metallmassen und an die vielleicht vorhandenen eisernen Schornsteinbänder anzuschließen ist. Steigeisen (aus 1" Rundeisen), die im Abstände von 300 bis 400 mm außen neben dem Blitzableiter einzumauern sind.

a) Schornsteine aus Mauerwerk.

Schaft oder Säule außen konisch, mit Anlauf:

$$\frac{R_u - R_0}{H_1} = \frac{1}{40} \text{ bis } \frac{1}{60}.$$

Oberer lichter Durchmesser mindestens 0,6 m, damit der Schornstein ohne Gerüst aufgemauert werden kann. Die vorteilhafteste Querschnittsform ist die runde. Dabei werden am besten gelochte Radialsteine angewandt. Wandstärken: am Kopfe bei Verwendung von Formsteinen: 15, 20, 25 cm, je nach Lichtweite und Schornsteinhöhe; dann nach unten zu in Absätzen von 5 bis 7 m (Trommelhöhe) anwachsend um je 5 cm. Werden Steine in Normalformat benutzt, so beginnt man oben gewöhnlich mit 1 Stein und macht jede darunter folgende, hier 8 bis 10 m hohe Trommel um $\frac{1}{2}$ Stein stärker. Bis zu etwa $\frac{1}{4}$ der Gesamthöhe wird mit Vorteil im Schornsteinrohr vom Grundbau aus ein Schutzfutter, $\frac{1}{2}$ bis 1 Stein stark, aus Schamotte- oder Hartbrandziegeln frei hochgeführt. 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. Der Schornsteinkopf wird entweder ganz glatt oder mit wenig ausladendem, etwa $\frac{1}{4}$ m unter der Mündung umlaufenden Gesims ausgeführt. Gesims und Mündung sind oben etwas abgeschrägt mit Zementmörtel zu verputzen. Bekrönungen aus Sandstein oder Gußeisen sind unbedingt zu vermeiden, da sie den Einflüssen der Witterung und der Gase dauernd nicht widerstehen und bei starkem Winde höchst gefährlich werden können. Um eine Rauchverdünnung herbeizuführen, wendet man zuweilen für den obersten Teil der Schornsteinsäule radial durchlochte Formsteine an. (Dissipator D. R. P.)

Der Sockel, früher allgemein bis zu ungefähr $\frac{1}{7}$ der Schornsteinhöhe unterhalb der Säule in vier- oder achteckigem Querschnitt ausgeführt, fehlt, da zwecklos, bei neueren Bauten ganz. Dafür macht man den untersten Teil der Säule $\frac{1}{2}$ bis 1 m über dem Gelände äußerlich nur etwas stärker als den darüber ansetzenden Schaft.

Der Grundbau dient im allgemeinen zur Einführung eines oder zweier Fuchskanäle, unter deren Sohle das Schornsteinrohr etwa $\frac{1}{2}$ m hinuntergeführt wird (Aschensack). Münden 2 Fuchskanäle gegenüberliegend ein, so ist unter 45° zur Fuchsachse im Schornstein eine senkrechte Trennungswand aus Schamotte-, bzw. Hartbrandsteinen im Verband mit dem Futter etwa 2 bis 3 m hochzuführen. Ist nur 1 Fuchskanal vorhanden, so ist es vorteilhaft, gegenüber eine Einsteigeöffnung im Mauerwerk vorzusehen. — Als Baustoff kommen Ziegel- oder Bruchstein-Mauerwerk und neuerdings häufig Beton zur Verwendung. Im ersten Fall ist die Grundrißform gewöhnlich quadratisch, im letzteren kreisrund. Die Bausohle soll etwa 1,5 m unterhalb des Aschensackes liegen. Namentlich bei feuchtem Baugrunde ist es von Vorteil, auf die Bausohle immer zunächst eine 1 m starke Betonplatte aufzustampfen, darauf eine Isolierschicht zu bringen und dann aufzumauern. Bildet die Seitenlinie des Grundbaues, die durch die meistens in Absätzen erfolgende Verbreiterung des Querschnittes

vom Sockel bis zur Bausohle gegeben ist, einen Winkel von 45° oder weniger mit der Wagerechten, so ist die Betonplatte durch nahe der Sohle kreuzweis eingelegte Schienen biegeugsfest zu machen.

b) Schornsteine aus Beton

wurden bisher nur vereinzelt ausgeführt. Beton bietet den Vorteil großer Druckfestigkeit und hohen Gewichtes. Dagegen ist er gegen hohe Temperaturen und namentlich schweflige Säure wenig widerstandsfähig, so daß ein Schutzfutter aus Steinen hier besonders am Platze ist. Das Rohr wird zylindrisch ausgeführt. Die Wandstärke nimmt nach unten stetig zu.

c) Schornsteine aus Eisenbeton

haben vor allem den Vorteil, daß sich auch bei starker Windbeanspruchung keine Fugen öffnen. Infolge der sehr hohen Druck- und Zugfestigkeit des Eisenbetons ergeben sich geringe Wandstärken und daher billiger Grundbau. Ferner lassen sich Schaft und Grundbau biegeugsfest miteinander verbinden.

In den äußeren tragenden Mantel der Säule mit kreisrundem Querschnitt wird ein innerer konzentrischer Schutzmantel eingebaut, der bei einigen Ausführungen in der ganzen Schornsteinhöhe, bei anderen nur im unteren Drittel vorhanden ist. In beide Mäntel werden zur Armierung wagerechte, eiserne Ringe, im Abstände von 45 bis 90 cm und senkrechte Rundeisenstäbe eingelegt. Die Wandstärken wachsen im äußeren Mantel von 7 bis 13 cm (oben) in Absätzen bis auf 12 bis 25 cm an. Das Futter, das innen zylindrisch gestaltet wird, nimmt in Absätzen auf seiner Außenfläche ebenfalls nach unten an Stärke zu. Der Mantel erhält häufig noch durch Längsrippen an seiner inneren, das Futter durch solche an seiner äußeren Mantelfläche weitere Verstärkung. Zwischen den Rippen des Mantels und denen des Futters verbleibt ein Spielraum von etwa 2 cm.

d) Blechschornsteine

werden meistens nur für kleinere Anlagen verwendet. Im übrigen können ihr geringes Gewicht und die daher niedrigen Grundbaukosten, ferner die Einfachheit der Aufstellung und des Abbruchs ihre Verwendung bei schlechtem Baugrunde und für vorübergehend aufgestellte Anlagen ratsam erscheinen lassen, trotzdem ihre Zugstärke infolge stärkerer Abkühlung der Rauchgase geringer ist als bei gemauerten Schornsteinen. — Das fast immer zylindrische Rohr wird aus einzelnen konischen Schüssen — 3 bis 10 mm stark — zusammengenietet, so daß der obere über den unteren greift. Unten wird es in einen gußeisernen Fuß eingesetzt, der auf einem Mauersockel mit Steinschrauben befestigt wird. In etwa $\frac{2}{3}$ der Schornsteinhöhe wird eine Schelle um das Rohr gelegt, an der 3 bis 4 Anker angreifen, die mit Spansschloß auszurüsten sind. Jedes dieser Spansseile ist wiederum im Boden genügend fest zu verankern.

XI. Die Dampfkessel

werden in den gesetzlichen Bestimmungen nach ihrer Aufstellung eingeteilt in: Landkessel und zwar:

feststehende — dauernd ortfest aufgestellte
und bewegliche — an wechselndem Aufstellungsort betriebene, denen auch Kessel zuzurechnen sind, die nur vorübergehend auf schwimmenden Bauten benutzt werden.

Schiffskessel — dauernd mit einem Fahrzeug verbunden.

1. Gemeinsames.

a) Die Heizfläche: Die Größe eines Kessels drückt man aus durch seine Heizfläche (H in m^2). Darunter ist nach § 3 der A. P. B. zu verstehen: „Der auf der

Feuerseite¹⁾ gemessene Flächeninhalt der einerseits von den Heizgasen, andererseits vom Wasser berührten Wandungen.“

Direkte Heizfläche ist diejenige Kesseloberfläche, auf welche die Wärme durch Strahlung aus dem Feuer übertragen wird, im Gegensatz zur

indirekten Heizfläche, die nur durch Berührung mit den Verbrennungs-erzeugnissen Wärme aufnimmt.

Die Größe der für eine bestimmte Dampfleistung — D in kg für die Stunde — erforderlichen Heizfläche läßt sich praktisch am vorteilhaftesten berechnen nach den Erfahrungswerten für die Heizflächenbeanspruchung — $\frac{D}{H}$ — bei den einzelnen Kesselbauarten (siehe S. 4).

$$H = \frac{D}{\left(\frac{D}{H}\right)}$$

Für die Wahl der Bauart ist in modernen Anlagen sehr häufig der Platzbedarf, also das Verhältnis von Heizfläche zur Grundfläche des Kessels — $\frac{H}{Gr}$ — maßgebend:

Kesselbauart	$\frac{H}{Gr}$
Batteriekessel	1,7 bis 3,7
Flammrohrkessel, Einflammrohr	1,3 „ 2,1
Zweiflammrohr	1,9 „ 2,4
Dreiflammrohr	2,4 „ 2,7
Doppelkessel (unten: Zweiflammrohr-, oben Heizröhren-Kessel)	4,0 „ 11,5
Mac-Nicol-Kessel	3,4 „ 5,6
Liegender Feuerbuchkessel mit vorgehenden Heizröhren	2,6 „ 6
mit rückkehrenden Heizröhren	3,6 „ 13
Wasserrohr-Kammerkessel	3,2 „ 14
Wasserrohr-Steilrohrkessel	7 „ 15

- ○ — Zweikammer-Wasserrohrkessel,
- I Hochleistungskessel der Schiffskesselbauart,
- II Hochleistungskessel, kurzrohrige mit Längsoberkesseln,
- III Gewöhnliche Zweikammerkessel,
- - - - ● - - - - Steilrohrkessel,
- - - - ⊙ - - - - Doppelkessel; unten Flammrohre, oben Heizröhren,
- - - - ⊕ - - - - Doppelkessel; unten Flammrohre, oben Flammrohre,
- - - - ○ - - - - Dreiflammrohrkessel,
- - - - ● - - - - Zweiflammrohrkessel.

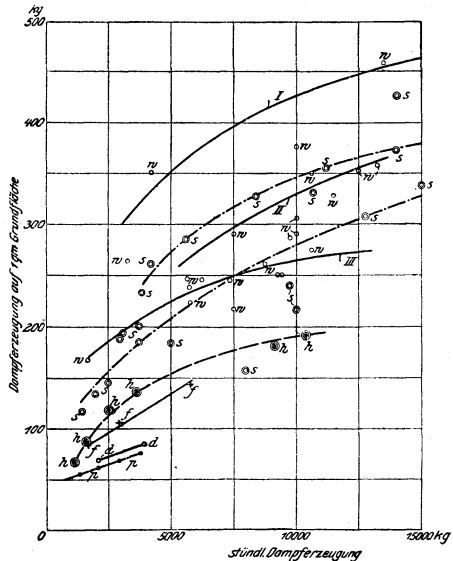


Fig. 72.

¹⁾ Bei Schiffskesseln „der auf der Wasserseite gemessene“ usw.

Anhalt für die Wahl einer Kesselbauart kann auch die Darstellung in Fig. 72 geben, in der die Heizflächenbeanspruchung $\frac{D}{H}$ und der Platzbedarf $\frac{H}{G \gamma}$ zusammengesetzt zu $\frac{D}{G \gamma}$, der stündlich über 1 m² Grundfläche erzeugten Dampfmenge, zur stündlichen Gesamtleistung des Kessels (Kesselgröße) in Beziehung gebracht ist. (Nach Münzinger, Z. Ver. deutsch. Ing. 1913.)

b) Der Wasserraum, der im Betriebe mit Wasser angefüllte Teil des Kessels stellt wegen des großen Wärmehaltes, der in ihm aufgespeichert ist, für den Dampfkessel einen Spannungsregler dar (vgl. Abschnitt XIV Wärmespeicher S. 81). Die Eignung einer Kesselbauart für bestimmte Betriebsverhältnisse hängt deswegen nicht zum mindesten von der Größe seines Wasserraumes ab. Allgemein gilt, daß der Wasserraum groß zu wählen ist für stark schwankende Heizflächenbeanspruchungen des Kessels; 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 — hauptsächlich Walzen- und Flammrohrkessel — Kessellinnere zur Reinigung gut zugänglich, daher auch für härteres Wasser geeignet.

Klein(wasser)raumkessel — der größte Teil der Heizfläche besteht aus engen Rohren, und zwar entweder aus:

Heizrohren (innen die Heizgase, außen das Wasser),
oder aus Siederohren oder Wasserrohren (innen das Wasser, außen die Heizgase) —

Geringerer Platzbedarf, schnelle Betriebsbereitschaft.

c) Der Dampfraum, der für die Dampfansammlung im Kessel verfügbare Raum, 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.

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 Trennungsfäche zwischen Wasser- und Dampfraum. Je größer diese Fläche im Verhältnis zur erzeugten Dampfmenge ist, um so weniger naß der Dampf.

2. Die gebräuchlichsten Kesselbauarten.

a) Die Walzenkessel.

Zylindrische Kessel, ohne irgendwelche Einbauten. Sie werden nur noch als Batteriekessel (Fig. 73) verwendet.

Mehrere bis 10 m lange Walzen, von 600 ÷ 800 Durchm. und ÷ 1000 Durchm. für die Oberkessel, werden neben- und übereinander gelagert. Ihre Verbindung geschieht durch senkrechte, bei den Unterkesseln am hinteren Ende außerdem noch durch wagerechte Stützen von 400 ÷ 500 Durchm. Besseren Wasserumlaufs wegen liegen die Unter- und die Mittelkessel etwas schräg. Gebräuchlichste Anzahl der Walzen: 4 und 6 in je zwei Reihen, 9 in drei Reihen übereinander. Quer zu den Oberkesseln liegt ein gemeinsamer Dampfsammler mit etwa gleichem Durchmesser wie die Oberkessel.

Heizflächengrößen: 50 bis 200 m².

Feuerungen: Schrägrost, vielfach in Tenbrink-Quervorlagen; Treppenrost; Kettenrost.
Feuerzüge: Gase auf der ganzen Kessellänge durch senkrechte Kulissenwände mehrfach auf- und absteigend geführt.

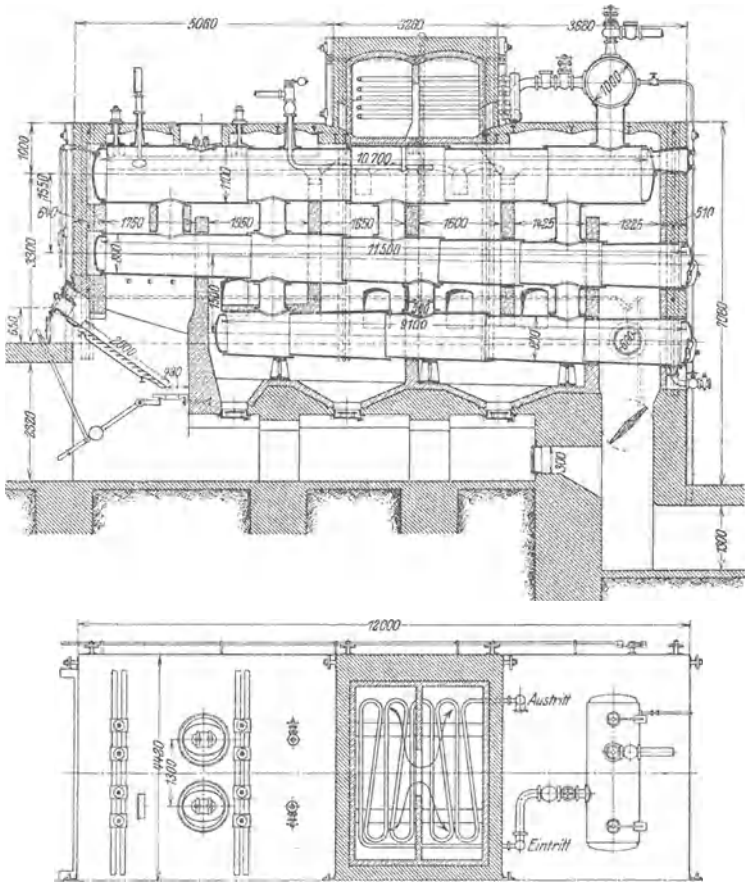


Fig. 73.

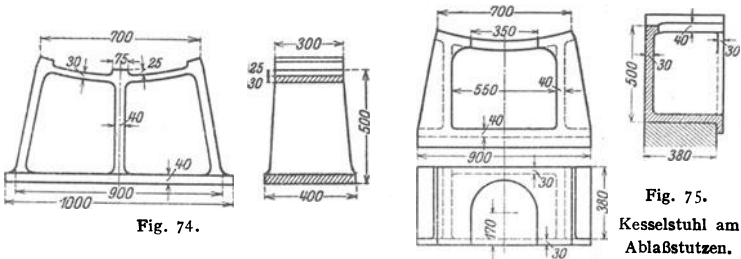


Fig. 74.

Fig. 75.

Kesselstuhl am
Ablaßstutzen.

Lagerung: Auf Kesselstützen (siehe Fig. 74).

Speisung: In jeden Oberkessel gesondert.

Überhitzeranordnung: Liegender Überhitzer über den Oberkesseln, hinter $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ der Kesselheizfläche.

b) Die Flammrohrkessel.

Liegende Walzenkessel, die von einem Boden bis zum anderen durch ein oder mehrere weite Rohre, von 600 ÷ 1200 Durchm., durchzogen werden. Die fast ausnahmslos gewölbten Böden werden mit Ein- oder Aushalsungen zur Aufnahme der Flammrohre versehen. Diese werden am häufigsten entweder glatt mit Adamson-Versteifungs-Ringen in den Schußverbindungen oder als Wellrohre ausgeführt. Der Dampf wird dem Dom entnommen, der entweder auf dem mittelsten oder dem nächsten nach hinten folgenden Mantelschluß aufgenietet wird.

Heizflächengrößen: 20 bis 250 m².

Feuerungen: Planrost-Innenfeuerung von Hand oder als mechanische Wurff Feuerung. Ferner: Cario-, Unterschub-, Fränkel-Feuerung 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 (Fig. 74 und 75)

Speisung: Am besten von der vorderen Stirnwand aus, da hierbei das Speiseventil am Heizerstande. Sonst auch vielfach vom oberen Scheitel eines hinteren Mantelschusses aus.

Überhitzeranordnung: Liegender Überhitzer am hinteren Kesselende, Heizgase steigen zu diesem aus den Flammrohren auf. — Weniger häufig hängender Überhitzer hinter die Flammrohre eingebaut, dann im allgemeinen nicht ausschaltbar.

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

Flammrohranordnung: Fig. 76.

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

Im allgemeinen wird gewählt für H m² Heizfläche: in m: $D = 0,26 \cdot \sqrt{H}$; $d = 0,5 D$; $u = 0,1 \cdot D$; $n = 0,1 D$; $o = 0,1 D + 0,01$ und wegen der Befahrbarkeit $D \geq 1,4$ m.

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

Zweiflammrohrkessel (Fig. 77) für H bis etwa 100 m².

Flammrohranordnung: Fig. 78.

$D = 0,24 \cdot \sqrt{H}$; $d = 0,5 D - (0,25 \div 0,3)$; $u = 0,1 D - 0,07$; $2n = 0,5 \cdot D - (0,075 \div 0,06)$; $o = 0,1 D + 0,02$; $D \geq 1,8$ m.

Dreiflammrohrkessel: Für H bis 250 m². Ungefähre Abmessungen: $D = 2,3 \div 3,0$ m; $d_0 = 0,8 \div 1,1$ m für die oberen Rohre; $d_u = 0,7 \div 1,0$ m für das untere Rohr. Wegen schlechterer Zugänglichkeit des Kesselinnern haben sie nicht die weite Verbreitung gefunden wie die anderen Flammrohrkessel.

c) Zusammengesetzte Kessel.

Die mannigfachen Bauarten dieser Kessel sind entweder aus dem Bestreben hervorgegangen, auch bei Verwendung von Großraumkesseln größere Heizflächen auf kleiner Grundfläche unterzubringen oder aus der Absicht, die Vorteile des Großraumkessels mit denen des Kleinraumkessels in einer Bauart zu vereinigen. Von den so entstandenen Kesseltypen sind besonders zwei auch heute noch von einiger Bedeutung.

Der Doppelkessel (Fig. 79). Am häufigsten so ausgeführt, daß über einen Zwei- oder Dreiflammrohrkessel ein Heizrohrkessel gelegt wird. Beide Kessel werden durch einen senkrechten Stutzen verbunden, und zwar die getrennten Dampfträume durch ein weites Dampfrohr und die Wasserräume durch einen Überlauf aus dem Ober- in den Unterkessel. Fig. 79 zeigt einen Doppelkessel, bei dem nur die Dampfträume getrennt sind. Das Überlaufrohr, in dem Kesselsteinansatz leicht zu Verstopfungen führen kann, wird hierbei vermieden (siehe auch Fig. 80).

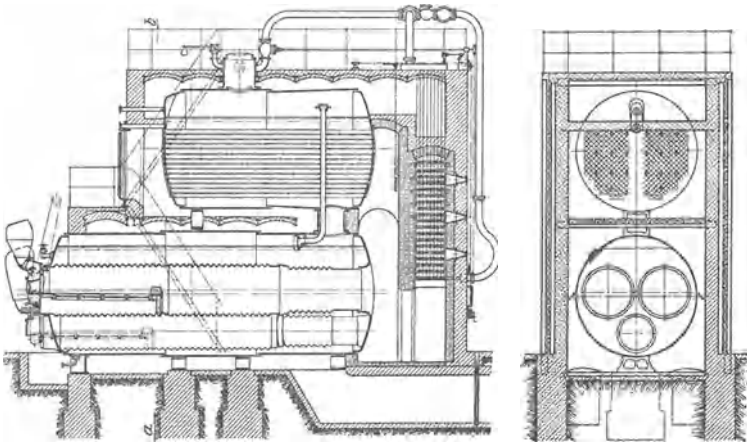


Fig. 79.

Gebräuchliche Abmessungen:

Durchmesser des Unterkessels für H bis 250 m²:

Zweiflammrohrkessel: 1,9 ÷ 2,4 m,

für größere Heizflächen:

Dreiflammrohrkessel: 2,4 ÷ 3,2 m,

Durchmesser des Oberkessels: etwa gleich dem des Unterkessels,

Länge des Oberkessels: 1 ÷ 1,2 m kürzer als die des Unterkessels,

Stützendurchmesser: 500 ÷ 1000 mm.

Heizflächengrößen: 100 ÷ 400 m², ausnahmsweise bis 700 m².

Feuerungen: Planrost-Innenfeuerung, vereinzelt auch Treppenrost-Vorfeuerung.

Feuerzüge: I. Zug: die Flammrohre; II. Zug: die Heizrohre; III. Zug: am Mantel des Oberkessels; IV. Zug: zwei Seitenzüge am Unterkessel; V. Zug: Unterzug am Unterkessel.

Lagerung: Oberkessel ruht durch den Stützen und durch 1 bis 2 gußeisnerne Lagerböcke (zum Teil auf Rollen verschiebbar) auf dem Unterkessel, dieser wiederum auf 3 bis 4 Kesselstützen.

Speisung: Ober- und Unterkessel erhalten je eine besondere Speisung; der erstere vom Mantel, der letztere von der vorderen Stirnwand aus.

Überhitzeranordnung: Überhitzer, meist mit liegenden Rohrschlangen, ausschaltbar hinter dem Kessel eingebaut, so daß ihn die Gase zwischen Flammrohraustritt und Heizrohreintritt bestreichen.

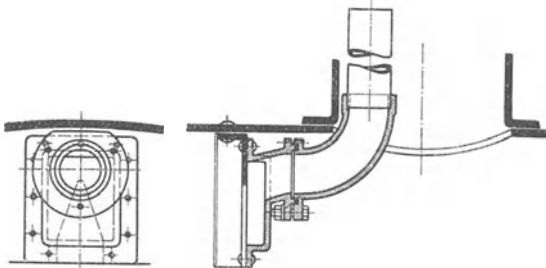


Fig. 80. Stützen im Unterkessel zur Verbindung der beiden Dampfäume.

Der Mac-Nicol-Kessel (Abb. 81) stellt die Vereinigung eines Zweikammerwasserrohrkessels mit einem mehrfachen Walzenkessel dar. Dadurch wird erreicht: schneller Wärmeausgleich im Kessel beim Anfeuern durch guten Wasserumlauf und andererseits geringe Empfindlichkeit gegen plötzlich gestiegene Dampfentnahme.

An die hintere Wasserkammer eines Kammerkessels (vgl. Fig. 91) sind 2 Walzenkessel angenietet, die als Untersieder durch je einen schrägen Stutzen mit dem nach hinten verlängerten Oberkessel des Wasserrohrkessels verbunden sind.

Gebräuchliche Abmessungen:

Oberkessel: 1,4 ÷ 1,8 m Durchm.; 10 ÷ 11 m lang,

Unterkessel: 0,8 ÷ 1,4 m Durchm.; 6 ÷ 7 m lang,

Wasserrohre: 87,5/95 mm Durchm.; 4 ÷ 4,5 m lang, je 14 bis 24 Stück in 6 bis 9 Reihen übereinander;

Verbindungsstutzen: 500 bis 600 mm Durchm.

Heizflächengrößen: $H = 150 \div 350 \text{ m}^2$.

Feuerungen: Planrost- Schrägrost- und Treppenrostunterfeuerungen. Von mechanischen besonders: Kettenrost.

Feuerzüge: I. Zug: An den Wasserrohren (durch eingelegte Mauerzungen ziehen die Gase einmal nach hinten und wieder nach vorn). II. Zug: Am Mantel des Oberkessels von vorn nach hinten. III. Zug: In zwei Kanälen getrennt an den außen liegenden Mantelhälften der beiden Unterkessel nach vorn. IV. Zug: Wieder vereinigt, an den innen liegenden Mantelhälften der

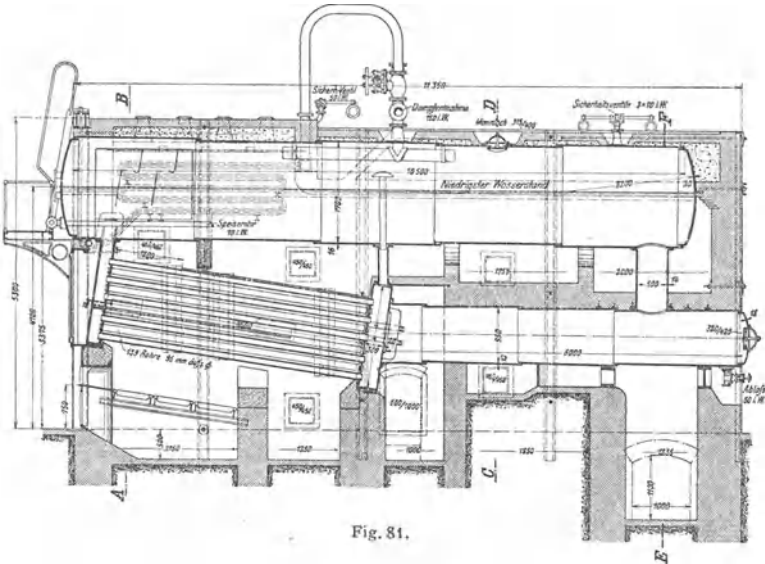


Fig. 81.

Unterkessel nach hinten. Oder: II. Zug: Am Mantel des Oberkessels nach hinten; aber nur bis auf etwa die halbe Kessellänge. III. Zug: durch Kulissenwände abwärts zu den Unterkesseln, wieder aufsteigend zum Oberkessel und dann zum Fuchs abfallend geführt.

Lagerung: Wasserkammern auf gußeisernen Unterlagstücken. Unterkessel auf je zwei Kesselstützen. Ferner Gewicht des Oberkessels nahe dem vorderen Ende durch ein umgelegtes Band auf zwei über dem Kessel querelagerte Γ - oder Π -Schienen übertragen.

Speisung: Von der vorderen Stirnwand des Oberkessels aus. Ventilspindel vorteilhaft bis zum Heizerstand nach unten verlängert.

Überhitzeranordnung: Liegende Überhitzer zu beiden Seiten des Oberkessels am Anfang des II. Zuges eingebaut.

d) Feuerbüchskessel

machen den Heizrohrkessel (einen. Walzenkessel, in den, vom vorderen zum hinteren Boden durchgehend, viele Heizrohre eingebaut sind) für Innenfeuerung geeignet. Entsprechend den sehr verschiedenen Verwendungszwecken dieser Kessel wurde der Kesselteil, der zur Aufnahme der Feuerung dient, die Feuerbüchse, mannigfach gestaltet. Hauptsächlich jedoch finden sich zwei Formen: quaderförmige (Feuerkisten) und runde, flammrohrartige.

Die Rohranordnung zeigt folgende Verschiedenheiten: Rohrmitten in den Ecken von Quadraten (Fig. 82 und 83), findet sich vor allem bei nicht ausziehbaren Kesseln, deren Inneres nur durch Auswaschen gereinigt werden kann.

Diese Anordnung gewährt den Vorteil, daß man auf kleinem Raum eine größere Anzahl Rohre einbauen kann, außerdem Zugänglichkeit von 3 Richtungen, Spaltweite dabei allerdings geringer = $0,87 m - d$. Sie genügt jedoch zur Reinigung der Rohre mittels Meißel oder Kette bei Rohrbündeln, die sich dazu aus dem Kessel herausziehen lassen.

Die Anordnungen nach Fig. 82 und 85 haben ferner den Vorzug, daß sie den Dampfblasen schnelles Emporsteigen ermöglichen.

Für alle Anordnungen gilt:

$$m = (1,25 \div 1,5) d \text{ und } s \geq 20 \text{ mm.}$$

Liegende Feuerbüchskessel mit vorgehenden Heizröhren werden hauptsächlich, ihres verhältnismäßig geringen Gewichtes und ihrer Unempfindlichkeit gegen Erschütterungen wegen, als Lokomotiv- (Fig. 86), Lokomobil- (Fig. 87) und Dampfpflugkessel, seltener als Schiffskessel angewendet; aber auch als feststehende Kessel (Fig. 88) haben sie weite Verbreitung gefunden. — An einem stehenden, viereckigen Kesselteil, die äußere Feuerbüchse, schließt sich ein liegender zylindrischer Kessel, der Langkessel an. Diesem ist die Rauchkammer vorgebaut. Die quaderförmige Feuerbüchse ist in die äußere Feuerbüchse so eingebaut, daß sich zwischen beiden eine 70 bis 100 mm starke Wasserschicht befindet. Eine große Zahl von Heizröhren durchziehen von der Feuerbüchse aus den Langkessel.

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 (Fig. 125) Ausziehbarkeit der Feuerbüchse samt dem Rohrbündel.

Fig. 86 stellt den bisher fast ausschließlich benutzten Lokomotivkessel dar.

Gebräuchliche Abmessungen:

Äußere Feuerbüchse: $600 \div 3400$ mm lang und $700 \div 2300$ breit.

Innere Feuerbüchse: Auf den öffentlichen Eisenbahnen Europas allgemein aus Kupfer; sonst aus Flußeisen hergestellt. $450 \div 3200$ lang und $550 \div 2100$ breit.

Langkessel: $700 \div 2000$ mm Durchm. bei $2 \div 5$ m Länge.

Heizröhre: 50 bis 350 Stück, $35/40 \div 45/51$ Durchm., $2,1 \div 5,2$ m lang.

Dom: mit abnehmbarem Oberteil, $250 \div 900$ Durchm., $0,4 \div 1$ m hoch.

Heizflächengrößen: $H = 15 \div 300$ m².

Feuerungen: Planrost-Innenfeuerung für Handbeschickung, ferner Öl- und Torfstaubfeuerungen.

Feuerzüge: Nur 1 Zug: aus der Feuerbüchse durch die Heizröhre in den Schornstein.

Lagerung: Kessel starr mit dem Maschinenrahmen verbunden, der sich unter Zwischenschaltung von Federn auf die Radachsen stützt.

Speisung: In den Langkessel seitlich etwa in Höhe der Kesselmitte nahe an der Rauchkammer, oder Speiswasser in den Dampfraum eingespritzt.

Überhitzeranordnung: Rauchrohrüberhitzer.

Fig. 87 zeigt den für fahrbare Lokomobile (Dampfmaschine auf dem Kessel aufgebaut) am meisten verwendeten Kessel.

Gebräuchliche Abmessungen:

Äußere Feuerbüchse: $700 \div 1300$ mm lang, $800 \div 1500$ breit.

Innere Feuerbüchse: $500 \div 1100$ mm lang, $650 \div 1300$ breit.

Langkessel: $700 \div 1100$ mm Durchm., $1,5 \div 2,5$ m lang.

Heizröhre: 25 bis 100 Stück, $51/57 \div 57/63$ Durchm., $1,6 \div 2,7$ m lang.

Heizflächengrößen: $H = 10 \div 50$ m².

Lagerung: Starr mit den Radachsen verbunden.

Überhitzer: fehlt bis auf wenige Ausnahmen, wo Rauchkammerüberhitzer eingebaut.

Fig. 88. Ausziehbarer Kessel, der ebenfalls mit oben aufgestellter Dampfmaschine als fahrbarer, namentlich aber als feststehender Kessel weit verbreitet ist. Dieses verdankt er dem geringen Raumbedarf und den niedrigen Aufstellungskosten für Kessel und Maschine. 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.

Gebräuchliche Abmessungen:

Mantel: $1 \div 2,3$ m Durchm., $2,5 \div 6,5$ m lang.

Feuerbüchse: $0,6 \div 1,2$ m Durchm., $1 \div 3$ m lang.

Heizröhre: 30 bis 120 Stück von $51/57 \div 64/70$ mm Durchm.

Heizflächengrößen: $H = 10 \div 120$ m².

Feuerungen: Planrost-Innenfeuerung für Hand- oder mechanischen Betrieb, Treppenrost-Vorfeuerung (vgl. Fig. 4).

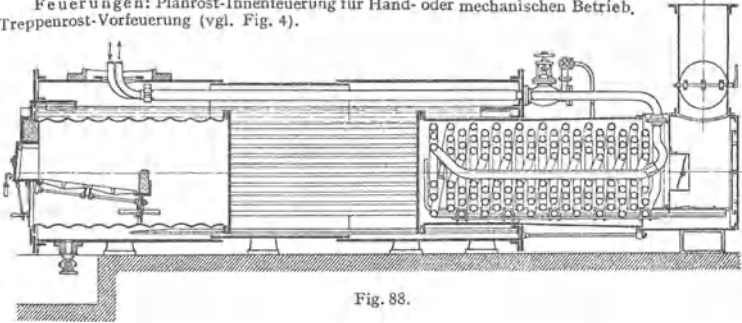


Fig. 88.

Feuerzüge: In einigen Fällen schließt sich an den I. Zug durch das Kesselinnere als II. Zug ein Unterzug an.

Lagerung: Auf 2 bis 3 Paar angenieteten Tragfüßen.

Speisung: Am Kesselmantel, etwa 200 mm unter N.W., nahe am vorderen Stirnboden.

Überhitzeranordnung: Rauchkammer-Spiralrohrüberhitzer.

Liegende Feuerbüchskessel mit rückkehrenden Heizrohren (Fig. 89) kommen als Schiffskessel bei der Handelsmarine zur Verwendung, während sie auf den Fahrzeugen der Kriegsmarine, wo es ganz besonders auf schnelles Anfeuern und geringen Platzbedarf ankommt, durch Wasserrohrkessel verdrängt wurden.

In einem kurzen zylindrischen Kessel mit ebenen Böden werden 1 bis 4 flamm-

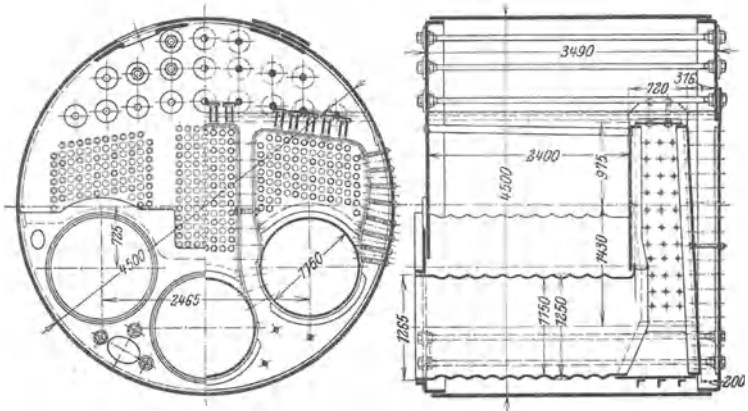
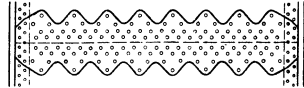


Fig. 89.

rohrartige Feuerbüchsen eingebaut. An diese schließen sich Wendekammern an, deren dem Heizerstande zugekehrte ebene Wände durch nach vorn wenig 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.

Gebräuchliche Abmessungen:

Mantel: $1,2 \div 5$ m Durchm., $1,8 \div 3,5$, bei Doppelendern $\div 6,5$ m lang.

Flammrohr-Feuerbüchse: $0,5 \div 1,2$ m Durchm., $1 \div 2$ m lang.

Wendekammern: Bei 4 Feuerbüchsen für die beiden mittleren eine gemeinsame, sonst für jede Feuerbüchse eine besondere Wendekammer. Tiefe der Kammer $400 \div 700$ bei Doppelendern $\div 1300$ mm.

Heizröhre: 40 bis 400, Doppelender bis 900 Stück. $57/63 \div 80/89$ mm Durchm.

Heizflächengrößen: $H = 10 \div 300$, Doppelender $\div 600$ m².

Feuerungen: Planrost-Innenfeuerung. Ölfeuerung.

Feuerzüge: I. Zug: durch die Feuerbüchsen zu den Wendekammern. II. Zug: durch die Heizröhre wieder nach vorn zurück.

Lagerung: Auf 2 bis 6 Paar angeordneten Lagerböcken, die mit den Spanten oder den Bodenstücken verbunden werden.

Speisung: Speiseventile an der vorderen Stirnwand neben den Feuertüren. Jedoch wird das Wasser durch anschließende Rohre im Kesselinnern so geführt, daß es etwa 150 mm unter N. W. austritt.

Überhitzeranordnung: Rauchkammer- oder Rauchrohrüberhitzer.

Die stehenden Feuerbüchskessel werden gewöhnlich für Heizflächen bis zu 30 m² (Dampftramme, Dampffeuerspritze u. a.), in einigen besonderen Fällen bis zu 100 m² (Hilfskessel auf Schiffen) in recht verschiedenen Ausführungen gebaut. Die allgemeinere Bedeutung, die sie früher als Kessel für Kleinbetriebe hatten, kommt ihnen nicht mehr zu. Ihre Anwendung wird sich immer mehr auf bestimmte Fälle beschränken, in denen es vor allem auf ganz geringen Platzbedarf für den Kessel ankommt und man die großen Mängel dieser Kesselbauart, sehr kleine Verdampfungsoberfläche, schwierige Reinigung des Kesselinnern, hoher Schornsteinverlust, in den Kauf nehmen muß.

e) Die Wasserrohrkessel

oder engrohrigen Siederrohrkessel haben sich ihrer vielen Vorzüge wegen die weiteste Verbreitung verschafft. Besonders zeichnen sie sich durch geringen Platzbedarf und schnelle Betriebsbereitschaft aus. Dazu kommt, daß sie den Bau sehr großer Kesselinheiten und damit die Herstellung übersichtlicher und leichter zu wartender Großanlagen ermöglichen. Mit (Hochleistungs-) Wasserrohrkesseln sind Heizflächenbeanspruchungen und Wirkungsgrade erzielt worden, welche die Ergebnisse der besten Großraumkessel erreichen.

Der wesentliche Bestandteil der Kessel bildet ein Bündel gerader oder gekrümmter Wasserrohre. Gerade Rohre lassen sich besser reinigen als gekrümmte, die aber gegen ungleiche Erwärmung der einzelnen Rohre weniger empfindlich sind. — Die Hauptunterschiede zwischen den einzelnen Bauarten bestehen in der Lage der Rohre und in der Art der Verbindung der Rohrenden miteinander.

Schrägrohrkessel

mit geraden Röhren, deren Achse $1 : 5$ bis $1 : 3,5$ gegen die Wagerechte geneigt liegt.

Gliederkessel. Die Enden der Wasserrohre werden durch Rohrkrümmer miteinander verbunden, so daß sich die Kessel aus Einzelteilen geringer Abmessung leicht zusammensetzen lassen. Deswegen eignen sich diese Kessel zur Aufstellung an schlecht zugänglichen Orten. Leider ist der erzeugte Dampf, namentlich wegen des weiten Weges der Dampfblasen zum Dampfraum, sehr naß. Wahrscheinlich würden daher die Gliederkessel wohl nur für den vorgenannten Fall zur Anwendung kommen, wenn nicht durch eine besondere, nur auf sie zutreffende, gesetzliche Bestimmung, ihre Aufstellung über oder unter Räumen, in denen sich häufiger Menschen aufhalten pflegen, gestattet wäre. Dies ist, ohne Begrenzung der Betriebsspannung und der Heizfläche nach § 45 der A. P. B. zulässig für Kessel, die ausschließlich aus Wasserrohren und Verbindungsstücken von weniger als 100 mm Lichtweite zusammengesetzt sind, auch wenn sie mit weiterem Schlammfänger und Dampfsammelrohr versehen sind.

Kammerkessel. Zur Verbindung der Rohrenden dienen ebenwandige Wasserkammern. Sie stehen senkrecht zu den Rohren, so daß diese in der dem Bündel zugekehrten Kammerwand eingewalzt werden können. In der gegenüberliegenden Wand ist dazu vor jedem Rohr eine Öffnung — Putzloch — angebracht. Die Kammern werden oben so zusammengezogen, daß sie mit 1 oder 2 wagerecht liegenden Längsoberkesseln verbunden werden können.

Einkammerkessel. Nur die vorderen Rohrenden sind in einer Wasserkammer eingewalzt. Am hinteren Ende ist jedes Rohr für sich verschlossen. Zur Erzeugung geordneten Wasserumlaufs ist in jedes Wasserrohr ein engeres Umlaufrohr eingesetzt und die Wasserkammer zur Aufnahme dieser Umlaufrohre mit einer Zwischenwand versehen. — Dem Vorteile dieser Bauart — freie Ausdehnung der einzelnen Rohre — stehen so erhebliche Nachteile entgegen —, schwierige Reinigung, Durchbrennen der Wasserrohre bei verbogenem Umlaufrohr oder durch mangelhafte Wasserzuführung besonders bei höheren Beanspruchungen —, daß sich der Einkammerkessel wenig eingeführt hat.

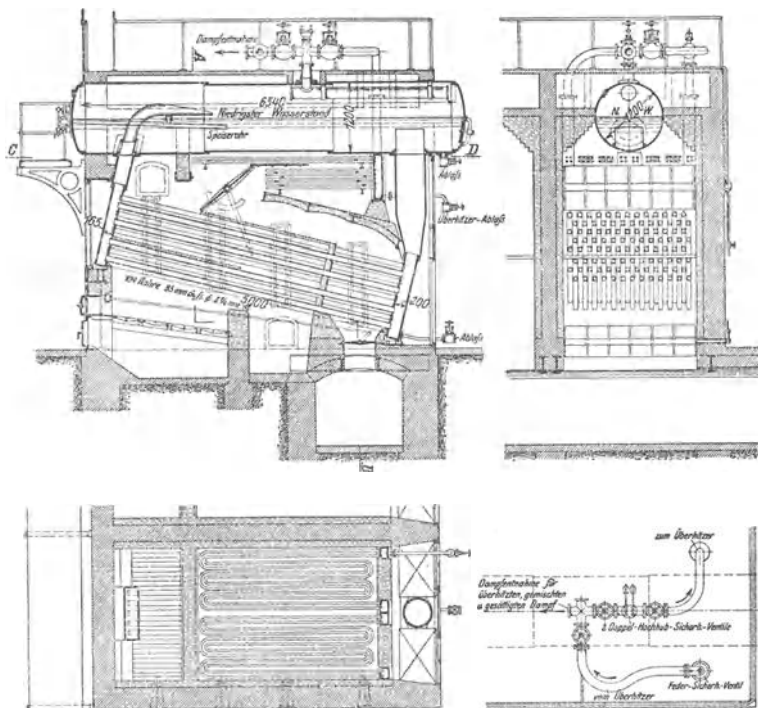


Fig. 90.

Zweikammerkessel (Fig. 90 und 91) haben sich bisher am besten bewährt. — Auch an den hinteren Rohrenden ist hier eine Wasserkammer angebracht, wodurch der Wasserumlauf wesentlich begünstigt wird.

Gebrauchliche Abmessungen:

Wasserrohre: bis zu 400 Stück, 95/88,5 mm Durchm., in den untersten Rohrreihen 95/87 mm Durchm., 5 m lang, Rohranordnung Fig. 83 und 84. Wagerechte Entfernung der Rohrmitten 150 ÷ 170 mm. Senkrechter Abstand der Rohrreihen 130 ÷ 150 mm. Anzahl der wagerechten Rohrreihen 4 ÷ 12.

Wasserkammern: Abstand der Putzlochwand von der Rohrwand am besten in beiden Kammern gleich, und zwar 150 ÷ 350 mm. Breite 1,2 ÷ 4 m bei Anschluß an einen Oberkessel und bis 7 m bei zwei Oberkesseln.

Das Rahmenblech der Wasserkammern wurde früher allgemein stumpf zwischen Rohr- und Putzlochwand eingeschweißt. Das hat zu einer größeren Zahl von Kesselexplosionen Anlaß gegeben, die dadurch verursacht wurden, daß sich der Rahmen am unteren Rande der vorderen Wasserkammer aus den Wänden löste. Durch Ministerialerlaß (für Preußen v. 26. Juni 1918, für Bayern v. 8. Februar 1919) ist daher bestimmt worden, daß der untere Teil dieser Wasserkammern dauernd gut vor der Einwirkung des Feuers zu schützen ist und daß die Kammern durch be-

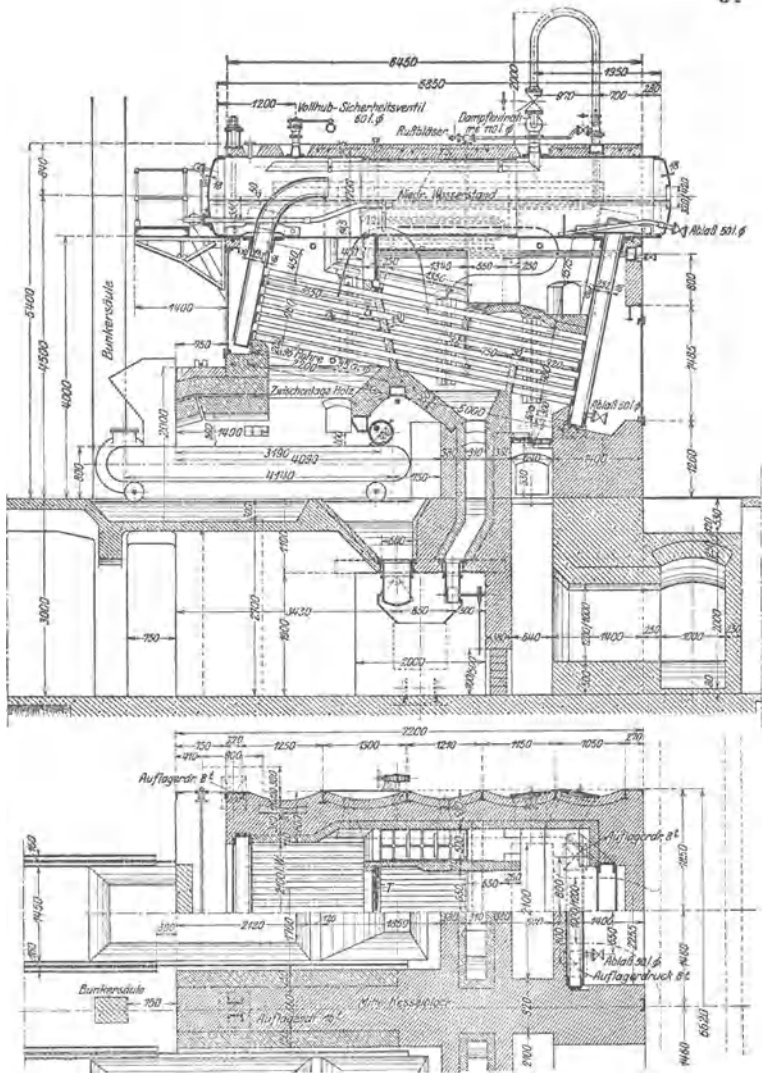


Fig. 91.

sondere konstruktive Maßnahmen an dieser Stelle vor dem Aufreißen zu sichern¹⁾. Bei neuen Kesseln sollen Schweißverbindungen des Umlaufbleches mit der Rohrwand vermieden werden, mindestens an der unteren dem Feuer zugekehrten Kante der vorderen Kammer.

Anschlußstützen: Querschnitt möglichst groß, mindestens $\frac{1}{8}$ des Gesamtrohrquerschnittes.

Oberkessel: Wagrecht oder wenig nach hinten geneigt. Bis zu etwa 250 m² Heizfläche: 1 Oberkessel von 700 ÷ 1800 mm Durchm., 5 ÷ 7 m lang. Bei größeren Heizflächen: 2 Oberkessel von 1 ÷ 1,5 m Durchm. — N. W. liegt etwa in Kesselmitte oder wenig darunter.

¹⁾ Glückauf, Jahrgang 1918, S. 493 u. ff.

Heizflächengrößen: 100 bis 600 m².

Feuerungen: Unterfeuerung mit Plan-, Schräg- und Treppenrosten (Halbgas). Von mechanischen Feuerungen besonders Kettenroste, sonst auch Schwingroste. Öl- und Kohlenstaubfeuerungen.

Feuerzüge: Früher vielfach Horizontal- oder Längszüge (s. Fig. 90), jetzt fast ausschließlich Vertikal- oder Querszüge — erster und zweiter Zug verjüngt! (s. Fig. 91). Querszüge ermöglichen eine bessere Abstufung der Zugquerschnitte, auch werden die Gase in ihnen von den Rohren gut durchgewirbelt.

Lagerung: Früher wurde das Kesselgewicht gewöhnlich von beiden Kammern auf das Mauerwerk übertragen (s. Fig. 90). Dabei wurde die vordere Kammer fest, die hintere auf Rollen oder pendelnd aufgelagert. Jetzt ist nach dem oben genannten Erlaß vom 26. Juni 1918 die vordere Kammer stets so zu lagern, daß die an ihren unteren Kanten etwa auftretenden Undichtheiten beobachtet werden können (s. Fig. 91). Ferner soll die hintere untere Naht dieser Kammer ein Schutzmauerwerk erhalten. Dieses ist so auszuführen, daß seine durch Abbrand oder Einsturz etwa eingetretene Beschädigung durch Einblick in den Feuerraum bemerkbar wird. Zur Lagerung des Kessels am vorderen Ende wird daher jetzt allgemein ein Band um den Oberkessel gelegt, das an einem aus 2 in den Seitenmauern eingelassenen Ständern und oberem Querträger gebildeten Gerüst aufgehängt wird. Die hintere Wasserkammer wird dann fest gelagert.

Überhitzeranordnung: Zwischen Rohrbündel und Oberkessel (Fig. 90), zu beiden Seiten des Oberkessels (Fig. 91) oder, falls 2 Oberkessel vorhanden, zwischen diesen beiden.

Teilung der Wasserkammern in nebeneinanderliegende Sektionen wird von Babcock & Wilcox angewandt. Sie gewährt Vorteile für Herstellung und Transport der Kammern. Die sonst zur Versteifung der Wände gegeneinander notwendigen Stehbolzen fallen fort. Weitere Besonderheit des Babcock-Kammerkessels: Oberkessel auch hinten an Gerüst aufgehängt. Im vorletzten Zugkanal steigen die Gase an der Innenseite der hinteren Wasserkammer empor, um im letzten nach dem Fuchs abfallenden Zuge ihre Außenseite zu beheizen.

Hochleistungskammerkessel. Die früher mit Kammerkesseln erzielten Dauerleistungen von etwa 18 kg Heizflächenbeanspruchung hat man bei den Hochleistungskesseln auf 25 kg und mehr durch folgende Mittel steigern können:

1. Anwendung einer Feuerung, die eine gleichmäßige und hohe Temperatur im Feuerraum ermöglicht (Kettenrost).

2. Verringerung der Verluste durch Strahlung und durch Einsaugen falscher Luft. Sorgfältigste Ausführung des Mauerwerks und dessen Entlastung vom Kesselgewicht. Vereinigung von Kessel- und Vorwärmer-Mauerwerk.

3. Verbesserung der Wärmeübertragung von Heizgas auf Kesselwand durch hohe Gasgeschwindigkeit in den Zugkanälen und gute Durchwirbelung der Heizgase. Ersteres erfordert größere Zugstärken, letzteres ist nur durch mehrfache Richtungsänderung der Heizgase, am besten in Vertikalzügen, zu erreichen. Beides erhöht somit den Zugwiderstand und führt zur ausgedehnten Anwendung künstlichen Zuges.

4. Verbesserung der Heizgasführung. Alle Teile der Heizfläche sollen im Gasstrom liegen.

5. Verringerung des Schornsteinverlustes nicht durch Vergrößerung des Gasweges an der Kesselheizfläche, sondern durch Ausnützung der Abgaswärme im Einzeleconomiser (Fig. 92).

6. Übertragung der Wärme auf die Kesselwandung möglichst durch Strahlung aus dem Feuer. Dazu eignen sich breite Kessel am besten, weil bei ihnen recht große Rostflächen unterhalb des Kesselkörpers untergebracht werden können.

7. Verbesserung des Wasserumlaufes durch Verkürzung des Umlaufweges und Verringerung der Umlaufwiderstände. Außerdem kürzere Wasserrohre — gewöhnlich auf 4,5 m, vereinzelt bis auf etwa 3 m verkürzt — in größerer An-

zahl. Besondere Wasserzuführung zu den beiden untersten Rohrreihen. Reichliche Querschnitte in den Kammeranschlüssen.

8. Sorgfältige Trennung des Dampfes von dem infolge der erhöhten Umlaufgeschwindigkeit reichlicher mitgerissenen Wasser. Besondere Einbauten in die Oberkessel, Dampfentnahmerohre und vor allem reichlich bemessene Überhitzer.

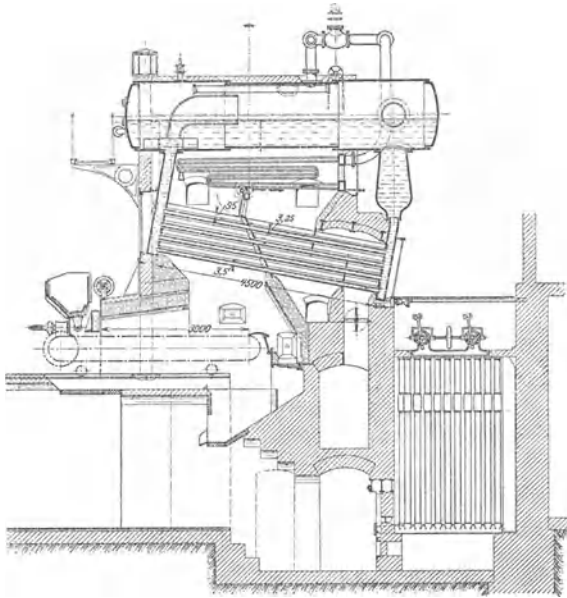


Fig. 92.

Steilrohrkessel.

Steilgestellte Wasserrohrbündel bilden die Verbindung zwischen Walzenkesseln.

Vorteile: Geringere Aschenablagerung außen auf den Rohren. Guter Wassermulauflauf; hohe Leistungsfähigkeit. Grundflächenausnutzung mindestens nicht schlechter als bei Schrägröhrkesseln. Billigere Herstellung der Kessel, da unrunde, also zu verankernde Kesselteile fehlen. Kessel eignen sich für sehr große Einheiten.

Nachteile: Innere Reinigung der Rohre schwierig. Rohrbündel liegt für Wärmeübertragung durch Strahlung ungünstiger als beim Schrägröhrkessel. Besonders große Überhitzer erforderlich, da Feuchtigkeitsgehalt des Dampfes ziemlich hoch.

Steilrohrkessel mit geraden Rohren.

Der Garbe-Kessel (Fig. 93 und 94). In die Walzenkessel sind Garbe-Stufenplatten eingenieter. Ihre Form macht sie steif, läßt die Befestigung gerader Rohre in zur Rohrrichtung senkrechten Wänden zu und ermöglicht die leichte Auswechselung eines jeden Rohres.

Von seinen verschiedenen Ausführungen haben sich die Bauarten mit einem schräggestellten (Fig. 93) und namentlich die mit zwei Rohrbündeln (Fig. 94) besonders bewährt.

Um beim Einbündelkessel eine Unterbrechung des Wasserumlaufes zu verhindern, wird zwischen dem Ober- und dem Unterkessel mit Vorteil außerhalb des Mauerwerks ein Abfallrohr (200 ÷ 300 mm l Durchm.) angebracht.

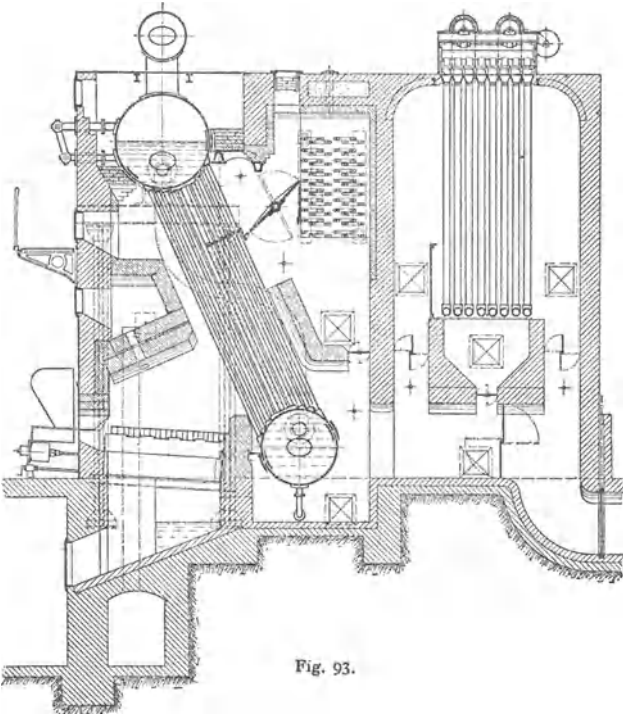


Fig. 93.

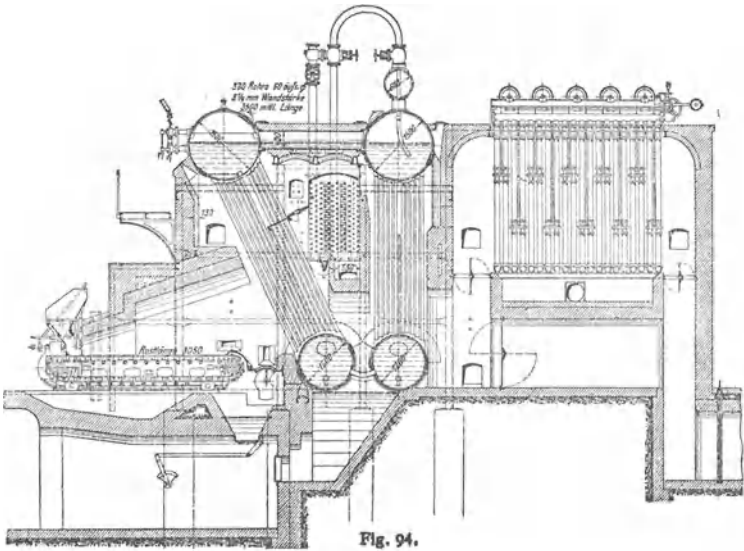
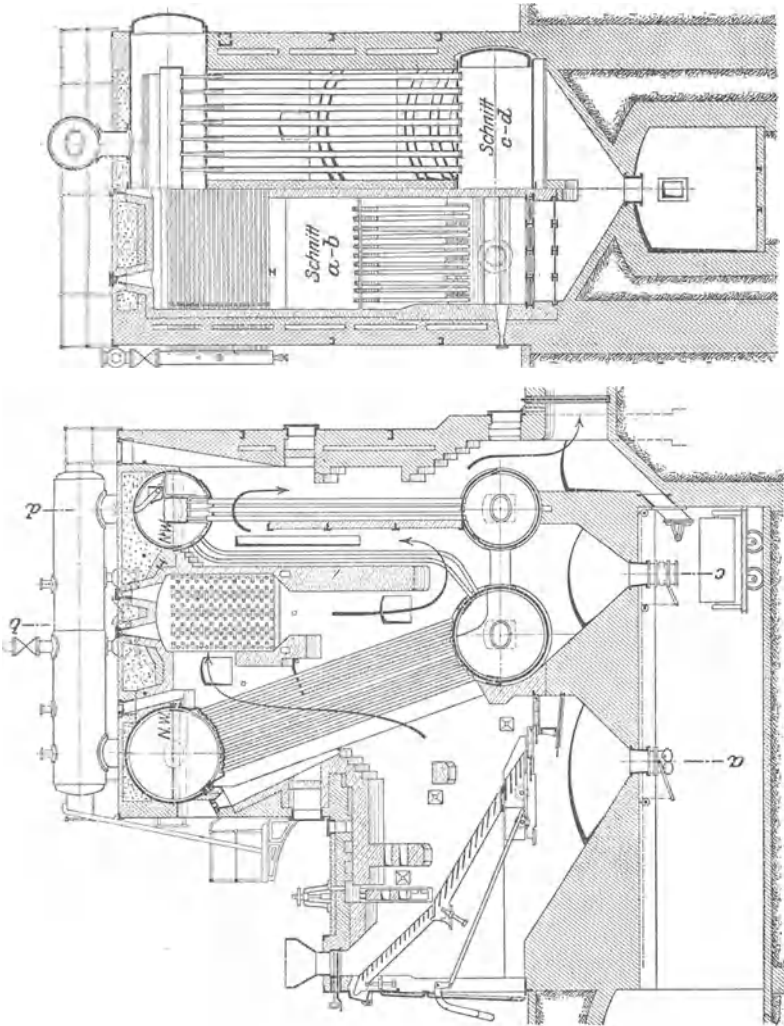


Fig. 94.

Beim Zweibündelkessel stehen die Oberkessel miteinander in Verbindung, entweder durch 2 Stützen (400 ÷ 500 mm Durchm.) gleichzeitig in den Wasser- und den Dampfäumen, oder die Wasserräume getrennt durch je ein zu beiden Seiten an den Böden angebrachtes, außerhalb des Mauerwerk gelegenes Rohr



(300 mm Durchm.) und die Dampfäume durch einen gemeinsamen Dampfsammler. Die Unterkessel sind entweder ebenfalls durch 2 Stützen (300 ÷ 400 mm Durchm.) oder durch eine Anzahl Wasserrohre (100 Durchm.) miteinander verbunden.

Gebräuchliche Abmessungen:

	Einbündelkessel	Zweibündelkessel
Oberkessel	1,5 m Durchm.; 1,6 ÷ 9,5 m lang N. W. etwa in der Mitte des Oberkessels.	÷ 6,5 m lang
Unterkessel: Abstand der Kesselmitten eines Bündels:	1,2 m Durchm.; 1,3 ÷ 9,2 m lang	÷ 6,2 m lang
Wasserrohre:	5,5 ÷ 7 m 53,5/60 mm Durchm. 60 bis 540 Stück	5 ÷ 6 m 160 bis 720 Stück
Heizflächengrößen: Feuerungen:	50 ÷ 600 m ² Kettenrost, Unterschub, Treppenrost.	160 ÷ 720 m ²

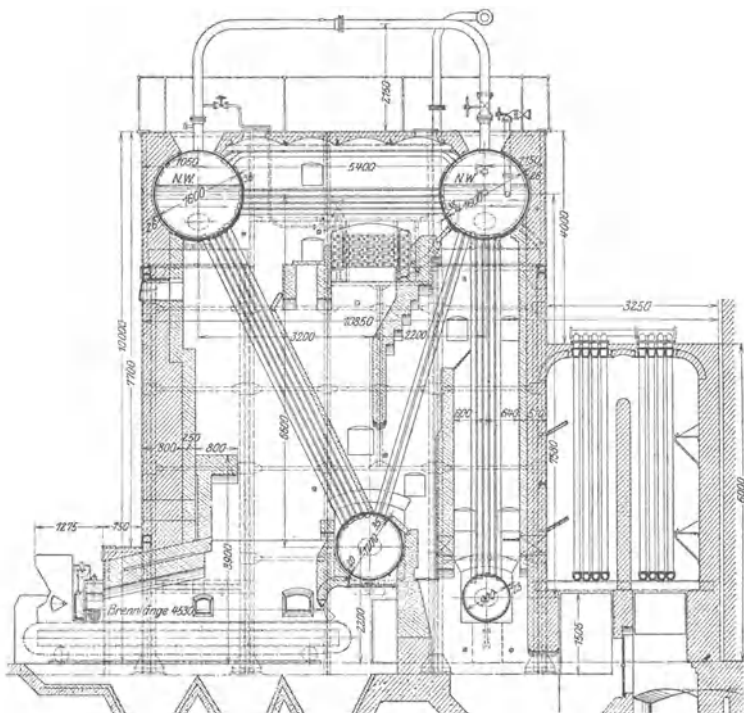


Fig. 96. Steilrohrkessel von F. L. Oschatz, Meerane i. Sa.

- Feuerzüge:**
- | | |
|---|-------------------------------------|
| I. Zug: aufwärts an den vorderen Rohren | I. Zug: aufwärts |
| II. Zug: abwärts an den hinten liegenden Rohren | II. Zug: abwärts am ersten Bündel |
| | III. Zug: aufwärts |
| | IV. Zug: abwärts am zweiten Bündel. |
- Lagerung:** Die Oberkessel werden durch untergestellte Trageböcke auf einem genieteten Gestell gelagert, in das die Mauerwerkswände zur Füllung der Fächer eingesetzt werden. Rohrbündel und Unterkessel hängen frei am Oberkessel. Beim Einbündelkessel legt sich der Unterkessel an der vorderen Seite gegen Führungsschienen.
- Speisung:** In den Oberkessel von einem Boden aus. Wassereintritt über den hinteren Rohren. In den hinteren Oberkessel.
- Dampfentnahme:** Aus dem hinteren Oberkessel
- Überhitzeranordnung:** Meistens liegende Überhitzer am Anfang des II. Zuges.
- Besondere Einrichtungen:** Beruhigungsbleche für den Wasserstand und über den Rohren, in denen das Wasser aufsteigt. Beim Einbündelkessel zwischen Kessel und Überhitzer Einbau eines Wasserabscheiders für Hochleistungen erforderlich.

Garbekessel von Wegelin & Hübner, Halle a. S. (Fig. 95). Abweichende Anordnung des zweiten Rohrbündels zur Sicherung eines regelmäßigen Wassermittels, durch den die im 1. Zuge liegenden Rohre des vorderen Bündels stets genügend mit Wasser versorgt werden sollen. Dazu dient ferner ein Blecheinbau im vorderen Unterkessel, der das dorthin aus dem hinteren Unterkessel ankommende Wasser den im ersten Feuer liegenden Rohren, andererseits das aus den hinteren Rohren des vorderen Bündels abfallende Wasser den gebogenen Verbindungsrohren zuführt, in denen es emporsteigend wieder zum hinteren Oberkessel zurückgelangt.

Der Oschatz-Kessel (Fig. 96). Weite Wasserrohre (95 mm äuß. Durchm.), die in verstärkten Mantelplatten befestigt sind. Jedes der vier Wasserrohrbündel liegt in einem Längszuge. Im hinteren Oberkessel ein Blecheinbau, der die oberen Enden der Rohre des dritten Rohrbündels mit denen der 2 vorderen Reihen des vierten Bündels verbindet.

Höchster Betriebsdruck: bis 18 at_u.

Heizflächengrößen: 100 bis 750 m².

Lagerung: Hinterer Oberkessel fest, der vordere auf Rollen, die unteren Sieder hängen frei an den Rohren.

Wasserstand, Speisung, Dampfentnahme: am hinteren Oberkessel.

Überhitzeranordnung: am Ende des II. Zuges.

Steilrohrkessel mit gebogenen Rohren.

Gebogene Rohre können bei ungleichmäßiger Erwärmung des Bündels federnd nachgeben. Dagegen sind sie schwierig zu reinigen und ihr Inneres ist dabei nicht

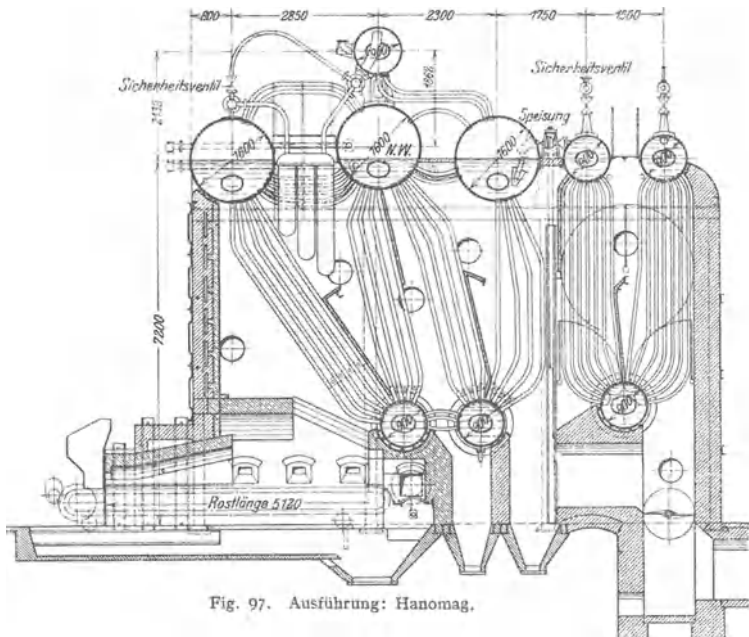


Fig. 97. Ausführung: Hanomag.

einzusehen, so daß zur Speisung solcher Kessel zweckmäßig nur reines Kondensat und im Verdampfer bereitetes Zusatzwasser verwendet wird.

Der Stirling-Kessel (Fig. 97). Mindestens 2, gewöhnlich aber 3 Oberkessel werden mit 1 oder 2 Unterkesseln durch Wasserrohre verbunden. Diese

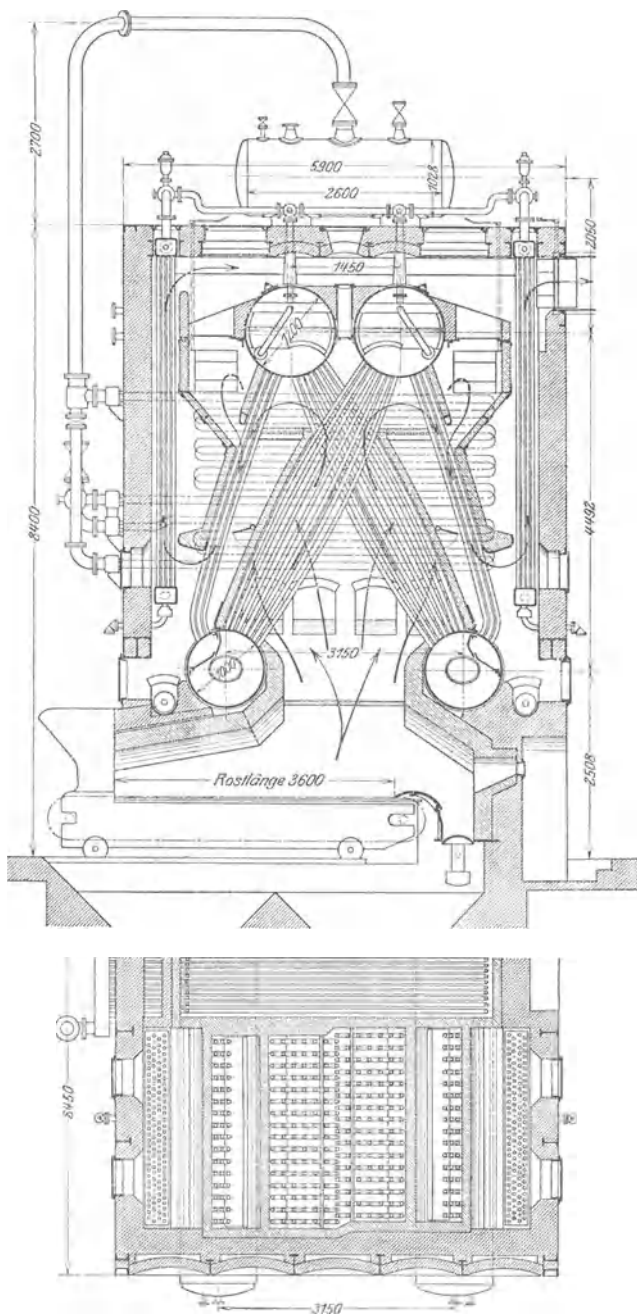


Fig. 98. Burkhardt-Kessel von J. Piedboeuf, Aachen und Düsseldorf.

sind in Bündeln angeordnet, deren Anzahl immer um eins geringer ist als die Trommelzahl. Die Rohre sind gerade bis auf ihre Enden, die so gebogen werden, daß man sie radial zur Trommel einwalzen kann. Bei den Ausführungen der Hanomag, die diesen Kessel schon seit längerer Zeit in Deutschland baut, wird für die Krümmung aller Rohrenden immer der gleiche Radius angewandt. Sowohl die Dampf- wie die Wasserräume der Oberkessel sind durch eine größere Anzahl gekrümmter Rohre miteinander verbunden. Umlauf so, daß das Wasser in den vorderen 2 bzw. 3 Bündeln aufsteigt, während es im letzten Bündel abfällt.

Gebräuchliche Abmessungen:

	Viertrommelkessel	Fünftrommelkessel
Oberkessel:	1,1 m Durchm., 2,5 ÷ 5,5 m lang N. W. etwa in der Mitte der Oberkessel.	1,6 ÷ 1,8 m Durchm., ÷ 10 m lang
Unterkessel:	1,1 ÷ 1,3 m Durchm., 2 ÷ 5 m lang	0,9 ÷ 1 m Durchm., ÷ 9,5 m lang
Wasserröhre:	53,5/60 ÷ 76/83 mm Durchm.,	4 ÷ 5 m lang
	120 ÷ 400 Stück	÷ 1000 Stück
Heizflächenrößen:	150 ÷ 500 m ²	÷ 1200 m ² u. m.

Feuerungen: Für große Einheiten fast ausschließlich Kettenrost; für kleinere auch Planrost und Treppenrost.

Feuerzüge: Die Heizgase werden parallel mit den Rohren abwechselnd aufwärts und abwärts geführt, so daß in jedem Zuge ein volles Rohrbündel liegt.

Lagerung: Oberkessel mit Tragefüßen auf einem Gerüst aus Profileisen gelagert. Rohrbündel und Unterkessel hängen frei.

Speisung: In den letzten Oberkessel vom Boden aus.

Dampfentnahme: Aus dem letzten Oberkessel.

Überhitzeraordnung: Hängende oder liegende Überhitzer zwischen dem ersten und zweiten Rohrbündel.

Wasserstandsanzeiger: Am zweiten Oberkessel.

Der Burkhardt-Kessel (Fig. 98). Zwei sich kreuzende Rohrbündel zwischen den Ober- und Unterkesseln, an ihnen aufwärts I. Zug (gute Durchwirbelung der Gase!). Im Parallelstrom dazu wird der Überhitzer bestrichen. In jedem letzten Zuge liegt ein schmiedeeiserner Vorwärmer. Besonderer Vorteil der Bauart: Für die Verminderung des Strahlungsverlustes günstige Anordnung der Feuerung und Gasführung. Vorteilhafteste Ausnutzung der Grundfläche. (Beim gezeich-

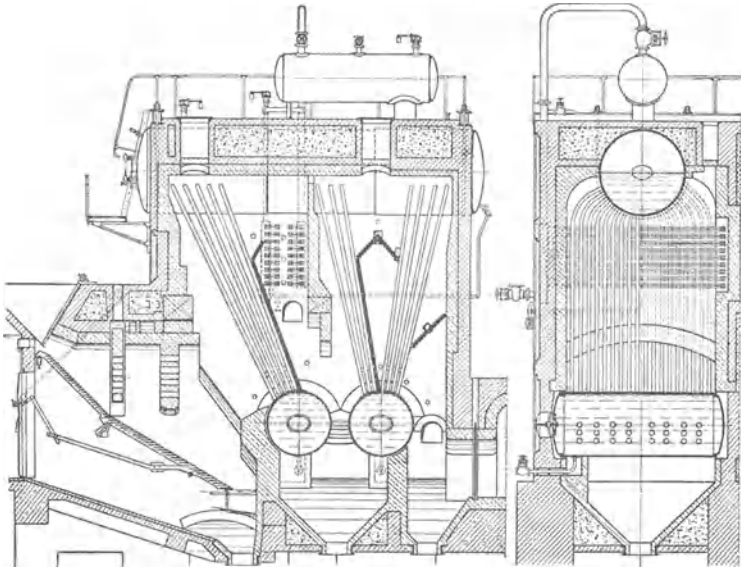


Fig. 99. Steilrohrkessel der Maschinenbau-Anstalt Humboldt, Köln-Kalk.

neten Kessel über $G_r = 5 \text{ m}^2$ untergebracht $H = 400 \text{ m}^2$, $H_u = 175 \text{ m}^2$, $H_v = 320 \text{ m}^2$ bei $R = 2 \times 8,65 \text{ m}^2$.)

Der Humboldt-Steilrohrkessel (Fig. 99). Oberkessel (1 oder 2) längs durchgehend! Dadurch Verbesserung des Wassenumlaufs und ruhigerer Wasserspiegel. Anbringung von Wasserstandsanzeiger und Speiseventil, wie beim Schrägrohrkessel, am vorderen Boden des Oberkessels. Wasserrohre nur am oberen Ende gekrümmt, unten gerade in verstärkte Mantelplatten eingewalzt.

XII. Die Überhitzer

sind besonders ausgebildete Dampfrohrleitungen, in denen der nasse Sattdampf, wie ihn der Kessel liefert, getrocknet und ohne Druckerhöhung überhitzt wird.

Zu unterscheiden sind: besonders befeuerte Zentralüberhitzer und Kesselzugüberhitzer.

a) Zentralüberhitzer, in die der Dampf aus mehreren Kesseln geleitet wird, kommen nur in besonderen Fällen in Betracht, so z. B. wenn eine Sattdampf-kesselanlage nachträglich mit Überhitzer ausgerüstet, oder, falls bei sehr langer Leitung zwischen Kessel und Maschine, unmittelbar vor dieser eine Überhitzung des Dampfes vorgenommen werden soll, unter Umständen auch zur Ausnutzung von Abhitze.

Vorzüge. Die Temperatur des überhitzten Dampfes läßt sich durch Regelung der Wärmezufuhr aus dem Feuer auch bei wechselnden Dampfmen gen in den gewünschten Grenzen halten.

Nachteile. Der Wirkungsgrad der Überhitzerfeuerung ist wegen des hohen Luftüberschusses, mit dem man hier arbeiten muß, schlecht (etwa 50 vH). Ferner besondere Bedienung erforderlich; hohe Instandhaltungskosten.

b) Kesselzugüberhitzer, die jedem einzelnen Kessel angegliedert werden, finden jetzt allgemeine Anwendung, sofern es sich um Erzeugung von Dampf für Kraftzwecke handelt.

Vorzüge. Sie lassen sich fast durchweg ohne nennenswerte, in vielen Fällen überhaupt ohne jede Vergrößerung der Abkühlungsflächen des Kesselmauerwerks einbauen und sind oft geeignet, auf einfachste Weise den Wirkungsgrad der Kesselanlage zu verbessern.

Nachteile. 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 allgemeinen die Dampftemperatur. Dieser Umstand kann besondere Temperaturregler notwendig machen.

c) Berechnung der Überhitzer.

Es bedeute:

- H_u in m^2 die den Heizgasen ausgesetzte Oberfläche des Überhitzers,
- D „ kg die stündliche Dampfmenge,
- B „ kg die stündliche Brennstoffmenge,
- w „ Hundertstel des Gewichtes den Feuchtigkeitsgehalt des Rohdampfes,
- G „ kg die Gasmenge aus 1 kg Brennstoff,
- t „ °C die Temperatur des Rohdampfes,
- t' „ °C die Temperatur des Heißdampfes,
- $c_{pü}$ „ kcal die mittlere spez. Wärme für 1 kg Heißdampf zwischen den Temperaturen t bis t' (siehe Zahlentafel Bd. I S. 402),
- c_{pG} „ kcal die spez. Wärme für 1 kg Heizgas (angenähert, $c_{pG} = 0,24$),
- r „ kcal die Verdampfungswärme bei der Spannung des Rohdampfes (angenähert $r = 500$),
- t_1 „ °C die Gastemperatur vor dem Überhitzer,
- t_2 „ °C die Gastemperatur hinter dem Überhitzer,
- k „ kcal/ $\text{m}^2/\text{h}/^\circ\text{C}$ die Wärmedurchgangszahl für die Überhitzerfläche,
- δ_m „ °C den mittleren Temperaturunterschied zwischen Heizgas und Dampf,
- s „ vH der durch Strahlung verloren gehende Teil der den Heizgasen beim Durchziehen des Überhitzerkanales entzogenen Wärme.

I. Dann berechnet sich die Überhitzerfläche in m²:

$$H_{\ddot{u}} = D \cdot \frac{\frac{w}{100} \cdot r + c_{p\ddot{u}}(t' - t)}{k \cdot \vartheta_m} \approx D \cdot \frac{5 \cdot w + c_{p\ddot{u}}(t' - t)}{k \cdot \vartheta_m}$$

Hierin ist zu setzen:

$w = 2 \div 3$ vH für Flammrohrkessel;	$w = 4 \div 6$ vH für Steilrohrkessel,
$w = 3 \div 5$ vH „ Kammerkessel;	$w = 10 \div 15$ vH „ Hochleistungen,
$k = 12 \div 13$ „ Kesselzugüberhitzer bei 15 \div 18 kg Kesselbelastung,	
$= 13 \div 15$ „ „ „ 18 \div 20 „ „	
$= 15 \div 18$ „ „ „ 20 \div 25 „ „	
$= 18 \div 20$ „ „ „ 25 \div 30 „ „	
$= 20 \div 25$ „ Zentralüberhitzer,	

ϑ_m angenähert:

$$\vartheta_m = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t + t'}{2} \quad \text{worin}$$

1. für Kesselzugüberhitzer t_1 geschätzt werden kann zu:

$t_1 = 450 \div 600$ C für Flammrohrkessel,
$550 \div 700$ „ Doppelkessel,
$500 \div 650$ „ Kammerkessel,
$400 \div 550$ „ Steilrohrkessel,

je nach der Zuglänge vor dem Überhitzer und der Kesselbelastung.

t_2 berechnet sich dann zu:

$$t_2 = t_1 - \frac{D}{B} \cdot \frac{\frac{w}{100} \cdot r + c_{p\ddot{u}}(t' - t)}{\left(1 - \frac{s}{100}\right) \cdot G \cdot c_{p_g}}$$

$$\approx t_1 - \frac{D}{B} \cdot \frac{5 \cdot w + c_{p\ddot{u}}(t' - t)}{0,95 \cdot G \cdot 0,24}$$

wenn für s etwa 5 vH gerechnet wird. G ist für die Luftüberschußzahl 2 zu berechnen und einzusetzen. Für mittlere Verhältnisse rechnet man mit einem Temperaturabfall $t_1 - t_2$ von 120° C.

2. für Zentralüberhitzer $t_1 \approx 900^\circ$; $t_2 \approx 350^\circ$ zu schätzen ist.

II. Die stündliche Brennstoffmenge für Zentralüberhitzer

$$B_{\ddot{u}} = D \cdot \frac{\frac{w}{100} \cdot r + c_{p\ddot{u}}(t' - t)}{\left(1 - \frac{s}{100}\right) \cdot G \cdot c_{p_g}(t_1 - t_2)} \quad \text{kg/h}$$

oder für $s \approx 10$ vH

$$\approx D \cdot \frac{5 \cdot w + c_{p\ddot{u}}(t' - t)}{120 \cdot G}$$

Hierin ist G für den Luftüberschuß zu berechnen, bei dem sich eine Verbrennungstemperatur von 900° ergibt.

III. Der Gesamtrohrquerschnitt f (in m²) ist für eine mittlere Geschwindigkeit des Dampfes in den Überhitzerrohren von s_m m zu berechnen, bei der ein Spannungsabfall Δp kg/cm² von höchstens 0,25 at für Spannungen unter 10 at Überdruck und höchstens 0,3 at für höhere Spannungen eintritt. Nach Gutermuth und Eberle ist nun

$$\Delta p = \frac{10,5}{10^8} \cdot \gamma \cdot \frac{l}{d} s_m^3 \quad (1)$$

(siehe Rohrleitungen).

Ferner ist:

$$s_m = \frac{D \cdot v_{\ddot{u}}}{3600 \cdot f} \quad (2)$$

wenn für $v_{\ddot{u}}$ das spezifische Volumen des überhitzten Dampfes bei der Temperatur $\frac{t + t'}{2}$ gesetzt wird.

Unter Zugrundelegung eines Wertes für d kann dann aus Gl. (1) der Wert für s_m und damit aus Gl. (2) f berechnet werden.

Im allgemeinen kann man für Kesselzugüberhitzer $s_m = 12 \div 15$ m und für Zentralüberhitzer $s_m = 15 \div 25$ m wählen, und zwar die Werte der oberen Grenze für die Spitzenbelastungen, ohne den angegebenen Spannungsabfall zu überschreiten.

d) Ausführung der Überhitzer.

Die Überhitzerkammern, an die sich die nebeneinander angeordneten Rohrelemente anschließen, dienen dazu, den Rohrdampf in die einzelnen Rohre zu verteilen und den Heißdampf wieder zu sammeln, 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: Rohrdampfkammer — erste Hälfte des Rohrweges — Umkehrkammer — zweite Hälfte des Rohrweges — Heißdampfkammer (Fig. 100).

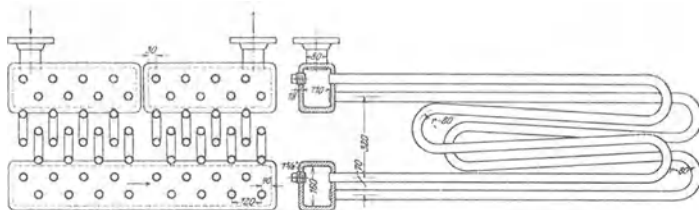


Fig. 100.

Die Kammern werden hergestellt aus Stahlguß — runder Querschnitt von $100 \div 180$ mm Durchm. bei $15 \div 20$ mm Wandstärke — oder aus Flußeisen — rechteckiger Querschnitt von 100 bis 150 mm Vierkant und 20 mm Stärke. Im ersteren Fall werden die Rohre durch Flanschenverbindungen, im letzteren durch Einwalzen befestigt.

Die Kammern werden entweder stehend oder liegend angeordnet und so weit in das Mauerwerk eingebaut, daß die Schraubenverbindungen an den Rohren und an den Verschlüssen, die bei schmiedeeisernen Kammern gegenüber jedem Rohr angebracht sind (Pfropfen oder Deckelinnenverschluß), zugänglich bleiben.

Die Rohre des Überhitzers werden neuerdings fast ausschließlich aus Flußeisen hergestellt. Man verwendet glatte nahtlos gewalzte Rohre, von $\frac{30}{36}$ bis $\frac{36}{44}$ mm Durchm., seltener bis $\frac{50}{58}$ mm Durchm., die in jeder gewünschten Länge lieferbar sind. Meistens werden daraus verschieden geformte ebene Schlangen oder für einzelne Sonderausführungen Spiralen gebogen, die man nebeneinander schaltet. Dadurch werden folgende Vorteile erzielt: Einfache, billige Überhitzer. Gleichmäßige Überhitzung aller Dampfteilchen. Freie Ausdehnung der einzelnen Rohre möglich. Trotz Schäden an einigen Rohren kann der Überhitzer, nach Verschließen dieser Rohre durch Einschlagen von Stopfen, vorläufig weiter betrieben werden.

Die Rohrelemente werden stehend oder liegend angeordnet. Im Einzelfalle wird das die bessere Anordnung sein, die eine möglichst vollkommene Entwässerung des Überhitzers gestattet.

Die Ausrüstung der Überhitzer¹⁾. 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, manchmal auch ein Manometer.

Ferner wird der Überhitzer durch Einschalten von Absperrventilen in die Dampfleitung vor und hinter diesem, wo es sich irgendwie ausführen läßt, so eingerichtet, daß er aus dem Dampfstrom ausgeschaltet werden kann.

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

¹⁾ Jaeger, Bestimmungen über Dampfkessel. Berlin 1910, S. 44.

messer bewegt sich, je nach der Größe der Überhitzerfläche, in den Grenzen: $25 \div 50$ mm.

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

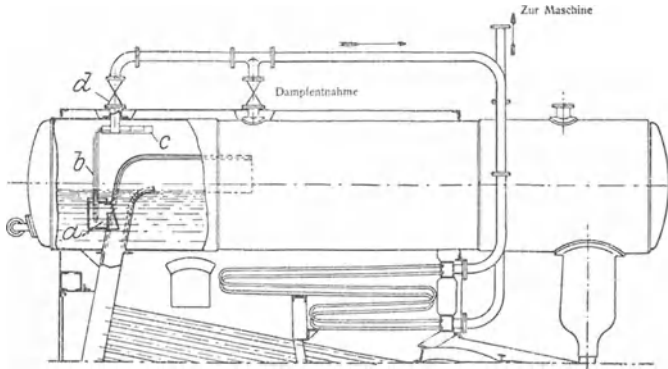


Fig. 101. Steinmüller-Heißdampfregler.

a Dubiarohrpumpe mit Steigerohr *b*; *c* Siebteller, von dem Wasser fein verteilt herunterrieselt, um bei geöffneter Nebendampfentnahme *d* vom Dampf mitgerissen zu werden.

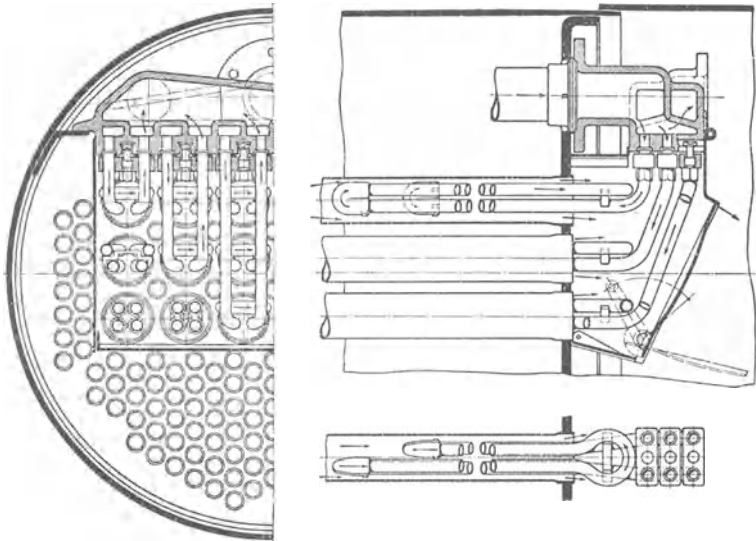


Fig. 102. Rauchrohrüberhitzer. Ausführung: Wilhelm Schmidt.

Der Einbau der Kesselzugüberhitzer wurde bei den einzelnen Kesselbauarten besprochen. Im allgemeinen sollen die Heizgase den Überhitzer, im Interesse des Wärmedurchganges, im Gegenstrom zur Durchflußrichtung des Dampfes bestreichen. Die Regelung der Überhitzungstemperatur, die, wie weiter oben ausgeführt wurde, bei Kesselzugüberhitzern erforderlich werden kann, sucht man in folgender Weise zu erreichen:

4. Dadurch, daß ein Teil des überhitzten Dampfes durch ein nach Art eines Rohrvorwärmers gebautes Gefäß geschickt wird, in dem er Wärme an Sattdampf abgibt. Der so abgekühlte Dampf wird dann mit dem übrigen überhitzten Dampf gemischt. (Sächsische Maschinenfabrik, G. m. b. H., R. Hartmann.)

5. Dadurch, daß ein Teil des überhitzten Dampfes durch einen liegenden Speisewasservorwärmer strömt, der aber stets nur bis zur Mitte mit Wasser gefüllt ist. (Borsig.)

6. Dadurch, daß ein Teil des Sattdampfes mit fein verteiltem, heißen Wasser vermischt wird, ehe er in den Überhitzer gelangt. (Steinmüller Fig. 101.)

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.

Besonders bemerkenswert ist der Einbau von Überhitzern in weitere Heizrohre, sogenannte Rauchrohre, wie er bei Schiffskesseln und Lokomotiven in immer ausgedehnterem Maße angewandt wird. Er hat gegenüber den früher üblichen Rauchkammerüberhitzern den Vorteil, daß sich die einzelnen Rohrelemente leicht auswechseln lassen (Fig. 102).

Die Zentralüberhitzer. Schutz der Überhitzerrohre vor der strahlenden Wärme des Feuers, vor Nachverbrennungen und vor zu hoher Temperatur der sie berührenden Heizgase sind die wichtigsten Erfordernisse, die beim Bau eines besonders gefeuerten Überhitzers zu berücksichtigen sind, denn hiervon hängen dessen Betriebssicherheit und Lebensdauer ab. — Als geeignete Mittel, dies zu erreichen, kommen in Anwendung: Längerer Weg der Gase zwischen dem völlig verdeckten Feuer und den zuerst getroffenen Überhitzerrohren. — Oberluftzuführung, am besten so zu regeln, daß der CO_2 -Gehalt 7 ÷ 8 vH beträgt. — Vorlagerung von Heizflächen oder Vorwärmerflächen. — Führung des Dampfes in dem zuerst getroffenen Teil (etwa $\frac{1}{3}$) des Überhitzers im Gleichstrom mit den Gasen. — Vgl. Fig. 103.

XIII. Die Vorwärmer

bezwecken vor allem die im Dampfbetrieb verloren gehende Wärme für die Dampferzeugung möglichst nutzbar zu machen. Zu diesem Zweck wärmen sie das Speisewasser, ehe es in den Kessel gelangt, an und benutzen dazu als Wärmequelle den Maschinenabdampf oder die Abgase der Kesselfeuerung.

a) Die Abdampfvorwärmer sind zylindrische Gefäße, in die ein Bündel enger Rohre von etwa 40 ÷ 60 mm l. Durchm. bei 1 ÷ 3 m Länge eingebaut ist. — 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. — Bei Auspuffmaschinen läßt sich das Speisewasser so bis auf etwa 90°, bei Kondensationsmaschinen mit Vorteil nur bis auf 45° erwärmen.

Bestimmung der Abmessungen.

Die Größe der Querschnitte. Für die Durchflußgeschwindigkeit des Dampfes durch den Vorwärmer wählt man, im Interesse geringen Strömungswiderstandes:

$$s_d = 7 \div 12 \text{ m,}$$

bezogen auf den Eintrittszustand des Dampfes! Um aber den Wärmedurchgang zu steigern, wendet man neuerdings Geschwindigkeiten

$$s_d \text{ bis zu } 20 \text{ m}$$

an. Ähnliches gilt für die Wassergeschwindigkeiten. Für das Ausfällen des Schlammes sind Wassergeschwindigkeiten

$$s_w = 0,001 \div 0,004 \text{ m}$$

von Vorteil. Sie werden angewandt bei Vorwärmern mit Dampf in den Rohren. Bei solchen mit Wasser in den Rohren findet man vielfach noch

$$s_w = 0,01 \div 0,03 \text{ m,}$$

doch steigert man diese Geschwindigkeit bei modernen Ausführungen ebenfalls bis zu etwa

$$s_w = 0,1 \text{ m.}$$

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

Die Größe der Vorwärmläche H_v in m^2 berechnet sich aus der Gesamtwärme Q kcal, die D' kg Wasser von t_0° auf t_v° C erwärmt, zu:

$$H_v = \frac{Q}{k \cdot \vartheta_m},$$

hierin gilt für k nach Hausbrand bei Rohren aus Kupfer oder Messing:

$$k_m = 750 \sqrt{s_d + s_d' \cdot \sqrt{0,007 + s_w}}$$

und bei eisernen Rohren:

$$k_e = 0,85 \cdot k_m.$$

s_d' bedeutet darin die Geschwindigkeit, mit der der Dampf, falls er nicht völlig kondensiert, den Vorwärmer verläßt. Bei größeren Dampfgeschwindigkeiten kann $s_d' = 0,75 \cdot s_d$ werden.

Der mittlere Temperaturunterschied zwischen Dampf und Wasser, ϑ_m , berechnet sich aus dem Eintritts- und dem Austrittsunterschied ϑ_1 und ϑ_2 zu

$$\vartheta_m = \frac{\vartheta_1 - \vartheta_2}{2,3 \log \frac{\vartheta_1}{\vartheta_2}},$$

wenn mit ϑ_1 der größere der beiden Werte bezeichnet wird. Sieht man die Temperatur im Dampfraum des Vorwärmers t_d annähernd als gleichbleibend an, so ist $\vartheta_1 = t_d - t_0$ und $\vartheta_2 = t_d - t_v$ und somit

$$\vartheta_m = \frac{t_v - t_0}{2,3 \log \frac{t_d - t_0}{t_d - t_v}}.$$

Nach einer Erfahrungsformel macht man vielfach $H_v = (0,06 \div 0,08) \cdot H$ und den Wasserinhalt des Vorwärmers $\frac{D}{4} \div \frac{D}{10}$.

Ausführung der Abdampfvorwärmer. Sie werden einerseits in die Abdampflleitung, meistens von Auspuff-, seltener von Kondensationsmaschinen (zwischen Niederdruckzylinder und Kondensator), andererseits in die Druckleitung der

Speisepumpen eingebaut. Für das äußere Gehäuse und die Rohrböden verwendet man Gußeisen und auch Schmiedeeisen, für die Rohre Kupfer, Messing oder Schmiedeeisen. Das Rohrbündel ist so einzubauen, daß es sich frei ausdehnen

kann. Zur Reinigung muß sich der Vorwärmer auseinander nehmen lassen. Umspült das Wasser die Rohre, so sind diese nur so dicht beieinander anzuordnen, daß eine Entfernung des Kesselsteins zwischen ihnen möglich ist (Fig. 104).

b) Die Rauchgasvorwärmer. Als solche werden, bei Herstellung aus Gußeisen gerade, bei Verwendung von Schmiedeeisen verschiedenartig gebogene Rohre, in Bündeln vereinigt, in den Abgasstrom eingebaut. Ihre Anwendung empfiehlt

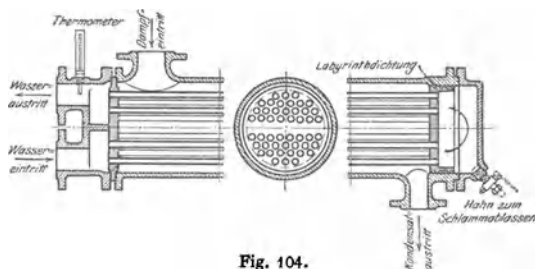


Fig. 104.

sich überall da, wo Abgase von etwa 300° und darüber zur Verfügung stehen. Dies ist z. B. bei modernen Hochleistungskesseln immer der Fall, deshalb werden diese auch stets mit Abgasvorwärmern ausgerüstet. Wegen des größeren Temperaturunterschieds zwischen dem Inhalt des Vorwärmers und den Abgasen nützt man so die Wärme der letzteren besser aus, als es bei Verlängerung des Gasweges an der Kesselheizfläche möglich wäre. — Ein Nachteil dieser Vorwärmer ist, daß sie, je nach Bauart und Größe, die Zugstärke beeinträchtigen (bis zu 5 mm Wassersäule) und dauernd besondere Sorgfalt auf das Reinhalten ihrer Oberfläche zu verwenden ist. Letzteres kann erleichtert werden, indem das Wasser, ehe es in den Rauchgasvorwärmer ge-

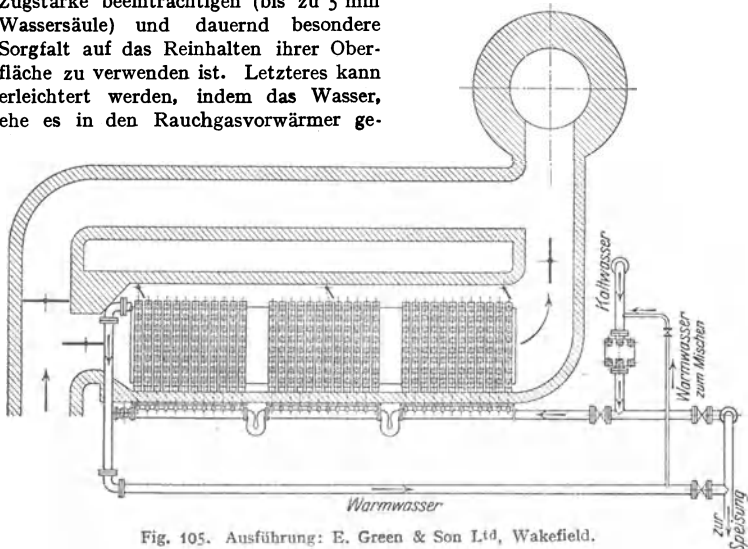


Fig. 105. Ausführung: E. Green & Son Ltd, Wakefield.

langt, im Abdampfvorwärmer oder durch Mischung mit bereits vorgewärmtem Wasser (Fig. 105) 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.

Mit diesem lassen sich Vorwärmtemperaturen bis zu etwa 120° erzielen.

Bestimmung der Abmessungen.

Größe der Querschnitte. Die Wassergeschwindigkeit in den Vorwärmerrohren schwankt zwischen

$$s_w = 0,01 \div 0,001 \text{ m ,}$$

und zwar finden sich die höheren Werte bei schmiedeeisernen, die niedrigeren bei gußeisernen Vorwärmern.

Die Rauchgasgeschwindigkeit soll zwischen den Rohren

$$s_g \geq 6 \text{ m}$$

betragen.

Größe der Vorwärmfläche. Zur Vorwärmung der stündlichen Wassermenge D' steht zur Verfügung: die Wärme Q_g kcal, welche die stündliche Rauchgasmenge von $B \cdot (1 + m \cdot L_{kg})$ kg, bei einer Abkühlung von t_{g1} auf t_{g2} °C, abgibt, vermindert um den Anteil, der durch Leitung und Strahlung verloren geht.

Nun ist:

$$Q_g = B (1 + m L_{kg}) \cdot c_p (t_{g1} - t_{g2}) ,$$

darin ist für Neuanlagen zu setzen: $m = 2$, für L_{kg} der Wert, der sich nach Bd. I S. 561 für eine mittlere Zusammensetzung der zu verfeuernden Kohle ergibt, für $c_p = 0,24$. t_{g_1} ist nach Erfahrungswerten ähnlicher Anlagen zu schätzen, etwa zu $t_{g_1} = 300 \div 400^\circ$, die obere Grenze für Hochleistungen. t_{g_2} bei Schornsteinzug nicht unter 180° , bei künstlichem Zug $t_{g_2} \geq 120^\circ$.

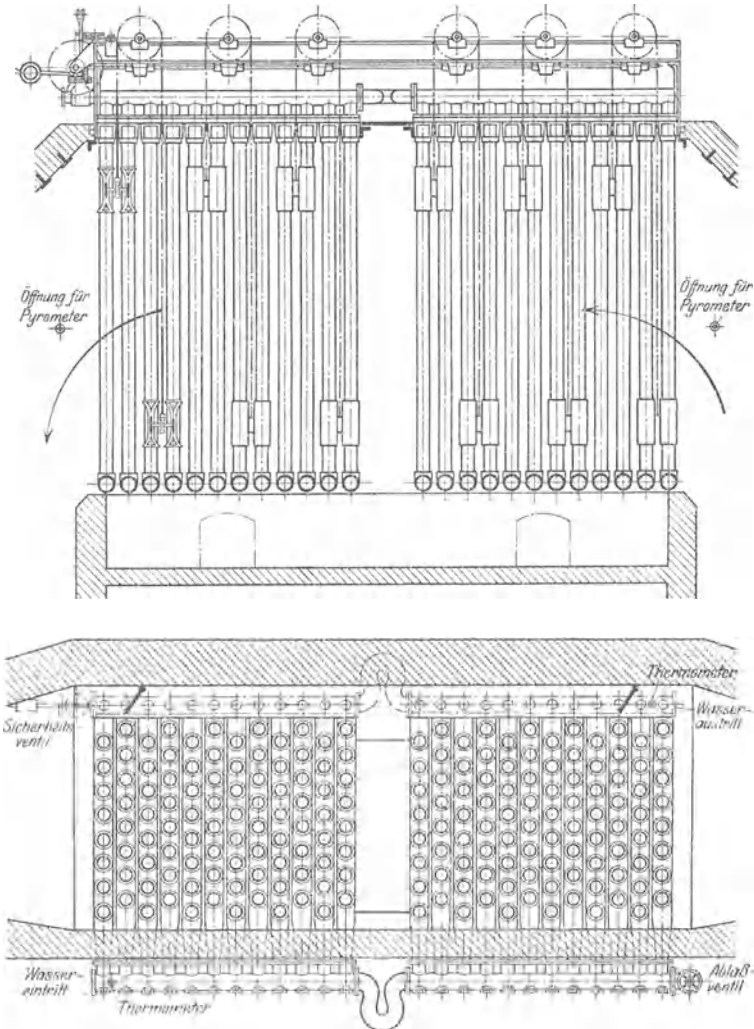


Fig. 106.

Ferner ist die stündlich vom Wasser aufzunehmende Wärmemenge:

$$Q_w = D' \cdot (t_{w_2} - t_{w_1}).$$

Daraus ergibt sich:

$$t_{w_2} = t_{w_1} + \frac{\eta \cdot Q_g}{D'},$$

wenn durch η ($= 0,8 \div 0,9$) der Strahlungsverlust berücksichtigt wird. t_{w_1} ist, wie weiter oben ausgeführt, durch geeignete Einrichtungen möglichst auf 40° zu bringen.

Danach läßt sich für den Einzelfall der mittlere Temperaturunterschied ϑ_m zwischen Gas und Wasser und somit die Größe der Vorwärmfläche aus

$$H_v = \frac{\eta \cdot Q_g}{k \cdot \vartheta_m}$$

berechnen.

Für k ist dabei zu setzen:

$k \approx 10$ für gußeiserne Rohre,

$k \approx 15$ „ schiedeiserne Rohre.

Zu bemerken ist noch, daß sich die Abkühlung der Gase im Mittel zu 2°C für je 10 Wassererwärmung ergibt.

Der Preis für 1 m^2 Vorwärmfläche stellt sich vielfach nicht unerheblich billiger als für 1 m^2 Heizfläche, außerdem ist die Wärmeübertragung an der Vorwärmfläche im allgemeinen größer als an der Heizfläche. Dies führt leicht dazu, die Vorwärmfläche im Verhältnis zur Heizfläche zu groß zu bemessen. Hierdurch aber entsteht, namentlich bei längeren Speisepausen, die Gefahr der Dampfbildung im Vorwärmer. Nach Münzinger¹⁾ kann $\frac{H_v}{H}$ um so größer gewählt werden, je gleichmäßiger die Belastung des Kessels ist und je näher sie der Höchstbelastung liegt.

Der Wasserinhalt der Abgasvorwärmer bewegt sich in den Grenzen $0,5 \div 1,25 \cdot D$. Bei vielen Ausführungen, sowohl mit gußeisernen wie auch mit schmiedeeisernen Rohren, ist er gleich D .

Ausführung der Rauchgasvorwärmer. Sie werden entweder hinter dem Zugschieber im Fuchs als Zentralvorwärmer (Fig. 105) oder im letzten Kesselzug als Einzelvorwärmer aufgestellt (Fig. 92, 93, 94, 96, 97 und 98). Im ersteren Falle

können sie immer mit Umlaufkanal, also aus dem Gasstrom ausschaltbar eingerichtet werden. Dagegen läßt sich mit Einzelvorwärmern, auch bei stark wechselnder Gesamtdampfleistung einer Anlage, eine gleichmäßigere Vorwärmung und bei manchen Kesselbauarten eine Verringerung der Strahlungsverluste erzielen.

Rauchgasvorwärmer aus Gußeisen (Fig. 106, 107) sind als Zentralvorwärmer aber auch als Einzelvorwärmer im Gebrauch. — Als Baustoff wird ein gutes wärmebeständiges Gußeisen verwandt. Daraus stellt man gerade Rohre von $85 \div 100$ mm l. Durchm. bei $2,7 \div 3,5 \div 4$ m Länge her und vereinigt diese zu je $6 \div 8 \div 10 \div 12$ Stück nebeneinander, durch Einpressen der Rohrenden in gemeinsamen Kammern, zu einem Rohrelement. Eine durch 4 teilbare Anzahl solcher Elemente wird hintereinander, die Rohre senkrecht, aufgestellt. Der Zugänglichkeit wegen läßt man zwischen je zwei Gruppen von 8 oder 12 Rohrelementen einen Zwischenraum von etwa 400 mm, ferner bringt man an einer Seite oder in der Mitte einen Längskanal an, der während des Betriebes durch eiserne Zugklappen (Deflektoren) zur Erhöhung der Gasgeschwindigkeit in den Rohrzwischenräumen abgeschlossen wird. — Auf- und abwärts laufende Schaber entfernen von der Rohroberfläche den Rußansatz, der sich in einer unterhalb der Rohrelemente vorgesehenen Rußkammer sam-

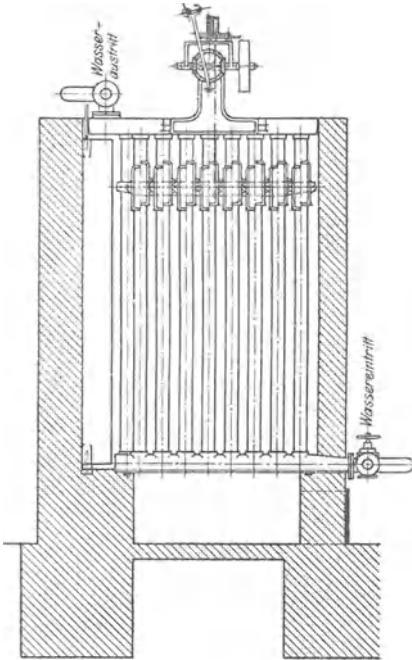


Fig. 107.

¹⁾ Zeitschrift des V. D. I. 1916, S. 956.

melt. Der Antrieb für diese dauernd bewegten Schaber erfordert $\frac{1}{2} \div 3$ PS und wird durch Transmission, besondere Dampfmaschine oder elektrisch bewirkt. — Das Wasser durchläuft den Vorwärmer nach folgenden verschiedenen Schaltungen:

1. Kaltwasser verteilt sich aus einer Längsleitung in alle unteren querliegenden Kammern und steigt aus diesen gleichzeitig in allen senkrechten Rohren empor, um aus den oberen Querkammern, vorgewärmt, in ein oberes Längsrohr zusammenzufließen (Green, Steinmüller).

2. Das Wasser durchläuft das erste Rohrelement abwärts, steigt im zweiten auf und so fort, so daß es sich im Gegenstrom zu den Heizgasen bewegt (Düsseldorfer Ekonomiser).

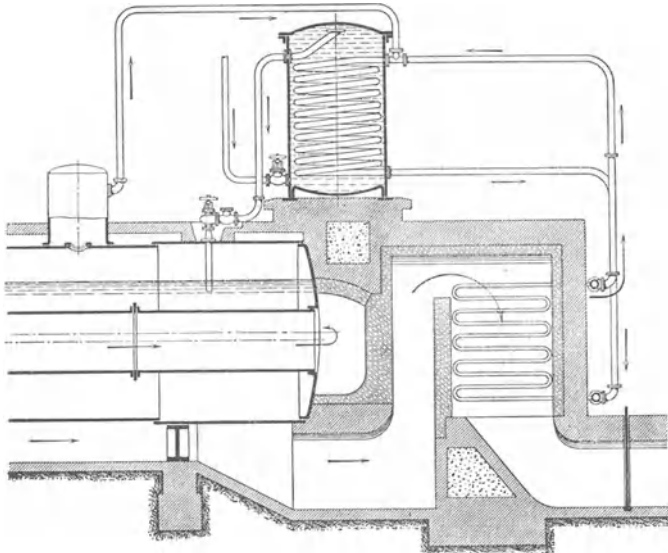


Fig. 108.

3. Das Wasser steigt in einer Gruppe von vier hintereinander liegenden Rohrelementen auf, strömt von deren oberen Kammern durch ein außerhalb des Vorwärmermauerwerks liegendes Rohr in die unteren Kammern der nächsten Gruppe usw., ebenfalls im Gegenstrom zu den Gasen (Krüger).

Ein wesentlicher Vorteil dieser Gegenstromführungen gegenüber dem zuerst genannten Kreuzstrom, der den einfachsten Aufbau des Vorwärmers gestattet, hat sich bisher nicht ergeben.

Rauchgasvorwärmer aus Flußeisen. Die Verwendung schmiedeeiserner Rauchgasvorwärmer in den mannigfachsten Formen ist wesentlich durch die Absicht gefördert worden, jeden Kessel für sich mit einem Vorwärmer zu versehen, um einerseits die Abkühlung der Gase zwischen Kessel und Vorwärmer und des heißen Wassers zwischen Vorwärmer und Kessel möglichst gering zu halten; andererseits bei wechselnder Zahl der im Betriebe befindlichen Kessel auch die Größe der Vorwärmläche der zur Verfügung stehenden Abgasmenge anpassen zu können. Dabei führte vor allem die Rücksicht auf Billigkeit und Raumerparnis zur Verwendung flußeiserner Röhre, trotzdem diese stark durch Abrosten leiden und daher öfter ausgewechselt werden müssen. Diesen Nachteil sucht man durch die Wahl geeigneter Vorwärmerbau-

arten zu verringern, auch ist man vereinzelt bestrebt gewesen, die Haltbarkeit der Rohre zu erhöhen, indem man sie außen und innen verzinkte. Am wenigsten leiden die Rohre, wenn gut entlüftetes, ölfreies Kondensat hineingelangt, das bereits eine Temperatur von mindestens 30° hat. R. Hartmann erreicht das letztere dadurch, daß er das in den Vorwärmer eintretende kalte Wasser, ehe es in die Rohre gelangt, mit einem Teil des schon vorgewärmten Wassers mischt.

Der Durchmesser der Rohre ist hier meistens gering, $30 \div 50$ mm i. L. Zur Verbindung der einzelnen Rohre unter einander dienen gußeiserne Kammern, genietete Walzenkessel von $800 \div 1200$ mm Durchm. oder gemeinsame flache, geschweißte Kammern. Immer fehlen die Rußschaber. Den losen Belag auf der Rohraußenfläche sucht man durch Abblasen mit Dampf zu entfernen.

Der Schmidtsche Rauchgasvorwärmer (Fig. 108) erwärmt das Speisewasser mittelbar. An den eigentlichen Abgasvorwärmer, einem System flußeiserner Rohre von $25 \div 40$ mm l. Durchm., schließt sich eine Ringleitung an, in die eine kupferne Heizschlange eingeschaltet ist. In diesem Ringe läuft ständig Kondenswasser um, indem das heiße Wasser aus den Abgasvorwärmerschlangen emporsteigt, seine Wärme im Vorwärmgefäß an das an der kupfernen Heizschlange im Gegenstrom vorbeigeführte Speisewasser abgibt, um zum Abgasvorwärmer zurückzukehren. — Die Abmessungen sind so gewählt, daß für je 1 kg Speisewasser 2 kg Heizwasser in das Vorwärmgefäß gelangen.

Vorzüge. Kein Kesselstein in den Rohren des Rauchgasvorwärmers, kein Rußansatz, da stets heißes Wasser durchströmt, also stets gleich guter Wärmedurchgang. Kein Anrosten der Rohre im Innern, da nur luft- und kohlenäurefreies Wasser hindurchfließt.

XIV. Die Wärmespeicher.

Nach Abschnitt XI (S. 50) ist ein im Verhältnis zur Heizfläche großer Wasserinhalt des Kessels von besonderem Wert bei ungleichmäßiger Dampfantnahme. Aber selbst bei Großraumkesseln bedingen große Leistungsschwankungen Veränderungen im Feuerungsbetriebe und in der Speisung. Gleichmäßig hoher Wirkungsgrad jedoch nur erreichbar, wenn möglichst andauernd Beharrungszustand in Wärme- und Speisewasserzuführung gehalten wird. Dazu Wärmespeicher außerhalb des Kessels erforderlich. Von diesen ist der Dampfspeicher des Dr.-Ing. Ruths, Stockholm wegen seiner vielseitigen Verwendbarkeit von allgemeiner Bedeutung: Ein bis zu 95 vH mit Wasser gefüllter Behälter speichert überschüssigen Dampf auf. Dabei wächst der Druck im Behälter allmählich an, um langsam wieder abzunehmen, falls bei Dampfmangel wieder Dampf abgegeben wird. Grenzen zwischen Behälterhöchstdruck und Entladedruck ziemlich weit auseinander, z. B. 7 bis herunter zu $1,5 \text{ at}_a$. Dadurch Vergrößerung der Speicherwirkung auf ein Maß, das auch mit dem besten Großraumkessel nicht zu erzielen. Bei genügender Speichergröße können trotz großer Belastungsschwankungen z. B. in Betrieben, wo Kleinraumkessel Dampf für Kraft- und für Kochzwecke zu liefern haben, Zugstärke, Brennstoff- und Speisewasserzufuhr tagelang unverändert bleiben. (Vgl. die im Selbstverlag der Aktiebolaget Vaporackumulator, Stockholm, erschienene Druckschrift „Der Ruths-Dampfspeicher“.) Die Speicher sind dazu für ein Ladevermögen von 5000 bis 20 000 kg Dampf ausgeführt worden, was je nach den zuzulassenden Druckgrenzen einem Speicherraum bis zu 600 m^3 entspricht. — Konstruktion des Ruthsspeichers s. Fig. 109. Behälter aus Kesselblech zusammengenietet, mit starker Isolierschicht versehen, um ihn im Freien aufstellen zu können. V Luftbahn mit selbsttätiger Sicherung gegen Vakuum. S S Sicherheitsventile. Steigt der Druck in der angeschlossenen Dampfleitung, so öffnet sich Rückschlagventil *a* und der Dampf strömt durch Absperrventil *l* in das Verteilungsrohr *f*. Die von diesem

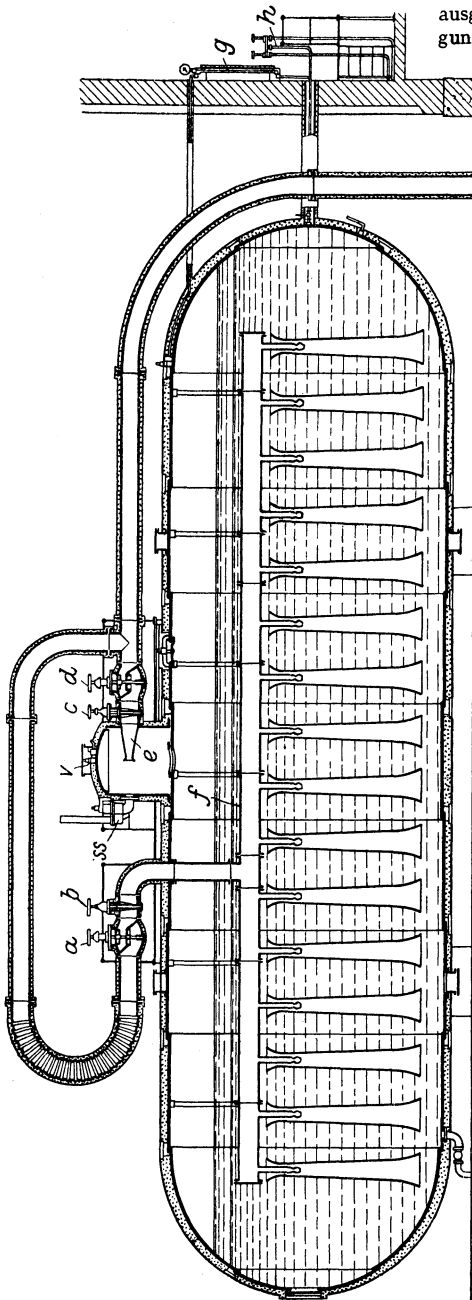


Fig. 109. Ruths-Dampfspeicher.

ausgehenden Strahldüsen sind zur Erzeugung eines Wasserumlaufes von Diffusor-

rohren umgeben. Sinkt der Druck in der Leitung, so öffnet sich Ventil *d* und der im Speicher sich bildende Dampf strömt durch Lavaldüse *e* und Absperrventil *c* aus.

Durch die für den Düsenquerschnitt gewählten Abmessungen wird die austretende Dampfmenge nach oben hin begrenzt. Das ist nötig, um bei plötzlicher Entnahme großer Dampfmenigen Überkochen des Speicherinhaltes zu verhindern. Wasserstandszeiger *g*, mit Teilung versehen, die die Höhe des für die verschiedenen Speicherdrucke erforderlichen Wasserstandes angibt, so daß durch Vergleich mit dem Manometer sofort erkannt werden kann, ob Wasser zu- oder abzulassen ist. Dazu Wasserstandsregler *h*, der an die Speisepumpe und auch durch eine Ablaßleitung an den Speisewasserbehälter angeschlossen ist. — Zu etwaiger Aufspeicherung von Überhitzungswärme Gefäße den Speichern vorgeschaltet, in denen zuströmender Dampf Wärme an gußeiserne Platten abgibt, so daß Entladedampf sich dort wieder überhitzen kann.

Wirkungsweise eines Ruths-speichers dargestellt in Fig. 110.

Besonders hervorzuheben: Regelventil *X* (Patent Ragnar Carlstedt, Stockholm), das von drei Stellen aus durch hydraulische Fernsteuerung mittels Servomotors betätigt wird. Es wird geöffnet bei ansteigendem Kesseldruck durch Hilfsleitung l_1 , ferner wenn p_2 (s. Fig.) auf 1.45 at_a gesunken ist, durch Leitung *l*. Dagegen geschlossen durch l_2 , kurz bevor Höchstdruck im Speicher.

Die Speicher lassen sich nicht nur zum Ausgleich der Schwankungen von Heiz- und Kochdampfmen- gen, sondern auch von solchen im Dampfverbrauch von Kraftmaschinen anwenden. Beispiel in Fig. 111. Regler X_1 vergrößert Hoch-

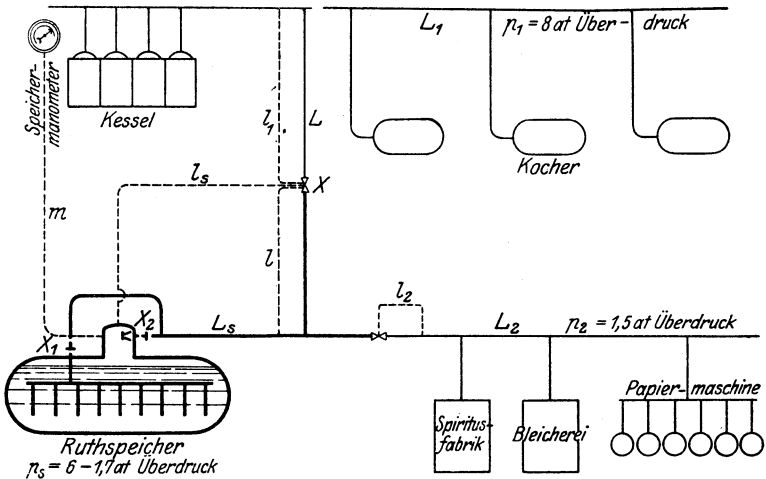


Fig. 110. Schaltungsschema des Dampfspeichers in der Zellstofffabrik zu Edsvalla (Schweden).

druckfüllung bei steigendem Kesseldruck. Regulator C wirkt zunächst auf Niederdruckfüllung, erst wenn diese fast 0, auch auf Hochdruck. Anzapfdampf strömt in den Speicher oder unmittelbar in die Sudhausleitung L_2 . Regler X_2 wird, wie oben angegeben, von 3 Stellen aus beeinflusst, er wird vom Kesseldruck erst geöffnet, wenn X_1 ganz offen.

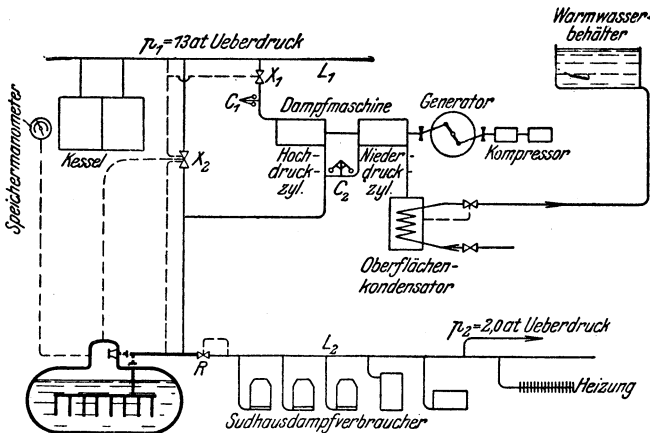


Fig. 111. Schaltungsschema des Dampfspeichers in der Hamburger Brauerei zu Stockholm.

XV. Einzelheiten aus dem Kesselbau.

Bei der Bemessung der einzelnen Kesselschüsse ist zu beachten, daß von den Walzwerken ein Grundpreis für die Bleche gefordert wird, solange sie eine

bestimmte Größe nicht überschreiten. Schulz-Knaut, Essen läßt den Grundpreis für folgende normale Maße und Gewichte gelten:

bei einer Dicke von	Breite' und Durchmesser bis zu mm	Fläche bis zu m ²	Gewicht bis zu kg
5 bis unter 6 mm	1600	6	500
6 „ „ 7 „	1700	7	600
7 „ „ 8 „	1800	8	700
8 „ „ 9 „	1900	9	800
9 „ „ 10 „	2000	10	900
10 „ „ 15 „	2200	12	1250
15 „ „ 25 „	2400	15	2500
25 mm und darüber	2700	20	3500

Die Stärke der im Kesselbau verwendeten Bleche darf nicht unter 7 mm betragen. Die größte Stärke ist etwa 30 mm.

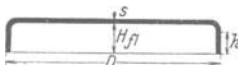


Fig. 112.

a) Einzeltelle.
Normalböden. (Schulz-Knaut.)

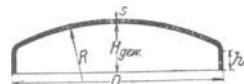


Fig. 113.

I. Volle Böden.

(Werden auch auf Bestellung mit eingepreßten Mannlöchern versehen.)
Für einreihige Rundnaht.

D	h ¹⁾	H _{fl.} ¹⁾	H _{gew.} ¹⁾	R	s ²⁾	D	h ¹⁾	H _{fl.} ¹⁾	H _{gew.} ²⁾	R	s ²⁾
300	65	90	110	400	6 ÷ 16	1450	80	125	240	1700	8 ÷ 26
350	65	90	115	500	6 ÷ 16	1500	80	125	270	1800	9 ÷ 26
400	65	90	120	550	6 ÷ 16	1550	80	125	270	1800	9 ÷ 26
450	65	95	125	600	6 ÷ 16	1600	80	125	270	2000	10 ÷ 26
500	65	95	135	650	6 ÷ 16	1650	80	125	275	2000	10 ÷ 26
550	65	105	135	700	6 ÷ 16	1700	80	125	275	2200	10 ÷ 26
600	65	105	160	750	6 ÷ 16	1750	80	130	275	2200	11 ÷ 26
650	65	105	175	800	6 ÷ 26	1800	80	130	275	2400	11 ÷ 26
700	65	105	175	850	6 ÷ 26	1850	85	130	275	2400	12 ÷ 26
750	65	105	175	900	6 ÷ 26	1900	85	130	290	2600	12 ÷ 26
800	70	110	185	950	6 ÷ 26	1950	85	130	300	2600	13 ÷ 26
850	70	110	185	1000	6 ÷ 26	2000	90	130	300	2800	13 ÷ 26
900	70	110	200	1100	6 ÷ 26	2100	90	130	300	3300	13 ÷ 26
950	70	110	200	1200	6 ÷ 26	2200	90	130	300	3300	14 ÷ 26
1000	70	110	200	1300	6 ÷ 26	2300	90	130	315	3300	15 ÷ 26
1050	70	110	205	1400	6 ÷ 26	2400	90	130	330	3300	15 ÷ 26
1100	70	115	215	1400	6 ÷ 26	2500	90	130	350	3300	15 ÷ 26
1150	70	115	215	1450	6 ÷ 26	2600	90	130	370	3300	15 ÷ 26
1200	75	115	230	1500	6 ÷ 26	2700	90	130	380	3500	15 ÷ 26
1250	75	115	230	1600	7 ÷ 26	2800	90	130	400	3500	15 ÷ 26
1300	75	115	230	1600	7 ÷ 26	2900	90	130	420	3500	15 ÷ 26
1350	75	120	235	1700	8 ÷ 26	3000	90	130	445	3500	15 ÷ 26
1400	75	120	235	1700	8 ÷ 26						

¹⁾ Für Blechstärken unter 9 mm ist h, H_{fl.}, H_{gew.} um 25 mm kleiner.

²⁾ Die angegebenen Werte beziehen sich auf normale Blechstärken, für die der Grundpreis für Böden gilt.

2. Böden für Heizrohrkessel.

Für einreihige Rundnaht.

D	H	h	a	b	R	s
2000	310	135	450	825	875	25 ÷ 30
2100	350	135	475	825	925	25 ÷ 30
2200	355	140	500	850	975	25 ÷ 30
2300	360	145	525	850	1025	25 ÷ 30
2400	360	145	550	900	1075	25 ÷ 30

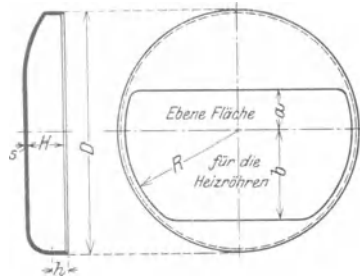


Fig. 114.

3. Böden für Einflammrohrkessel.

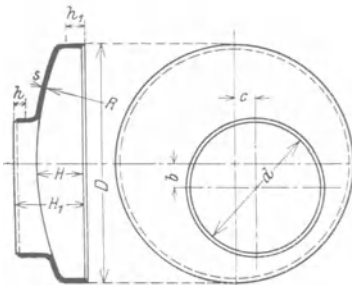


Fig. 115.

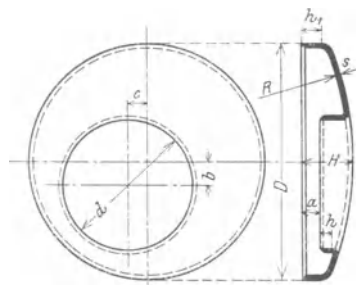


Fig. 116.

Für einreihige Rundnaht.

D	H	H ₁	a	h	h ₁	R	s
1300	230	340	45	70	75	1600	15 ÷ 20
1350	235	340	45	70	75	1700	15 ÷ 20
1400	235	340	45	70	75	1700	15 ÷ 20
1450	235	350	45	70	75	1700	15 ÷ 20
1500	270	365	50	70	80	1800	16 ÷ 23
1550	270	375	55	70	80	1800	16 ÷ 23
1600	270	390	65	70	80	2000	17 ÷ 23
1650	275	390	65	75	80	2000	17 ÷ 23
1700	275	400	65	75	80	2200	17 ÷ 24
1750	275	400	65	75	80	2200	17 ÷ 24
1800	275	400	70	75	80	2400	18 ÷ 25
1850	275	405	70	75	85	2400	18 ÷ 25
1900	290	410	75	75	85	2600	18 ÷ 25
1950	300	410	75	75	85	2600	18 ÷ 25
2000	300	410	75	80	90	2800	18 ÷ 25
2100	310	410	75	80	90	3000	18 ÷ 25
2200	325	410	75	80	90	3000	18 ÷ 25
2300	345	420	75	80	90	3000	18 ÷ 25
2400	365	425	75	80	90	3000	18 ÷ 25
2500	385	430	75	80	90	3000	18 ÷ 25

Die Maße b, c und d werden nach Angabe ausgeführt.

4. Böden für Zweiflammrohrkessel.

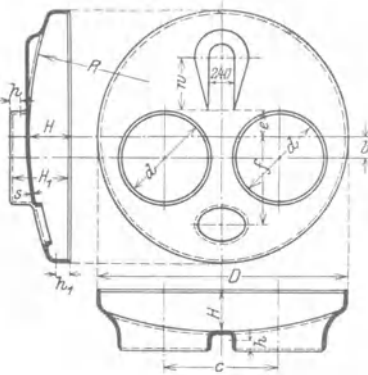


Fig. 117.

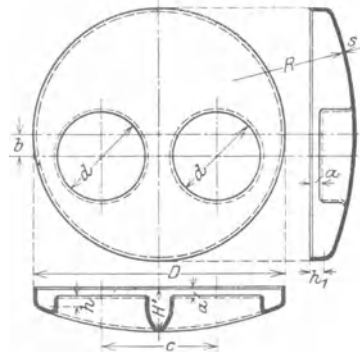


Fig. 118.

Für einreihige Rundnaht.

D	1800	1900	2000	2100	2200	2300	2400	2500
d	650	725	750	775	825	875	925	975
	625	700	725	750	800	850	900	950
	600	675	700	725	775	825	875	925
	575	650	675	700	750	800	850	900
	600	650	650	675	725	775	825	875
H	295	330	320	335	355	375	395	400
H ₁	445	465	455	470	490	515	535	545
H'	285	310	295	305	320	340	355	360
h	75	75	75	75	75	80	80	80
h ₁	90	90	90	90	90	90	90	90
a	60	65	65	65	60	55	55	55
b	110	115	130	140	150	160	160	160
c	825	875	925	970	1040	1085	1140	1180
e	220	230	260	260	350	390	425	470
f	600	650	700	700	750	810	810	925
R	2400	2500	3000	3000	3000	3000	3000	3000
s	20 ÷ 22	20 ÷ 22	20 ÷ 25	20 ÷ 25	20 ÷ 25	20 ÷ 25	20 ÷ 25	22 ÷ 25
w	450	450	450	450	450	450	450	450

Für zweireihige Rundnaht wird H; H₁; H'; h₁; a um 35 mm größer.

5. Böden für Dreiflammrohrkessel.

Durchmesser	2500	2600	2700	2800	2900	3000
Wandstärke	22 ÷ 28					
Wölbungshalbmesser .	3000	3000	3300	3300	3300	3300

6. Domböden mit Mannloch.

(Fig. 119)

Durchmesser	500	600	650	700	750	800	850	900	950
Wölbungshalbmesser .	650	750	800	850	900	950	1000	1100	1200

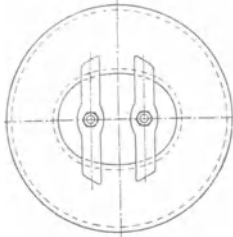
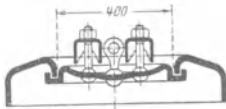


Fig. 119.

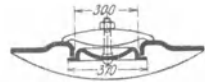
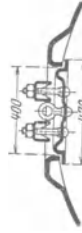
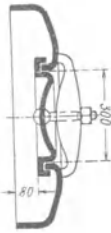


Fig. 120.

Mannlochplatten (Fig. 120) zum Aufnieten auf den Kesselmantel werden in verschiedenen Ausführungen und für die verschiedenen Manteldurchmesser passend fertig geliefert. Allgemein ist für Mannlöcher festgesetzt: Lichtweite: 300×400 mm, in Ausnahmefällen 280×380 mm. Sie sind durch Innenschluß zu dichten. Die Ränder des Deckels sind so zu gestalten, daß die Pakung nicht herausgedrückt werden kann. Die Bolzen der Deckelschrauben (von $1\frac{1}{8}$ " Durchm.) sind im Deckel einzuschrauben und zu vernieten. Für Deckel und Bügel darf Gußeisen, auch getempert, nicht verwendet werden.

Wellen-Flammrohre.

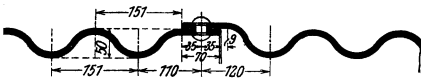


Fig. 121. Fox-Wellrohr.

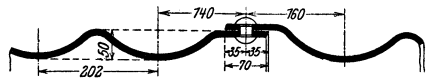


Fig. 122. Morison-Wellrohr.

Kleinsten Innendurchmesser	Größter Außendurchmesser	Blechstärke
700	800	10 ÷ 14
750	850	10 ÷ 14
800	900	10 ÷ 16
850	950	10 ÷ 16
900	1000	10 ÷ 18
950	1050	10 ÷ 18
1000	1100	10,5 ÷ 20
1050	1150	10,5 ÷ 20
1100	1200	10,5 ÷ 20
1150	1250	10,5 ÷ 20
1200	1300	11 ÷ 20
1250	1350	11 ÷ 20
1300	1400	11,5 ÷ 20
1350	1450	11,5 ÷ 20
1400	1500	11,5 ÷ 20

Größe Längen etwa 6 m. Die Enden werden nach Wunsch, entweder aufgeweitet, eingezogen oder aufgefächert geliefert.

1 lfd. m Wellrohr wiegt:

Durchmesser . . .	700	750	800	850	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250
	800	650	900	950	1000	1050	1100	1150	1200	1250	1400	1350
Blechstärke . . .	10	10	10	10	10	10	10,5	10,5	10,5	10,5	11	11
Gewicht in kg . .	210	235	250	265	280	295	310	335	360	375	390	415

Heizröhre überlappt geschweißt oder nahtlos gewalzt, erhalten die folgenden Wandstärken:

Äußerer Durchmesser	Wandstärke	Äußerer Durchmesser	Wandstärke	Äußerer Durchmesser	Wandstärke
38	2,00	63,5	3,00	127	4,25
41,5	2,50	70	3,00	140	4,50
44,5	2,50	76	3,00	152	4,50
47,5	2,50	83	3,50	165	4,50
51	2,75	89	3,50	178	4,50
54	2,75	95	3,50	191	5,50
57	2,75	102	3,75	203	6,00
60	3,00	114	3,75		

Die Wandstärken werden auch bis 3 mm stärker, in Abstufungen von $\frac{1}{4}$ mm, hergestellt, dabei bleibt der äußere Durchmesser unverändert. (Ankerrohre.)

Für Lokomotiv- und für Schiffskessel verwendet man neuerdings auch gewellte Heizrohre, die von den Mannesmann-Röhrenwerken in Düsseldorf mit 60 ÷ 144 mm Außendurchmesser angefertigt werden.

Wasserrohre. In bezug auf die Wandstärke der Wasserrohre bestimmen die Materialvorschriften der A. P. B. folgendes:

Äußerer Durchmesser	Wandstärke für	
	überlappt geschweißte Rohre aus Schweißisen oder Flußeisen	nahtlose Rohre aus Flußeisen
bis 30	3,00	1,80
über 30 „ 50	3,00	2,00
„ 50 „ 57	3,00	2,50
„ 57 „ 60	3,00	2,75
„ 60 „ 83	3,00	3,00
„ 83 „ 102	3,25	3,25
„ 102 „ 121	3,75	3,75
„ 121 „ 140	4,00	4,00
„ 140 „ 191	4,50	4,50
„ 191 „ 216	5,50	5,50

Ferner können fertig bezogen werden: Böden und Rohrwände für Lokomotiven und Lokomobilen, geschweißte Wasserstands- und Verbindungsstutzen, Flammrohrschüsse und ähnliches mehr.

Der Kesselmantel soll möglichst aus einer ungeraden Anzahl von Schüssen bestehen, um konische Schüsse zu vermeiden. Jeder Schuß erhält tunlichst nur eine mindestens zweireihige Längsnaht. Auch die Rundnähte macht man bei Kesseldurchmessern von mehr als 1200 mm und für mehr als 8 at Betriebsdruck zweireihig. Alle Nähte werden gewöhnlich überlappt genietet, nur bei größeren Durchmessern (etwa über 2 m) und höheren Drucken nietet man die Längsnahte mit Innen- und Außenlasche (Nietungen siehe Bd. 1, Maschinenteile).

b) Verbindungen einzelner Kesselteile.

Mantel mit Boden. Gewöhnlich nach Fig. 123, nur bei nicht beheizten Mänteln, z. B. bei Lokomotiven, Lokomobilen und Schiffskesseln wendet man eine Zusammenfügung nach Fig. 124 an, da sie sich bequem durch maschinelle Nietung herstellen läßt. Bei ausziehbaren Kesseln werden noch Winkelringe nach Fig. 125 zwischen Mantel und Boden eingietet.

Boden mit Flammrohr. Fig. 126 und 127.

Dommantel mit Kesselmantel und Domboden (Fig. 128). Für einen Betriebsdruck von mehr als 8 at wird der Dom zweireihig auf den Kessel-

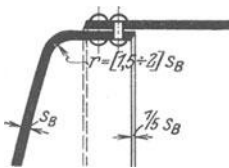


Fig. 123.

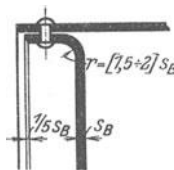


Fig. 124.



Fig. 126.
Aushalsung.



Fig. 127.
Einhalsung.

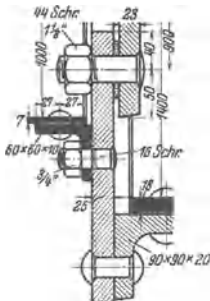


Fig. 125.

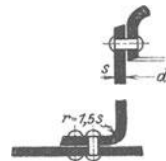
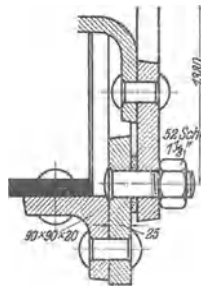


Fig. 128.

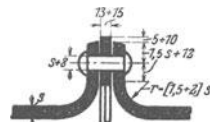


Fig. 129.

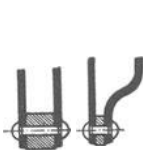


Fig. 130. Fig. 131.

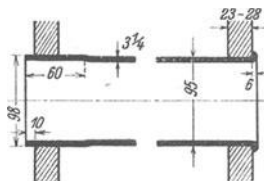


Fig. 132.

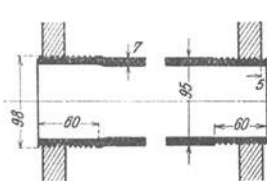


Fig. 133.

mantel aufgenietet. Die Längsnaht des Dommantels wird entweder ganz oder doch wenigstens so weit, als sie in der unteren Krümmung liegt, durch Schweißung hergestellt. Die Blechstärke der Dommäntel wählt man stärker, als sie die Festigkeitsrechnung ergeben würde, und zwar:

Domdurchmesser	700	800	900
Mantelblechstärke	10 ÷ 12	12 ÷ 14	14 ÷ 16

Verbindung von Flammrohrschüssen. Bei Wellrohren werden die Schüsse meistens glatt überlappt, einreihig zusammengenietet (vgl. Fig. 121 und 122); dagegen werden glatte Schüsse jetzt fast ausschließlich durch Adamson-Ringe (Fig. 129) miteinander verbunden.

Vorteil: Sie lassen sich sehr bequem maschinell nieten und kein Niet der Verbindung liegt im Feuer.

Verbindung der inneren mit der äußeren Feuerbüchse oder mit dem Kesselmantel: Fig. 130 und 131.

Befestigung der Heizrohre in den Rohrböden. Gewöhnlich werden die Rohre nur eingewalzt, und zwar in glatte Löcher (Fig. 132). Die Enden, gegen welche die Flammen oder der heiße Gasstrom trifft, werden umgebördelt. — Ankerrohre dagegen werden nach Fig. 133 durch Einschrauben in den Rohrwänden befestigt. Dazu muß natürlich das Gewinde in der einen Wand eine Fortsetzung desjenigen in der anderen Wand sein! Rohrstärke mindestens 5 mm.

Anker.

Längsanker zwischen ebenen Wänden.

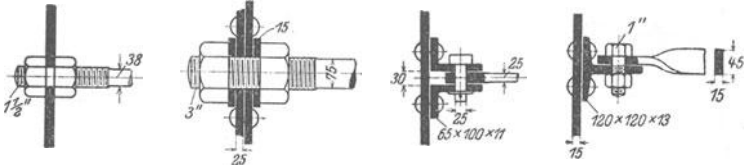


Fig. 134. Fig. 135. Fig. 136. Fig. 137.

Stehbolzen zwischen nahe beieinander liegenden Wänden.

Gewöhnlich aus Eisen (Fig. 138), nur für Lokomotiven aus Kupfer (Fig. 139). Sie werden in beide Wände eingeschraubt und dann mit Schließköpfen versehen.

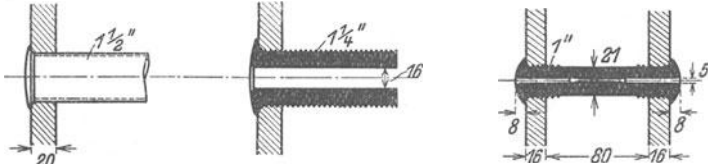


Fig. 138. Fig. 139.

Bei Wasserkammern werden sie zum Teil ganz durchgebohrt, um die Wasserrohre nahe der Kammer mittels Dampfstrahles von losem Ruß- und Aschenansatz reinigen zu können. Bei Lokomotivkesseln soll die nicht durchgehende Anbohrung das Abreißen des Stehbolzens zwischen den Wänden durch einen austretenden Wasserstrahl äußerlich erkennbar machen.

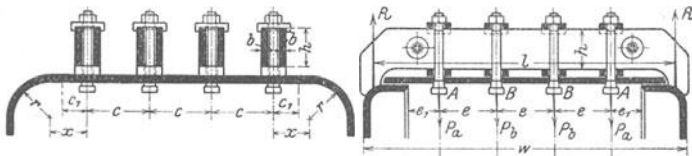
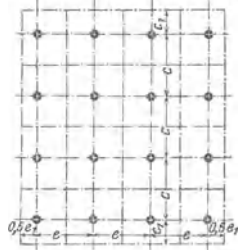
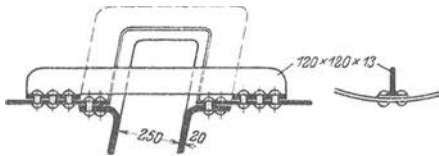


Fig. 140.

Decken- oder Barrenträger (Fig. 140) werden hauptsächlich auf den ebenen Decken der Verbrennungskammern von Schiffskesseln und denen der Feuerbüchsen von Lokomobilkesseln angewendet. Die ebenen Feuerbüchsendecken von Lokomotivkesseln werden durch längere Rundanker, die nach Art der Stehbolzen eingesetzt werden, gegen den äußeren Kesselmantel versteift.



Verankerung des Ausschnitts über dem Wasserkammerhals.



Putzloch-Verschlüsse werden hauptsächlich in den Wasserkammern vor jedem Wasserrohr und in Überhitzerkammern gebraucht. Die Deckel werden am besten

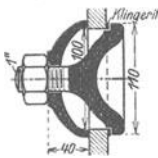


Fig. 142.

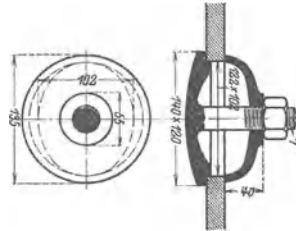


Fig. 143.

stets aus Flußeisen hergestellt. Fig. 142 zeigt eine Ausführung, bei der die Deckel durch besondere ovale Handlöcher (Fig. 143) von innen einzusetzen sind.

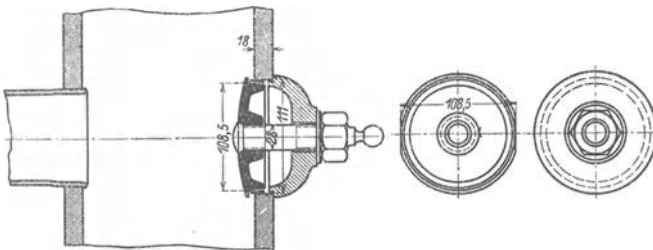


Fig. 144.

Fig. 144 stellt einen Verschluss dar, bei dem der Deckel seitlich abgeflacht ist, so daß er leicht von außen eingebracht werden kann. Nachträglich wird der Kupfer-ring, der sich federnd etwas zusammendrücken läßt, hindurchgeschoben, um auf

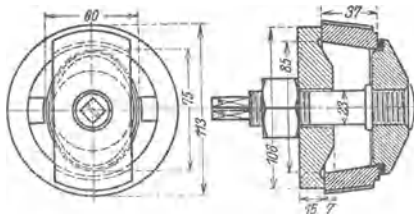


Fig. 145.

die Dichtungsfläche des Deckels gelegt zu werden. Bei nicht befahrbaren Kesseln bringt man Reinigungsöffnungen an, die nach Art der Handlöcher (Fig. 143) oder der Reinigungsluken (Fig. 145) hergestellt werden.

XVI. Festigkeitsrechnungen.

Auf Grund der „Materialvorschriften“ und der „Bauvorschriften“ für die Land- und für die Schiffsdampfkessel, die als Anlagen¹⁾ der A. P. B. am 17. Dezember 1908 für das Deutsche Reich erlassen wurden, ist bei der Berechnung der Kesselteile folgendes zu beachten:

a) Die Bleche.

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:

Bezeichnung des Baustoffs	Verwendungszweck	Bruchfestigkeit kg/mm ²	Berechnungs- festig- keit K_z	Zerreidehnung in vH mindestens
Schweißeisen Feuerblech	Für Kesselwandungen im ersten Feuer	Längs- Quer- Faser	die geringste nach- gewiesene	Längs- Quer- Faser
		36 ÷ 40 34 ÷ 40		20 15
Brdelblech	Für alle übrigen Wan- dungen	35 ÷ 40 33 ÷ 40		15 12
Flußeisen I	Für Wandungen im ersten Feuer und für Brdelarbeiten	34 ÷ 41	36	28 bei 34 kg Festk. 27 „ 35 26 „ 36 25 „ 37 ÷ 41
„ II	Für alle übrigen Wandungen	40 ÷ 47	40	24 „ 42 23 „ 43
„ III	Für alle übrigen Wandungen	44 ÷ 51	44	22 „ 44 21 „ 45 20 „ 46 ÷ 51

Als Festigkeit des Kupfers kann, wenn nicht höher nachgewiesen: 22 kg/mm² bei Temperaturen bis zu 120° C gesetzt werden, für weitere je 20° C 1 kg/mm² weniger. Bei Temperaturen über 250° soll Kupfer nicht verwendet werden.

b) Zusammenfügung der Bleche.

Nietung s. Bd. I, Maschinenteile.

Schweißung: Die Festigkeit berlappter Schweißnähte kann zu 0,7 derjenigen des vollen Bleches gerechnet werden.

c) Blechstärken zylindrischer Kesselwandungen.

Auf inneren Druck:

Bezeichnet D in mm den inneren Durchmesser eines zylindrischen Mantels,

s „ mm seine Blechstärke,

p „ kg/cm² den genehmigten höchsten Betriebsdruck,

K_z „ kg/mm² die nach obiger Tafel in Rechnung zu ziehende Zugfestigkeit des Bleches,

\ominus den Sicherheitsgrad $\frac{K_z}{k_z}$ gegen Zerreißen,

φ 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:

$$s = \frac{D \cdot p \cdot \ominus}{200 \cdot \varphi \cdot K_z} + 1.$$

Die Werte für φ siehe Bd. I, Maschinenteile für nahtlose Schüsse kann $\varphi = 1$ gesetzt werden.

Zulässige Werte für \ominus :

	Hand- nietung	Maschinen- nietung
1. Genietete Schüsse:		
berlappt oder einseitig gelascht	4,75	4,5
doppeltgelascht, eine Lasche 2reihig die andere nur 1reihig	4,35	4,1
„ beide Laschen mindestens 2reihig	4,25	4,0
2. Geschweißte Schüsse		4,5
3. Nahtlose Schüsse		4,0

¹⁾ Jaeger, Dampfkesselbestimmungen. Berlin 1910, S. 112, 142, 199, 216.

Auf äußeren Druck:

Die Rechnung ist für Flammrohre und flammrohrartige Feuerbüchsen durchzuführen.

Bezeichnungen außer den obigen:

d in mm der mittlere innere Durchmesser zylindrischer oder konischer Flammrohrschüsse,

l „ mm die Länge des unversteiften Rohres oder die größte Entfernung zweier aufeinanderfolgender wirksamer¹⁾ Versteifungen (meistens Adamsonringe nach Fig. 129),

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

Für Wellrohre wird $l = 0$, und somit:

$$s = \frac{p \cdot d}{1200} + 2,$$

wenn d in mm den kleinsten inneren Flammrohrdurchmesser bedeutet. Diese Formel gilt auch im Schiffskesselbau für Wellrohre; dagegen gilt dort für glatte Rohre:

$$s = 0,00375 \cdot \sqrt{p \cdot d \cdot l},$$

und wenn $\frac{p \cdot d}{l} > 5$ ist:

$$s = \frac{p \cdot d}{1000} + \frac{l}{300}.$$

d) Blechstärken ebener Wandungen.

1. In flußeiserner Wand sind Anker regelmäßig verteilt (Fig. 146).

Bezeichnet man mit a_s und b_s in mm die Seiten der Rechtecke, in deren Ecken die zur Versteifung dienenden Anker oder Stehbolzen angebracht sind, so ist die Blechstärke s in mm zu machen:

$$s = c \cdot \sqrt{p \cdot (a_s^2 + b_s^2)},$$

darin ist für die Zahl c zu setzen:

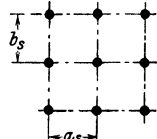


Fig. 146.

Werte für c .

Ausführung der Anker	Die Wand liegt:	
	heizgasberührt und wasserbespült	nicht heizgasberührt
eingeschraubt und vernietet	0,017	0,015
eingeschraubt und außen mit Mutter versehen . .	0,0155	0,0135
Ankerrohre, beiderseits eingeschraubt	0,014	
Mit Mutter versehen, außerdem an der Durchführungsstelle außen und innen Verstärkungsstreifen auf der Wand	heizgasberührt und dampfbespült	nicht heizgasberührt
Durchmesser der Scheibe: $\varnothing = \frac{2}{5} \cdot a_s$ }	0,0143	0,013
Stärke der Scheibe: $s_1 = \frac{2}{3} \cdot s$ }		
$\varnothing = \frac{3}{5} \cdot a_s$ }		
$s_1 = \frac{5}{6} \cdot s$ }		
$\varnothing = \frac{4}{5} \cdot a_s$ }	0,0121	0,011
$s_1 = s$ }		

¹⁾ Jaeger, S. 149 u. f.

2. In flußeiserner Wand sind Anker unregelmäßig verteilt (Fig. 147):



Fig. 147.

$$s = c \cdot \frac{e_1 + e_2}{2} \cdot \sqrt{p},$$

wenn für c die obigen Werte und für e_1 und e_2 in mm die Abmessungen nach Fig. 147 eingesetzt werden.

3. Aderweitig verankerte flußeiserne Wände:

$$s = 0,017 \cdot d \cdot \sqrt{p},$$

worin d in mm den Durchmesser des größten Kreises bedeutet, den man auf der Wand zeichnen kann, ohne daß eine Befestigungsstelle einer Verankerung innerhalb der Kreisfläche fällt. Bodenkrimpungen sind dabei als Verankerungen anzusehen.

4. In kupferner Wand sind Stehbolzen regelmäßig verteilt:

$$s = 5,83 \cdot c \cdot \sqrt{\frac{p}{K_z} (a_s^2 + b_s^2)}.$$

5. In kupferner Wand sind Stehbolzen unregelmäßig verteilt:

$$s = 5,83 \cdot c \cdot \frac{e_1 + e_2}{2} \sqrt{\frac{p}{K_z}}.$$

Die Werte für K_z bei Kupfer sind nach S. 92 (vgl. Bd. I, Abschnitt: Festigkeitslehre) einzusetzen.

6. Gekrempfte ebene Böden ohne Anker.

Bezeichnet d_B in mm den inneren Durchmesser des Bodens,

r „ mm den inneren Halbmesser seiner Krümmung (ist dieser nicht angegeben, dann ist zu setzen: $r = 50$),

dann ist:

$$s = \frac{1}{98} \left[d_B - r \left(1 + \frac{2r}{d_B} \right) \right] \cdot \sqrt{p}$$

und für Schiffskessel:

$$s = \sqrt{\frac{3 \cdot p}{800 \cdot K_z}} \cdot \left[d_B - r \left(1 + \frac{2r}{d_B} \right) \right].$$

7. Ebene Rohrböden.

Bodenfläche außerhalb des Rohrbündels: Hierfür gilt das unter 1., 2., 3., 4., 5. Ausgeführte. Bodenfläche innerhalb des Rohrbündels: Sind Ankerrohre vorhanden, so gelten ebenfalls die Berechnungen nach 1. u. f.; jedoch muß sein, wenn d_r in mm den äußeren Rohrdurchmesser bezeichnet:

$$\text{bei Flußeisenplatten} \quad s \geq 5 + \frac{d_r}{8} \quad \text{für} \quad (d_r = 38 \div 100),$$

$$\text{„ Kupferplatten} \quad s \geq 10 + \frac{d_r}{5} \quad \text{für} \quad (d_r = 38 \div 75),$$

und der Querschnitt f in mm² des Steges zwischen zwei Rohrlöchern:

$$\text{bei Flußeisenplatten} \quad f \geq 280 \div 450 \quad \text{für} \quad (d_r = 38 \div 100),$$

$$\text{„ Kupferplatten} \quad f \geq 340 \div 850 \quad \text{für} \quad (d_r = 38 \div 75).$$

Für Schiffskessel gilt im gleichen Falle:

$$s = c_1 \cdot l \cdot \sqrt{p},$$

wenn mit l in mm der wagerechte Abstand der begrenzenden Rohrreihen, gemessen zwischen ihren senkrechten Mittellinien, bezeichnet und c_1 wie folgt ausgewertet wird:

Werte für c_1 :

c_1	wenn in den begrenzenden Rohrreihen:
0,0215	jedes 3. Rohr ein Ankerrohr ist
0,02	„ 2. „ „ „ „
0,0185	„ „ „ „ „

Sind Ankerrohre nicht vorhanden, so ist die Zulässigkeit der Teilung danach zu beurteilen, ob:

wenn die Rohre beiderseits umgebördelt oder in sich nach außen erweiternden konischen Löchern eingewalzt sind:

$$\sigma = \frac{p}{100} \left[\frac{a_r \cdot b_r}{\pi \cdot d_r} - \frac{d_r}{4} \right] \leq 2,5$$

(a_r, b_r, d_r in mm nach Fig. 148), und wenn die Rohre beiderseits in zylindrische Löcher eingewalzt und nicht gebördelt sind:

$$\begin{array}{l|l} \text{für } p \leq 7 \text{ at} & p > 7 \text{ at} \\ \sigma \leq 2,5 & \sigma \leq 1,5 \end{array}$$

Ferner ist die Festigkeit der Wand zu untersuchen nach:

$$\frac{p \cdot e^3}{360 \cdot s^2 \cdot (\epsilon - 0,7 \cdot d_r)} \leq \frac{K_g}{4,5}$$

hierin bedeutet: ϵ in mm die Seite des Quadrates, in dessen Ecken die Rohre angebracht sind, oder bei einer Rohrteilung nach Fig. 148 ist

$$\epsilon = \frac{OP + PQ}{2}$$

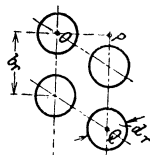


Fig. 148.

Ist eine der vorgenannten Bedingungen nicht erfüllt, so sind Ankerrohre einzusetzen.

Besonders notwendig ist es, die Randrohre auf die Größe von σ hin zu untersuchen. Sind solche vorhanden, die in den Ecken eines Dreiecks angeordnet sind, so gilt ohne weiteres der oben angegebene Ausdruck für σ , wenn a_r eine Seite des Dreiecks und b_r die dazugehörige Höhe bedeutet.

Für die Stärke, s in mm, einer Feuerbüchsenrohrwand gilt ferner, falls auf der ebenen Feuerbüchsenplatte Bügelanker (siehe Fig. 140) vorhanden sind, die sich auf den oberen Rand der Rohrwand stützen:

$$s \geq \frac{p \cdot w \cdot b_r}{1900 \cdot (b_r - d_{r_1})}$$

worin w in mm die Länge der Feuerbüchse, in Richtung der Ankerbügel gemessen,
 b_r „ „ die Entfernung der nebeneinanderliegenden Rohre von Mitte zu Mitte,
 d_{r_1} „ „ der innere Rohrdurchmesser und, falls alle Rohre der obersten Reihe Ankerrohre sind, das Mittel der inneren Durchmesser des Ankerrohres und des gewöhnlichen Heizrohres.

e) Blechstärken gewölbter Böden.

1. Volle Böden ohne Verankerung bei innerem Druck.

Bezeichnungen: R in mm der Halbmesser der inneren Wölbung,

k_z „ „ kg/mm² die zulässige Zugbeanspruchung.

Dann ist:

$$s = \frac{p \cdot R}{200 \cdot k_z}$$

worin für k_z zu setzen ist:

bis zu 5 kg/mm² für Schweißisen,
 „ „ 6,5 „ „ Flußeisen,
 „ „ 4,0 „ „ Kupfer, sofern die Dampftemperatur 200° nicht übersteigt.

2. Volle nicht verankerte Böden bei äußerem Druck:

$$s = \frac{p \cdot R}{200 \cdot k}$$

Hierin ist, wenn k in kg/mm² die zulässige Spannung für alle Baustoffe zu 0,4 derjenigen Spannung zugelassen wird, bei welcher die Durchbeulung des Bodens eintreten würde:

$$k = 0,4 \left[A - \frac{4B}{p} (\sqrt{5A \cdot p + 100B^2} - 10B) \right]$$

A und B sind wie folgt auszuwerten:

Beschaffenheit des Bodens	A	B
Kugelförmiger Boden, aus einem Stück stark gehämmerten Kupfers	25,5	1,2
Boden aus einem Stück geglühten Flußeisen bestehend	26	1,15
Flußeisenboden aus einzelnen Segmenten überlappt zusammengenietet	24,5	1,15

Als obere Grenze für k ist zulässig:

für geglühtes Flußeisen 6,5 kg/mm²
 „ „ gehämmertes Kupfer (unterhalb 200° C) . . . 4,0 „

Somit sind folgende Werte einzusetzen:

Höchstwerte für k .

at_{ii}	Flußeisen- boden aus 1 Stück	Flußeisen- boden aus Segmen- ten überlappt genietet	Kupfer	at_{ii}	Flußeisen- boden aus 1 Stück	Flußeisen- boden aus Segmen- ten überlappt genietet	Kupfer
1	1,7	1,7	1,5	14	6,1	5,6	4,0
2	2,7	2,5	2,5	15	6,2	5,7	4,0
3	3,4	3,1	3,2	16	6,3	5,8	4,0
4	3,9	3,6	3,7	17	6,4	5,9	4,0
5	4,3	4,0	4,0	18	6,5	6,0	4,0
6	4,6	4,3	4,0	19	6,5	6,1	4,0
7	4,9	4,6	4,0	20	6,5	6,2	4,0
8	5,2	4,8	4,0	21	6,5	6,2	4,0
9	5,4	5,0	4,0	22	6,5	6,3	4,0
10	5,6	5,1	4,0	23	6,5	6,4	4,0
11	5,8	5,3	4,0	24	6,5	6,4	4,0
12	5,9	5,4	4,0	25	6,5	6,4	4,0
13	6,0	5,5	4,0	und mehr }	6,5	6,5	4,0

Für R in mm ist der Halbmesser der inneren Wölbung nach den Walzwerkstabellen + 5 vH Zuschlag für gestattete Abweichung in Rechnung zu stellen.

3. Böden mit Ein- oder Aushalungen zur Flammrohrbefestigung:

$$s = \frac{p \cdot R}{200 \cdot k}$$

für $k \leq 7,5 \text{ kg/mm}^2$.

f) Schrauben.

Der Mindestdurchmesser für im Kesselbau zu verwendende Schrauben ist 13 mm, außen gemessen. Ihre Herstellung aus härtbarem Stahl ist unzulässig. Flußeiserne Schrauben sollen kein scharfes, sondern abgerundetes Gewinde erhalten.

Für Schrauben, die nur auf Zug beansprucht werden, ohne daß in ihnen erhebliche Biegun-
spannungen auftreten können, sind folgende Mindestabmessungen zulässig:

$$d_s = A \sqrt{P_1 + 5}$$

wenn bedeutet:

d_s in mm den Kerndurchmesser der Schraube,

P_1 „ kg den auf die einzelne Schraube entfallenden Teil des Gesamtdruckes P auf der belasteten Fläche,

A eine Zahl, deren Werte der folgenden Zusammenstellung zu entnehmen sind:

Werte für A :

0,45 bei guten Schrauben, guter Bearbeitung der Dichtungsflächen und weichem Dichtungsmittel,

0,55 wenn den eben genannten Bedingungen weniger vollkommen entsprochen ist,

0,4 wenn für das Schraubeneisen eine Zugfestigkeit von $34 \div 41 \text{ kg/mm}^2$ bei mindestens 25 vH Dehnung nachgewiesen wurde, so daß die Summe der Festigkeits- und der Dehnungszahl mindestens 62 beträgt, und wenn es außerdem den an Nieteisen gestellten Forderungen entspricht.

Danach ergeben sich für Whitworth-Schrauben folgende zulässige Höchstbelastungen:

Äußerer Durchmesser der Schraube engl. " mm	Kern- mm	Zulässige Belastung der Schraube			
		Koeffizient 0,4	Koeffizient 0,45	Koeffizient 0,55	
$1/2$	12,70	9,98	155 kg	122,5 kg	82 kg
$5/8$	15,88	12,93	393 „	310 „	208 „
$3/4$	19,05	15,80	729 „	576 „	386 „
$7/8$	21,23	18,62	1159 „	916 „	613 „
1	25,40	21,34	1669 „	1318 „	883 „
$1 1/8$	28,57	23,93	2240 „	1770 „	1185 „
$1 1/4$	31,75	27,10	3053 „	2412 „	1614 „
$1 3/8$	34,92	29,51	3755 „	2967 „	1986 „
$1 1/2$	38,10	32,69	4792 „	3786 „	2535 „
$1 5/8$	41,27	34,77	5539 „	4377 „	2930 „
$1 3/4$	44,45	37,95	6785 „	5361 „	3589 „
$1 7/8$	47,62	40,41	7837 „	6192 „	4145 „
2	50,80	43,59	9308 „	7355 „	4922 „
$2 1/4$	57,15	49,02	12111 „	9569 „	6406 „
$2 1/2$	63,50	55,37	15857 „	12528 „	8387 „
$2 3/4$	69,85	60,55	19286 „	15237 „	10201 „
3	76,20	66,90	23947 „	18923 „	12667 „

Für Flanschschrauben mit

e mm Entfernung der Schraubenmitten und

r mm geringstem Abstand der Schrauben vom Schwerpunkt der belasteten Fläche gilt:

$$P_1 = \frac{P \cdot e}{2\pi \cdot r}$$

als diejenige Kraft, die bei elliptischem oder rechteckigem Flansch auf die am stärksten belastete Schraube kommt.

g) Anker und Stehbolzen.

Zulässige Beanspruchungen in kg/mm²:

bei geschweißten Ankern und Stehbolzen aus Schweißeisen 3,5 kg/mm²

„ ungeschweißten „ „ „ „ „ „ 5 „

„ „ „ „ „ „ „ „ Flußeisen 6 „

„ „ „ „ „ „ „ „ Kupfer für

„ Dampftemperaturen bis 200° C 4 „

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

h) Bügel- oder Deckenträger für Feuerbüchdecken.

Die Träger (vgl. Fig. 140) sind je nach der Art ihrer Lagerung oder Aufhängung auf Biegung durch die Kräfte zu berechnen, welche sich für die auf sie entfallenden Deckenfelder ergeben unter Vernachlässigung der Tragfähigkeit des Deckenbleches.

Für die in der Fig. 140 angegebenen Abmessungen c_1 und x gilt:

$$c_1 \propto \frac{2}{3} x .$$

k_b kg/mm² die zulässige Biegungsspannung für den Stoff, aus welchem die Bügel gefertigt sind: Schweißeisen, Flußeisen, Stahlguß kann eingesetzt werden mit

$$k_b = 9$$

oder, falls die Zugfestigkeit K_z des Stoffes nachgewiesen wurde,

$$k_b = \frac{K_z}{4}$$

Für Schiffskessel ist als maßgebend anzusehen: Bei nicht aufgehängten Deckenträgern der Feuerkammer ist die Gesamtdicke eines Trägers zu machen:

$$2b = \alpha \cdot \frac{p \cdot c \cdot e \cdot l}{K \cdot h^2} ,$$

worin $\alpha = 1$ für Flußeisen,
 $= 1,1$ „ Schweißeisen.

Die übrigen Größen sind aus Fig. 140 ersichtlich.

Für K ist zu setzen:

$K = 480$	bei einem Stehbolzen in jedem Träger,
360	„ zwei „ „ „ „
240	„ drei „ „ „ „
200	„ vier „ „ „ „
160	„ fünf „ „ „ „
140	„ sechs „ „ „ „

i) Mannlöcher und sonstige Ausschnitte,

als: Öffnungen im Mantel unter dem Dom, Stützenöffnungen im Mantel u. ä. m., sind zu versteifen. Meistens wendet man dazu Flacheisenringe an, die um die Öffnung herum aufgenietet werden.

Für den Ring und seine Nietung gilt:

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

worin φ das Güteverhältnis in der Mantellängsnaht bedeutet.

Die übrigen Bezeichnungen siehe Fig. 149. Ist ferner $\frac{n}{2}$ die Anzahl der Niete im halben Ring und D in mm der Kesseldurchmesser, dann ist:

$$n = \frac{D \cdot p}{500 \cdot \frac{\pi \cdot \delta^2}{4}} ,$$

δ ist nach der Stärke des Mantelbleches zu wählen.

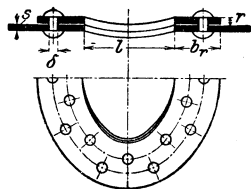


Fig. 149.

Soll der Ring auf einen gewölbten Boden aufgenietet werden, so ist zu machen:

$$b_r = \delta + \frac{s \cdot}{2r} \quad \text{und} \quad n = \frac{R \cdot l \cdot p}{250 \cdot \frac{\pi \delta^3}{4}}$$

XVII. Die Kesselausrüstung.

Der Kessel ist mit verschiedenen Vorrichtungen auszurüsten, die zum Teil als Sicherheitsvorrichtungen gesetzlich vorgeschrieben sind¹⁾.

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.)

An Stelle einer besonderen Speisevorrichtung darf die Wasserleitung unmittelbar benutzt werden, falls ihr Druck vor dem Kessel dauernd mindestens 2 at höher ist als der genehmigte Höchstdruck im Kessel.

Hauptsächlich aber kommen für die Kesselspeisung in Betracht: Kolben-, Dampfstrahl- und Zentrifugalpumpen.

Die **Kolbenpumpe** wendet man an als Maschinen-Transmissions- und am meisten als schwungradlose Dampfpumpe. Letztere ist vor allem deswegen vorteilhaft, weil sie unabhängig von der Betriebsdampfmaschine ist und sich ihre Leistung in einfachster Weise nach dem Speisewasserbedarf genau einstellen läßt. — Als Handpumpe ist die Kolbenpumpe nur zulässig, wenn das Produkt aus der Heizfläche des Kessels (in m²) und der Dampfspannung (in at Überdruck) die Zahl 120 nicht übersteigt.

Dampfstrahlpumpen siehe Pumpen und Kompressoren verschiedener Bauart.

Die **Zentrifugalpumpe** wird, elektrisch oder mittels Dampfturbine unmittelbar angetrieben, besonders im Großbetriebe mit Vorteil zur Kesselspeisung benutzt.

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, als seiner normalen Verdampfungsfähigkeit entspricht. Als solche kann nach Jaeger gelten:

für Ein- und Zweiflammrohrkessel.	18 ÷ 20 kg
für Heizrohrkessel, kombinierte Kessel und Feuerbuchskessel	16 kg
für Wasserrohrkessel	20 ÷ 30 kg für
1 m ² Heizfläche und Stunde.	

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 oder der austretende Wasserstrom durch geeignete Bauart des Ventilgehäuses zu teilen (Bauart Wiß).

Die Größe des Ventils berechnet sich zu

$$\frac{\pi \cdot d^3}{4} = \frac{D}{w}$$

wenn

d in mm der Ventildurchmesser,

w „ m die Wassergeschwindigkeit beim Ventildurchtritt und

D „ kg die stündliche Dampfmenge ist.

Für w ist zu setzen $w = 0,5 \div 0,8 m$, je nach der Kesselgröße. —

¹⁾ Abschnitt III der A. P. B.

Durch selbsttätige Einwirkung auf das Speiseventil (und auch auf das Dampfventil der Pumpe), die von sogenannten Speisereglern ausgeübt wird, sucht man mit Vorteil den Wasserstand im Kessel in bestimmten engen Grenzen zu halten. Trotz zuverlässigen Arbeitens dieser Apparate ist jedoch dabei die dauernde Beobachtung des Wasserstandes durch den Heizer dringend geboten.

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

Dieser Anforderung wird durch die sogenannte „Hochspeisung“ entsprochen, d. h. man läßt, wenn das Speiseventil auf dem Kesselmantel angebracht wird, das anschließende Einhängerohr, welches das eintretende Wasser durch den Dampfraum führt, etwa 100 bis 200 mm unter dem festgesetzten niedrigsten Wasserstand endigen oder man bringt, bei Speisung vom Stirnboden aus, das Speiseventil und das sich im Kessel daran anschließende, etwa wagerecht geführte Speiserohr in der genannten Höhe an. Dadurch kann sich der Kessel bei undichtigem 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.

Die Form des Einhängerohres oder des Speiserohres ist möglichst gerade oder doch so wenig gekrümmt zu wählen, daß es sich bei kaltem Kessel zur Reinigung leicht herausziehen läßt. Durch eine Rinne unterhalb des nur am Ende schwach gekrümmten Einhängerohres oder durch Löcher auf der oberen Seite wagerechter 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.

Jede Speisevorrichtung muß, falls gemeinsame Saug- oder Druckleitungen vorhanden sind, von diesen Leitungen abschließbar sein.

Es empfiehlt sich dabei, zwischen Speisevorrichtung und Absperrvorrichtung ein Sicherheitsventil in die Druckleitung einzufügen, das für den höchsten Kesseldruck $+ 1 \div 2$ at einzustellen ist. Für Schiffskessel werden diese Ventile in allen Druckleitungen der Maschinen- und der Transmissionspumpen gefordert.

Ober- und Unterkessel von Doppelkesseln mit getrennten Wasserräumen müssen ebenso wie Kesselgruppen mit verschiedenem Betriebsdruck je für sich gespeist werden können.

Weiter sind noch die Vorrichtungen zu erwähnen, die das Wasser, ehe es in den Wasserraum gelangt, dadurch von seinem Gehalt an Kesselsteinbildnern befreien wollen, daß sie es zunächst im Dampfraum liegenden Becken oder Rinnen zuführen. Über diese Becken rieselt das Wasser in feinen Strahlen (Vapor; Petrefakt), in den Rinnen läuft es in ganz dünner Schicht entlang (Antilithor). Der dabei ausfallende Schlamm wird in geschlossenem Rohre in die Nähe des Ablaßstutzens geführt.

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:

$$\frac{\pi d^2}{4} = 600 \cdot \frac{D}{\gamma \cdot c}$$

darin bedeutet:

- d in mm den Ventildurchmesser,
- c „ m die Dampfgeschwindigkeit,
- D „ kg die stündliche Dampfmenge,
- γ „ kg/m³ das Dampfgewicht beim Kesseldruck.

Für c wählt man im allgemeinen:

$$c = 20 \div 30,$$

$$= 15 \div 20 \text{ für sehr lange Leitungen.}$$

Selbstschluß- (Rohrbruch-) Ventile werden nur in vereinzelt 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.)

Außerdem dürfte es sich empfehlen, noch ein Druckverminderungs- oder ein Druckregler-Ventil in die Anschlüsse der Kessel mit höherem Druck einzubauen, das nach der Hochdruckseite abgesperrt werden kann. Ferner wäre die gemeinsame Dampfleitung mit Manometer und Sicherheitsventil zu versehen.

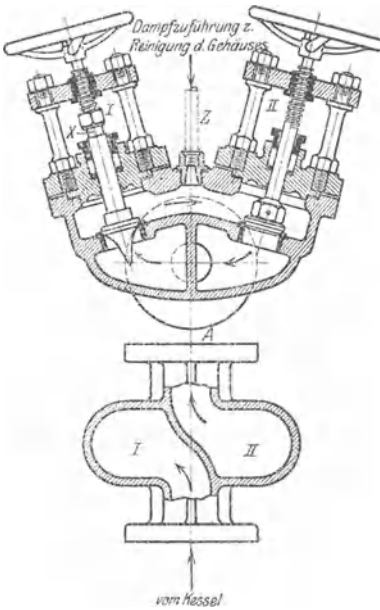


Fig. 150. Doppel-Ablaßventil.
Bauart: Dreyer Rosenkranz & Droop.

Abschlammventile mit selbsttätigem Schluß, bei denen der Ventilkegel nur durch andauernde Betätigung eines Hebels offen gehalten wird (Fig. 151), haben sich gut bewährt. Besonders vorteilhaft ist, daß man durch Drehen des Kegels die zwischen den Dichtungsflächen eingeklemmten Kesselsteinsplitter leicht entfernen kann.

Die Ablaßhähne zeigen den Mangel, daß sie nach längerer Nichtbenutzung durch Festbrennen des Kükens im Gehäuse oder beim Abschlämmen dadurch, daß sich das Hahnkükens höher erwärmt als das Gehäuse, leicht ungangbar werden. Man hat sich daher bemüht, sie durch Anbringen von Schmiervorrichtungen, von Anwärmkammern im Gehäuse, durch Kühlung des Kükens u. a. mehr zu verbessern.

Den Durchmesser der Ablaßvorrichtung wähle man etwa gleich dem des Speiseventils.

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

Das letztere wird heute kaum noch ausgeführt. — 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 —. Ähnliche Vorteile gewähren auch Doppelventile (Fig. 150).

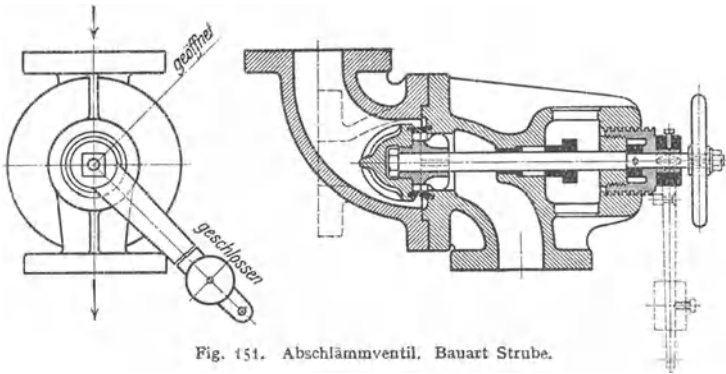


Fig. 151. Abschlammventil. Bauart Strube.

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 können statt eines Glases nur Probierröhre oder Probierventile angewendet werden.

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. Doppelter erhalten außerdem an der anderen Stirnseite noch mindestens ein Wasserstandsglas möglichst nahe der Kesselmitte.

Höhenlage der Vorrichtungen am Kesselkörper (Fig. 152 u. 153).

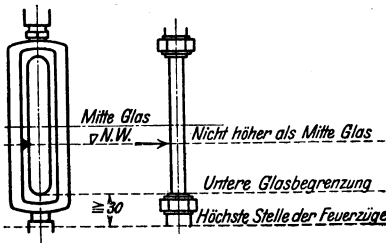


Fig. 152.

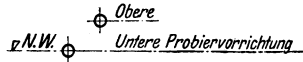


Fig. 153.

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. Als geringste Lichtweiten sind anzuwenden:

- für gerade Rohre 20 mm Durchm.
- für gebogene Rohre bei $H \leq 25 \text{ m}^2$ 35 „ „
- für gebogene Rohre bei $H > 25 \text{ m}^2$ 45 „ „

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

Bei Landkesseln ist es zulässig, alle Wasserstandsvorrichtungen eines Kessels an einem gemeinsamen Körper anzusetzen, wenn dessen Verbindungen mit dem Dampfraum und mit dem Wasserraum mindestens je 6000 mm^2 (etwa 90 mm Durchmesser) lichten Querschnitt haben.

Sollen 2 Gläser gesondert mit dem Kessel verbunden werden, so ist es gestattet, ihre Dampfrohre vor dem Kessel zu vereinigen, wenn das gemeinsame Rohr mindestens denselben Querschnitt, wie beide Rohre zusammengenommen, hat.

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.

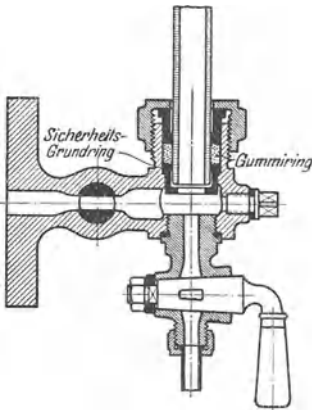


Fig. 154.

Bauart: J. B. Schwietzke G. m. b. H. Düsseldorf.

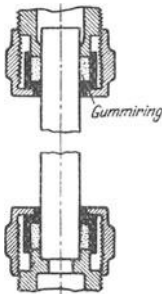


Fig. 155.

Bauart Strube.

Die Wasserstandsköpfe sind so zu gestalten, daß das Dichtungsmaterial (Gummiringe) nicht eine Verstopfung der Glasenden herbeiführen kann. — (Vgl. Fig. 154 und 155.)

Die Kükten aller Hähne an den Vorrichtungen sollen sich völlig umdrehen lassen. Auf ihren Köpfen ist die Durchgangsrichtung deutlich zu kennzeichnen. Ihre Bohrungen sind so zu bemessen, daß sich der Durchgangsquerschnitt durch Nachschleifen nicht vermindert.

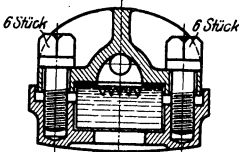


Fig. 157. Schnitt durch Klingerglasgehäuse.

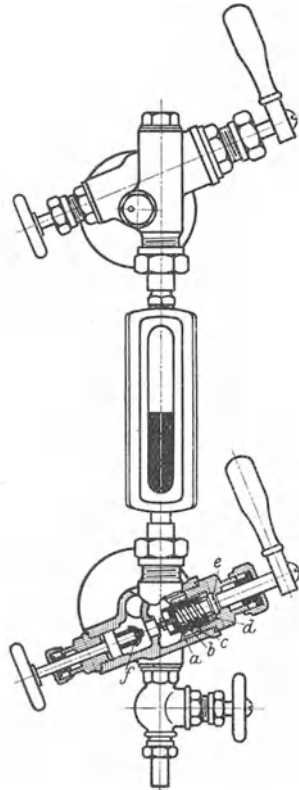


Fig. 156.

Wasserstand mit Klingerglas. Bauart: C. F. Scheer & Co. Feuerbach-Stuttgart; a, b, c, d, e Teile des Ventilverschlusses; f Hilfsverschluß, der das Auswechseln der Dichtungsplatte im Hauptverschluß unter Druck ermöglicht.

Zur Erkennung der Wasserstandshöhe in den Wasserstandsgläsern sind statt der Glasrohre auch ebene Glaswände, Klingergläser, in denen das Wasser schwarz und der Dampf silbern erscheint, im Gebrauch (Fig. 156 und 157).

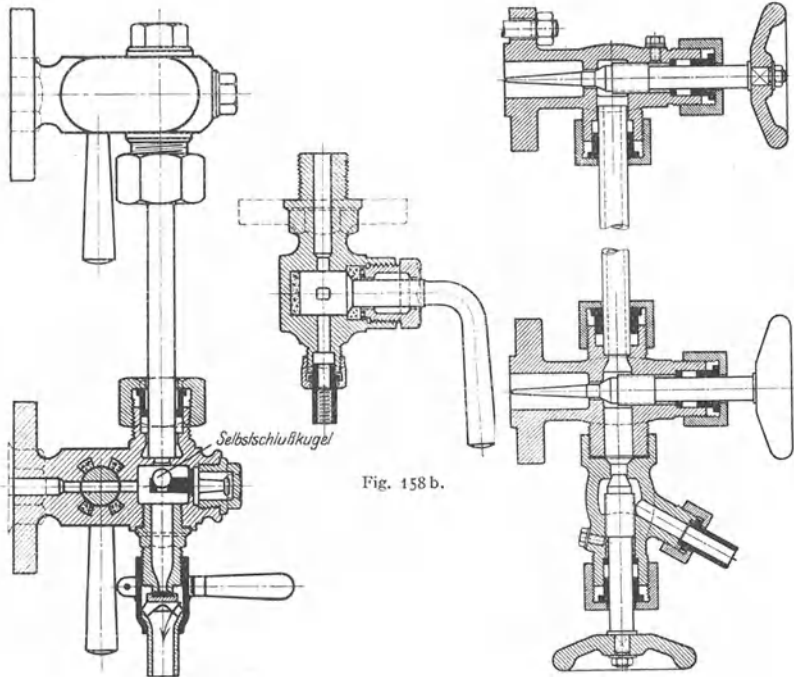


Fig. 158a. Wasserstand. Bauart: Dreyer, Rosenkranz & Droop. Hahngehäuse mit Asbesteinlagen.

Fig. 159. Wasserstand aus Stahlguß. Bauart: Garbe.

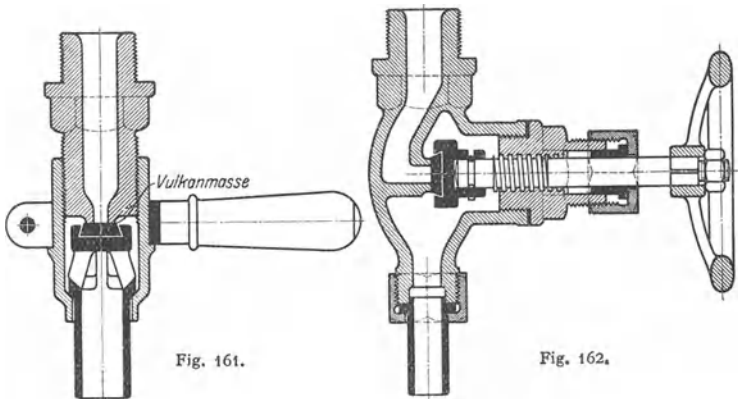


Fig. 161.

Fig. 162.

Abschlußventile für Wasserstände mit austauschbaren Dichtungsplatten (vgl. Fig. 158).

Bei letzteren können die gläsernen Schutzvorrichtungen, wie sie bei Rohrgläsern vorgeschrieben sind, in Fortfall kommen, auch erübrigt sich die Anbringung einer Selbstschlußeinrichtung im unteren Wasserstandskopf (Fig. 158).

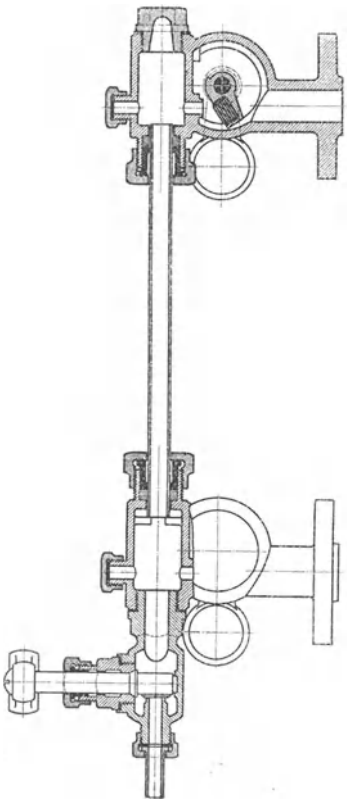


Fig. 160a.
Wasserstand mit Klappenverschlüssen.

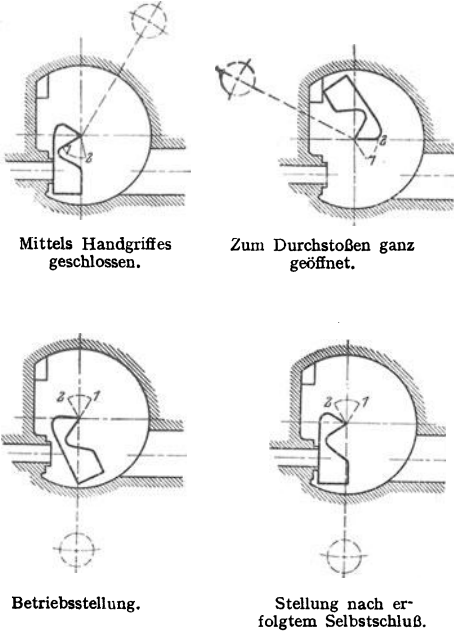


Fig. 160b.
Die verschiedenen Stellungen der Verschlussklappen

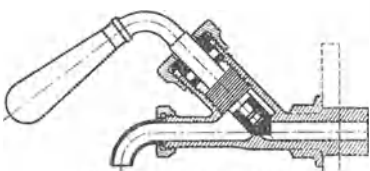


Fig. 163. Probierventil.
Bauart:
Dreyer, Rosenkranz & Droop.

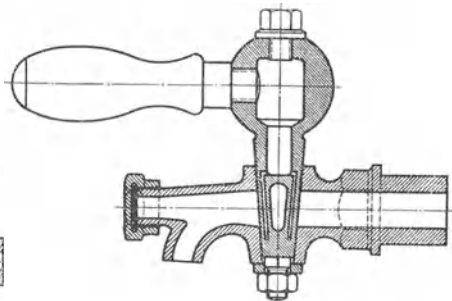


Fig. 164. Probierrahn mit Schmierung.
Bauart: Schäffer & Budenberg.

Die besprochenen Vorrichtungen werden im allgemeinen aus Bronze — am besten zinkfrei — hergestellt, doch hat man auch neuerdings andere Stoffe z. B. Stahlguß angewendet. Letzteren namentlich wegen seiner Widerstandsfähigkeit gegen alkalische Wässer (Fig. 159).
Als Absperrorgane kommen, auch bei den Probiervorrichtungen, Hähne, Ventile und Klappen vor. (Vgl. Fig. 160, 161, 162, 163 und 164.) Von den Hähnen haben sich besonders die mit Schmiervorrichtung bewährt.

e) Die 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 wagerechter 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) Das 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.

Die Größe des Dampfdruckes auf die Ventilfläche darf 600 kg nicht überschreiten, ergibt die Rechnung danach eine zu große Ventilfläche, so sind zwei Ventile anzubringen.

Für den Gesamtventilquerschnitt — F in mm^2 — der Sicherheitsventile eines Kessels ergibt sich, wenn:

- p in at-Überdruck den genehmigten Höchstdruck,
- H in m^2 die Heizfläche des Kessels,
- γ in kg/m^3 das Gewicht des Dampfes beim Drucke p

bedeuten:

$$F = k \cdot H \cdot \sqrt{\frac{1000}{p \cdot \gamma}}.$$

Hierin ist zu setzen:

für $k = 15$ bei gewöhnlichen Niederhub- und bei Hochhubventilen.

≥ 5 bei Vollhubventilen, d. s. Ventile, bei denen durch besondere Gestaltung des Gehäuses ein seitliches Austreten des Dampfes zwischen Sitz und Kegel verhindert ist und bei denen ein Ventilhub von mindestens einem Viertel des Durchmessers erreicht wird.

Ausführungen von Sicherheitsventilen siehe S. Bd. I. Maschinenteile.

g) Das 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.

Zur Zeit kommen nur zwei verschiedene Manometerbauarten zur Anwendung, und zwar solche mit Plattenfedern (Fig. 165) und solche mit Röhrenfedern (Fig. 166). Bei letzteren wird das federnde Rohr mit Vorteil hängend angeordnet, da es so

immer mit Flüssigkeit gefüllt bleibt. Außerdem ist, namentlich für hohe Drücke, die Verbindung des Federrohres mit einer Stahlfeder von günstigster Wirkung.

„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 im Zuleitungsrohr ein Wassersack

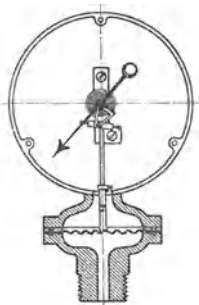


Fig. 165.

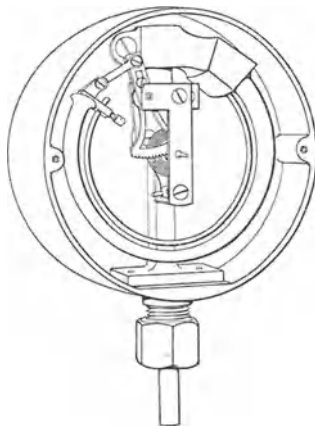


Fig. 166.

Bauart: Dreyer, Rosenkranz & Droop.

und ein mit einem Dreiweghahn versehener Stutzen zur Anbringung des Kontrollmanometers einzubauen. Bei beweglichen und bei Schiffskesseln wird in allen Deutschen Bundesstaaten ein ovaler, mit Schlitz versehener Flansch am Kontrollstutzen angebracht, in Preußen auch bei feststehenden Kesseln, in den übrigen Staaten werden im letzteren Falle teils noch runde Flansche, teils mit Gewinde versehene Köpfe gebraucht.

h) Das 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.

i) Die 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 Schmiedeeisen zu verwenden.

Die Stutzen, an denen die verschiedenen Ventile oder Rohrleitungen angeschraubt werden, sind am Kesselkörper durch Nietung zu befestigen. Dabei ist unter den gegossenen zum Abdichten ein bis zu 10 mm starkes Stemblech einzunieten.

An Stutzenformen finden sich am häufigsten: Domkrümmer; in Lichtweiten von 40 bis etwa 200 mm, mit Wandstärken von 15 ÷ 20 bei Gußeisen: 10 ÷ 15 bei Stahlguß und 8 ÷ 12 bei Schmiedeeisen. Gerade Stutzen: 150 ÷ 300 mm hoch, die übrigen Maße wie bei den Krümmern.

Die Kraft- und Arbeitsmaschinen mit Kolbenbewegung.

Bearbeitet von H. Dubbel.

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 ,

$\eta = \frac{N_e}{N_i}$ den mechanischen Wirkungsgrad,

p die Einströmspannung in kg/cm^2 absolut,

p_0 die Ausströmspannung in kg/cm^2 absolut,

p_m den mittleren Druck in kg/cm^2 ,

D den Kolbendurchmesser,

O die wirksame Kolbenfläche unter Berücksichtigung des Kolbenstangenquerschnittes in m^2 ,

s den Hub in m, $r = 0,5 s$ den Kurbelradius,

n die minutliche Umlaufzahl,

$c = \frac{2 n \cdot s}{60} = \frac{n \cdot s}{30}$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek.

1. 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. 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 Enddrücke von 0,6 bis 1,0 at Überdruck bei Auspuff, bzw. 0,6 bis 1,0 at absolut bei Kondensation normale Grenzwerte, im letzteren Fall ebenso für Einzylindermaschinen wie für Verbundmaschinen. Bei den Zweizylindermaschinen mit Auspuff geht die Expansion bis auf eine absolute Endspannung von 1,7 bis 1,25 at, bei Dreifachexpansionsmaschinen, die stets mit Kondensation ausgeführt werden, auf 0,6 bis 0,4 at absolut herunter. Bei hohen Kohlenpreisen und ununterbrochenem Betrieb sind die kleineren Werte zu wählen, womit die Anlagekosten wegen der größeren Maschine zunehmen, also ebenso Verzinsung und Abschreibung, während infolge der besseren Dampfausnutzung die Betriebskosten abnehmen. Eine

weitere Verminderung des Expansionsenddruckes, durch welche die in Fig. 1 schraffierte Fläche gewonnen würde, verbietet sich mit Rücksicht auf die höheren Anlagekosten und die mit der Zylindergröße wachsende Eigenreibung und verstärkte Kondensation des eintretenden Dampfes an den ausgedehnten Zylinderwandungen.

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. Bei Kondensationsmaschinen ist hierbei die Arbeit zu berücksichtigen, die vom Inhalt des bei der Voreinströmung aufgefüllten schädlichen Raumes geleistet wird. Hier deshalb oft „00-Füllung“ (oder absolute Nullfüllung): es findet keine Voreinströmung statt.

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,

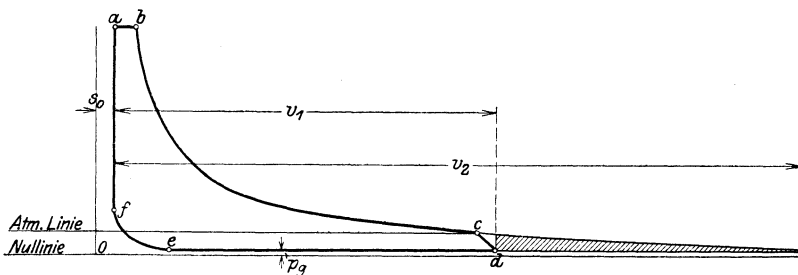


Fig. 1.

so ist der Exponent der Gleichung $p v^n = \text{konst.}$ in der ersten Hälfte der Expansionslinie häufig größer als 1, im Niederdruckzylinder kleiner als 1. Für schwach überhitzten Dampf ist $n \approx 1,05$, für hochüberhitzten Dampf $n = 1,25$. 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. Bei raschlaufenden Maschinen beträgt die Vorausströmung 10 bis 15 vH, bei langsamlaufenden 5 bis 7 vH. Bei kleinen Füllungen von Auspuffmaschinen wird Entstehung einer Schleife durch große Vorausströmung vermieden.

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 $0,2$ absolut. Die Kompressionslinie wird meist als gleichseitige Hyperbel gezeichnet, zeigt aber größere Abweichung von dieser als die Expansionslinie. Bezüglich des durch die Kompression beeinflussten Druckwechsels in den Lagern des Kurbeltriebes siehe Kapitel Schwungradberechnung.

Wird die Kompression bis zur Eintrittsspannung getrieben, so braucht der schädliche Raum nicht aufgefüllt zu werden. Gegenüber einer Maschine mit gleich großem schädlichen Raum und ohne Kompression wird der Diagramminhalt kleiner, was durch zusätzliche Füllung auszugleichen ist. Diese und die Leistung der Kompressionsarbeit durch das Schwungrad unter doppeltem Reibungsverlust verringern den Gewinn durch Nichtauffüllung des schädlichen Raumes. Meist steigt die Kompression etwa bis zu $\frac{2}{3}$ der Eintrittsspannung an.

Ermittlung der Leistung aus dem Diagramm.

Es ist:

$$N_i = \frac{10000 \cdot O \cdot p_m \cdot c}{75} = 4,44 O \cdot p_m \cdot s \cdot n,$$

$$N_e = \eta \cdot N_i.$$

$\eta = 0,85$ 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). Von Punkt O aus, dessen Lage durch die Größe von s_0 gegeben ist, werden Strahlen nach den beliebigen Teilpunkten $I, 2, 3$ 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 Wagerechte gelegt, die zum Schnitt mit dem durch Punkt x (Schnittpunkt der verlängerten Gegendrucklinie mit der die Kolbenotlage bezeichnenden Senkrechten) gezogenen Strahl Oy gebracht wird. Ist hingegen Kompressionsbeginn gegeben, so legt der Schnittpunkt der im Anfangspunkt der Kompression errichteten Senkrechten mit Oy die Kompressionshöhe fest.

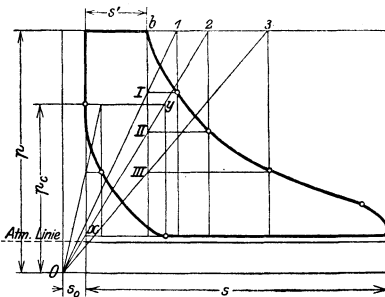


Fig. 2.

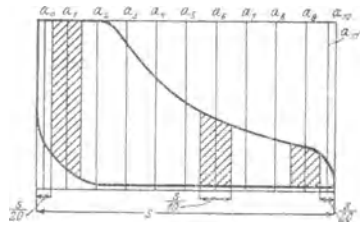


Fig. 3.

Aufzeichnung der Heißdampf-Expansionslinie als Polytrope nach Fig. 49 in Bd. I, S. 142.

Fig. 3 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_{11} gezogen. Jede Ordinate ist mittlere Höhe eines Trapezes. Es wird die Diagrammfläche:

$$J = \frac{s}{20} \cdot (a_0 + a_{11}) + \frac{s}{10} (a_1 + a_2 + \dots + a_9), \text{ oder:}$$

$$J = \frac{s}{10} \left(\frac{a_0}{2} + a_1 + a_2 + \dots + a_9 + \frac{a_{11}}{2} \right).$$

Nun kann $J = s \cdot h$ gesetzt werden, wenn h = mittlerer Diagrammhöhe. Es folgt:

$$h = \frac{1}{10} \left(\frac{a_0}{2} + a_1 + \dots + a_9 + \frac{a_{11}}{2} \right).$$

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.

2. Die Steuerungen.

Es bezeichnen:

f = Kanalquerschnitt in cm^2 , h = Kanalhöhe in cm,

a = Kanalbreite in cm,

u = Dampfgeschwindigkeit in m/sek.

Dann ist (O in cm^2):

$$O \cdot c = u \cdot f; \quad f = \frac{O c}{u}.$$

Die Gleichung setzt ganz freigelegten Kanal bei mittlerer Kolbengeschwindigkeit voraus. Die höchste Kolbengeschwindigkeit steigt auf das ungefähr 1,6fache (für $L = \infty$ auf das $\frac{\pi}{2}$ fache) der mittleren, so daß sich u in demselben Maße vergrößert.

Es beträgt die Kanalhöhe:

$$h = 0,65 D \text{ bis } 0,8 D \text{ für Flachschieber, } D = \text{Zyl.-Durchm.}$$

$$h = 0,9 D \text{ bis } 1,1 D \text{ für Corliss-Schieber.}$$

Werte von u : Bei Flachschiebern wird $u = 40$ m/sek. und darüber gewählt, um kleine Abmessungen des Schiebers und des Schieberspiegels, sowie geringere Reibungsarbeit zu erhalten. Bei Kolbenschiebern ist $u = 30$ bis 35 m/sek., bei Corliss-Schiebern $u = 40$ 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. 123, wo also $\varphi = 1$ zu setzen):

Einlaß-Hochdruckzylinder: $u = 25$ bis 35 m/sek.

Auslaß- „ „ $u = 20$ „ 30 „

Einlaß-Niederdruckzylinder: $u = 30$ „ 40 „

Auslaß- „ „ $u = 25$ „ 35 „

Nach Schüle ist bei Annahme einer Eintrittsdrosselung von $0,1$ at:

für $p = 5 \quad 8 \quad 11$ at Eintrittsdruck

zulässig $u = 42 \quad 33 \quad 28$ m/sek.

Für die Drosselung Δp gilt allgemein:

$$u = 294 \frac{\sqrt{\Delta p}}{p}.$$

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 $\left(\frac{D}{s}\right)$ von ungefähr $1 : 2$ und einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 2 bis 3 m/sek. beträgt der schädliche Raum in vH des Hubvolumens:

3 bis 6 vH bei Rundschiebern,

5 bis 7 vH bei Ventilen,

4 bis 8 vH bei Flachschiebern

6 bis 12 vH bei Kolbenschiebern

} Grundschieberinhalt eingerechnet.

Die niedrigen Werte für Flach- und Kolbenschieber lassen sich durch deren Lagerung dicht am Zylinder erreichen.

Sind die Corliss-Schieber oder Ventile im Deckel untergebracht, so verringern sich die angegebenen Werte um ungefähr 30 vH.

Was die Dichtheit betrifft, so verhalten sich wagrecht gelagerte Kolbenschieber am ungünstigsten, da bei Ausführung ohne Dichtungsringe durch den Verschleiß infolge Eigengewicht die Entlastung aufgehoben wird. Flachschieber und Corliss-Schieber sind sehr dicht bei niedrigeren Drucken und Temperaturen. Bei höheren Temperaturen verwerfen sich die Gleitflächen.

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.

a) Die Schiebersteuerungen.

1. Der Muschelschieber. Fig. 4 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 wagerechter Durchmesser den Schieberweg, dessen Kreisumfang den Weg

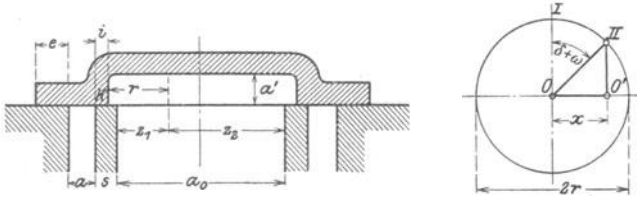


Fig. 4.

des Exzentermittelpunktes darstellt (Fig. 5). Bei der Exzenterlage $O II$ hat sich der Schieber um e aus der in Fig. 4 wiedergegebenen Mittellage herausbewegt, die Kanaleröffnung beginnt. Zur linken Kurbelotlage OK gehört die Exzenterlage $O III$, der Schieber hat den Kanal um das „lineare Voreilen“ V_e freigelegt, und die Füllung beginnt. Diese dauert an bis zur Exzenterlage OV , dem Füllungs-

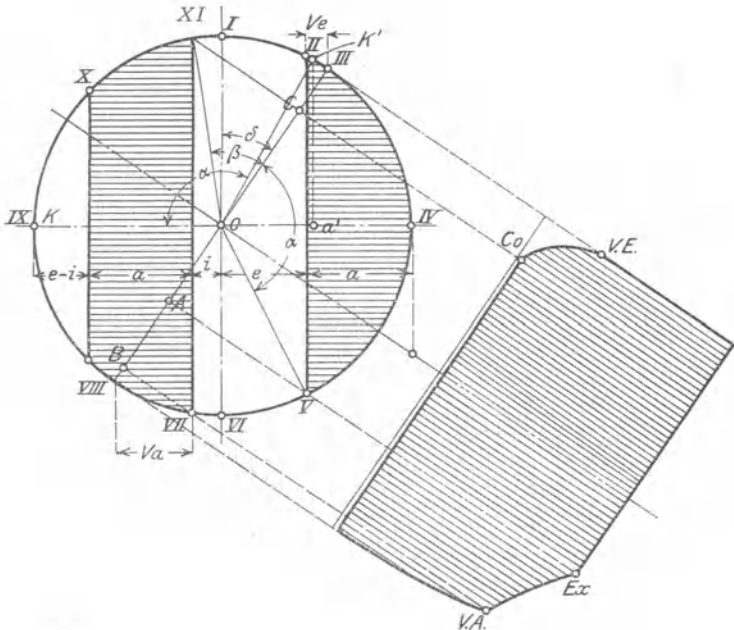


Fig. 5.

winkel 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.

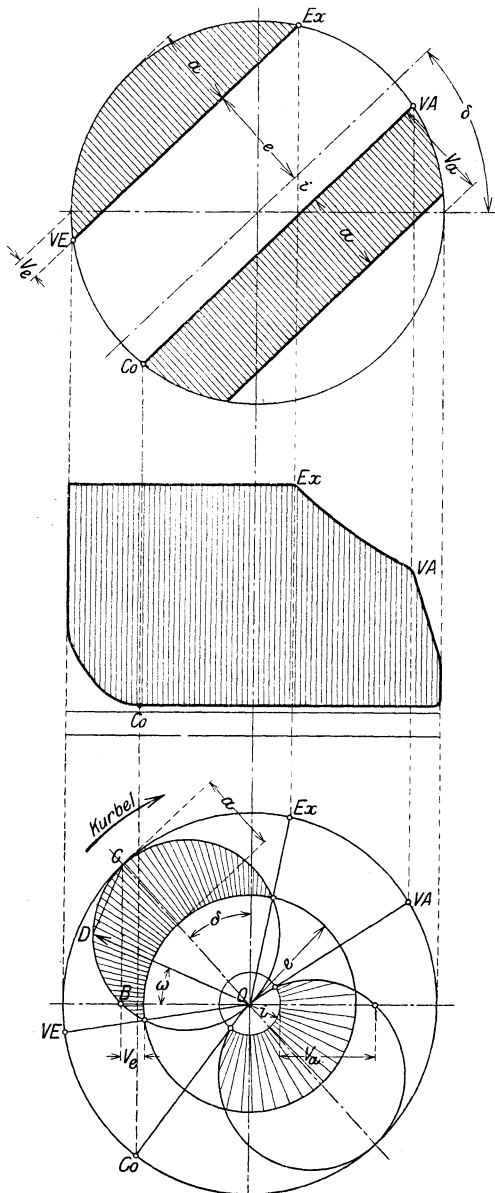


Fig. 6.

Zur Exzenterlage *O VIII* gehört rechte Kurbeltotlage. V_a ist die „lineare Vorausstömung“. In *XI* schließt der Auspuff. Die Kompression beginnt und dauert während des Kurbeldrehwinkels β , dem Kolbenweg *III C*, entsprechend.

Aus dem Diagramm geht hervor, daß das Exzenter der Kurbel um $90^\circ + \delta$ 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. 6, erreicht, das durch eine Verdrehung des Müllerschen Diagramms um einen Winkel $90^\circ + \delta$ entsteht.

Fig. 6 zeigt außerdem das Zeunersche Schieberdiagramm. Für die Entfernung des Schiebers aus der Mittellage ist nach Fig. 4 $x = r \cdot \sin(\delta + \omega)$, 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. 6 unter dem beliebigen Winkel ω ein Vektor gezogen, so wird:

$$OD = OC \cdot \sin OCD; \text{ Winkel } OCD = OCB + BCD = \delta + \omega.$$

$$OD = r \cdot \sin(\delta + \omega).$$

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.

In Fig. 7 ist die Schieberellipse dargestellt, welche die Kanaleröffnungen in Abhängigkeit vom Kolbenweg zeigt. Werden durch die Teilpunkte des Exzenterkreises wagerechte Linien gezogen, so geben diese in ihrer senkrechten Entfernung von der wagerechten Mittellinie die Schieberausschläge an, während die durch die Teilpunkte des Kurbelkreises gelegten Senkrechten Kolbenlagen darstellen.

Um den Beginn der Drosselung zu ermitteln, werden häufig die Kurven kleinster Kanaleröffnung in die Schieberellipse eingezeichnet. Bei $L = \infty$ stellen die senkrechten Ordinaten des Kreisbogens die Kolbengeschwindigkeiten dar, deren Maßstab dadurch gegeben ist, daß der Radius gleich c_{\max} ist. Werden diese Ordinaten im Maßstab

$\frac{O}{u_{\max} \cdot h}$ (h = Kanalhöhe) verkleinert, so ergibt sich die Kurve der mindestens freizulegenden Kanalweiten. Fig. 8. Meist ist $u_{\max} = 60$ m/sek.

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 $24 \cdot \frac{32}{26} = 29$ mm auszuführen.)

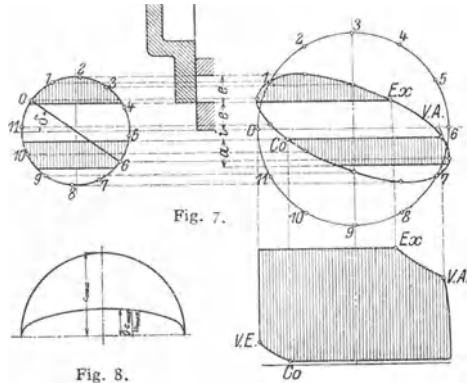
Die Auspuffkanalweite a_0 ist so zu bestimmen, daß in der Schibertotlage keine Verengung eintritt. Geht in Fig. 4 die linke Innenkante K nach rechts, so muß Strecke $z_2 = a + \sigma$ sein, worin $\sigma \cong a$ eine Sicherheitszugabe ist.

Sonach wird:

$$a_0 = z_1 + z_2 = r + a + i + \sigma - s.$$

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. 9 dargestellt, in der die Dampfverteilungspunkte durch Bogen mit $L = 5R$ auf die Kolbenweglinie gelotet sind. Gleichmäßigere Dampfverteilung wird durch Einstellung des Schiebers oder durch ungleiche Lappenlänge erzielt. Im ersten 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.

Bei äußerer Einströmung nimmt die Ungleichheit der Dampfverteilung durch den Einfluß der Exzenterstangenlänge zu, Fig. 9. 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 = Exzenteradius, l = Exzenterstangenlänge).



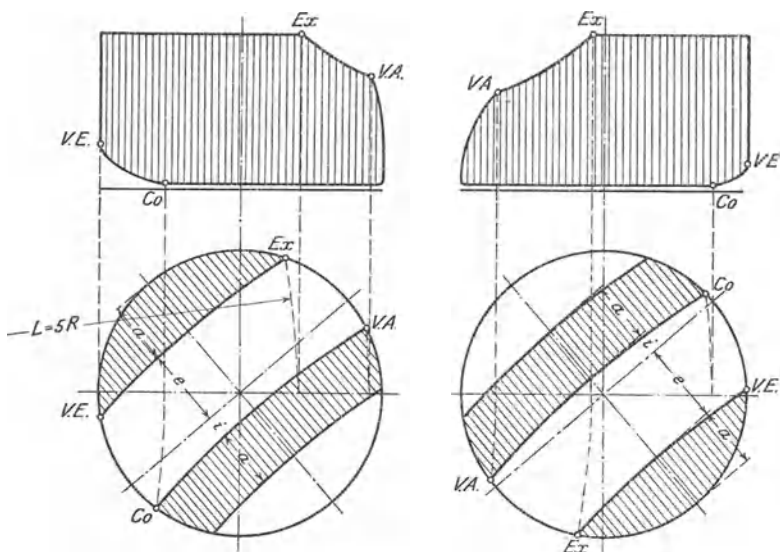


Fig. 9.

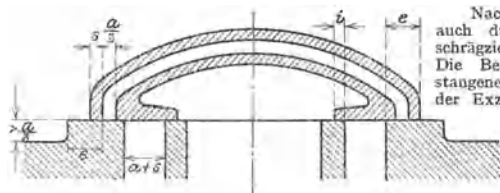


Fig. 10 a.

Nach Doerfel wird Füllungsausgleich auch durch Anordnung einer kurzen, schrägziehenden Exzenterstange erreicht. Die Bewegungsrichtung des Exzenterstangenendpunktes geht am Drehpunkt der Exzenterkurbel vorbei, so daß im Schieberdiagramm die Deckungslinien nicht mehr parallel verlaufen und vom Diagrammkreis Bogenstücke verschiedener Länge abschneiden.

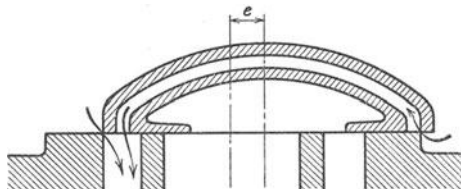


Fig. 10 b.

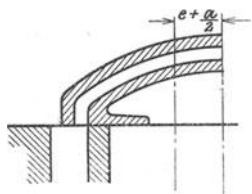


Fig. 10 c.

2. Abarten des Muschelschiebers. Diese bezwecken eine Verbesserung der Einströmung oder Verringerung der Exzentrizität und Schieberabmessungen.

a) Trickschieber. Der Dampf strömt an der Außenkante und durch einen Kanal von der Weite $\frac{a}{2}$ zu, wenn dieser über

einer Aussparung im Schieber spiegels steht. Sonach doppelte Eröffnung und volle Freilegung des Kanals, wenn der Schieber um $e + \frac{a}{2}$ von der Mittellage entfernt ist. Kanalweite an der Mündung = $a + s$, um Verengung des Kanals in Schieberstellung nach Fig. 10 c zu vermeiden. Häufige Anwendung, um die Exzentrizität zu halbieren. In diesem Fall stellt Fig. 10 c Schiebertotlage dar, Wirkung wie die des gewöhnlichen Muschelschiebers. Zu beachten, daß

zur Vermeidung der Drosselung des Auspuffdampfes $r > a + i$. Ist $\left(s + \frac{a}{2}\right) > e$, so werden beide Zylinderseiten bei Schiebermittellage miteinander verbunden. Mitunter erwünscht, da Kompression erhöht, Auspuff erleichtert wird.

b) Pennsche Schieber. Durch Gabelung der Kanäle am Schieberpiegel und durch Querkanäle im Schieber, die mit dem Schieberkastenraum in Verbindung stehen, wird Verdoppelung von Ein- und Ausströmung erreicht. Fig. 11. Auspuffdrosselung wird vermieden, wenn $c_1 = r + \sigma - i$ ist. $c_2 > a$, damit Eintrittsdampf nicht gedrosselt wird.

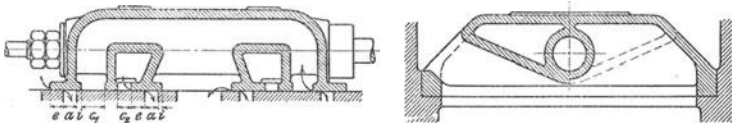


Fig. 11.

Weitere Abarten: Schieber von Weiß, Hochwald, die mit Überströmung arbeiten.

3. **Entlastete Schieber.** Gewöhnliche Flachschieber arbeiten mit 10 bis 12 kg/cm² spezifischem Auflagerdruck. Bei Dampfdrücken über 8 at läßt sich dieser Auflagerdruck unter Vergrößerung des Gesamtdruckes nur durch sehr große, zum Verwerfen neigende Gleitflächen erreichen. Richtiger ist Anwendung von Entlastungen.

Anordnung besonderen Entlastungsraumes, der mit der Atmosphäre oder dem Kondensator verbunden ist. Ein federnder Ring dichtet Schieberkasten gegen Entlastungsraum ab.

Kolbenschieber stellen häufigste Entlastung dar. Form möglichst als einfacher Umdrehungskörper, um Spannungen zu vermeiden. Abdichtung durch Einschleifen oder besser durch Dichtungsringe. Buchsen, mit Stegen in den Kanaldurchbrechungen versehen, werden mit rechtwinkligen Ansätzen lose eingesetzt und mit Asbestschnüren abgedichtet. Ausglühen von Schieber und Buchse nach Bearbeitung zur Vermeidung von Gußspannungen. Durch Lagerung der kräftig gehaltenen Schieberstange außerhalb des Dampftraumes ist der Schieber schwebend zu halten.

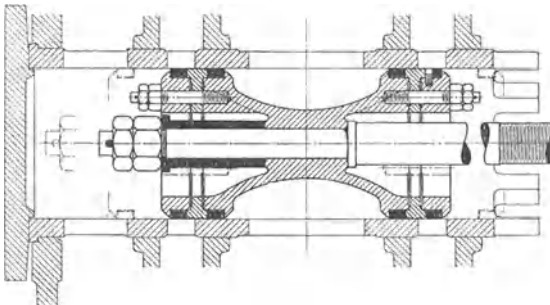


Fig. 12.

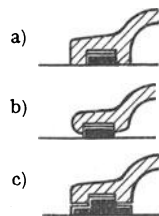


Fig. 13.

Fig. 12 zeigt einen mit „Inneneinstromung“ arbeitenden Lokomotivschieber (Ausführung Hannoverische Maschinenbau-A.-G.). Die äußeren Überdeckungen sind innen, die inneren (hier negativen) Überdeckungen außen angebracht. Vorteile: Der Schieberkasten ist mit Abdampf gefüllt, daher Entlastung der Schieberstangen-Stopfbuchse von Druck und Temperatur. Geringere Strahlungsverluste.

Ausführung der Dichtungsringe nach Fig. 13. In 13 b und c bildet der Dichtungsring die steuernde Kante. Infolge der kleinen Auflagerfläche neigt der Ring zum Einschlagen.

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 $\frac{F}{2} = \frac{1}{2} \frac{O \cdot c}{u}$ oder $F = \frac{O \cdot c}{u}$ hat. In ersterem Fall strömt z. B.

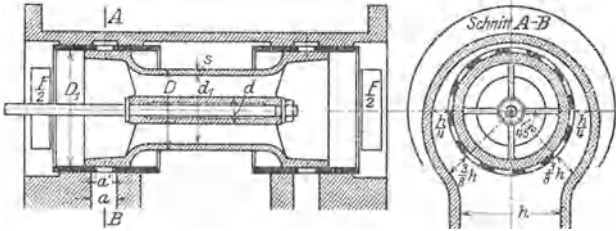


Fig. 14.

der Abdampf der rechten Seite teils unmittelbar, teils durch den Schieber hindurch zum Auspuffrohr. Es muß $\left(\frac{d_1^2 \pi}{4} - \frac{d^2 \pi}{4}\right) = \frac{F}{2}$ sein. Nabendurchmesser d ist aus konstruktiven Gründen festgelegt. Nach Wahl der Wandstärke s ist $D = d_1 + 2s$, und es folgt $\frac{\pi}{4} (D_1^2 - D^2)$ als erforderlicher Frischdampfquerschnitt.

Hat der Ausströmquerschnitt die Größe F , so kann der Schieber aus zwei Einzelkolben zusammengesetzt werden, wobei die Schieberstange in jedem Kolben abzudichten ist. Es wird $\frac{D_1^2 \pi}{4} = F$ für Abdampf, $\frac{D_1^2 \pi}{4} - \frac{d^2 \pi}{4} = F$ für den Frischdampf, falls hier etwas höhere Geschwindigkeit zugelassen wird. Verbindung beider Kolben miteinander durch eine Hülse erspart

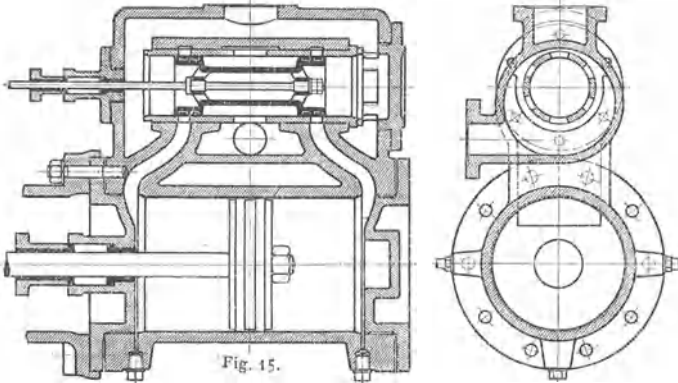


Fig. 15.

die Abdichtung, verkleinert jedoch den Frischdampfquerschnitt mehr, so daß jetzt von diesem auszugehen ist. Kanalweite a' folgt aus $\varphi \cdot D_1 \cdot \pi \cdot a' = F$, worin φ die Verengung der Buchsenkanäle durch die Stege bedeutet. $\varphi \sim 0,7$ 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 wagerechten Ebene eine Gesamthöhe des Kanals von $\frac{h}{2}$, unter 45° hierzu geneigt eine Gesamthöhe von $\frac{3}{4} h$ erfordert.

Weiteres s. D u b e l, Steuerungen. Berlin 1923, Verlag von Julius Springer.

4. **Exzenteraufkeilung.** Exzenter eilt bei äußerer Einströmung um $90^\circ + \delta$ vor; bei innerer Einströmung oder Einschaltung eines die Schieberbewegung umkehrenden Hebels in das äußere Gestänge eilt Exzenter um $90^\circ - \delta$ nach. Ist Schieberbahn um Winkel α gegen Horizontale geneigt, so eilt Exzenter um $90^\circ + \delta \pm \alpha$ vor, da jetzt Exzentermittellage senkrecht zur geneigten Schieberbewegungsrichtung stehen muß.

5. **Ausführung von Zylinder und Schieberkasten.** Mündung der Kanäle in die Vorbohrung. Schieber schleift zur Verhinderung der Gratbildung über die Gleitfläche. In dieser sind zur Entlastung schräge Nuten anzubringen. Beispiel eines Zylinders mit Kolbenschiebergehäuse siehe Fig. 15. Zur Einstellung der Kolbenschieber ist Anordnung von verschraubbaren Schaulöchern an den Dampfkanälen erforderlich.

6. Einschieber-Expansionssteuerungen.

Der Endpunkt der wirkamen Exzentrizität wird auf einer geraden oder bogenförmigen „Scheitelkurve“ verstellt. Im ersteren Fall ist bei Lage der Scheitelkurve nach Fig. 16 das lineare Voreilen konstant, im letzteren Fall veränderlich. Schräge Lage zur Kolbenbewegungsrichtung bei Kurbelotlage ermöglicht bei gerader Scheitelkurve sowohl

konstante Voreinstromung, in Winkelgraden gemessen, als auch annähernd Nullfüllung. Die bogenförmige Scheitelkurve wird nach Doerfel meist dadurch erhalten, daß ein äußeres „Drehexzenter“ um ein inneres, fest aufgekeiltes Exzenter vom Flachregler s. „Regulierung“ gedreht wird. Durch die Verstellung des wirkamen Exzentrums nimmt mit abnehmender Exzentrizität der Voreilwinkel zu. Geradlinige Scheitelkurve wird durch Verschiebung eines geschlitzten Exzentrums erhalten. Die entstehende

Dampfverteilung zeigt das Müller-Reuleaux-Diagramm nach Fig. 16.

Starke Veränderlichkeit der Voreinstromung, im Kurbelwinkel gemessen, bei konstantem linearem Voreilen. Mit kleiner werdender Exzentrizität nehmen Expansion, Vorausströmung und Kompression zu. Kleinste Füllung hat dieselbe Dauer wie Voreinstromung, Vorausströmung und Kompression ergänzen sich hierbei zu 100 v. H. Nullfüllung bei dieser Lage der geradlinigen Scheitelkurve nicht erreichbar, bei bogenförmiger, wenn $v_{\min} \leq e$.

7. **Zweischieber-Expansionssteuerungen.** Grundschieber steuert unveränderlich Voreinstromung, Vorausströmung und Kompression. Expansionschieber

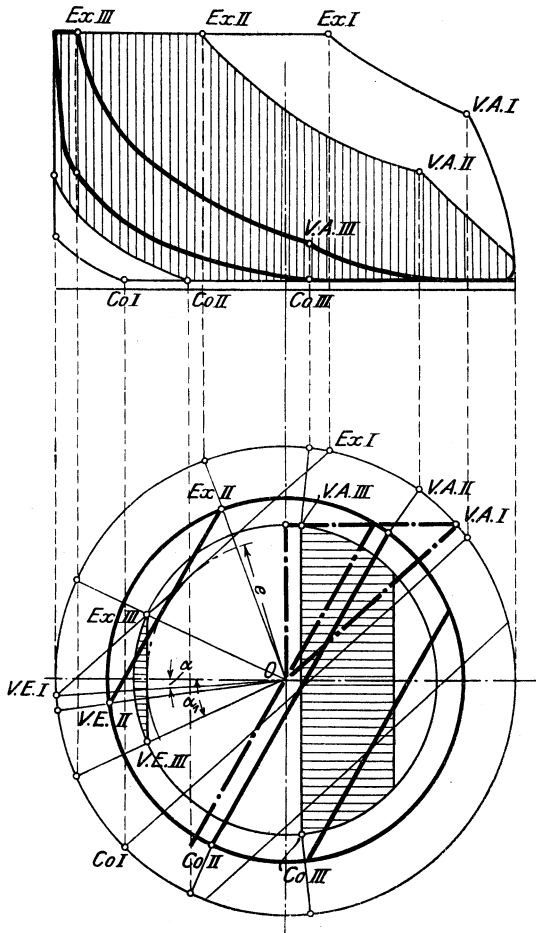
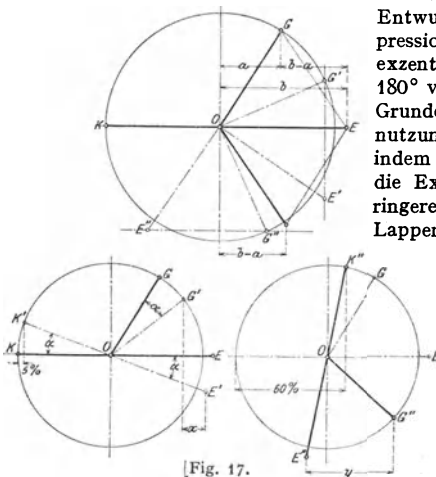


Fig. 16

steuert Füllung, indem der „Durchlaßkanal“ auf dem oberen Grundschieber-
 spiegel geschlossen wird, wenn er unten noch mit Zylinderkanal in Verbindung
 steht.

Schieber mit veränderlicher Entfernung der steuernden Kan-
 ten. Grundexzenter wird nach Größe und Lage durch das Müllersche
 Schieberdiagramm gefunden, bei dessen
 Entwurf von Vorausströmung und Kom-
 pression ausgegangen wird. Expansions-
 exzenter eilt gewöhnlich der Kurbel um
 180° vor und wird etwas größer als das
 Grundexzenter genommen (unter Be-
 nutzung desselben Exzenteringmodells,
 indem durch Versetzen der Kernmarke
 die Expansionsexzenterischeibe mit ge-
 ringerer Stegstärke ausgeführt wird). Um
 Lappenlänge l und Kanalausladung
 $L = l + y$ zu ermitteln, ist die
 Kenntnis der Schiebermittelen-
 fernungen bei größter und
 kleinster Füllung im Augenblick
 des Füllungsschlusses erforder-
 lich.



[Fig. 17.]

Ermittlung dieser Abstände in
 Fig. 17 für 5 und 60 vH Füllung.
 Wird in Fig. 17 der Expansionsschieber
 mit der Grundschiebermitte zur Dek-
 kung gebracht (ein Fall, der bei jeder
 Umdrehung zweimal, und zwar dann
 vorkommt, wenn Exzenterpunkte G ,
 G' nicht unzeitgemäß freilegt,
 muß $l = x + a + EG + \sigma$
 sein, worin $\sigma =$ Sicherheitszu-
 gabe = 10 bis 15 mm. In Fig-
 ur 17 wird in gleicher Weise
 bezüglich Schiebermittelab-
 stand y bei größter Füllung
 vorgegangen. Die Platten der
 Meyer-Steuerung sind hierbei
 ganz zusammengeschraubt.
 Es folgt $L = l + y$. Fig. 18 d.

und E' in einer Senkrechten liegen), so ergibt sich Fig. 18b. Damit Kante K beim Linksgang
 um die größte Schiebermittelenfernung (die vorliegt, wenn G'' und E'' in einer Wagerechten
 liegen und welche die Größe $EG = E''G''$ hat) Kanalkante K_1 nicht unzeitgemäß freilegt,

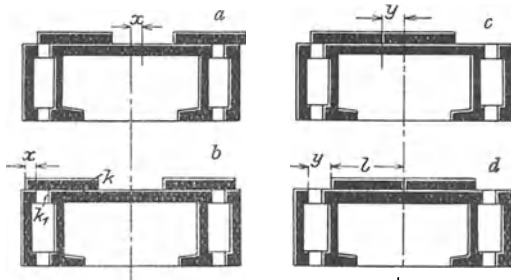


Fig. 18 a—d.

Bequemer ist Ermitt-
 lung mittels Relativex-
 zenters, von dem man
 sich den Expansions-
 schieber auf dem in O ,
 Fig. 19, ruhend gedach-
 ten Grundschieber be-
 wegt denkt.

Die Größe dieses Relativexzenters muß gleich der Länge EG sein.
 Der Lage nach stellt das Relativexzenter die dritte Seite eines Parallelogramms
 dar, dessen eine Seite das Grundexzenter, dessen Diagonale das Expansions-
 exzenter ist. Bewegen sich die drei Exzenter in derselben Richtung, so ist stets,
 wie erforderlich, die Entfernung des Relativexzenterendpunktes von der durch O
 gehenden Senkrechten gleich der wagerechten Entfernung der durch G und E
 gelegten Senkrechten.

Fig. 19 zeigt die Anwendung des Relativexzenterkreises. Auftragung von
 z. B. 3 und 60 vH. Füllung unmittelbar auf OR . Die Lagen der Expansions-
 schieberkanten auf dem Grundschieber beim Abschluß der größten und nor-
 malen Füllung sind eingezeichnet. In N wird der Durchlaßkanal wieder er-
 öffnet.

Damit keine Nachfüllung stattfindet, muß am unteren Schieberspiegel der Durchlaßkanal geschlossen sein. Bedingung erfüllt, wenn Winkel RON größer ist als der Winkel, währenddem Grundschieber Füllung gibt.

Fig. 19 zeigt weiterhin die Eintragung der „Schließkurve“ für 20 vH Füllung.

Fig. 20: Meyer-Steuerung mit Flachschiebern.

Ausführungen der Meyer-Steuerung mit großer Schraube, die Eingreifen des Regulators gestattet, siehe Fig. 21¹⁾. Vermeidung der Rückwirkung auf den Regulator, wenn zur Erzielung von Selbstsperrung die Schraubensteigerung

$$\frac{h}{d\pi} < 1 : 7.$$

Ridersteuerungen zeigen Verlegung der Schraubengänge an die Kanten des Expansionsschiebers. Fig. 22 stellt Flachschieber oder Abwicklung des Rundschiebers dar. Mit $\alpha = 50$ bis $60^\circ =$ Neigungswinkel der Kanäle, ist die Regulatorverstellung $u = (x + y) \cdot \operatorname{tg} \alpha$. Abmessung l folgt aus Bedingung, daß bei Herausbewegung des Expansionsschiebers aus Mittellage um Relativexzentrizität r z. B. linke Schieberkante rechte Durchlaßkanalkante nicht öffnen darf. Es folgt

$$l = r + \sigma + y - a.$$

$$\text{Schieberhöhe } H = h + u + 2\sigma.$$

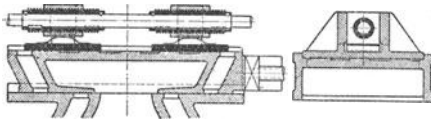


Fig. 20.

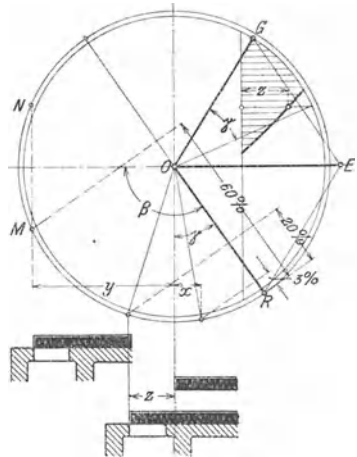


Fig. 19.

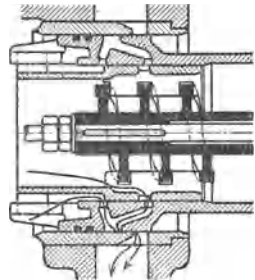


Fig. 21.

Damit bei Rundschiebern die Kanallänge h der Abdichtung wegen kleiner als der Halbkreis bleibt und sich etwa über 150° erstreckt, wird der Rundschieberdurchmesser

$$d = \frac{360 h}{150 \cdot \pi} \cong 0,75 h. \text{ Verdrehung der Expansionsschieberstange um Winkel}$$

$$\gamma = \frac{u \cdot 360}{d \pi}.$$

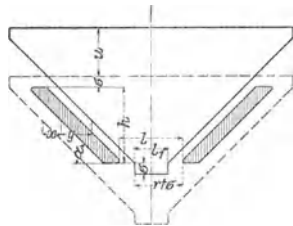


Fig. 22.

Ausführung der Ridersteuerung mit Kolbenschiebern s. Fig. 23.

Ineinanderlaufende Riderschieber werden infolge allgemeiner Verwendung von Heißdampf heute nicht mehr ausgeführt.

¹⁾ Ausführung Pokorny & Wittekind, Frankfurt a. M.

Von den Nachteilen der ineinanderlaufenden Schieber sind die von Doerfel eingeführten „Zweikammersteuerungen“ frei, die überdies kleinere Schieberdurchmesser und einfachere Formen bedingen.

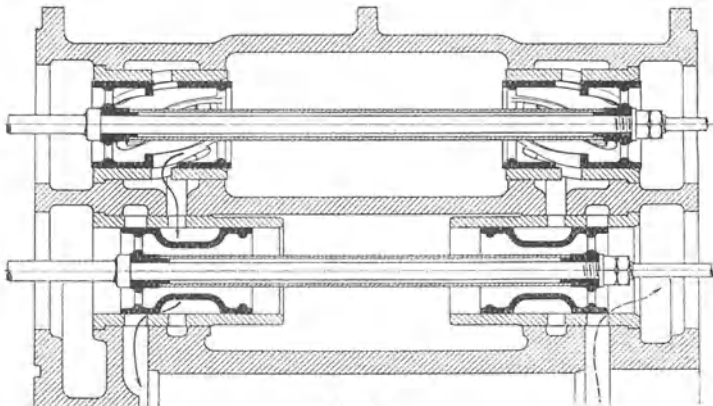


Fig. 23.

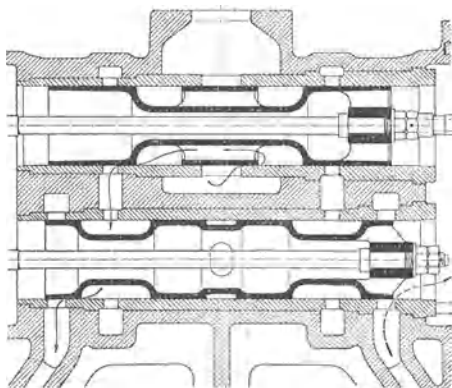


Fig. 24.

Fig. 23: Ridersteuerung. Fig. 24¹⁾ zeigt Zweikammersteuerung mit Verstellung des Expansionschiebers durch Flachregler. Zur Erzielung guter Abdichtung wird Dampfeintrömung in Expansionschieberraum durch besonderen Ring gesteuert.

b) Steuerungen mit vierfach geteiltem Schieber.

1. Die Corliss-Steuerungen.

Als solche werden Anordnungen nach Fig. 25—27 bezeichnet, während die von Corliss selbst herrührende Bauart in Fig. 25 dargestellt ist. Die Schiebergleitflächen sind zylindrisch; den Schiebern wird durch Exzentertrieb eine schwingende Bewegung erteilt. Entlastung der Spindel von biegenden Kräften durch Lagerung der Nabe des Antriebhebels zwischen Spindel und Gehäuse oder auch auf Gehäuse. Fortfall oder Entlastung der Stopfbuchse durch Bund, der von Feder und Dampfdruck gegen aufgeschliffene Fläche einer die Spindel umgebenden Buchse gepreßt wird. Kupplung mit Stange durch Blätter so, daß Schieber senkrecht zur Gleitfläche beweglich ist, Blätter möglichst lang zur Verminderung der Kräfte des antreibenden Kräftepaars. Anordnung der Auslaßschieber derart, daß sie vom Dampfdruck gegen Auspuffraum-Mündung gepreßt werden. Mitunter Ausführung der Schieber mit Trickkanal.

Zylinderausführungen siehe Fig. 25—27.

Schieberantrieb entweder unmittelbar durch Exzenter oder unter Einschaltung einer „Schwingscheibe“. Im letzteren Fall Verringerung der Schieber-

¹ Ausführung Dinglersche Maschinenfabrik, Zweibrücken.

wege und Schieberdurchmesser infolge der Kniehebelwirkung („Corliss-Schränkung“). Anordnung des Schwingscheibenantriebes von Steuerungen mit zwei „Drehmuschelschiebern“ nach Doerfel derart, daß für Einlaß Schieberweg

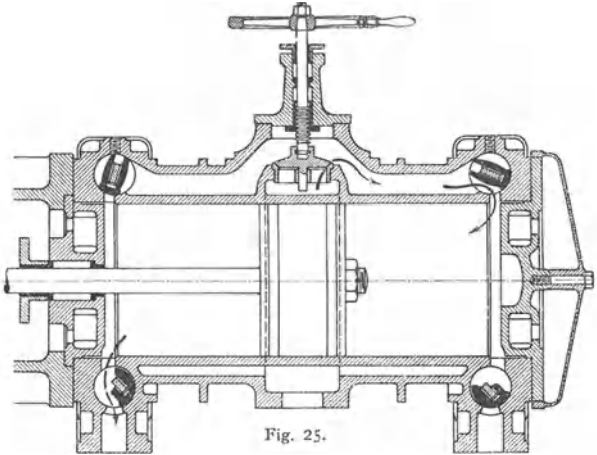


Fig. 25.

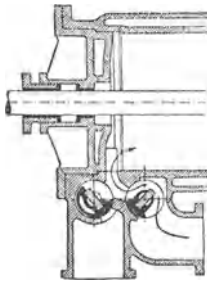


Fig. 26.

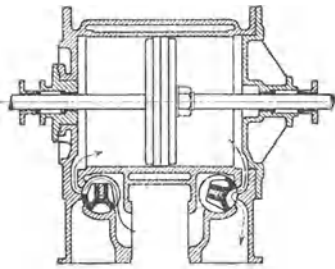


Fig. 27.

($e + a$), für Auslaß ($i + a$) beträgt. Fig. 27¹⁾.

Entwurf für gewöhnlichen Exzenterantrieb nach Fig. 28 mittels des Müller-Seemannschen Schieberdiagramms, das über Ausschlagbogen s_0, s_0' aufgezeichnet wird.

Erstreckung des Schieberquerschnittes über etwa 120° .

2. Kolbenventilsteuerungen. Fig. 29 zeigt Ausführung nach Van den Kerchoven. Antrieb der Kolbenventile durch eine der nachfolgend behandelten Ventilsteuerungen. Besonders zweckmäßig paarschlüssiger Antrieb nach Fig. 57 oder durch Schwingdaumen, wodurch lautloser Gang bei beliebigen Umlaufzahlen erhalten wird.

3. Anwendungsgebiet. Die Corliss-

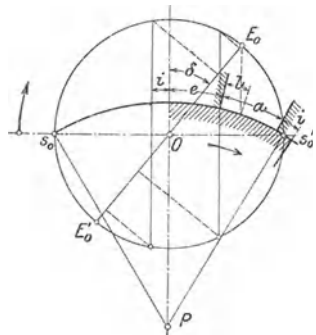


Fig. 28.

¹⁾ Ausführung der Prager Maschinenbau-A.-G.

Steuerungen finden in Deutschland nur an Niederdruckzylindern Anwendung, da Rundschieber für hohe Drücke und besonders für Überhitzungen höher als etwa 230° nicht geeignet. Vorteil: bequeme, konstruktive Anordnung und zuverlässige Dichtheit. Kolbenventile entsprechen am meisten den heute gestellten Betriebsanforderungen.

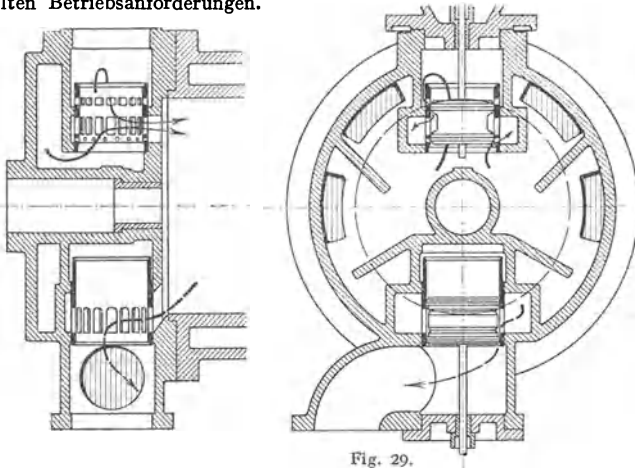


Fig. 29.

c) Die Ventilsteuerungen.

1. Das Ventil. Ausführung des „Rohrventils“ nach Fig. 30 zweiseitig mit doppelter Eröffnung und weitgehender Entlastung vom Dampfdruck. Bei großen Zylinderdurchmessern finden sich viersitzige Ventile mit verringertem Hub nach Fig. 31. Die Ausführung gestattet getrenntes Aufschleifen der Einzelventile, die nacheinander angehoben werden.

Baustoff: Gußeisen. Neigung der Ventilsitze bis 60° gegen die Wagerechte, besser wagerechter Sitz. Führung durch außen angebrachte Rippen

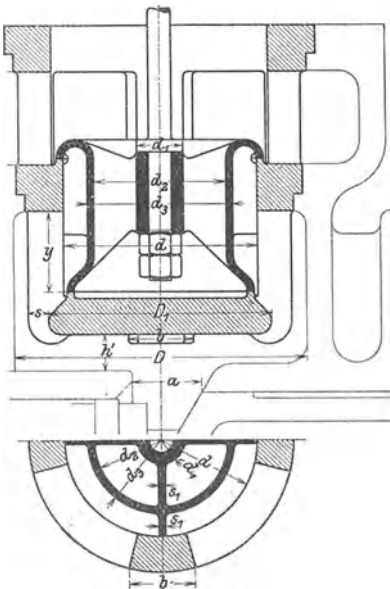


Fig. 30.

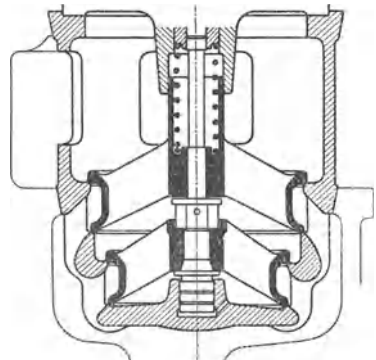


Fig. 31. (Görlitzer M. A.-G.)

nach Fig. 30, durch die verlängerte Ventilspindel nach Fig. 31. Mitunter Ausführung mit Überdeckungsringen, so daß Füllungsschluß nicht mit Auftreffen der Sitzflächen zusammentrifft, sondern vorher stattfindet. Ermöglichung raschen Abschlusses und „scharfer Diagrammecken“. Auslaßventil Fig. 32. Die Sitzflächen werden von dem im Zylinder arbeitenden Dampf angepreßt.

Ausführung des Korbes zur Vermeidung des Verdrücktwerdens durch die sich verziehenden Zylinderwänden mit wagerechten Sitzen, statt mit konischen. Im ersten Fall Abdichtung durch Klingerit. Hochziehen des den oberen Ventilsitz umgebenden Steges nach Fig. 31, um axiales Zuströmen des Dampfes zu erhalten.

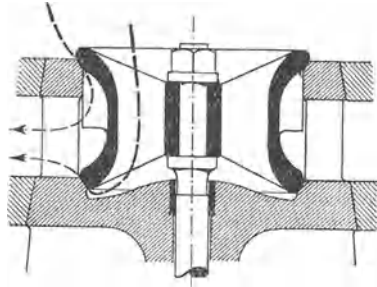
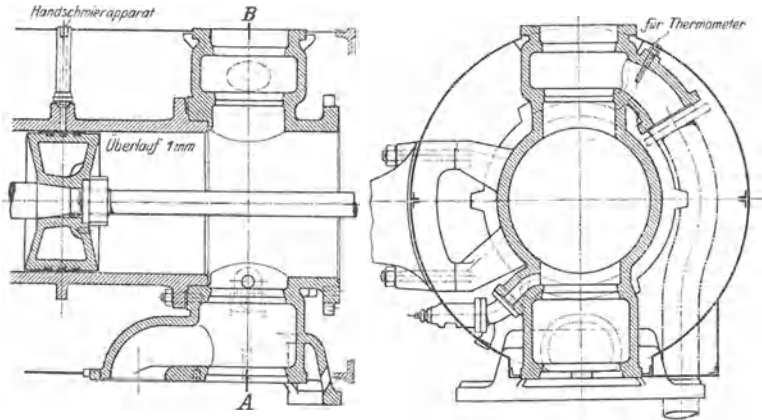


Fig. 32.



Anordnung der Ventile in den Zylinderscheiteln nach Fig. 33 und 34¹⁾. Seltener seitliche Ventillage. Für Heißdampftrieb wird möglichst einfache, rohrförmige Gestaltung des Zylinders ohne Mantel, Rippen zur Vermeidung von Spannungen angestrebt. Sehr zweckmäßig ist Anordnung der Ventile im Deckel.

Ventildurchmesser d folgt aus

$$\varphi \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{O \cdot c}{u} = F,$$

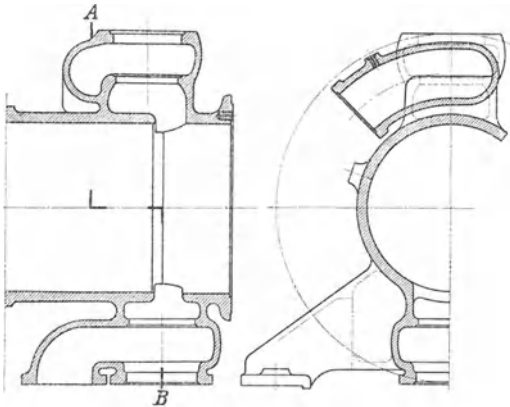


Fig. 33 und 34.

¹⁾ Nach C. Volk, Einzelkonstruktionen. Heft 1. Berlin 1912, Julius Springer

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 :

$$\frac{d_1^2 \pi}{4} + \frac{F}{2} - n \cdot s_1 \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right) = \frac{d_2^2 \pi}{4}; \quad d_3 = d_2 + 2s' \quad (s' = \text{Ventilwandstärke}).$$

$$\frac{d_3^2 \pi}{4} + \frac{F}{2} - n \cdot s_1 \left(\frac{d - d_3}{2} \right) = \frac{d^2 \pi}{4},$$

worin n = Anzahl der Rippen, s_1 = Rippenstärke.

$$(D^3 - D_1^3) \cdot \frac{\pi}{4} - n' \cdot b \cdot s = F; \quad n' = \text{Anzahl der Stege am Ventilkorb.}$$

$$D \cdot a = F.$$

Höhe y ist so zu bemessen, daß bei ganz gehobenem Ventil zwischen Korbsitz und unterer Ventilkante noch genügend Querschnitt für die halbe Dampfmenge bleibt. Der durch die Korbstege verengte Durchtrittsquerschnitt soll die Größe

$$2(d\pi \cdot h - n' \cdot b \cdot h) = F$$

haben, worin h = Ventilhub.

Je nach Art der äußeren Steuerung werden kraftschlüssige oder freifallende Ausklinksteuerungen, zwangläufige und paarschlüssige Steuerungen unterschieden. Bei den freifallenden Steuerungen wird durch Eingreifen des Reglers der Zusammenhang zwischen Ventilschindel und Antriebsmechanismus je nach Belastung früher oder später vollständig gelöst. Das Ventil nähert sich seinem Sitz mit einer Geschwindigkeit, die von der Reibung der Schindel in der Dichtung, vor allem von der Einstellung des Luft- oder Ölpuffers abhängt.

Bei den zwangläufigen Steuerungen wird das Ventil ebenfalls durch Federkraft geschlossen, aber die Schindel 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.

1. Freifallende Ventilsteuerungen.

Steuerungen mit kleinem Einfallweg der Klinke. Fig. 35 zeigt die Collmann-Steuerung. Der obere Exzenterstangenendpunkt, an dem die Klinke hängt, wird durch Lenker um den Drehzapfen des Ventilhebels, der die Anschlagplatte trägt, geführt. Die Klinke setzt annähernd in Exzenterotlage auf und nimmt bei der Abwärtsbewegung den Ventilhebel mit, bis sie auf den vom Regulator eingestellten Auslöseadaumen trifft.

Steuerungen mit großem Einfallweg der Klinke. Die Klinke erhält eine zweite, die Auslösung bewirkende Bewegung und kann infolgedessen tiefer einfallen. Steuerung der MAN, Werk Nürnberg, Figur 36. Hebel a , der die Auslöserolle trägt, ist durch Zapfen P mit Ventilhebel H verbunden. Indem Klinke den Hebel H nach abwärts zieht, geht Hebel a nach aufwärts und verdrängt die Klinke.

Steuerungen mit zwangläufiger Klinkenbewegung. Die Klinke bewegt sich nicht in einer beiderseits abgebrochenen Bahn, sondern in einer geschlossenen Kurve, indem ihr eine zweite Bewegung von einem Teile des Antriebsgestänges erteilt wird. Fig. 37.

Fig. 38 zeigt die bei den Steuerungen der beiden ersten Gruppen nötige Exzenteraufkeilung. Die Klinke legt vor Aufsetzen den sog. „Überhub“ zurück

so daß mit einer der Ordinate n entsprechenden Geschwindigkeit angehoben wird. Je nach Genauigkeit der Ausführung und Einstellung beträgt der Überhub 1 bis 2 mm.

Steuerungen mit ellipsenförmigen Klinkenbahnen verhalten sich ungünstiger, da Klinke annähernd bei Höchstgeschwindigkeit des Exzentrers aufsetzt.

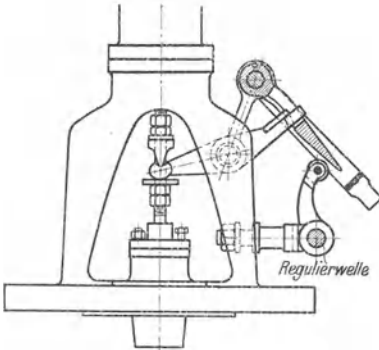


Fig. 35.

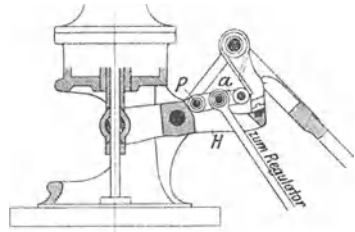


Fig. 36.

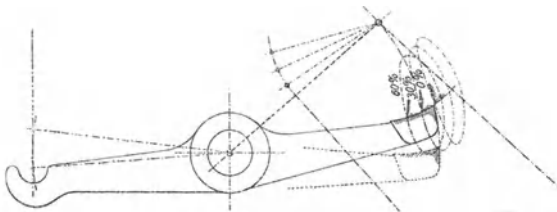


Fig. 37.

Füllungsausgleich wird durch ungleiche Exzentrizitäten in Verbindung mit ungleichen Voreilwinkeln oder durch abweichende Einstellung des vom Regler verstellten Triebwerkes erreicht. Bei den Steuerungen mit zwangsläufiger Klinkenbewegung läßt man die Klinke auf der Deckelseite bei den kleineren Füllungen weniger tief einfallen.

2. Zwangsläufige Ventilsteuerungen. Ventiltrieb bei festliegender Füllung — wie z. B. bei den Niederdruckzylindern von Verbundmaschinen — durch Wälzhebel oder Schwingdaumen in Verbindung mit Exzentrern oder durch unrunde Scheiben.

Wälzhebel mit beweglichem Drehpunkt siehe Fig. 39, mit festem Drehpunkt Fig. 40. Bei letzteren geringere Beschleunigungskräfte infolge Verringerung der zu beschleunigenden Massen. Beschleunigung in hohem Maße abhängig vom Betrag des „Klaffens“ k , Fig. 39. Ist $k = 0$, so wird gleich mit Endbeschleunigung angehoben. Meist $k = 3$ bis 7 mm. Abrundung mit kleinem Radius am Ende der Wälzplatte verursacht starke Abnutzung, doch

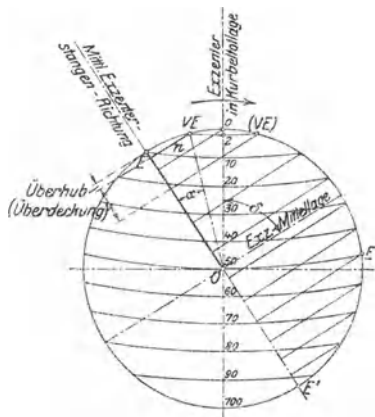


Fig. 38.

wird Übersetzungsverhältnis nicht geändert. Ausführung der Wälzhebel mit beweglichem Drehpunkt meist so, daß ein Teil mit gerader, der andere mit kreisbogenförmiger Wälzbahn ausgeführt wird.

Wälzhebelbewegung mit festem Drehpunkt kann man sich in der Weise hervorgebracht denken, daß Hebel $o_1 b$ zunächst auf oberer kreisförmiger Wälzplatte abgerollt wird, wobei b eine Zykloide beschreibt. Zur Erhaltung richtiger Schlußlage beider Hebel werden diese zusammen um o nach oben gedreht, wobei b sich auf Kreisbogen um o bewegt. Gestaltung der Hebel zur Vermeidung des Gleitens so, daß dieser Kreisbogen mit Zykloide möglichst zusammenfällt.

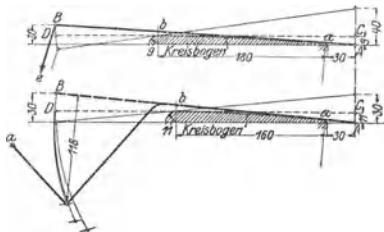


Fig. 39.

Fig. 41 zeigt Anordnung unrunder Scheibe. Diese besteht aus drei Teilen, durch deren Verschiebung gegeneinander die Dampfverteilung geändert werden kann. Ventilbewegung während Auflaufen der Rolle auf An- und Ablaufkurve. Während Auflaufen

auf konzentrischer „Rast“ bleibt Ventil in Ruhe. Gestaltung der Kurven mit Rücksicht auf die Beschleunigungen der zu bewegenden Massen des Ventils und des mit ihm verbundenen Gestänges.

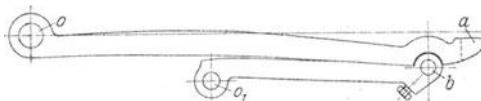


Fig. 40.

Starke Belastung des Steuerungsgestänges durch die erforderliche Schlußkraft der Feder, welche Verzögerung beim Eröffnen, Beschleunigung beim Niedergang aufzubringen hat. Günstigere Verhältnisse schaffen die Schwingdaumen, die vom

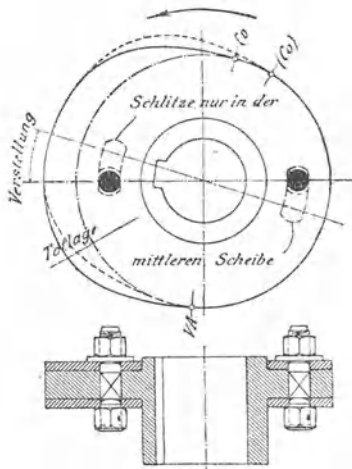


Fig. 41.

Exzenter eine schwingende Bewegung erhalten. In Fig. 42, Bauart Lenz, braucht die Feder nur Ventil nebst Spindel und Führungskloben zu beschleunigen. Klaren Vergleich zwischen Steuerungen mit Wälzhebeln und solchen mit

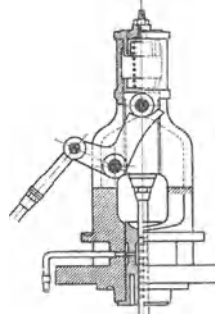


Fig. 42.

Klaren Vergleich zwischen Steuerungen mit Wälzhebeln und solchen mit

Exzenter eine schwingende Bewegung erhalten. In Fig. 42, Bauart Lenz, braucht die Feder nur Ventil nebst Spindel und Führungskloben zu beschleunigen.

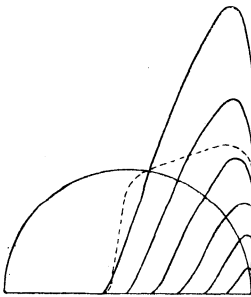


Fig. 43.

Schwingdaumen ermöglichen die „Ventilerhebungsdiagramme“, deren Abszissen Kolbenwege, deren Ordinaten die Ventilhube darstellen. Fig. 43 und 44. Einzeichnung der Drosselkurve (meist mit $u = 60$ m/sek., vgl. S. 113) läßt Beginn der Drosselung erkennen. Wegfall der übermäßigen Ventilhube, welche die Federkraft stark zunehmen lassen, bei den Schwingdaumen. Diese großen Ventilhube sind bei Wälzhebeln erforderlich, um nicht zu kleine, stark drosselnde Hübe bei kleinen Füllhüben zu erhalten.

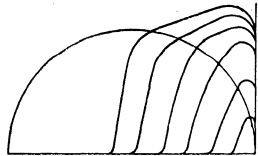


Fig. 44.

Beispiel. Es sind die Diagramme für $n = 180$ Uml./min zu entwerfen. Ventilhub = 20 mm, Vorausströmung 10 vH, Kompression 20 vH.

Durch Eintragen dieser Werte in das Diagramm Fig. 45 wird (für unendliche Pleuelstangenlänge durch geradlinige Projektion) der Eröffnungswinkel zu $\alpha = 164^\circ$ gefunden. Da eine Umdrehung $\frac{60}{180} = 0,33$ sek erfordert, so ist die Eröffnungszeit $0,33 \cdot \frac{\alpha}{360} = 0,152$ sek.

Als Wegkurve ist in Fig. 45 eine Zusammensetzung von Parabelkurven gewählt, so daß sich eine geradlinige Geschwindigkeitskurve und konstante Beschleunigung ergeben.

Fig. 45 zeigt weiterhin die Aufzeichnung des Ventilerhebungsdiagramms, in dem auch die Senkrechten durch die verschiedenen Kurbelstellungen 0 bis 8 die Ventilhube der Wegkurve abgetragen werden.

Fig. 46a 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 oy werden die aus dem Zeitwegdiagramm zu entnehmenden Ventilhube aufgetragen und durch die Punkte 0 bis 4 Kreisbögen aus O gelegt. Tangenten an den Kreis vom Halbmesser ρ (= Abstand Spindelmitte oy vom Drehpunkt O), durch die Schnittpunkte des Kreisbogens ox mit den Hebellagen gelegt, ergeben die Punkte 1' bis 4'. Aus diesen mit dem Rollhalbmesser gezogene Kreisbögen werden von der Nockenform umhüllt.

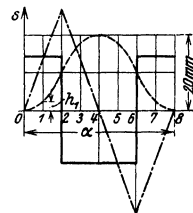
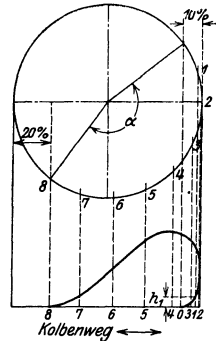


Fig. 45.

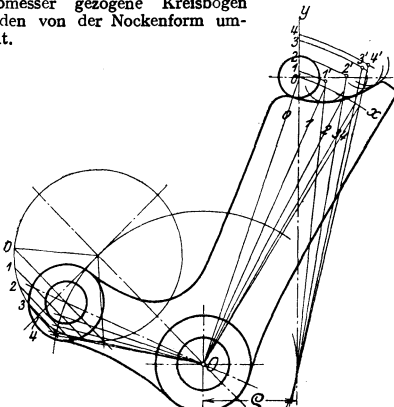


Fig. 46 a.

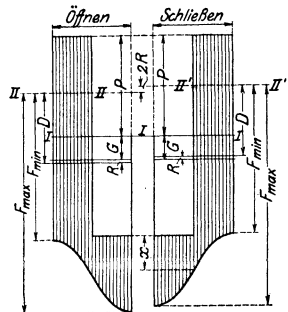


Fig. 46 b.

Fig. 46 b zeigt das Kräfte diagramm, dessen senkrechte Schraffen die Kräfte zwischen Rolle und Daumen angeben. II ursprüngliche Lage der Basis des Beschleunigungsdiagramms, beim Öffnen ist Beschleunigungskraft P zu leisten, das Ventildgewicht 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 Ventilhube, richtet sich also nach dem Zeitwegdiagramm; sie ist so zu wählen, daß Ordinate x nicht zu klein wird. Höchstzulässige Beschleunigung etwa 40 m/sek^2 .

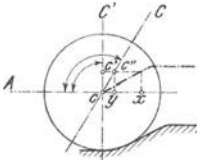


Fig. 47.

Von Bedeutung ist die Wahl des Winkels, der von den Bewegungsrichtungen der Rolle bzw. der Ventilschraube und des Daumens eingeschlossen wird.

In Fig. 47 ist wagerechte Bewegung der Schubkurve angenommen, während die Ventilschraube einmal in Richtung cC' (rechter Winkel), das andere Mal in Richtung cC liegen soll (stumpfer Winkel). In letzterem Fall läßt sich mit dem Schubkurvenweg $xy < cx$ der gleiche Ventilhub erreichen.

Um veränderliche Füllung zu erhalten, gelangen heute fast ausschließlich die Steuerungen mit Flachregler zur Ausführung.

Die Steuerungen mit Flachregler. Da die Ventilsteuerungen grundsätzlich von dem vierfach geteilten Flachschieber nur insofern abweichen, als die

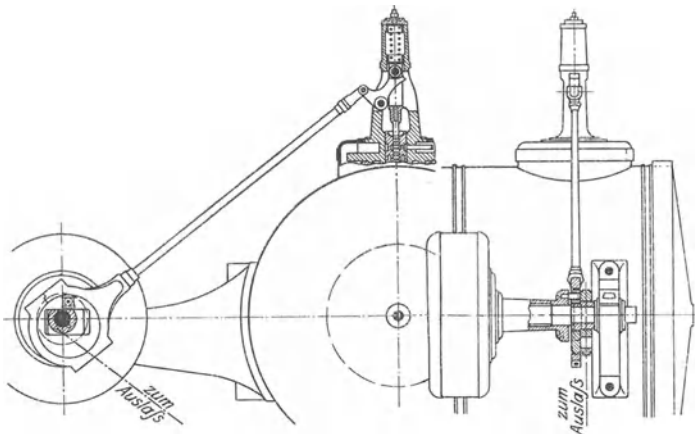


Fig. 48.

äußeren Überdeckungen als Spielräume im Gestänge auftreten, so ergibt sich ohne weiteres die Eignung der Flachregler für die Ventilbewegung.

Die gebräuchlichste, ursprünglich von Proell herrührende Anordnung des Reglers zwischen beiden Exzenter zeigt die weitverbreitete Lentz-Steuerung, Fig. 48 (Schwingdaumen, s. Fig. 42, Regulator s. „Regulierung“). Fig. 49 zeigt die Exzenterverstellung von Proell. Das von den Zugstangen des Flachreglers verdrehte Stellrohr besteht mit dem Drehexzenter aus einem Stück und ist unmittelbar auf dem Grundexzenter E_1 gelagert.

Doerfel verlegt den Regler in die Nähe des Konsollagers nach dem Rahmen hin, wobei der Regler mittels zweier Zugstangen ein zur Welle konzentrisches Stellrohr verdreht, das mit den Drehexzentern beider Zylinderseiten gekuppelt ist.

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 (siehe S. 114) vorgesehen wird.

Sehr einfache Darstellung der Dampfverteilung ergibt sich bei Aufzeichnung des Steuerungsschemas nach Proell, Fig. 50. MA = aufgekeiltes Grundexzenter. $AB = AC$ = Drehexzenter. BC = Scheitelkurve. DBE = Kreisbogen mit Ventiltzugstangenlänge als Radius. Für wirksames Exzenter MF erfolgt Ventilantrieb während des Bogens GFH . Da MF = Exzenterlage bei Kurbelotstellung, so ist GMF = Voreinströmungswinkel, FH Füllungsweg, FMH Füllungswinkel. Wird die Gerade DBE entgegengesetzt der Pfeilrichtung um Winkel $FMH = BML$ gedreht, so gelangt sie nach FLK und BN ergibt im Verhältnis zu BP die Füllung. Dauer der Voreinströmung ergibt sich, wenn Gerade DBE um Winkel FMG dem Uhrzeigersinn entgegengesetzt gedreht wird. Die Darstellung ergibt weiterhin leichte Aufzeichnung des Ventilerhebungsdiagramms. Z. B. ist für 65 vH Füllung der größte Ventilverhub gleich Abstand des Punktes C vom Kreisumfang. Abstand des Punktes C von der Geraden FLK gibt für die Einstellung auf 65 vH Füllung die Ventilerhebung nach 30 vH Kolbenweg an.

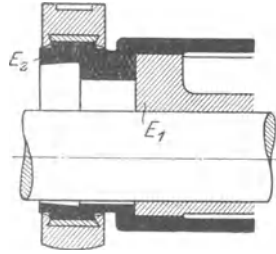


Fig. 49.

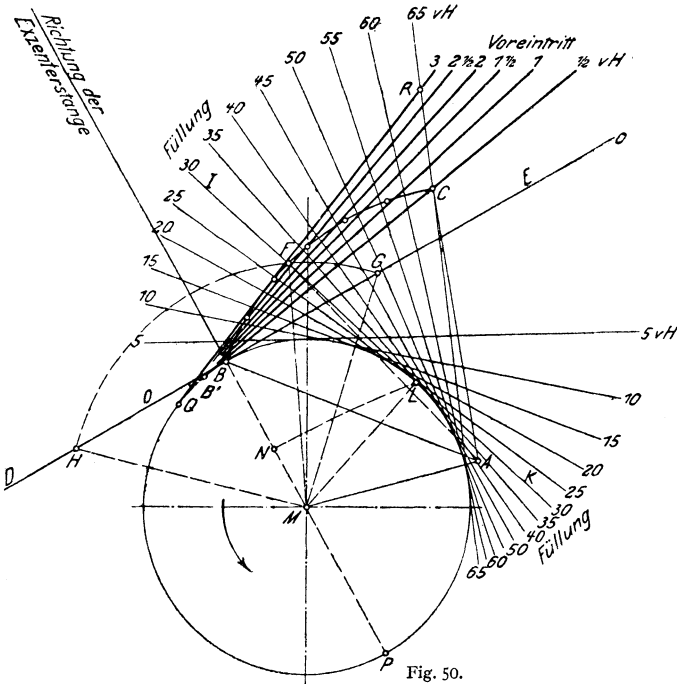


Fig. 50.

Füllungsausgleich bei Proellscher Regleranordnung nach Doerfel dadurch, daß Grund- und Drehexzenter für beide Seiten von gleicher Größe sind und nur der Verdrehwinkel vorn größer ist. Proell macht bei gleichen und genau entgegengesetzt aufgekeilten Grundexzenter den Drehexzenteradius auf der Deckelseite größer als auf der Kurbelseite. Die Sehnen der Bögen BC , Fig. 50, sind für beide Zylinderseiten gleich groß.

Lentz keilt die Gleitsteine, auf denen die Exzenter sitzen, nicht parallel, sondern um einen Winkel α gegeneinander versetzt auf. Um annähernd gleiche Ventilerhebung zu erhalten, sind Exzentrizität und Verschiebung für die Deckelseite größer als für die Kurbelseite, so daß die Scheitelkurve der Deckelseite länger als die der Kurbelseite ist.

Neben den Flachreglersteuerungen haben die im folgenden dargestellten Steuerungen viel von ihrer Bedeutung verloren.

Steuerungen mit Verstellung der übertragenden Teile. Bei diesen Steuerungen beeinflusst der Regulator die Bewegung des Exzenters auf das Ventil übertragende Gestänge. Die Voreinströmung, im Kurbelwinkel gemessen, ist konstant, d. h. das Ventil hebt stets bei derselben Kurbellage an. Rückwirkung auf den Regulator im Augenblick des Ventilanhubes ist zu verhindern.

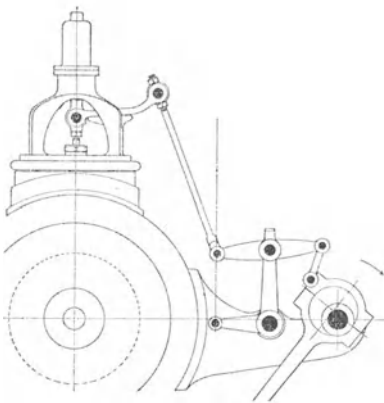


Fig. 51.

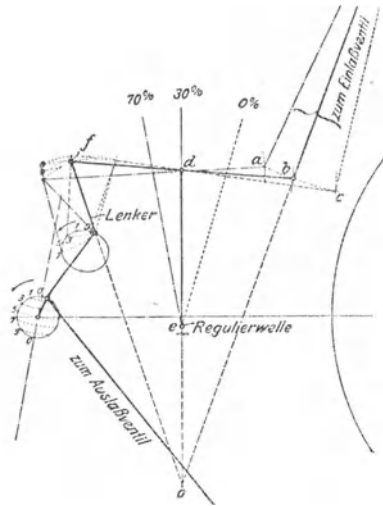


Fig. 52.

Steuerungen mit umlegbarem Lenker. Ableitung der Ventilbewegung von einer unveränderlichen Kurve, von der mehr oder weniger große Umfangsstrecken für die Ventilerhebung durch Umlegung eines Lenkers nutzbar gemacht werden. Die Fig. 51 und 52 zeigen Ausführung und Schema der Widmann-Steuerung, die in der Voreilstellung wiedergegeben ist. Die von den verschiedenen Stellungen des Lenkerendpunktes f durch den Exzenterbügelpunkt o mit der Lenkerlänge of geschlagenen Kreise geben in ihren Schnittpunkten mit der von o beschriebenen Kurve die Eröffnungsdauer an. Rückwirkung auf den Regulator wird vermieden, wenn in den Voreilstellungen für sämtliche Füllungsgrade die Richtungslinien von of , ed und der Ventiltzugstange sich in einem Punkte schneiden. Bei einer Hebung des Regulators aus der tiefsten in die höchste Stellung, wobei sämtliche Füllungsgrade durchlaufen werden, muß sich Punkt b auf einem mit der Ventiltzugstangenlänge geschlagenem Kreisbogen abc bewegen, wenn die Voreinströmung konstant sein soll.

Weitere Ausführungen: Recke, Proell, Elsner.

Steuerungen mit verstellbarer Geradföhrung eines Exzenterstangenpunktes. Der Endpunkt der Exzenterstange beschreibt je nach Neigung der Gleitbahn verschiedene Kurven, die Ventileröffnung verursachen, sobald sie den bei Ruhelage des Ventils mit der Zugstangenlänge geschlagenen Kreisbogen unterragen. Ausführung von Radovanovic, Fig. 53. Der Regulator verstellt einen Stein und verdreht damit die von der Exzenterstange umschlossene, als Zapfen ausgebildete Föhrung.

Unveränderliches Voröffnen und Vermeidung der Rückwirkung, wenn in der Voreinstellung der Kurbel der Stein in der Mitte Führungsscheibe steht.

Ausführungen: König, Sondermann.

Steuerungen mit zwei Antrieben. Zerlegung der Exzenterbewegung in zwei Komponenten und Wiedervereinigung beider Komponenten in einem

das Ventil steuernde und veränderliche Kurven beschreibenden Gelenk. Collmann-Steuerung, Fig. 54.

Die als Kulisse ausgebildete Exzenterstange K steuert unveränderlich den Zapfen z_1 , der sich um Punkt o dreht und dessen aufwärtsgehende Bewegung das Ventil zu eröffnen bestrebt ist. Auf Kulisse K wird Stein S verschoben, so daß je nach Stellung von K Zapfen z_2 größere oder kleinere Ausschläge macht, deren senkrechte Komponente der auf Ventileröffnung wirkenden Hebung des Zapfens z_1 entgegenwirkt. Voröffnen veränderlich, da für unveränderliches Voröffnen die gerade hergestellte Exzenterstange K bogenförmig mit z_2 S als Radius ausgeführt werden müßte.

Ausführungen: Kuchenbecker, Kliebisch.

Steuerungen mit veränderlicher Lage des Antriebspunktes. König-Steuerung, Fig. 55. Das Exzenter wird durch einen in E_1 angreifenden Lenker um Punkt o_1 geführt. Der Regulator verstellt die Rolle S auf der zur Erzielung unveränderlichen Voröffnens mit Zugstangenlänge als Radius gekrümmten Bahn.

Der Ausschlag des Antriebspunktes S setzt sich aus der unveränderlichen, wagerechten Exzenterbewegung mit der Schwingungsweite $2r = 2(V_e + e)$ und aus einer veränderlichen Bewegung $r \cdot \frac{L}{l}$ zusammen, die der senkrechten Exzenterbewegungskomponente entspricht. l = Exzenterstangenlänge, L = veränderlicher Entfernung des Punktes S von E_1 .

Steht S in E_1 , so wird das Ventil nur um V_e geöffnet.

Steuerungen mit unrunder Scheiben. Steuerung von Zwonicek. Fig. 56. Der vom Regulator um die Exzenterstange B verdrehbare Bügel C ist zur unrunder Scheibe ausgebildet, Rolle G der Ventilstange T wird

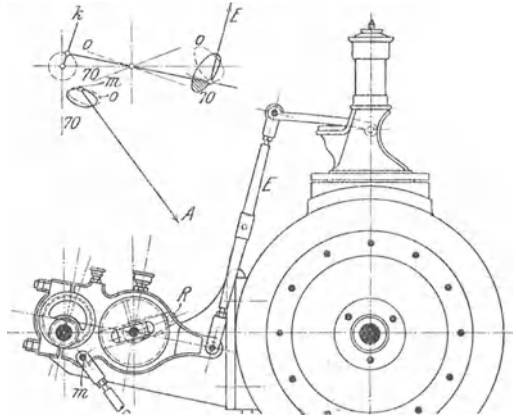


Fig. 53.

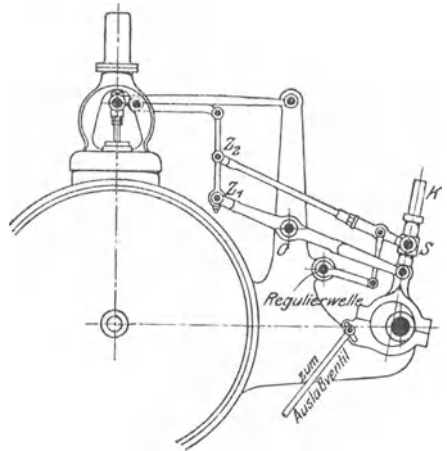


Fig. 54.

vom konzentrischen Teil *m n* angehoben und läuft je nach Regulatorlage an Kurve *n o* früher oder später ab.

3. Paarschlüssige Ventilsteuerung,

Fig. 57 zeigt paarschlüssigen Antrieb von Doerfel. Spielraum zwischen Angriffzapfen und Spindel, so daß diese zur Sicherung des Ventilschlusses

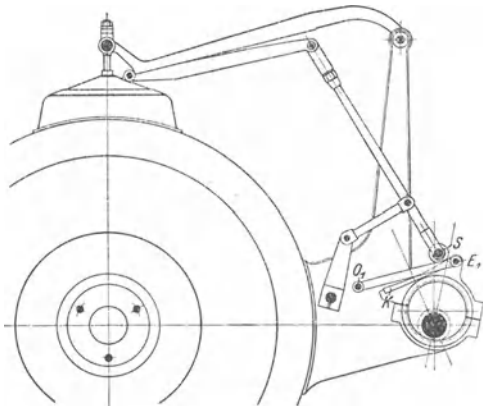


Fig. 55.

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 Gestanges, Verhinderung des „Hängenbleibens“ der Ventile, das namentlich bei Verbundmaschinen gefährlich werden kann.

Als Antrieb können sämtliche auf S. 128f. behandelte Steuerungstriebwerke dienen, jedoch gelangen ausschließlich Flachreglersteuerungen beim paarschlüssigen Ventilantrieb zur Verwendung.

4. Steuerung des Auslasses durch den Dampfkolben (Gleichstrommaschinen).

Am Ende des Hubes legt der Kolben Schlitz frei, durch die der Dampf ausströmt. Länge der Schlitz = $\frac{1}{10}$ Kolbenhub, sonach — unter Voraussetzung unendlicher Pleuelstangenlänge

— Vorausströmung 10 vH, Kompression 90 vH. Kolbenlänge gleich Hub minus Schlitzweite.

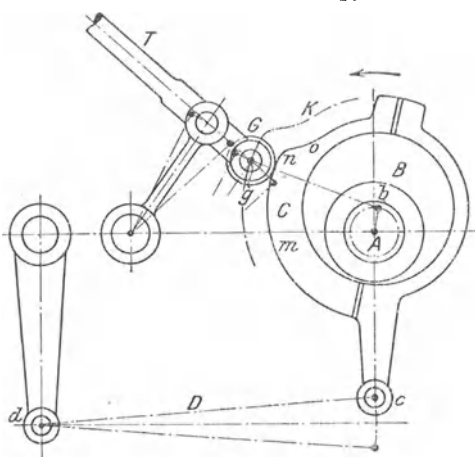


Fig. 56.

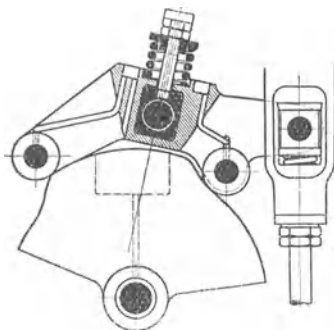


Fig. 57.

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 wegen des stürmischen Verlaufes der Ausströmung unwahrscheinlich.

(Vgl. Dubbel, Steuerungen, 3. Auflage. Berlin 1923, Julius Springer.) Versuche von Prof. Grassmann haben den geringen Wert der Gleichstromwirkung gezeigt. Der Dampfverbrauch erreicht den guter Verbundmaschinen. Als zweckmäßig hat sich Heizung des Deckels und der Anfänge der Zylinder (sog. Stufenheizung) erwiesen.

Die langandauernde Kompression macht entweder sehr tiefe Luftleeren oder besondere Bemessung der schädlichen Räume, die ohne beträchtliche Vergrößerung

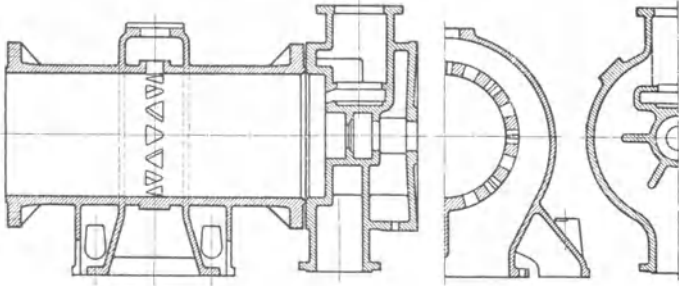


Fig. 58.

der schädlichen Flächen zu erreichen ist — z. B. durch Aushöhlung des Kolbens — erforderlich. Bei Auspuff wird ein schädlicher Raum von etwa 15 bis 17 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. Wegen der sehr kleinen Füllungen sind als Steuerungen nur solche zwangläufiger oder paarschlüssiger Art zu empfehlen.

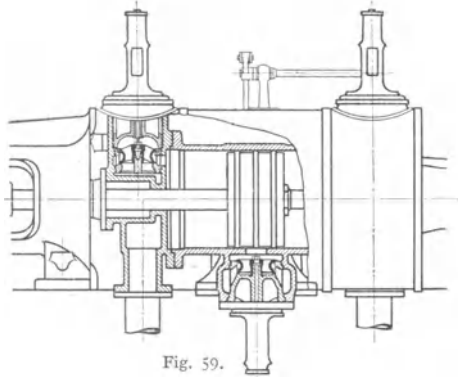


Fig. 59.

Fig. 58 zeigt Zylinderausführung (Maschinenfabrik Grevenbroich, Bauart Stumpf). Die Einlaßventile sitzen ohne Korb unmittelbar auf Flächen des Deckels. Das Kurbeltriebwerk ist schwerer auszuführen als bei Tandemmaschinen, wodurch der Preisunterschied zwischen beiden Maschinenarten erheblich beeinflußt wird. Dampfverbrauch etwa 4,7 kg pro $PS_1 h$ bei $p = 10 \text{ at}$, $t = 300^\circ$.

Verringerung der Kompression von 90 auf 50 vH läßt sich durch Anordnung der Schlitze derart, daß sie in Mitte Hub geschlossen werden, erreichen, wobei die beliebig zu wählende Vorausströmung durch die Steuerung des hinter den Schlitzen angeordneten Organs eingestellt wird. Fig. 64, Ausführung Proell. 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.

6. Die Umsteuerungen.

a) Innere Umsteuerungen. Ein Beispiel dieser nur bei kleineren Maschinen zu findenden Umsteuerung zeigt Fig. 60, Ausführung Danek. Muschelschieber m , der mit äußerer Einströmung, und sog. E-Schieber n , der mit innerer Einströmung arbeitet, sind zu einem einzigen Steuerungsorgan vereinigt, durch dessen Drehung entweder m oder n zur Wirkung gelangt.

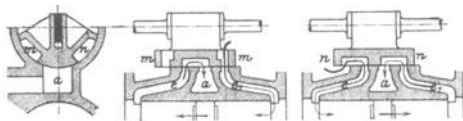


Fig. 60.

Nachteile der hierhin gehörigen Bauarten: Die Schieber müssen ohne jede Überdeckung ausgeführt werden, so daß das Diagramm rechteckige Gestalt ohne jede Expansion und Kompression erhält.

b) Umsteuerungen mit unmittelbarer Verstellung des Exzentrers. Letzteres ist geschlitzt und schwingt um einen festen Aufhängepunkt oder wird geradlinig geführt. Ausführung Lentz: Ein mit schrägen Zähnen versehenes Gleitstück greift in gleichartige Lücken der Exzentrerscheibe ein und wird senkrecht zu dieser verschoben.

c) Kulissensteuerungen. Ausführung mit zwei Exzentrern: Vorwärts- und Rückwärtsexzenter, oder mit nur einem Exzenter, wobei zweite Bewegung vom Kreuzkopf abgeleitet wird.

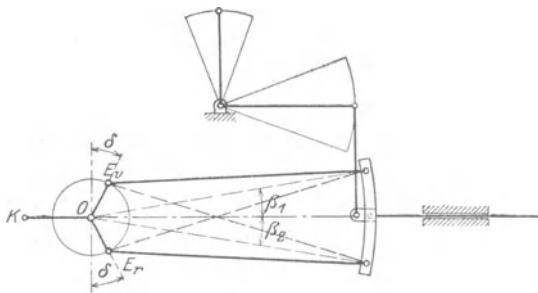


Fig. 61.

Offene Stangen, wenn bei der in Fig. 61 wiedergegebenen, vom Schieberkasten abgewandten Kurbelotlage die Exzenterstangen die ausgezogene Lage haben, die punktiert wiedergegebene Lage kennzeichnet: „gekreuzte Stangen“.

1. Steuerung von Stephenson, Fig. 61

— 63. Weg des Punktes A in der um β_1 gegen die Wagerechte geneigten Richtung:

$$s = r \cdot \sin(\delta + \alpha \pm \beta)$$

(vgl. S. 116). Zur Vereinfachung der Rechnung wird stets angenommen, daß die Endpunkte der Exzenterstangen sich in Wagerechten bewegen. Wagerichter Weg:

$$s' = \frac{r}{\cos \beta} \cdot \sin(\delta + \alpha \pm \beta).$$

Der Schieber erscheint sonach durch ein Exzenter $\frac{r}{\cos \beta}$ angetrieben.

Für Bewegung des Vorwärtsexzentrers ist unter Annahme festgehaltenen Punktes B und Berücksichtigung der Übersetzung, Fig. 62:

$$r_1 = \frac{r}{\cos \beta_1} \left(\frac{c + u}{2c} \right).$$

Ebenso für Rückwärtsexzenter

$$r_2 = \frac{r}{\cos \beta_2} \left(\frac{c - u}{2c} \right).$$

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 $\frac{r}{\cos \beta_1}$ und $\frac{r}{\cos \beta_2}$. Nach Teilung dieser Werte nach Maßgabe der jeweiligen Übersetzung erhält man die resultierenden Exzenter, deren Endpunkte auf einer parabelförmigen Scheitelkurve liegen. Fig. 64. Bei Ausführung der Steuerung derart, daß in den Kulissenanlagen Mitte Stein mit Kulissenantriebspunkt zusammenfällt,

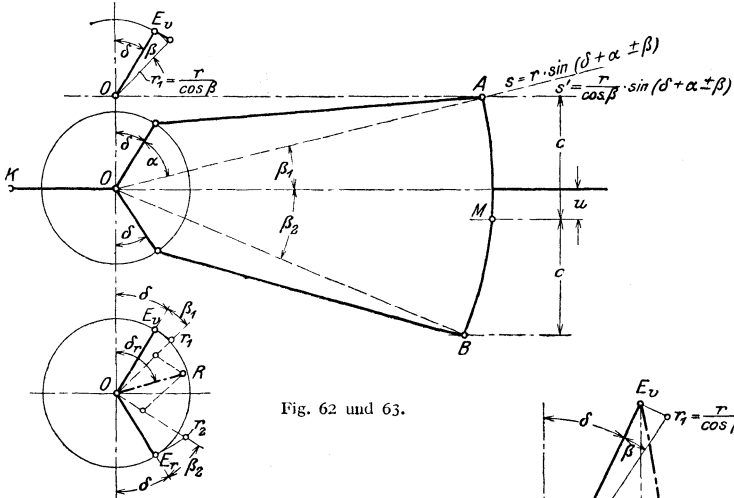


Fig. 62 und 63.

wird $\beta_1 = \beta_2 = 0$, und die wirklich ausgeführten Exzenter treten statt $\frac{r}{\cos \beta_1}$ bzw. $\frac{r}{\cos \beta_2}$ in Wirksamkeit. In Kulissenmittellage ist $\beta_1 = \beta_2 = \beta$ und $u = 0$. Kleinste Exzenter $\frac{r_1}{2}$ und $\frac{r_2}{2}$. Ersatz der Parabel durch einen Kreisbogen, der durch die Endpunkte der beiden größten und des kleinsten Exzenter 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.

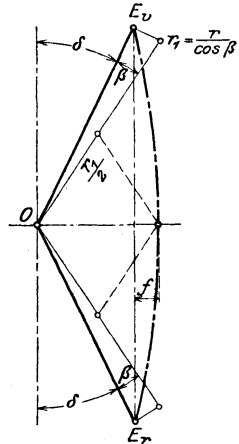


Fig. 64.

Fig. 65 und 66 zeigen schematisch die Steuerungen von Gooch und Allan. Bei ersterer wird die Kulisse unveränderlich durch eine Hängestange geführt und die Schieberstange ver-

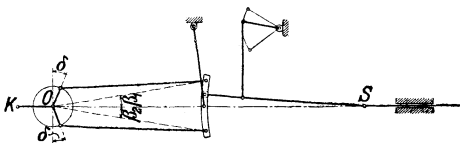


Fig. 65.

stellt. Winkel β bleibt bei der Verstellung unveränderlich, so daß für die Endlagen stets $r_1 = r_2 = \frac{r}{\cos \beta}$ ist. Die Scheitelkurve ist in gleicher Weise wie bei

Füllungsausgleich: Dampfverteilung für eine Drehrichtung wird bevorzugt, wenn Kulisse an dem dieser Fahrriichtung entsprechenden Endpunkt aufgehängt wird. Bei Stephenson kann z. B. durch Vergrößerung des Voreilwinkels für Vorwärtsgang die Scheitelkurve schräg gelegt werden, so daß für diese Fahrriichtung Voreilen günstiger wird. In beiden Fällen Verschlechterung der Dampfverkung für Rückwärtsgang.

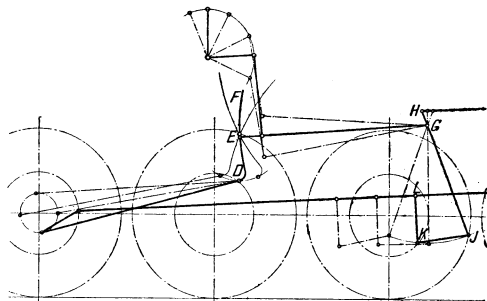


Fig. 67.

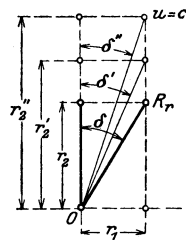


Fig. 68.

Unsymmetrische Schiebereinstellung eignet sich mehr für die konstant mit großen Füllungen arbeitenden Schiffsmaschinen als für die mit veränderlichen kleinen Füllungen arbeitenden Lokomotiven, bei denen sich der Einfluß der endlichen Pleuelstange weniger bemerkbar macht und unsymmetrische Einstellung die Eröffnungsverhältnisse auf der Deckelseite verschlechtert. Günstige Einwirkung kurzer Exzenterstangen bei Schiebern mit innerer Einströmung auch hier (siehe S. 113).

Mitunter werden zur Verbesserung der Dampfverteilung Gestaltung und Aufhängung der Kulisse in besonderer Weise durchgeführt. Krümmung mit kleinerem Radius als Exzenterstangenzlänge schiebt z. B. bei Stephenson Schieber nach Kurbelseite.

Ausführung der Kulisse als Klotz-, Schlitz- und Taschenkulisse. Anordnung von Gegengewichten zum Ausgleich von Gestängegewichten und Erleichterung der Verstellung von Hand. Bei Schiffsmaschinen sind häufig besondere Einrichtungen vorgesehen, um Füllung des Hochdruckzylinders unabhängig von den anderen Zylindern einstellen zu können.

d) Die Lenkerumsteuerungen.

Die Exzenterbewegung wird nach zwei Richtungen hin zerlegt. Das durch die Führung eines Exzenterstangenpunktes in einer Gleitbahn entstehende ideale Exzenter steht senkrecht, wenn das wirklich ausgeführte Exzenter wagerechte Lage einnimmt.

Bei Hackworth-Klug, Fig. 69, wird die Schieberbewegung vom Exzenterstangenendpunkt, bei Hackworth-Bremme, Fig. 70, von einem Zwischenpunkt abgenommen. Schieberweg:

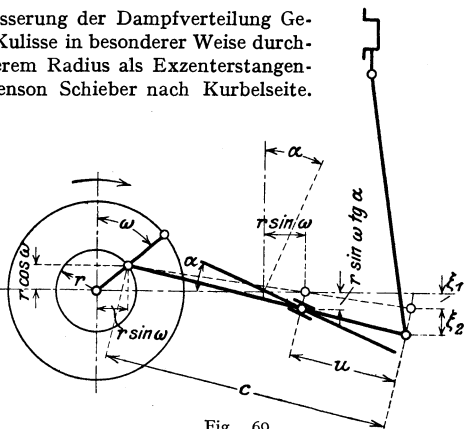


Fig. 69.

$$\xi = r \cdot \cos \omega \cdot \frac{u}{c \pm u} \pm r \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \omega \cdot \frac{c}{c \pm u} .$$

Die Steigung der An- und Ablaufkurven ist mit Rücksicht auf die zugelassenen Beschleunigungen zu wählen. Als größter Steigungswinkel sei schätzungsweise 40° genannt, während 30° einen guten Mittelwert darstellt. Die Steigung in der Axialebene hängt von den für die verschiedenen Füllungen vorgesehenen Erhebungen in den Radialebenen ab. Von diesem Umstand wird die Nockenlänge bestimmt.

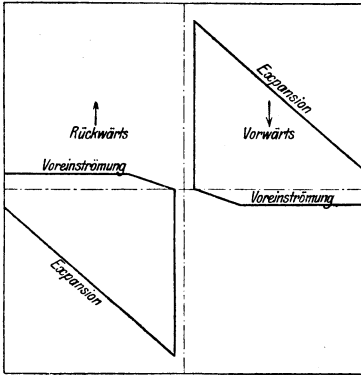


Fig. 72.

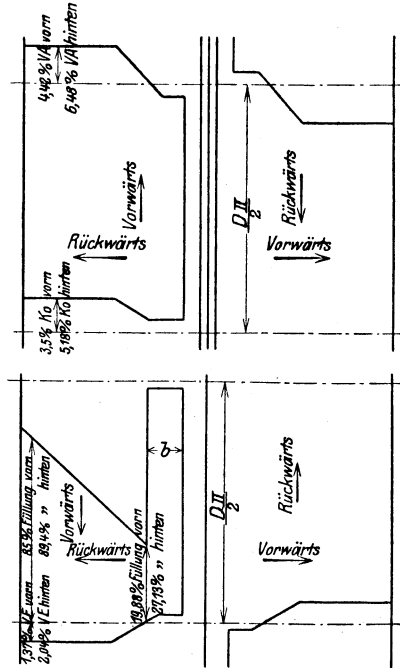


Fig. 73—74.

3. Die Mittel zur Verringerung der Eintrittskondensation.

Ist im Diagramm Fig. 2 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:

$$G = 2n \cdot 60 [(s_0 + s') \gamma - s_0 \cdot \gamma_c].$$

Dieser Dampfverbrauch wird in Wirklichkeit durch die Verluste infolge Undichtheit und Eintrittskondensation (d. h. Niederschlag des eintretenden Dampfes an den während des Auspuffes abgekühlten Wandungen namentlich des schädlichen Raumes) um 20 bis 50 vH und mehr überschritten.

Die Verluste durch Undichtheit sind bei gut ausgeführten und instandgehaltenen Maschinen von untergeordneter Bedeutung. Wesentlichen Einfluß hat der Eintrittsverlust.

1. **Dampfmantel.** Dieser bezweckt, durch Erhöhung der mittleren Zylinderwandtemperatur die Rückgabe der an die Zylinderwandungen übergegangenen Wärmemenge schon während der Expansion zu bewirken und so den schädlichen Übergang während des Auspuffes zu vermeiden oder wenigstens zu verringern. Außerdem wird die am Wärmeaustausch beteiligte Metallmasse vermindert. Der Wert der Heizung nimmt mit wachsender Füllung und Umlaufzahl ab (Versuche von Prof. Capper, Z. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1066).

Bei Verwendung überhitzten Dampfes würde durch den Dampfmantel die Wandungstemperatur über den betriebs sicheren Betrag hinaus erhöht und die Schmierung erschwert, außerdem Wärmespannungen in dem komplizierteren Gußstück verursacht. In neuerer Zeit ist Anwendung des Dampfmantels selten, hingegen nimmt Anwendung der Deckelheizung durch strömenden Dampf zu.

2. Verbundwirkung. Verringerung der Kondensation durch Teilung des Temperaturgefälles. Die Expansion kann weiter getrieben werden als in Einzylindermaschinen. Verluste im Hochdruckzylinder werden im Niederdruckzylinder zurückgewonnen. Anforderungen: 1. gleiches Temperaturgefälle in beiden Zylindern; 2. gleichmäßige Verteilung der Arbeiten auf beide Zylinder; 3. für Verbundmaschinen mit zwei Kurbeln: möglichst geringer Unterschied in den der Gestängeberechnung zugrunde liegenden Kolbendrücken.

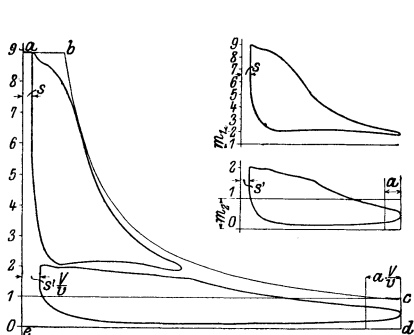


Fig. 75—77.

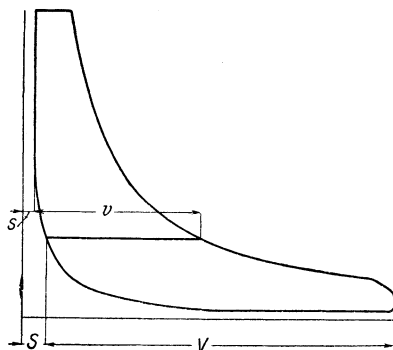


Fig. 78.

Fig. 75—77 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 $\frac{a}{v}$ vergrößert, ebenso schädlicher Raum. Einzeichnung beider Diagramme in ein Diagramm mit 1 at Gegenruck 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 vH je nach Dampfbeschaffenheit beträgt. $a b$, auf Niederdruckvolumen bezogen, = „reduzierter Füllung“.

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.

Genauere Ermittlung durch Aufzeichnung des Diagramms nach Fig. 78; Annahme, daß schädliche Räume gleichen Prozentsatz der Hubräume ausmachen, so daß Expansions- und Kompressionslinie von demselben Nullpunkt aus aufgezeichnet werden können.

Teilung des Diagramms durch Wagerechte so, daß obige Forderungen erfüllt werden. Hierauf genauere Untersuchung im „Volumendiagramm“, in

das die aus Fig. 78 sich ergebenden Strecken s , S , v und V eingetragen werden. Aufnehmervolumen ∞ Hochdruckzylindervolumen vorausgesetzt.

Fig. 79 zeigt Volumendiagramm für Tandemaschine. Teilung der Kurbelhalbkreise in gleiche Anzahl von Teilen, Loten der Teilpunkte auf Wagerechte, 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

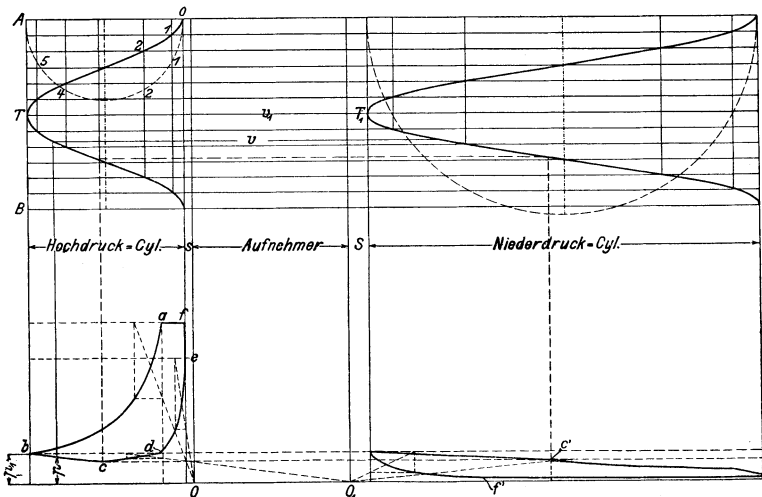


Fig. 79.

freilegt, als Hochdruckkolben verdrängt. Berechnung der Expansionslinien bc und $b'c'$ als „Linien gemeinsamen Vorganges“: $p = \frac{p_1 v_1}{v}$. 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.

Fig. 80, Diagramm für Verbundmaschinen mit Kurbeln unter 90° . Sinuskurven sind gegeneinander entsprechend zu versetzen. In b tritt Hochdruckdampf in den Aufnehmer aus, da zunächst Niederdruckfüllung noch nicht begonnen. Kompressionslinie bc von O_1 aus zu entwerfen. In c Eröffnung des Niederdruckeinlasses (Beginn der Voreinströmung). Bestimmung der Lage von c durch die Volumenlinien. cd „Linie gemeinsamen Vorganges“ $p = \frac{p_1 v_1}{v}$.

d = Schnittpunkt der von O aus zu zeichnenden Kompressionslinie mit berechneter Linie von c aus. Punkt d' festzustellen durch Volumenlinien. Von d' bis e' Auffüllung des Niederdruckzylinders vom Aufnehmer allein aus. e' muß in gleicher Höhe mit b liegen, da in e' Abschluß vom Aufnehmer.

Liegt in Fig. 79 Punkt d , in Fig. 80 Punkt e' höher als die Expansionsendspannung, so läuft das Hochdruckdiagramm in eine Schleife aus; bei tieferer Lage von d bzw. e' findet ein Spannungsabfall statt.

Dieser wird oft mit Absicht herbeigeführt, da das Hochdruckzylindervolumen verkleinert, sonach die Füllung vergrößert und die mittlere Zylinderwandtemperatur erhöht wird. Vergrößerung der Kompression verursacht ebenfalls Spannungsabfall, da die Kompressionsarbeit durch größere Füllung aufgebracht werden muß. Aufnehmerheizung vergrößert zwar die spezifische Dampfmenge, gleichzeitig steigt aber nach Versuchen von Weighton der Dampfverbrauch für 1 PSh.

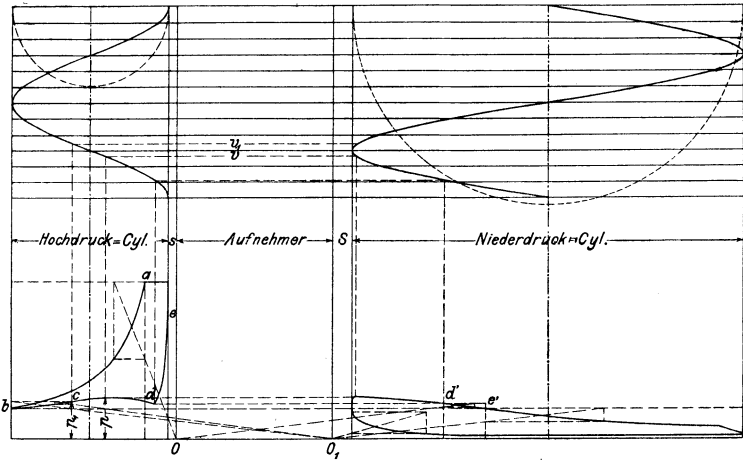


Fig. 80.

Versuche von Barrus ergaben ungefähr den gleichen Dampfverbrauch mit Heizung wie ohne Heizung. Selbst bei Zurückführung des kondensierten Heizdampfes in den Kessel ergab sich keine nennenswerte Ersparnis.

Da die Aufnehmerheizung nur mit konstruktiv unbequemen Mitteln durchzuführen ist, so ist sie zu vermeiden.

Über Zwischenüberhitzung siehe S. 144.

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.

Fig. 81 zeigt die Veränderung des Aufnehmerdruckes bei konstanter und Fig. 82 bei durch Regulator beeinflusster Füllung des Niederdruckzylinders. Im letzteren Fall bleibt der Aufnehmerdruck annähernd konstant, so daß bei größerer Hochdruckfüllung ein starker Spannungsabfall, bei kleinerer Schleifenbildung stattfindet. Die Verteilung der Arbeiten (A_h und A_n) und der Höchstkolbendrucke (P_h und P_n) wird bei der Regelung gleichmäßiger.

Über die Regelung der Niederdruckfüllung bei Zwischendampfentnahme siehe Kapitel „Abwärmeverwertung“.

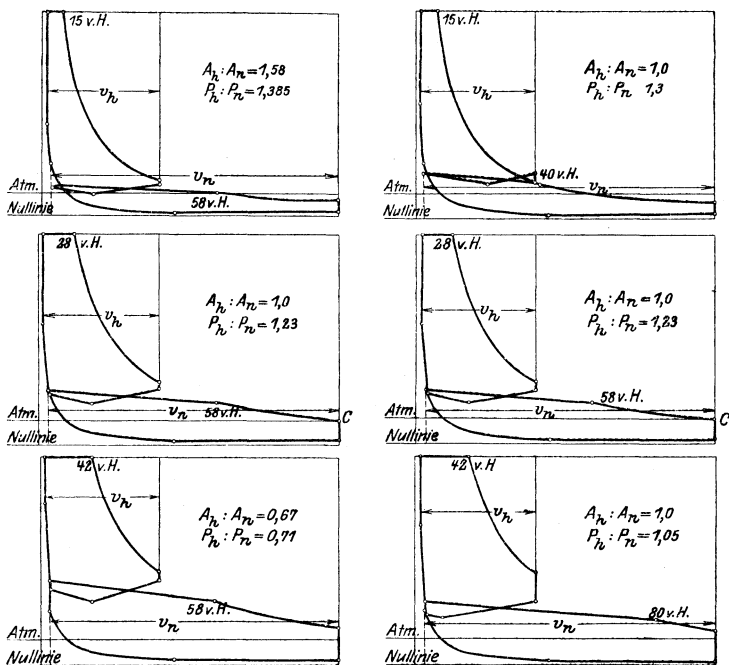


Fig. 81 und 82.

3. Überhitzung¹⁾. Verringerung des Dampfverbrauches: 1. durch Verbesserung des theoretischen Prozesses; 2. durch Verringerung der Niederschlagverluste im Zylinder. Die Verbesserung des theoretischen Wirkungsgrades geht aus Fig. 83 hervor, in der die kreuzweis schraffierte Fläche den Arbeitsgewinn durch die Überhitzungswärme bedeutet. Die unter dieser schraffierten Fläche liegende Verlustfläche ist im Verhältnis zur ersteren geringer als bei anderen Diagrammstreifen von gleicher Breite.

Von größerer Bedeutung als dieser theoretische Nutzen ist der praktische Gewinn, der durch Verringerung der Eintrittskondensation verursacht wird und der in der Hauptsache auf das Ausbleiben des den Wärmeaustausch begünstigenden Wasserbelages an den Wandungen, sowie auf die geringere Dichte und dadurch verminderte Wärmeleitfähigkeit des überhitzten Dampfes zurückzuführen ist. So stellte Doerfel fest, daß das Temperaturgefälle die Verluste durch Wärmeaustausch weit weniger beeinflusst als die Dampfbeschaffenheit (Feuchtigkeitsgehalt, Druck und Temperatur des Dampfes).

Im Druckvolumen-Diagramm tritt die Dampfüberhitzung durch Vergrößerung des spezifischen Volumens in die Erscheinung. Dieser Gewinn wird jedoch dadurch

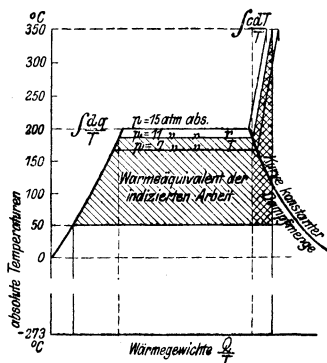


Fig. 83.

¹⁾ O. Berner, Z. Ver. deutsch. Ing. 1905, S. 1061.

verringert, daß infolge der schnelleren Senkung der Expansionslinie die Füllung bei Überhitzung für gleiche Leistung größer sein muß als bei gesättigtem Dampf.

Unter Annahme von Proportionalität zwischen Dampftemperatur und Wärmeverbrauch kann der erzielbare Gewinn an Wärme für je 50° Temperaturerhöhung geschätzt werden zu:

- 8 vH bei Einzylinderauspuffmaschinen,
- 7 vH bei Einzylinderkondensationsmaschinen,
- 6,5 vH bei Zweizylinderkondensationsmaschinen.

Der größere Gewinn bei Auspuffbetrieb kann schon aus dem Entropiediagramm gefolgert werden, in dem das „Überhitzungsdreieck“ einen um so größeren Betrag der ausnutzbaren Gesamtfläche ausmacht, je höher die untere Temperaturgrenze liegt, je enger die „Temperaturzone“ ist, in der sich der Prozeß abspielt. Doerfel hat durch Versuche an einer Einzylinderkolbenschiebermaschine nachgewiesen, daß bei gleicher Füllung und gleichem Temperaturgefälle der Wärmeaustausch wesentlich größere Wärmemengen bei Auspuffbetrieb als bei Kondensation erfordert, wenigstens wenn mit gesättigtem oder schwach überhitztem Dampf gearbeitet wurde. Die durch die Kondensation bedingte Verlegung der unteren Temperaturgrenze ist infolge der durch die geringere Dampfdichte verursachten Abnahme der Wärmeleitfähigkeit von weit geringerer Bedeutung für die Eintrittskondensation, als meist angenommen wird. Die Höhe der Überhitzung ist allgemein abhängig von der betriebssicheren, mittleren Wandungstemperatur, die etwa bei 200° liegt. 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.

Der theoretisch vorteilhafte Einfluß weitgetriebener Expansion macht sich im Falle der Überhitzung schon bei kleineren Füllungen bemerkbar, während für gesättigten Dampf der Gewinn praktisch verschwindet. Dementsprechend sind Verbundmaschinen, die auch bei kleineren Leistungen günstig arbeiten sollen, mit großem Zylinderverhältnis (1 : 3 bis 1 : 4) zu bauen. Derartige Maschinen sind reichlich zu bemessen, da bei Überlastung der Nutzen hoher Überhitzung stark abnimmt.

Überhitzung vermindert den Einfluß der Spannung auf den Dampfverbrauch. Spannungserhöhung von 10 auf 13 kg/cm² absolut bedingt bei gesättigtem Dampf einen theoretischen Gewinn von 9 vH, bei überhitztem nur noch von 2 vH.

Im wirklichen Betrieb wird jedoch bei gesättigtem Dampf die Wärmersparnis durch die größere Dichtigkeit des hochgespannten Dampfes und den dadurch zunehmenden Wärmeaustausch beträchtlich geringer, so daß hier Überhitzung sehr günstig wirkt. Zwischenüberhitzung verstößt zunächst gegen den Grundsatz, daß Wärme stets bei höchster Temperatur zuzuführen ist. Praktische Erfolge hat sie nur da, wo entweder der Hochdruckzylinder die gesamte Überhitzungswärme nicht zu verarbeiten vermag oder die Aufnehmerdampfüberhitzung durch die Kesselabgase bewirkt werden kann¹⁾ (Wolfsche Lokomobilen älterer Bauart).

4. Wirkungsgrade und Wärmeverbrauch.

1. Wirtschaftlicher Wirkungsgrad η_w = Verhältnis der in effektive Arbeit umgewandelten Wärmemenge zum absoluten Arbeitswert der auf dem Rost erzeugten oder der im Dampf enthaltenen Wärme:

$$\eta_w = \frac{75 \cdot 3600}{427 \cdot C \cdot H} = \frac{632,3}{C \cdot H}$$

C = Brennstoffverbrauch kg/PS_eh.

H = Brennstoffheizwert.

¹⁾ Gutermuth-Watzinger. Z. Ver. deutsch. Ing. 1910, S. 1344.

Bei Bezug auf die im Dampf enthaltene Wärme bedeutet C den Dampfverbrauch pro PS_{eh}, H den Wärmehalt.

2. Thermischer Wirkungsgrad = Verhältnis der in der verlustlosen Maschine geleisteten Arbeit L_o (Bestimmung s. unten) zum Arbeitswert des Wärmehaltes i_1 :

$$\eta_{th} = \frac{L_o}{427 \cdot i_1}.$$

3. Gütegrad: $\eta_g = \frac{L_i}{L_o}$, L_i = indizierter Arbeit, in der Maschine wirklich geleistet.

4. Indizierter Wirkungsgrad:

$$\eta_i = \eta_{th} \cdot \eta_g = \frac{L_i}{427 \cdot i_1}.$$

Der indizierte Wirkungsgrad gibt sonach den Bruchteil der Dampfwärme an, die in indizierte Arbeit umgesetzt worden ist.

5. Wird der mechanische Wirkungsgrad mit η_m , der Wirkungsgrad von Dampfkessel und Leitung mit η_k bezeichnet, so ist

$$\eta_w = \eta_k \cdot \eta_i \cdot \eta_m = \eta_k \cdot \eta_{th} \cdot \eta_g \cdot \eta_m.$$

Bestimmung von L_o und η_g ¹⁾.

In Fig. 84 wird L_o durch die schraffierte Fläche $ABDE$ dargestellt.

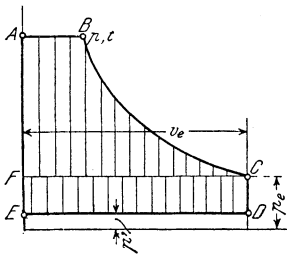


Fig. 84.

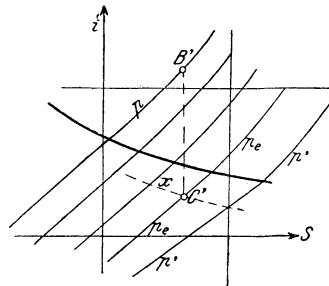


Fig. 85.

Die senkrecht schraffierte Fläche L_1 wird im iS -Diagramm, Fig. 85, als Strecke $B'C' = i_1 - i_e$ abgegriffen:

$$L_1 = \frac{i_1 - i_e}{A} \text{ (in mkg).}$$

Die wagrecht 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

$$L_o = 427 (i_1 - i_e) + 10000 (p_e - p') \cdot v_e \text{ (p in at).}$$

$$\eta_g = \frac{L_i}{L_o}.$$

Mittlerer Druck:

$$p_m = \frac{427 (i_1 - i_e)}{10000 \cdot v_e} + (p_e - p').$$

¹⁾ W. Schüle, Zeitschr. Ver. deutsch. Ing. 1911, S. 1506.

Dampfverbrauch:

$$D = \frac{75 \cdot 60 \cdot 60}{\eta_g \cdot L_o} = \frac{270\,000}{\eta_g \cdot L_o}.$$

Beispiel s. Kapitel Abwärmeverwertung.

Wärmeverbrauch 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)

Die angegebenen Zahlen 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_ih an.

II. Die Gasmaschinen.

1. Die Theorie.

Jeder Kreislauf kann durch unendlich naheliegende Adiabaten in Elementarprozesse zerlegt werden, bei denen dQ_1 und dQ_2 , Fig. 1, unendlich klein, die Temperaturen T_1 und T_2 konstant sind, so daß jeder Elementarprozeß als Carnot-Prozeß angesehen werden kann. Dann wird der thermische Wirkungsgrad

$$\eta_{th} = 1 - \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 1 - \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{k-1}.$$

Jedes Wärmeteilchen ist bei möglichst hohem Druck und kleinstmöglichem Volumen zuzuführen, umgekehrt abzuführen. Die Fig. 2, 3 und 4 zeigen die

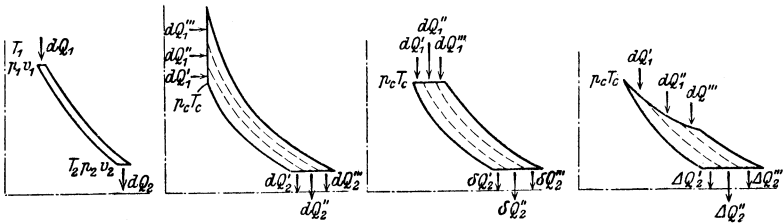


Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

Zerlegung der mit Verbrennung bei konstantem Volumen (Fig. 2), konstantem Druck (Fig. 3) oder bei konstanter Temperatur (Fig. 4) arbeitenden Prozesse. Maßgebend ist die Kompressionsendspannung, die durch p_c , T_c festgelegt ist.

Der Kreislauf nach Fig. 2 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 Dieselmachine durch die Kompression der Luft allein ermöglicht wird, so ist die Verbrennung bei konstantem Druck in bezug auf Wirkungsgrad und Gestängeausnutzung die vorteilhafteste.

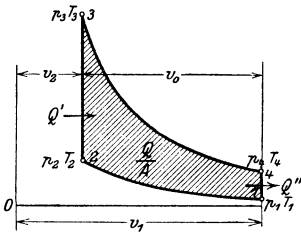


Fig. 5.

Fig. 5 zeigt das Diagramm einer Gasmaschine. Ist $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ das Verdichtungsverhältnis, so folgt mit den Bezeichnungen der Fig. 5:

$$\eta_{\text{th}} = \frac{Q' - Q''}{Q'} = \frac{T_2 - T_1}{T_2} = 1 - \varepsilon^{1-k}.$$

Zur gleichen Beziehung gelangt man auf Grund der Arbeitsgleichungen. Die absolute Arbeit des Verbrennungshubes hat die Größe:

$$L_a = \frac{p_3 v_2}{k-1} \left[1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} \right] = \frac{p_3 v_2}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right).$$

Unter Vernachlässigung der Ansauge- und Auspuffarbeit ist hiervon abzuziehen die Verdichtungsarbeit:

$$L_c = \frac{p_2 v_2}{k-1} \left[1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^{k-1} \right] = \frac{p_2 v_2}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right).$$

Es ergibt sich:

$$L = L_a - L_c = \frac{(p_3 - p_2) \cdot v_2}{k-1} \left(1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \right).$$

Der Arbeitswert der zugeführten Wärmemenge Q' hat die Größe:

$$L_0 = \frac{c_v \cdot v_2}{A \cdot R} \cdot (p_3 - p_2) = \frac{(p_3 - p_2) \cdot v_2}{k-1}.$$

$$\eta_{\text{th}} = \frac{L}{L_0} = 1 - \varepsilon^{1-k}.$$

Der thermische Wirkungsgrad der Gasmaschine ist sonach von dem Verdichtungsverhältnis ε , sowie von $k = \frac{c_p}{c_v}$ abhängig. Mit dem Kompressionsenddruck wächst der Wirkungsgrad. Unter Voraussetzung unveränderlicher, spezifischer Wärme wird der Exponent k 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 nach Fig. 6 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. Für das mit

dem Koksofengas in der Zusammensetzung annähernd übereinstimmende Leuchtgas berechnet Mees eine Verbesserung des thermischen Wirkungsgrades um 11,1 vH bei einer Abschwächung des Gemisches von 600 kcal auf 312,5 kcal/m³.

Der Berechnung sind die spezifischen Wärmen von Maillard-Lechatelier zugrunde gelegt.

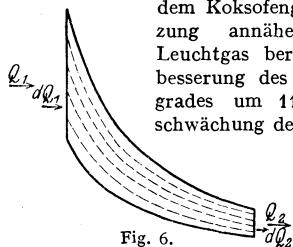


Fig. 6.

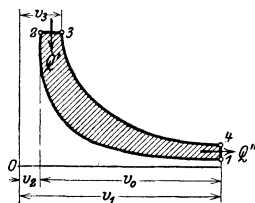


Fig. 7.

In Fig. 7 ist das Diagramm einer Dieselmachine dargestellt. Das Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = \frac{v_1}{v_2}$ ist größer als das Ausdehnungsverhältnis $\varepsilon' = \frac{v_1}{v_3}$.

Zugeführte Wärmemenge: $Q' = c_p(T_3 - T_2)$ kcal.

Abgeführte Wärmemenge: $Q'' = c_v(T_4 - T_1)$ kcal.

Zahlentafel 1. Heizwert, kleinster Luftbedarf und praktische

Spalte Nr.		1	2	3	
Die eingeklammerten Gewichtseinheiten in den Spaltenköpfen 1 bis 9 gelten für die flüssigen (und festen) Brennstoffe		Unterer Heizwert für 1 m ³ (kg) H _u kcal	Luftbedarf		
			theoretisch l ₀ für 1 m ³ (kg) m ³	wirklich l für 1 m ³ (kg) m ³	
I	Leuchtgas {	arm	4500	5,0	7,5
		gewöhnlich.	5000	bis	bis
		reich	5500		
		6000	6,0	9,0	
II	Kraftgas {	bezogen auf Anthrazit ¹⁾	7500	—	—
		bezogen auf dessen Gas	1250	0,9 bis 1,1	1,5
		bezogen auf Kokse ¹⁾	7000	—	—
		bezogen auf deren Gas	1150	0,85 bis 1,0	1,25
		bezogen auf Braunkohlen-Briketts ¹⁾	4800	—	—
III	Hochofengas (Gichtgas)	1150	0,9 bis 1,0	1,3	
		950	0,75	0,9 bis 1,0	
IV	Koks-ofengas.	4500	5,3	7,0	
V	Petroleum (Verpuffungsmotor)	10500	11,5	16 bis 22	
VI	Rohöl (Gleichdruckmotor)	10000	11,0	18 bis 20	
VII	Benzin	11000	11,5	15 bis 17	
VIII	Rohspiritus von 90 Vol.Proz.	5700	6,0	1 bis 12	

Unter Voraussetzung adiabatischer Zustandsänderung ist mit $\epsilon_1 = \frac{v_3}{v_2}$:

$$T_3 = T_2 \frac{v_3}{v_2} = T_2 \cdot \epsilon_1 \quad \text{und} \quad T_4 = T_1 \left(\frac{v_3}{v_2} \right)^k = T_1 \cdot \epsilon_1^k,$$

$$Q' = c_p \cdot T_2 (\epsilon_1 - 1) \quad \text{und} \quad Q'' = c_v T_1 (\epsilon_1^k - 1),$$

$$\eta_{th} = \frac{Q' - Q''}{Q'} = 1 - \frac{c_v \cdot T_1 (\epsilon_1^k - 1)}{c_p \cdot T_2 (\epsilon_1 - 1)}.$$

Mit $\frac{c_v}{c_p} = \frac{1}{k}$ und $\frac{T_1}{T_2} = \frac{1}{\epsilon^{k-1}}$

folgt
$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \cdot \frac{\epsilon_1^k - 1}{k(\epsilon_1 - 1)}.$$

Zu derselben Gleichung gelangt man durch Aufstellung der Wärmearbeiten.

Hiernach ist der thermische Wirkungsgrad nicht nur vom Verdichtungs-

verhältnis und dem Exponenten k , sondern auch noch von dem Verhältnis $\frac{v_3}{v_2}$ abhängig.

Die indizierte Wärmearbeit. Bedeuten:

p_i = mittlerer Druck (in kg/m²),

v_0 = Kolbenhubvolumen (in m³),

C_s = stündlicher Kraftstoffverbrauch in kg oder m³,

H = mittlerer Heizwert des Brennstoffes,

Q_i = wirkliche, indizierte Wärmearbeit pro Hub,

Q_w = wirklicher Wärmearaufwand für jeden Verbrennungshub,

L_i = indizierte Leistung eines Hubes,

so wird

$$Q_i = \frac{10000 \cdot p_i \cdot v_0}{427} = 23,42 p_i v_0 \text{ kcal.}$$

Ausnutzung der motorischen Brennstoffe (nach Güldner).

4		5		6		7		8		9	
Brennstoffverbrauch C für 1 PS _{ch} (bezogen auf 735,5 QS und 15°).											
5 PSe		10 PSe		25 PSe		50 PSe		100 PSe		200 PSe u. mehr	
C m ³ (kg)	η_w	C m ³ (kg)	η_w	C m ³ (kg)	η_w	C m ³ (kg)	η_w	C m ³ (kg)	η_w	C m ³ (kg)	η_w
0,63	0,22	0,58	0,24	0,54	0,26	0,525	0,27	0,5	0,28	0,485	0,29
0,57	0,22	0,52	0,24	0,48	0,26	0,47	0,27	0,45	0,28	0,435	0,29
0,52	0,22	0,48	0,24	0,44	0,26	0,43	0,27	0,42	0,28	0,40	0,29
0,475	0,22	0,44	0,24	0,40	0,26	0,39	0,27	0,4	0,28	0,365	0,29
—	—	0,58	0,15	0,50	0,17	0,45	0,19	0,40	0,21	0,38	0,22
—	—	2,7	0,19	2,4	0,21	2,2	0,23	2,1	0,24	2,0	0,26
—	—	0,65	0,14	0,56	0,16	0,50	0,18	0,45	0,20	0,41	0,22
—	—	2,9	0,19	2,6	0,21	2,4	0,23	2,3	0,24	2,2	0,25
—	—	—	—	0,73	0,18	0,67	0,20	0,63	0,21	0,60	0,22
—	—	—	—	2,5	0,22	2,4	0,23	2,3	0,24	2,2	0,25
—	—	—	—	—	—	2,8	0,24	2,65	0,25	2,55	0,26
—	—	—	—	—	—	0,60	0,23	0,55	0,26	0,25	0,27
0,50	0,12	0,46	0,13	0,40	0,15	—	—	—	—	—	—
0,24	0,26	0,22	0,29	0,20	0,32	0,19	0,33	0,185	0,34	0,185	0,34
0,29	0,20	0,26	0,22	0,25	0,23	—	—	—	—	—	—
0,48	0,23	0,45	0,25	0,43	0,26	—	—	—	—	—	—

die entsprechende Wärmearbeit pro Hub:

$$L_i = Q_i \cdot 427 = 10000 \cdot p_i v_0 \text{ mkg,}$$

$$Q_w = \frac{C_s \cdot H}{30 n} \text{ bei Viertakt,}$$

$$Q_w = \frac{C_s \cdot H}{60 n} \text{ bei Zweitakt,}$$

$$L_w = \frac{Q_w}{A} = \frac{C_s \cdot H \cdot 427}{30 n} \text{ bei Viertakt (mkg),}$$

$$L_w = \frac{C_s \cdot H \cdot 427}{60 n} \text{ bei Zweitakt.}$$

Indizierter thermischer Wirkungsgrad:

$$\eta_i = \frac{Q_i}{Q_w} = \frac{L_i}{L_w} = \frac{N_i \cdot 75 \cdot 3600}{C_s \cdot H \cdot 427} = \frac{632 N_i}{C_s \cdot H}.$$

Der Gütegrad (Völligkeitsgrad des Diagramms) ausgeführter Maschinen in bezug auf die verlustlose Maschine hat die Größe

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_{th}},$$

worin η_{th} = thermischer Wirkungsgrad der verlustlosen Maschine.

Ist η_m = mechanischer Wirkungsgrad, so ist der wirtschaftliche Wirkungsgrad $\eta_w = \eta_i \cdot \eta_m = \eta_{th} \cdot \eta_g \cdot \eta_m$. Es ist $\eta_m = 0,80$ bis $0,87$ je nach Größe und Art der Maschine.

Werte für η_w s. vorstehende Zahlentafel 1.

Beispiel. Es ist der thermische Wirkungsgrad einer verlustlosen Gasmaschine zu bestimmen, die mit einem Anthrazitgas von der aus Zahlentafel 2 ersichtlichen Zusammensetzung arbeitet. Mischungsverhältnis: 1 : 2,43, entsprechend einer Mischung von 1 kg Gas mit 3 kg Luft.

Zahlentafel 2. Frischgas-Zusammensetzung.

	Zusammen- setzung in		c_p	c_v	$G \cdot c_p$	$G \cdot c_v$	R	$G \cdot R$
	Raum- teilen	Gewicht- teilen						
H	0,242	0,022	3,430	2,430	0,0755	0,0535	422,6	9,300
CH ₄	0,020	0,014	0,593	0,468	0,0083	0,0066	52,9	0,741
CO	0,166	0,208	0,245	0,174	0,0510	0,0562	30,3	6,302
CO ₂	0,113	0,222	0,200	0,155	0,0444	0,0344	19,3	4,280
N	0,459	0,576	0,245	0,174	0,1411	0,1002	30,22	17,410
	1,000	1,042			$\frac{\sum G \cdot c_p}{G} = 0,3073$	$\frac{\sum G \cdot c_v}{G} = 0,241$		$\frac{\sum G \cdot R}{G} = 36,5$

Spez. Gewicht = 1,042 kg/m³; Spez. Volumen = 0,96 m³/kg; $c_p = 0,3073$, $c_v = 0,241$, $R = 36,5$.
Für Luft ist $c_p = 0,24$, $c_v = 0,17$; $R = 29,3$.

Theoretischer Luftbedarf: $\frac{100}{23} (0,022 \cdot 8 + 0,014 \cdot 4 + 0,208 \cdot 0,57) = 1,5$ kg.

$$\text{für 1 kg Gas: } L = \frac{1,5}{1,042} = 1,44 \text{ kg.}$$

Heizwert H_u : $0,022 \cdot 28800 + 0,208 \cdot 2440 + 0,014 \cdot 11910 = 1308$ kcal¹⁾.

$$\text{für 1 kg: } \frac{1308}{1,042} = 1255 \text{ kcal.}$$

Spezifische Wärmen des Gemisches: $c_p = \frac{0,3073 + 3 \cdot 0,24}{4} = 0,26$;

$$c_{v1} = \frac{0,241 + 3 \cdot 0,17}{4} = 0,187; \quad n_1 = \frac{c_p}{c_v} = 1,37.$$

Konstante des frischen Gemisches $R_g = \frac{36,5 + 3 \cdot 29,3}{4} = 31,1$.

Aus dem spezifischen Volumen der Luft $\frac{1}{1,3} = 0,77$ m³/kg berechnet sich das Volumen des Gemisches zu $\frac{0,96 + 3 \cdot 0,77}{4} = 0,8$ m³/kg = V_g . (Fig. 7 a.)

Verbrennungsrückstände: H₂O: $(0,022 \cdot 9 + 0,014 \cdot 2,25) \cdot \frac{1}{1,042} = 0,22$ kg²⁾

$$\text{CO}_2: (0,222 + 0,208 \cdot 1,57 + 0,014 \cdot 2,75) \cdot \frac{1}{1,042} = 0,563 \text{ kg.}$$

$$\text{N: } \frac{0,576}{1,042} + \frac{3 \cdot 76}{100} = 2,845 \text{ kg.}$$

$$\text{O: } \frac{(3 - 1,44^3) \cdot 23}{100} = 0,368 \text{ kg.}$$

Zahlentafel 3. Zusammensetzung der Verbrennungsrückstände.

	Gewichtteile	c_p	c_v	$G \cdot c_p$	$G \cdot c_v$
H ₂ O	0,22	0,48	0,37	0,1056	0,0814
CO ₂	0,563	0,20	0,155	0,1126	0,0873
N	2,845	0,245	0,174	0,695	0,493
O	0,368	0,217	0,153	0,0798	0,0563
	3,996			$\frac{\sum G \cdot c_p}{G} = 0,248$	$\frac{\sum G \cdot c_v}{G} = 0,18$

$$c_p = 0,248; \quad c_{v2} = 0,18; \quad n_2 = \frac{c_p}{c_v} = 1,38; \quad R_r = \frac{c_p - c_{v2}}{A} = 29,04.$$

Spezifisches Volumen der Verbrennungsrückstände: $V_r = \frac{R_r \cdot V_g}{R_g} = \frac{29,04 \cdot 0,8}{31,1} = 0,74$ m³/kg.

Wärmewert der Gasmischung: $\frac{1255}{4} = 313$ kcal = q_a .

¹⁾ Vergl. Bd. I, S. 571.

²⁾ Vergl. Bd. I, S. 560.

³⁾ 1,44 = theoretischer Luftbedarf. S. oben.

Angaben für Berechnung der Leistung in der verlustlosen Maschine, bezogen auf 1 kg frisches Gasgemisch.

$$\begin{aligned} q_a &= 313 \text{ kcal/kg.} \\ G_m &= 1,22 \text{ kg. (S. Fig. 7 a).} \\ c_{v_1} &= 0,187; \quad c_{v_2} = 0,18. \\ c_{v_m} &= \frac{0,187 + 0,22 \cdot 0,18}{1,2} = 0,19. \\ n_1 &= 1,37. \\ n_2 &= 1,38. \\ n_m &= \frac{1,37 + 0,22 \cdot 1,38}{1,22} = 1,4. \\ T_1 &= 273 + 107 = 380^\circ = \text{Ansaugtemperatur.} \\ T_2 &= T_1 \cdot \left(\frac{v_1}{v_2}\right)^{n-1} = 380 \cdot 6^{0,4} = 779^\circ. \text{ (Fig. 5).} \end{aligned}$$

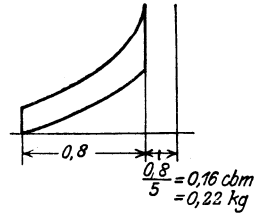


Fig. 7 a.

Berechnung von T_2 :

$$\begin{aligned} q_a + G_m \cdot c_{v_m} (T_2 - 291) &= G_m \cdot c_v \cdot (T_3 - 291). \\ 314 + 1,22 \cdot 0,19 (779 - 291) &= 1,22 \cdot 0,18 (T_2 - 291) \\ T_3 &= 2236^\circ. \\ T_4 &= T_2 \left(\frac{v_2}{v_1}\right)^{n_2-1} = 2236 \cdot \left(\frac{1}{6}\right)^{0,38} = 1118^\circ. \text{ (Fig. 5).} \\ A L_i &= q_a - G_m [c_{v_2} (T_2 - 291) - c_{v_m} (T_1 - 291)] = \\ &= 313 - 1,22 [0,18 (1118 - 291) - 0,19 (380 - 291)] = 152 \text{ kcal.} \end{aligned}$$

Thermischer Wirkungsgrad des idealen Prozesses:

$$\eta_{th} = \sqrt{\frac{152}{313}} \approx 0,50.$$

Bei einem Völligkeitsgrad $\eta_g = 0,72$, einem mechanischen Wirkungsgrad $\eta_m = 0,85$ wäre sonach der wirtschaftliche Wirkungsgrad $\eta_w = 0,5 \cdot 0,72 \cdot 0,85 = 30,6$ vH, d. h. von der gesamten zugeführten Wärmemenge sind 30,6 vH in effektive Arbeit verwandelt worden.

Berechnung der Zylinderabmessungen: Es ist

$$N_i = \frac{O \cdot c \cdot p_i}{i \cdot 75},$$

$i = 4$ bei einfachwirkenden Viertaktmaschinen, $i = 2$ bei einfachwirkenden Zweitaktmaschinen.

Unter indizierter Leistung ist der Unterschied zwischen der positiven und der negativen, für Ansaugen und Auspuff aufzubringenden Leistung zu verstehen. Für die Zweitaktmaschine wird dementsprechend

$$N_i = N_{it} - N_l - N_g,$$

worin N_{it} die im Arbeitszylinder indizierte Leistung, N_l und N_g den Arbeitsverbrauch der Ladepumpen für Luft und Gas bedeuten.

Anzahl der PS:

$$N_e = \eta \cdot N_i;$$

Ist H_g = Wärmeinhalt des Gemisches (aus Zahlentafel 1 auf S. 148 und 149 zu berechnen), so wird:

$$Q_i = \eta_i \cdot H_g \cdot v_o \text{ kcal,} \quad L_i = 427 \cdot \eta_i \cdot H_g \cdot v_o \text{ mkg (Arbeit pro Hub).}$$

Daraus folgt:

$$p_i = \frac{427 \cdot H_g \cdot \eta_i}{10000} = \frac{\eta_i \cdot H_g}{23,42} \text{ kg/cm}^2.$$

Da der Zylinder nicht vollständig mit Gemisch gefüllt wird, so ist der letztere Ausdruck noch mit dem räumlichen Wirkungsgrad η_{vol} zu multiplizieren.

$$\begin{aligned} \eta_{vol} &= 0,88 \text{ bis } 0,95 \text{ für langsamlaufende Maschinen,} \\ &= 0,8 \text{ bis } 0,85 \text{ für raschlaufende Maschinen.} \end{aligned}$$

Mitunter legt man den Abmessungen folgende mittlere Drücke zugrunde:

für Leichtgas	$p_i = 5,0$ bis $5,5 \text{ kg/cm}^2$
„ Kraftgas	$= 4,75 \text{ kg/cm}^2$
„ Gichtgas	$= 4,5$ „
„ Koksofengas	$= 5,0$ „
„ Benzin	$= 5,0$ „
„ Spiritus	$= 4,0$ „
„ Petroleum	$= 4,0$ „
„ Gleichdruck-Ölmotor	$= 7,0$ „

2. Die Viertaktmaschinen.

a) **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.

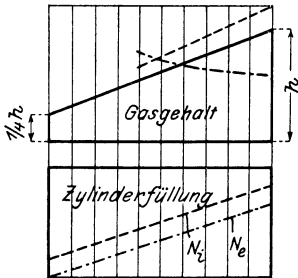


Fig. 8.

2. **Qualitäts- oder Gemischregelung.** Die Menge des angesaugten Gases wird bei kleiner Belastung verringert und durch Luft ersetzt (Fig. 8). Die Maschine arbeitet sonach mit (annähernd) konstanter Ladungsmenge und konstanter Kompression. Steuerung zeigt häufig die Einrichtung, daß anfangs nur Luft, dann Luft und Gas angesaugt wird, damit an der Zündstelle reicheres, zündfähiges Gemisch lagert. Gemischbildung wird unregelmäßig und gibt zur „Streuung“ der Diagramme Veranlassung, so daß zur gleichbleibenden Leistung verschiedene mittlere Drücke auftreten.

3. **Quantitäts- oder Füllungsregelung (Fig. 9).** 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.

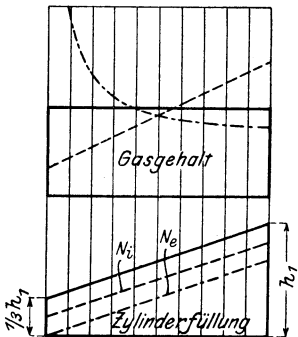


Fig. 9.

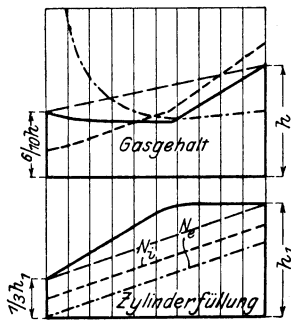


Fig. 10.

Die kleinen Belastungen treten Unterdrucke von 0,7 at und mehr auf, die das Auslaßventil zu öffnen bestrebt sind.

Nimmt die Umlaufzahl ab (Leistungs-Regelung), so wird der Saugdruck vermindert und das Mischungsverhältnis verschlechtert.

4. **Kombinationsregelung (Figur 10).** 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

über diese Höchstleistung hinaus Leistungssteigerung durch Einführung größerer Gasmengen nach der Gemischregelung. Ebenso

wird bei kleinsten Leistungen zur Sicherung der Zündung das Gemisch wieder angereichert (Verfahren Mees).

Unveränderliche Gemischbildung wird dadurch erschwert, daß für die einzu-
führenden Mengen von Gas und Luft Einströmquerschnitt und Durchflußgeschwin-
digkeit maßgebend sind. Nur der Einströmquerschnitt kann vom Regler be-
einflußt werden, während die Durchflußgeschwindigkeiten von den unvermeid-
lichen Druckschwankungen abhängig sind. Für die Geschwindigkeiten im Misch-
querschnitt gelten die Gleichungen:

$$c_i = \sqrt{2g \cdot \frac{p_i}{\gamma_i}}$$

$$c_g = \sqrt{2g \cdot \frac{p_g}{\gamma_g}}$$

Mischungsverhältnis:

$$m = \frac{f_i \cdot c_i}{f_g \cdot c_g} = \frac{f_i}{f_g} \cdot \sqrt{\frac{p_i \cdot \gamma_g}{\gamma_i \cdot p_g}}$$

worin die Zeiger l sich auf Luft, g auf Gas beziehen.

Querschnittsverhältnis:

$$q = \frac{f_i}{f_g} = m \cdot \sqrt{\frac{\gamma_i \cdot p_g}{\gamma_g \cdot p_i}} = m \cdot k, \text{ wenn}$$

$$k = \sqrt{\frac{\gamma_i \cdot p_g}{\gamma_g \cdot p_i}}$$

Für Hochofen- und Generatorgas ist an-

nähernd $k = \sqrt{\frac{p_g}{p_i}}$. Ist

$h = 0$ (s. u.), so wird hier Querschnittsverhältnis = Mischungsverhältnis.

Für Leucht- und Koksofengas ist $\gamma_g = 0,5$, weicht also erheblich

von γ_i ab, so daß hier

$$k = 1,55 \sqrt{\frac{p_g}{p_i}}$$

Ist p_0 = Saugdruck im Zylinder, p'_i = Luftdruck vor dem Mischorgan, p'_g = Gasdruck vor dem Mischorgan, h = Überdruck des Gases über die Luft, so folgt mit $p'_i = 10000$ mm WS.:

Druckunterschied im Regulierquerschnitt

$$p_g = p'_g - p_0 = p'_i \pm h - p_0$$

$$p_i = p'_i - p_0$$

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.

In Fig. 11, das Hellenschmidtsche Diagramm darstellend, sind die Werte k

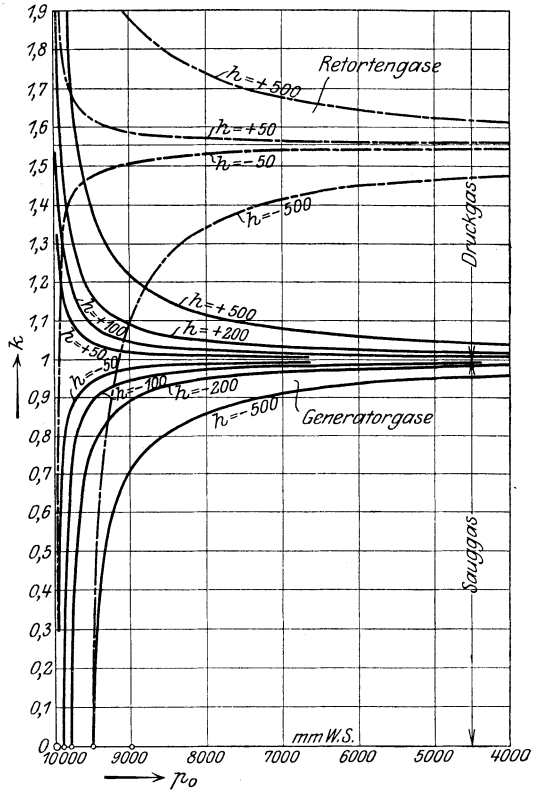


Fig. 11.

der Gleichung $q = m \cdot k$ als Abszissen zu p_0 als Ordinaten aufgetragen. Die Abszissen geben also für jedes p_0 den Wert an, durch den das Querschnittsverhältnis bei Erzielung richtigen Mischungsverhältnisses zu dividieren ist. Es folgt:

Für kleine Werte von p_0 (etwa < 7000 mm WS) ist $k \approx 1$ namentlich bei niedrigen Gasdrücken h . Auch bei Druckschwankungen in den Zuleitungen ändert sich bei gleichbleibendem Querschnittsverhältnis das Mischungsverhältnis nur unbedeutend, die Maschine ist unempfindlich.

Bei etwa $p_0 > 7000$ mm müssen für $m = \text{konst.}$ 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. Die Retortengase (Leucht- und Koks-ofengas) sind besonders empfindlich gegen zu hohen Gasdruck und Druckschwankungen.

a) Schwankungen im Mischungsverhältnis während einer Umdrehung. Mit Hilfe des Hellenschmidt-Diagramms hat Magg¹⁾ diese Schwankungen nach ermittelt. Bei Gemisch-Regelung kann annähernd gleichmäßiges Gemisch Fig. 12 nur bei Vollast und Druckgasbetrieb erreicht werden, während bei Halb-ast und besonders im Leerlauf — wie hier die starke „Diagrammstreuung“ zeigt — eine bedeutende Verschlechterung eintritt. Für Sauggasbetrieb eignet sich die Gemischregelung überhaupt nicht. Die Füllungsregelung ergibt um so gleichmäßigere Gemischbildung, je kleiner die Belastung der Maschine ist. Das Verfahren Mees zeigt sich also auch hiernach als vorteilhaft.

b) Schwankungen im Mischungsverhältnis bei Änderungen der Umlaufzahl. Annähernd konstante Mischung ist nur bei großen Mischgeschwindigkeiten zu erhalten. Mit sinkender Umlaufzahl nehmen bei Leistungsregelung die Mischgeschwindigkeiten im Regulierquerschnitt ab, Saugdruck p_0 nähert sich at. Druck, so daß sich der Vorgang der Gemischbildung im linken Gebiet der steil ansteigenden Kurven abspielt, Fig. 11. Scharfes Drosseln von Hand rückt den Vorgang wieder in das Gebiet der flachen Kurven. Der Regler versagt hierbei: Bei kleiner Umlaufzahl strömt bei ungedrosseltem 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“.

b) Steuerung. Fig. 13 und 14 zeigen die Kurbelstellungen, in denen Eröffnung und Schluß der Ventile stattfinden. Der Einlaßventilschluß nach dem Totpunkt bewirkt mitunter bessere Zylinderfüllung infolge des Ausschlingens der Saugsäule. In der Nähe der inneren Totlage sind beide Ventile gleichzeitig geöffnet, daher mitunter ein Nachsaugen frischen Gemisches durch die aus-

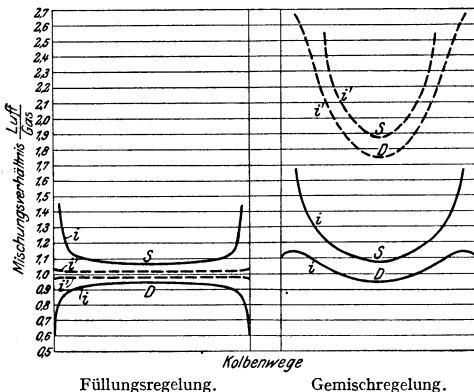


Fig. 12.

S = Sauggas; D = Druckgas; Kurve i = Mischungsverhältnis für Vollast; Kurve i' = Mischungsverhältnis für Halb-ast.

schwingende Auspuffsäule. Die Verlängerung der Ventilerhebungszeiten ermöglicht bessere Beherrschung der Beschleunigungsverhältnisse.

¹⁾ Dr.-Ing. Jul. Magg, Zeitschr. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 701.

Als drittes Ventil hat jede Gasmaschine ein Gasventil, das die Aufgabe hat, die unter höherem Druck stehende Gasleitung während den auf den Ansaughub folgenden Hüben gegen die Luftleitung abzusperren. Vielfach wird das Gasventil als Mischventil ausgebildet.

Antrieb der Ventile durch unrunde Scheiben oder Exzenter. Ausbildung der ersteren siehe S. 126. Exzenter arbeiten geräuschloser; der Exzenterhub wird zu etwa 30 vH ausgenutzt. Bei Verwendung von Exzentern findet sich Ventiltrieb durch Schwingdaumen oder Wälzhebel; letztere häufiger.

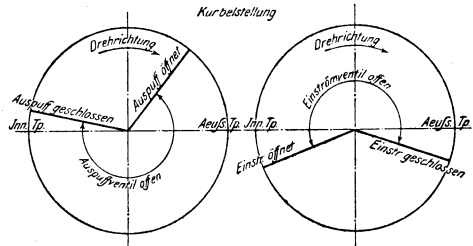


Fig. 13 und 14.

c) 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.

Fig. 15 zeigt die bei kleineren Maschinen übliche Bosch-Zündung mit Abreißgestänge. Nach Ablenkung des in Mittellage dargestellten Kreuzhebels um ca. 25° gleitet der Daumen ab, und in der zwischen Anker *a* und den Polschuhen des Magneten *b* gelagerten Hülse *c* entsteht ein Stromstoß,

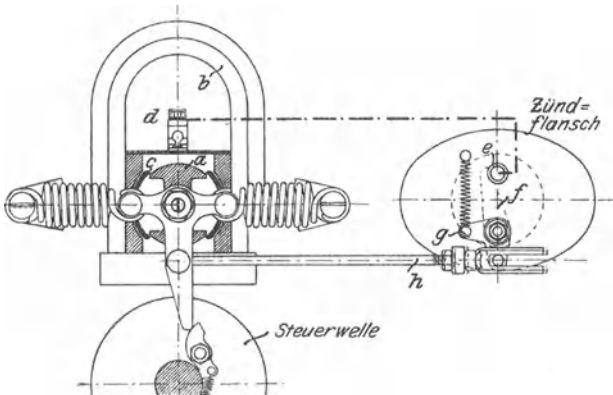


Fig. 15.

der beim Durchlaufen der Mittellage am kräftigsten ist. Hierbei stößt Schubstange *h* gegen den Arm von Zündhebel *f* und trennt diesen vom Zündstift *e*. Bei größeren Maschinen mit mehreren Zylindern wird auf der Steuerwelle eine Kontaktvorrichtung angeordnet, die den einer Batterie mittels Vorschaltwiderstandes, einer Gleichstrommaschine oder der Erregermaschine einer

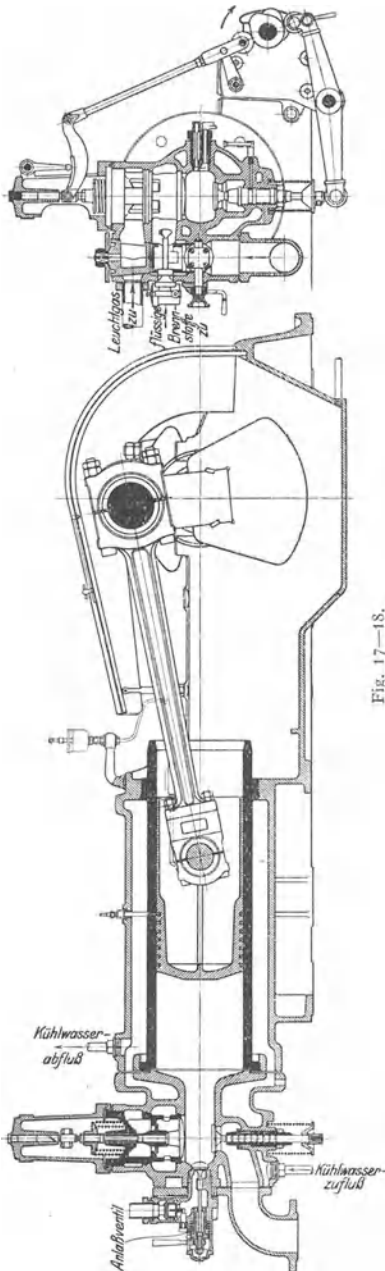


Fig. 17—18.

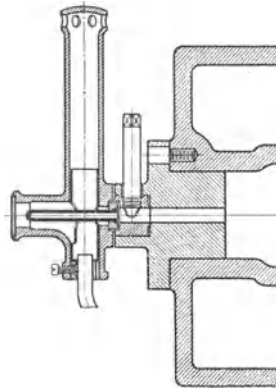


Fig. 16.

Wechselstromdynamo zu entnehmenden Strom für jede Zündstelle einschaltet, wobei nacheinander Schlagvorrichtung und Zündbüchse durchflossen werden (Ausführung Werk Nürnberg der M. A. N.).

Bei der Lodge-Zündung wird in einer kleinen Batterie Strom von 8 bis 10 Volt erzeugt, der durch Leydener Flaschen und Kondensatoren auf hohe Spannung und große Frequenz gebracht wird und so zur Bildung des Zündfunken geeignet ist.

Fig. 16 zeigt die seltener und nur bei Kleingasmaschinen zu findende Glührohrzündung (der Gasmotorenfabrik Deutz), die meist „ungesteuert“ ausgeführt wird, d. h. das Innere des Glührohrs steht dauernd mit dem Verbrennungsraum in Verbindung. Glührohr meist aus Porzellan, geheizt durch Bunsenbrenner. Verlegung des Zündzeitpunktes durch eine den Querschnitt des Verbindungskanals ändernde Stellschraube.

d) Ausführung von Kleingasmaschinen. Fig. 17 und 18 zeigen den allgemeinen Aufbau. Stützung der Welle meist durch zwei Rahmenlager und ein Außenlager. Einsetzung der Laufbuchse in den Rahmen derart, daß sie der Wärmedehnung ungehindert nachgeben kann. Unterbringung der Ventile in einem besonderen

„Steuerkopf“, der zweckmäßig mit besonderem Deckel abzuschließen ist.

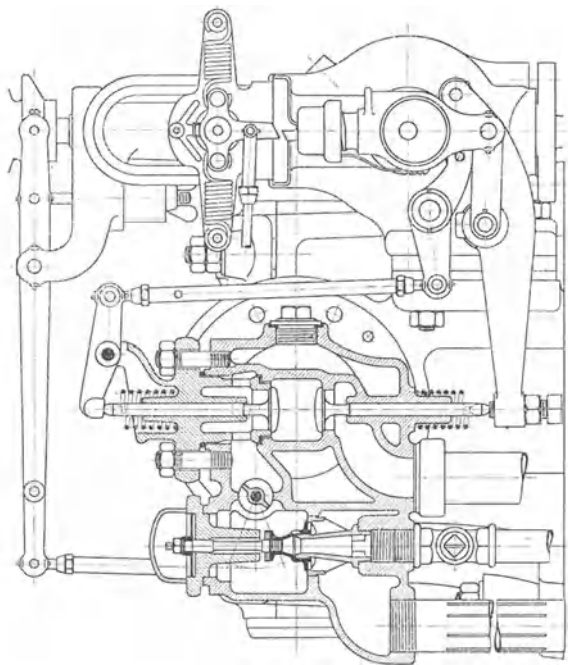


Fig. 19.

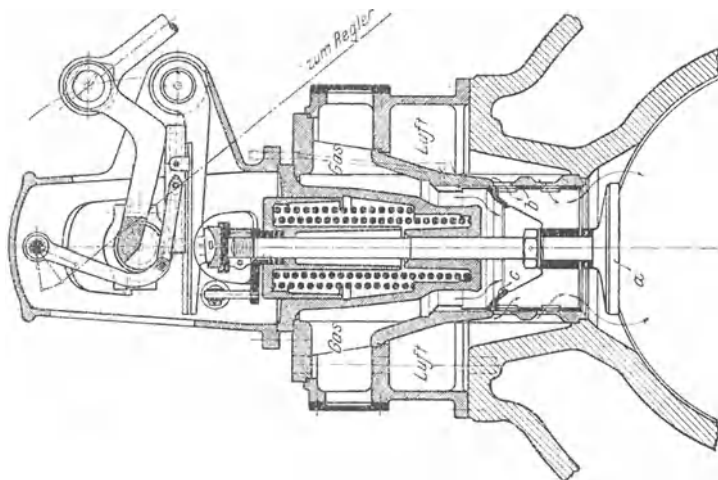


Fig. 20.

Fig. 17 u. 18, Kleingasmaschine der Gasmotorenfabrik Deutz. Die Einlaßventilspindel trägt gleichzeitig Gasventil. Regelung auf Quantität durch Änderung des Ventilhubes. Die Bauart läßt auch Betrieb mit flüssigen Brennstoffen zu.

Fig. 19, Kleingasmaschine Körting. Gas und Luft werden in einem zweisitzigen Mischventil, das sich während des Saughubes selbsttätig hebt, gemischt. Regelung auf Quantität durch Drosselklappe.

e) Ausführung der Großgasmaschinen, meist doppeltwirkend, wobei im Zylinder auf zwei Arbeitshübe zwei Leerhübe folgen. Für größere Leistungen Ausführung als Tandemaschine, die Eintaktwirkung ergibt, und als Zwillingstandemaschine mit unter 90° versetzten Kurbeln.

Großgasmaschinen werden meist mit kombinierter Regelung ausgeführt. Fig. 20 zeigt Einlaßsteuerung des Werkes Nürnberg der M. A. N. Der Regulator verschiebt die Wälzplatte, so daß der Hub des Einlaßventils und des mit ihm verbundenen Luftschiebers geändert wird. Da bei gehobenem Ventil die Wälzplatte nicht verschoben werden kann, so ist in das Reguliergestänge zur Ermöglichung der Regulierbewegung bei festgehaltener Wälzplatte eine Feder eingeschaltet, die bei geschlossenem Ventil die Wälzplatte nachzieht.

Die Anordnung ist so getroffen, daß von einem gewissen Ventilhub ab der Luftquerschnitt durch Überschleifen des Schiebers verringert, der Gasquerschnitt weiter geöffnet wird. Dadurch wird das Gemisch angereichert. Bei sinkender Belastung wird das Gemisch ätzender, bei einer be-

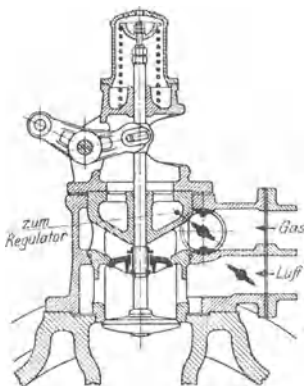


Fig. 21.

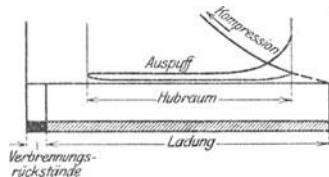


Fig. 22.

stimmten Zusammensetzung setzt Füllungsregelung ein. Zwecks Änderung der Luftmenge kann die Ventilspindel mit dem Luftschieber von Hand gedreht werden, wodurch die Luftquerschnitte geändert werden.

Fig. 21 zeigt Regulierung von Ehrhardt & Sehmer. Der steigende Regler drosselt zunächst die Gaszufuhr. Von etwa Halbblast an wird auch der Luftquerschnitt gedrosselt. Im Leerlauf herrscht ein Unterdruck von etwa 0,3 at.

Leistungssteigerung. Bei dem Verfahren von Ehrhardt & Sehmer werden Luft und Gas getrennt in Turbokompressoren auf etwa 2 m Wassersäule verdichtet. Die Luft strömt zuerst in den Zylinder, so daß die Verbrennungsrückstände ausgespült werden. Nach Öffnen des mit Überdeckung versehenen Gasventils wird der Zylinder mit Gemisch von höherem als atm. Druck gefüllt, Fig. 21. Die Maschine kann um 40 vH überlastet werden. Antrieb der Turbokompressoren durch Dampfturbinen, deren Dampf in Auspuffgaskesseln erzeugt wird.

Thyssen & Co. spülen ebenso zunächst mit Druckluft aus und laden dann dem angesaugten Gemisch Druckluft nach, so daß eine besondere Leitung und Steuerung für Druckluft erforderlich werden.

Spannung der Druckluft: 0,2 bis 0,3 kg/cm². Die zur Herabsetzung des höchsten Zünddruckes erforderliche Vergrößerung des Verbrennungsraumes vermindert zwar den thermodynamischen Wirkungsgrad, doch wird andererseits die Verbrennung vorteilhafter, der Gütegrad besser, der Verbrauch innerhalb der Belastungsgrenzen 70 bis 100 v. H. annähernd konstant. Die höhere Abgastemperatur läßt sich in Abwärmekesseln verwerten.

3. Die Zweitaktmaschinen.

Die Zweitaktwirkung bezweckt bessere Ausnutzung des Gestänges; bei einfacher Wirkung wechseln beim Zweitakt Leerhub und Arbeitshub miteinander abwährend bei doppelter Wirkung jeder Hub zum Arbeitshub wird. Im doppeltwirkenden Viertaktzylinder hingegen folgen auf zwei Leerhübe zwei Arbeitshübe, Erzielung einfacher Wirkung erfordert bei Viertaktverfahren zwei doppeltwirkende Zylinder. Theoretisch müßte Zweitaktwirkung die doppelte Leistung des Viertaktverfahrens ergeben, praktisch ist diese Steigerung jedoch nicht erreichbar.

Die Kürze der für Auspuff und Ladung zur Verfügung stehenden Zeit schafft Strömungswiderstände, die naturgemäß größer als beim Viertaktverfahren ausfallen. Bei Viertaktmaschinen ist nur der Verbrennungsraum, bei Zweitaktmaschinen der ganze Hubraum mit Verbrennungsrückständen im Augenblick der Spülung gefüllt. Letztere ist niemals vollkommen, die zurückbleibenden Rückstände verschlechtern das frische Gemisch und verringern die spezifische Leistung.

Maschine Körting, Fig. 24 und 26. Luft und Gas werden getrennt in Pumpen verdichtet, die seitlich vom Rahmenbalken liegen und durch Stirnkurbel der Hauptachse angetrieben werden. Fig. 23 zeigt die Art der Steuerung. Da der Auslaß nur während eines Kurbelwinkels von etwa 100° vor sich geht, so ist zur Vermeidung sehr großer Querschnitte oder hoher Auspuffgeschwindigkeiten die Anordnung von Auspuffschlitzen erforderlich. Das kurz nach Freilegung dieser öffnende Einlaßventil läßt zuerst Spülluft, dann Luft und Gas gemeinsam eintreten. Der Zeitpunkt des Gemischeintrittes ist von der Reglerstellung abhängig, liegt also je nach Belastung früher oder später. Während der Einströmung des Gemisches sind die Auspuffschlitze noch freigelegt. Das Entweichen des Gemisches durch diese wird von einer „Spülluftwand“ zwischen Gemisch und Schlitzen verhindert.

Luft und Gas vereinigen sich erst vor dem Einlaßventil.

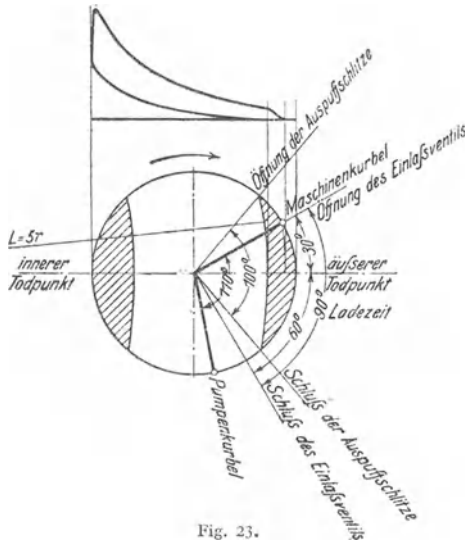


Fig. 23.

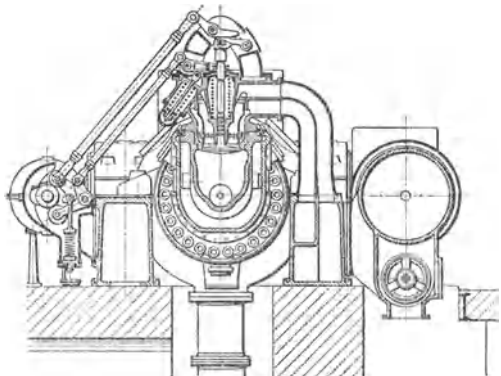


Fig. 24.

Neuere Gas- und Luftpumpen werden in der Weise ausgeführt, daß am Ende des Pumpenhubes durch Überströmung von der Druckseite auf die Saugseite die Gasförderung aufhört, während die Luftpumpe noch weiter fördert. Da das Einlaßventil des Arbeitszylinders erst beim nächsten Hub wieder öffnet, so kann diese Luft in Ruhe über dem Einlaßventil eine Schicht bilden, die eine Ausspülung des Zylinders mit Luft (und nicht mit Gemisch) gewährleistet und vorzeitige Entflammungen verhindert, wie sie durch unmittelbare Berührung des Gemisches mit den heißen Auspuffgasen bei Eröffnung des Einlaßventils entstehen können.

Neuerdings werden mit Erfolg besonders gesteuerte Gasabsperrvorrichtungen über dem Einlaßventil vorgesehen.

Fig. 24 zeigt die Einlaßsteuerung der Siegener Maschinenbau-A.-G. Am oberen Austritt aus dem Gehäuse trägt die Spindel einen Kolben, der in einem mit dem Luftweg verbundenen Zylinder gleitet. Bei der Abwärtsbewegung stellt sich über diesem Verdrängerkolben eine Luftleere ein, welche die Schlußkraft der Feder wirksam unterstützt.

Der besonders gesteuerte über dem Einlaßventil angeordnete Schieber schließt den Gaskanal ab und öffnet ihn, ehe die Auspuffschlitze wieder geschlossen werden. Die Diffusion von Gas und Luft in dem Raume über dem Einlaßventil wird dadurch verhindert, es gelangt mit Sicherheit zuerst zur Spülluft, dann erst Gemisch in den Zylinder. Gas kann also nicht unverbrannt in den Auspuff gelangen. Frühzündungen an den Auspuffstegen werden vermieden. Diese können dann entstehen, wenn das Gemisch zu früh in den Zylinder strömt und durch die Schlitze entweicht, wobei es sich an den heißen Stegen entzündet.

Fig. 26 zeigt die Ventilanordnung der Maschinenbau-A.-G. vorm. Gebr. Klein, Dahlbruch (Westf.).

Die Einlaßventile werden durch unrunde Scheiben (häufig mit Paarschluß), Wälzhebel oder Schwingdaumen gesteuert. Die wegen der kurzen Eröffnungszeit sehr großen Beschleunigungskräfte legen die obere Grenze der Umlaufzahl auf etwa $n = 100$ fest. Als Vorteil der Zweitaktmaschine gegenüber der Viertaktmaschine sind ihr geringerer Raumbedarf, kleinere Gründungskosten, sowie die infolge des zwangläufigen Ladeverfahrens leicht vorzunehmende Änderung der Umlaufzahl hervorzuheben. Letztere Eigenschaft macht die Zweitaktmaschine hauptsächlich zum Antrieb von Gebläsen geeignet.

4. Einzelheiten der Großgasmaschinen.

Anlassen. Meist durch Druckluft von 10 bis 20 at. Bei Mehrzylindermaschinen wird meist nur die Hälfte aller Kolbenseiten mit Druckluftsteuerung ausgeführt. Luftfüllung 20 bis 30 vH. Entnahme der Luft an höchster Stelle der mit Entwässerung auszuführenden Sammelgefäße, damit sich die Zündvorrichtungen nicht beschlagen.

Gasdynamos für Gleichstrom können durch eine zweite Gleichstromdynamo oder durch eine Akkumulatorenbatterie angelassen werden.

Gasgebläse laufen leer an, wobei Drehmoment 50 bis 60 vH des normalen Drehmomentes beträgt. Stahlwerksgebläse bleiben während der Blaspausen in Betrieb, indem der Wind ins Freie ausgeblasen wird.

Zylinder. Während die Wärmespannungen im Betriebe Zugbeanspruchung im äußeren, Druckbeanspruchungen im inneren Mantel verursachen, sind die von den Gußspannungen herrührenden Beanspruchungen entgegengesetzter Art, so daß während des Betriebes ein Ausgleich stattfinden kann. Risse im Außenmantel sind häufig auf die erwähnte Zugbeanspruchung, Risse im Innenmantel auf die in diesem vorhandenen großen Temperaturunterschiede zurückzuführen. Verringerung der Beanspruchungen durch hohe Stirnflanschen, große Krüm-

mungsradien an den Übergangsstellen und möglichste Beschränkung aller die beiden Mäntel starr verbindender Teile. Fig. 25 zeigt den mehrteiligen Zylinder von Ehrhardt & Sehmer. Die durch die Zylinderteilung entstehende Teilfuge wird durch die eingeschrumpfte Laufbuchse und Kupferdichtung gegen Verbrennungsdruck und Kühlwasser abgedichtet. Äußerer Kühlmantel zweiteilig. Am Übergang des Innenzylinders zum Flansch bleibt die wertvolle, rohe Gußhaut sitzen.

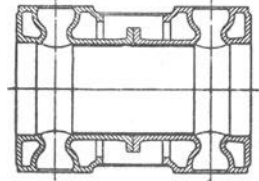


Fig. 25

Fig. 26, Zweitaktzylinder von Gebr. Klein, Dahlbruch. Die zweiteilige Laufbuchse wird von beiden Seiten in den Mantel eingeschoben. Schließung der Trennungsfuge durch Wärmedehnung. Freie Dehnung der die Einlaßventile aufnehmenden Steuerköpfe wird durch Anordnung eines die Stopfbuchse umgebenden Verschußdeckels ermöglicht.

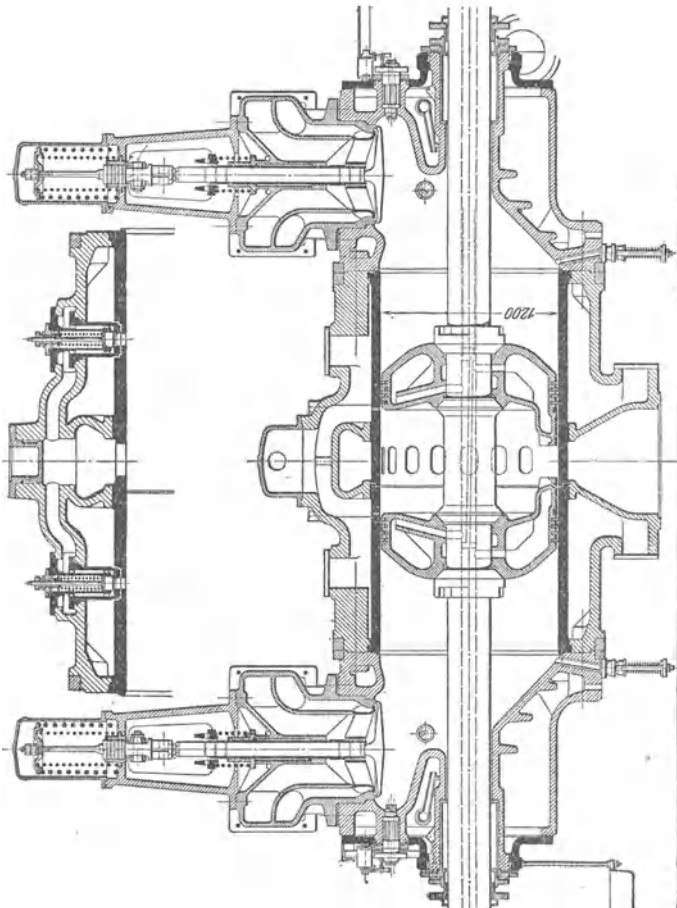


Fig. 26.

Am Zylinder sind Sicherheitsventile angebracht, die in etwa halber Hublänge das Zylinderinnere mit dem Auspuff verbinden. Sie verhindern, daß bei eintretenden Frühzündungen die Drucke 35 \bar{a} übersteigen, wodurch die Dichtungen leiden und Ventilkopfbrüche entstehen können. Steigt während

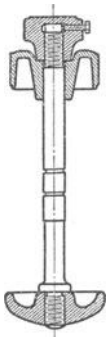


Fig. 27.

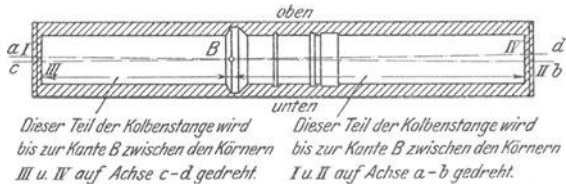


Fig. 28.

des VerdichtungsHubes infolge einer Frühzündung, die kurz nach Totpunktlage entstand, der Druck im Zylinder über den normalen Expansionsdruck, so öffnet sich das Sicherheitsventil und ein Teil der Gase entweicht in den Auspuff.

An den Zylinderenden sind kleinere Ventile zum Ausblasen von Ölrückständen angeordnet.

Ventile. Ausführung von Einlaß- und Auslaßventil als einsitzige Teller-ventile. Herstellung der Ventile aus Stahl in einem Stück mit der Spindel geschmiedet oder Verbindung des gußeisernen Ventils mit Stahlspindel nach Fig. 27 durch Gewinde (und Umnieten). Kühlung der Auslaßventile und besondere Ausbildung dieses Ventils (als Doppelsitzventil) oder des äußeren Gestänges zwecks Entlastung von dem auf dem Ventilteller im Augenblick der Vorausströmung lastenden Druck werden nicht mehr ausgeführt.

Der gekühlte Auspuffeinsatz (aus hartem Gußeisen) ist möglichst als Umdrehungskörper zu gestalten und derart mit Auspuff-

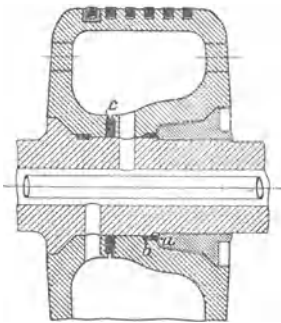


Fig. 29.

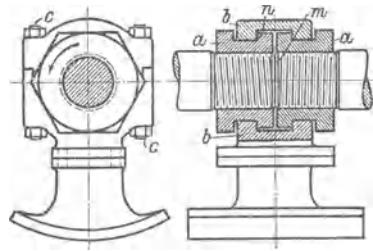


Fig. 30.

leitung zu verbinden, daß ohne deren Abnahme Ventil und Einsatz herausgenommen werden können.

Kolben. Aufnahme des Kolbengewichtes durch gebogene oder geknickte, nach Fig. 28 hergestellte Stange.

Kühlung der Nürnberger Kolbenstangen. Das Wasser fließt durch ein Einlegerohr dem ersten Kolben einer Tandemmaschine zu und kehrt in dem äußeren Ringraum zwischen Rohr und Stange zurück, der in der zweiten Stange als Hinweg benutzt wird. Diese geschlossene Wasserführung verhindert Mitnahme von Schmieröl.

Fig. 30, Kolben von Ehrhardt & Sehmer. Umwandlung der beim Gießen entstehenden Zugspannungen der Nabe in Druckspannungen dadurch, daß Nabe aufgeschlitzt, der Kolben unter Kalthaltung der Nabe erwärmt und in den Spalt ein schließend passender Ring c eingelegt wird. Zur Abdichtung preßt

die Mutter den Rotgußring *a* gegen Rundgummiring *b*. Die konische Druckfläche der Kolbenmutter entspricht dem Konus auf Kolbenstange, wodurch sich günstige Stoffverteilung im Kolben ergibt.

In Fig. 26 ist der zweiteilige Kolben von Gebr. Klein ersichtlich.

Kolbenstangenkupplung. Fig. 30, Ausführung von Ehrhardt & Sehmer. Die Muttern *a* werden zunächst aufgebracht, die Stirnflächen der Stangen gegeneinander gelegt und hierauf die durch Schrauben *c* zu verbindenden Kupplungshälften *b* umgelegt. Die nötige Vorspannung wird erzeugt, indem eine der Muttern *a* in Pfeilrichtung angeschlagen wird, wodurch sich die Flächen *m* und *n* fest aufeinander pressen. Vorteile: geringe Baulänge, schnelles Lösen und Verbinden, kleine Gewindefzahl.

Stopfbuchsen. Ausführung mit gußeisernen Liderungsringen, die nicht oder nur wenig federn. Bei der Proellschen Stopfbuchse werden Schlauchfedern hinter die Ringsegmente gelegt. Die Ringe werden auf die polierte Stange aufgeschliffen. Mitunter Anordnung einer Vordichtung, deren ungeteilte „Feuerringe“ unempfindlich sind und bei Durchbrennen leicht ersetzt werden können.

Anordnung der Stopfbuchse in einem Gehäuse so, daß unabhängige Kühlung ermöglicht wird und daß mit dem Gehäuse sämtliche Ringe herausgezogen werden können. Eine Druckschmierung hat an mehreren Stellen Öl zuzuführen.

5. Die Ölmaschinen.

a) Die Gemischbildung. 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.

Tritt Verdampfung des Brennstoffes bei Temperaturen unter 150° ein, so wird Gemischbildung mit nebelförmigem Brennstoff oder Mischung von Luft und Brennstoffdampf außerhalb des Zylinders im Vergaser möglich. Sehr feine Zerstäubung ohne Luftvorwärmung ist anzustreben, was sich bei Benzin erreichen läßt. Die geringe Verdampfungswärme des Benzins kann von der Luft bei gewöhnlicher Temperatur oder auch von den Wandungen geliefert werden.

Vorwärmung des Öles wird nötig bei hohem Erstarrungspunkt und hoher Viskosität oder auch, um die Entstehung von Kondensat an den Zylinderwänden zu verhindern. Durch die Vorwärmung der Luft wird das Ladegewicht verringert und die Kompressionsendtemperatur ist zu erniedrigen, um Vorzündungen zu vermeiden; zu weitgehende Vorwärmung kann überdies zur Verbrennung schon im Vergaserraum führen.

Bei ungenügender Mischung liegt die Gefahr vor, daß die leichter siedenden Bestandteile zuerst für sich, die schwerer siedenden nachher nur unvollkommen verbrennen und teerige Rückstände hinterlassen.

Die für die Schweröle gebräuchliche Einführung des flüssigen Brennstoffes in den Zylinder ist hauptsächlich bei den Glühkopf- und Dieselmotoren 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 hochoverhitzten 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 ausschlagende 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.

b) Die Zerstäuber der Dieselmotoren. Da die bei Dieselmotoren einzuführenden Brennstoffmengen sehr klein sind, so läßt sich die vorher notwendige feine Zerstäubung nicht durch mechanische Mittel erreichen, sondern ist mit Hilfe von Preßluft durchzuführen, 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 beim Aufprallen auf den heißen Kolbenboden verdampfende Brennstoff wird mit der Luft gründlich gemischt und die gesamte Luftmenge zur Verbrennung herangezogen.

Je nach der Einrichtung der Brennstoffzerstäuber werden unterschieden:
1. Geschlossene Düsen. a) Plattenzerstäuber. b) Ringplattzerstäuber. 2. Offene Düsen.

1. a. Plattenzerstäuber. Fig. 31. Der vor dem Einspritzvorgang geförderte Brennstoff verteilt sich auf zwei bis vier Platten, deren Öffnungen gegeneinander versetzt sind. Nach der hier erfolgten Mischung von Luft und Brennstoff tritt das Gemisch in einen ringförmigen Spalt und nach Freilegung des Austrittsquerschnittes durch die Brennstoffnadel in die Düse, in der die Luft ihre Höchstgeschwindigkeit annimmt und den infolge seiner Massenträgheit zurückbleibenden Brennstoff zerreißt und zerstäubt. Lochplatten und Ringspalt dienen sonach zur Verteilung und Mischung, die Düse zur eigentlichen Zerstäubung.

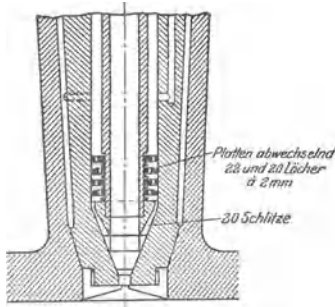


Fig. 31.

Mitunter werden auch mehrere kleinere Düsenlöcher über den Düsenkörper verteilt, um den Strahl besser auszubreiten, doch wird hierbei namentlich bei schwächerer Belastung der Luftverbrauch sehr groß.

Bei Eintritt in den Verbrennungsraum expandiert die Einblaseluft vom Einblasdruck auf die Verdichtungsdruckspannung, womit eine die Selbstzündung des Brennstoffes erschwerende oder verhindernde Erniedrigung der Lufttemperatur und Abkühlung der Verbrennungsluftmenge verbunden ist. Durch Vorwärmung der Einblaseluft würde sich dieser Nachteil zwar vermeiden lassen, doch wäre andererseits frühzeitige Verdampfung und explosionsartige Verbrennung zu befürchten. Beim Öffnen der Nadel werden die Lochplatten vom Brennstoff reingefegt, doch muß eine bestimmte Brennstoffmenge zurückbleiben, die an der Nadel herunterfließt und den sog. „Zündtropfen“ bildet. Dieser sichert die Verbrennung, indem er bei Eintritt in den Verbrennungsraum hinreichend hohe Temperatur zur Zündung vorfindet und durch Einleitung der Verbrennung den Wärmeinhalt soweit steigert, daß die Wirkung der dann einströmenden kalten Einblaseluft unschädlich bleibt.

Die sichere Entstehung des Zündtropfens macht bei schwacher Belastung und Veränderung der Umlaufzahl eine Verringerung der Einblaseluftmenge, die sonst die Lochplatten vollständig reingefegt, erforderlich. Diese Regelung kann durch Änderung der Einspritzdauer oder des Einblasdruckes vorgenommen werden. Änderung der Einspritzdauer kann sowohl durch Vorlegen des Zündzeitpunktes als durch Verlängerung der Brennstoffeinführung erzielt werden.

Bei Anwendung des ersteren Mittels wird explosionsartige Verbrennung möglich, in deren Verlauf der Unterschied zwischen Einblasdruck und Verbrennungsdruck soweit sinken kann, daß die Zerstäubung wesentlich verschlechtert wird.

Verlängerte Einführung läßt andererseits infolge der von einem bestimmten Zeitpunkt an rasch fallenden Expansionsdruckspannung den erwähnten Druckunter-

schied so stark zunehmen, daß die Wirkung der eintretenden starken Luftabkühlung nur durch vermehrte Brennstoffzufuhr aufgehoben werden kann.

Das gebräuchlichste Regelungsmittel besteht in der Änderung des Einblasedruckes, meistens durch Drosselung der vom Kompressor angesaugten Luftmenge erreicht.

Aus Fig. 32 sind die Verhältnisse der Brennstoffnadelsteuerung ersichtlich. aa = Öffnungsdauer des Ventils; ab , ad = Drosselung durch Nadelkegel beim Öffnen und Schließen; h = Düsenquerschnitt.

Die Brennstoffluftwege, die zum Zerstäuber führen, müssen im Querschnitt größer als der Zerstäuberquerschnitt sein, damit dieser für Luftgeschwindigkeit und Zerstäubung bestimmend ist. In Fig. 32 ist dies von den Punkten b und c an der Fall. Fläche $abcd$ veranschaulicht die Brennstoffluftmenge, deren Größe in folgender Weise geändert werden kann:

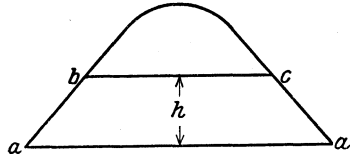


Fig. 32.

- a) durch Höher- oder Tieferlegen der Wagerechten bc , d. h. durch Veränderung des Düsenquerschnittes,
- b) durch Lagenänderung der Linien ab , dc , erreicht durch schwächere oder stärkere Steigung der Steuernockenkurven,
- c) durch Änderung der Länge aa , d. h. der Einspritzdauer.

Lochplattenzerstäuber lassen durch Änderung der Lochplattenzahl und der Lochdurchmesser den Einspritzvorgang leicht beeinflussen. Vermehrung der Plattenzahl verringert durch vergrößerte Reibung die Durchflußgeschwindigkeit und verlängert sonach die Einspritzdauer. Die Wirkung ist dieselbe, wie sie die Wahl weniger steiler Kurven des Nockenprofils hervorbringt.

Hohe Umlaufzahlen bedingen geringe Anzahl der Lochplatten. Die Lochgröße bestimmt Luftverbrauch und ist u. a. von der Zähigkeit des Brennstoffes abhängig.

b. Ringspaltzerstäuber. Fig. 33. Infolge Wegfalls der Lochplatten wird die Anpassung an verschiedene Verhältnisse erschwert. Dadurch aber, daß das

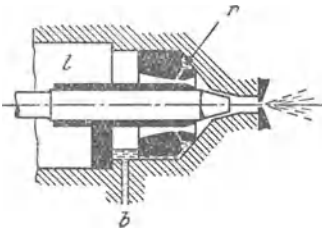


Fig. 33. l = Einspritzluft, b = Ölzuführung, r = Ringspalt (s. S. 169).

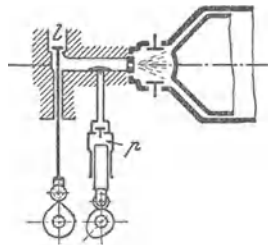


Fig. 34.

Öl in größerer Nähe der Düse eingeführt wird, werden die Entstehung eines Zündtropfens und die Regelung erleichtert, insofern als die Änderung des Einblasedruckes sich nur innerhalb enger Grenzen zu bewegen braucht.

Die Berührungsfläche, die das Öl der Luft vor dem Einspritzvorgang bietet, ist geringer als bei Plattenzerstäubern, so daß die Mischung in der Hauptsache erst während des Einspritzens vor sich geht.

Liegende Maschinen arbeiten vorwiegend mit Ringspaltzerstäubern, da bei wagerechter Lagerung der Lochplattenzerstäuber das Öl sich einseitig anlegt.

2. Offene Düsen. Fig. 34. Der Verbrennungsraum steht dauernd mit dem Raume, in den der Brennstoff gelagert wird, in Verbindung. Die Einlagerung geht

während des Ansaugens der Verbrennungsluft (die durch die Nadel l gesteuert wird), also bei sehr geringem Druck vor sich, wodurch die Aufgabe der Brennstoffpumpe p und ihrer Regelung erleichtert, die Herstellungskosten verringert werden.

Bei Beginn des Arbeitshubes tritt Luft über den vorgelagerten Brennstoff und reißt diesen zum Verbrennungsraum über. Durch die Temperatursteigerung während der Luftverdichtung wird die Ölgasbildung vor der Verbrennung begünstigt, so daß sich offene Düsen namentlich in Anwendung auf Teeröle bewährt haben. Von Nachteil ist, daß die Luft zu Beginn des Einblasens zu viel Brennstoff hinüberreißt, so daß die Verbrennung explosionsartig mit starker Drucksteigerung beginnt und der Brennstoffverbrauch größer als bei gesteuerten Düsen wird.

Infolge dieses Umstandes eignet sich die offene Düse wenigstens vorläufig nicht für größere Leistungen, auch kommt sie — der Eigenart der Brennstofflagerung entsprechend — meist nur für liegende Maschinen in Betracht (Bauart Lietzenmeyer).

c) Zweitaktwirkung. Bei Ölmaschinen läßt sich die Zweitaktwirkung leichter durchführen, da hier der Brennstoff erst am Ende des Verdichtungs-hubes eingeführt wird. Entweichen frischen Gemisches durch die Auspuffschlitze und Frühzündung durch Vermengung mit den heißen Auspuffgasen ist sonach ausgeschlossen.

Die Spülluft wird entweder durch Ventile im Deckel oder durch Schlitze eingeführt, die an demselben Zylinderende wie die Auspuffschlitze oder am entgegengesetzten Zylinderende (Junkers) angeordnet sind. Bei Anordnung der Spülluftschlitze gegenüber den Auspuffschlitzen können diese nur auf die Hälfte des Zylinderumfanges verteilt werden, so daß sie in axialer Richtung länger auszuführen sind. Besondere Formgebung des Kolbens soll unmittelbares Entweichen der Spülluft durch die gegenüberliegenden Auspuffschlitze verhindern. Zur Verhinderung des Rückschlages der hochgespannten Auspuffgase in die Spülluftleitung müssen die Spülluftschlitze eine geringere Länge als die Auspuffschlitze aufweisen, damit diese zuerst vom Kolben freigelegt werden und eine Drucksenkung der Auspuffgase bis auf ungefähr Spülluftdruck stattfinden kann. Daraus folgt naturgemäß, daß die Spülluftschlitze vor den Auspuffschlitzen geschlossen werden.

Die Lagerung der Spülluftschlitze an dem den Auspuffschlitzen entgegengesetzten Zylinderende oder Einführung der Spülluft durch Deckelventile ermöglichen das Einblasen einer über den ganzen Zylinderquerschnitt gut verteilten Fegeluftsäule. Deckelventile machen überdies den Verlauf der Spülung unabhängig von Beginn und Ende des Auspuffs. Ein Nachteil ist die komplizierte Gestaltung des Deckels.

Zu lange Auspuffschlitze verursachen durch allzufrühes Ausströmen Verkleinerung des Diagramms und sehr scharfen Auspuff.

Der Druck der Spülluft wird vielfach namentlich bei kleineren Maschinen durch sog. Kurbelkastenpumpen erzeugt. Die Außenluft wird 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 volumetrische Wirkungsgrad gering. Außerdem wird leicht Schmieröl aus dem Kurbelgehäuse in den Verbrennungsraum hineingefördert.

Die Luft wird entweder durch Schlitze oder Ventile angesaugt, im ersteren Fall ist der räumliche Wirkungsgrad bei höheren Umlaufzahlen ungünstiger. Bei Versuchen von Scheit wurde die Kurbelkastenpumpe als Luftpumpe allein, ohne Zusammenarbeiten mit der Verbrennungsmaschine, untersucht. Es zeigte sich, daß in diesem Fall der räumliche Wirkungsgrad geringer war; es dürfte dieser Umstand auf die Entstehung von Unterdruck während der Ausströmung der Verbrennungsrückstände, also auf Massenbeschleunigungen der Auspuffgas-säule, zurückzuführen sein.

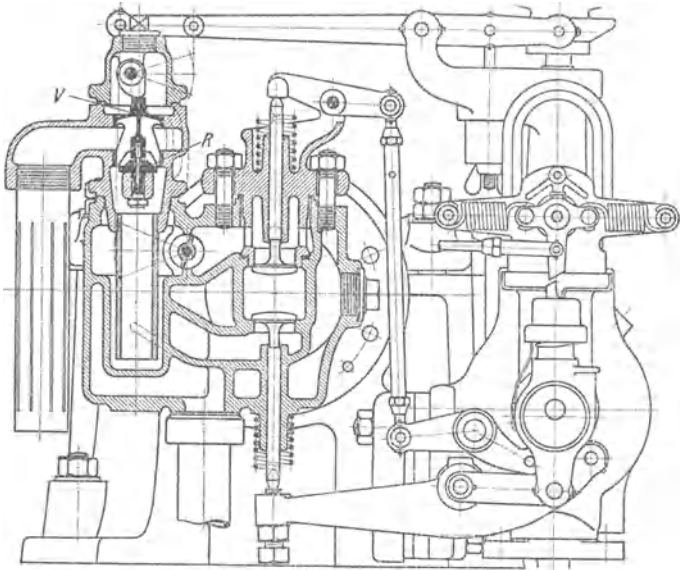


Fig. 35.

d) Ausführungen von Explosionsmaschinen. Fig. 35, Körting-Maschine. Der flüssige Brennstoff tritt nach Erhebung des Zerstäuberventils und des mit diesem verbundenen Nadelventils aus und mischt sich am Umfang des Zerstäubers mit der angesaugten Luft. Auf dem Wege zum Zylinder wird das Gemisch in einer außen von den heißen Auspuffgasen bespülten, doppelwandigen Kammer vergast. Regelung durch Verstellung der Drosselklappe und Hubbegrenzung des Zerstäuberventils. Anlassen mit Benzin. Nach genügender Erwärmung der Vergaserkammer wird auf den Hauptbrennstoff umgeschaltet. Größere Maschinen werden mit Druckluft angelassen, die in besonderen Kompressoren oder bei Maschinen mittlerer Größe dadurch erzeugt wird, daß unter Verwendung der Maschine selbst als Kompressor bei geschlossener Brennstoffzufuhr das Arbeitsvermögen des Schwungrades als treibende Kraft benutzt und die Druckluft in einem Behälter aufgespeichert wird.

Fig. 36, stehende Zweitaktmaschine Deutz. Durch eine Klappe am Kurbelkasten saugt der aufwärtsgehende Kolben

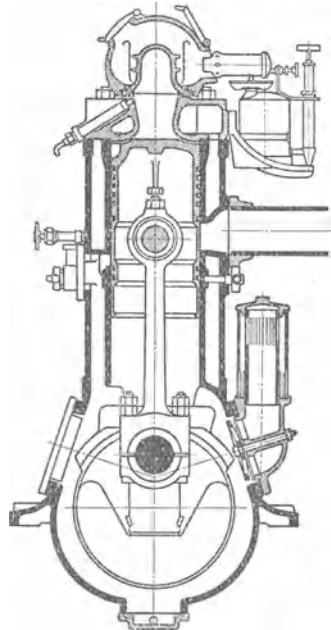


Fig. 36.

Luft in den dicht abgeschlossenen Kurbelkasten, während die Luft im Zylinder verdichtet wird. Kurz vor Erreichen der Totlage wird Brennstoff in die heiße, verdichtete Luft und gegen die erhitzten Wandungen des Glühkopfes gespritzt. Beim Abwärtsgang des Kolbens wird die Luft im Kurbel-

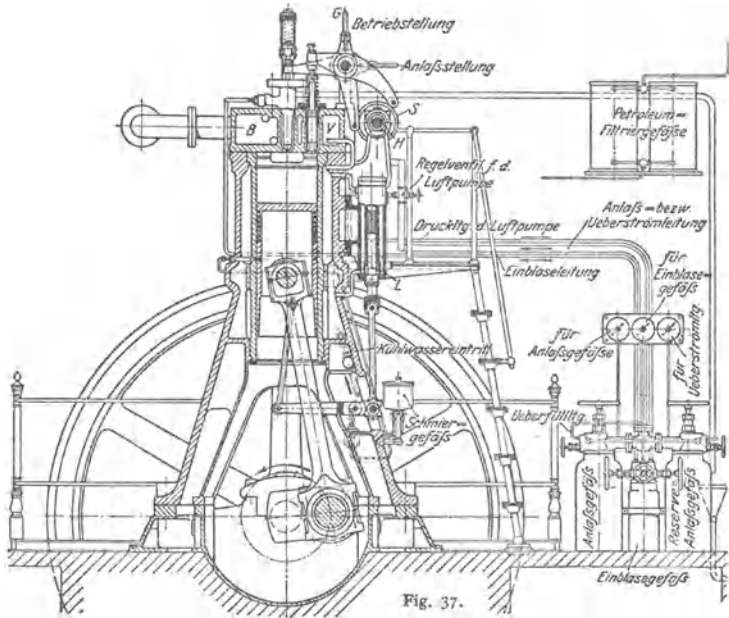


Fig. 37.

kasten verdichtet. Gegen Ende des Abwärtshubes öffnet der Kolben zuerst die Auspuffschlitze, dann die Einlaßschlitze zum Eintritt der verdichteten Luft aus dem Kurbelkasten. Vor Inbetriebsetzung wird der Glühkopf mit einer Lampe vorgewärmt. Steuerung der Brennstoffpumpe durch Nocken auf veränderliche Brennstoffmenge.

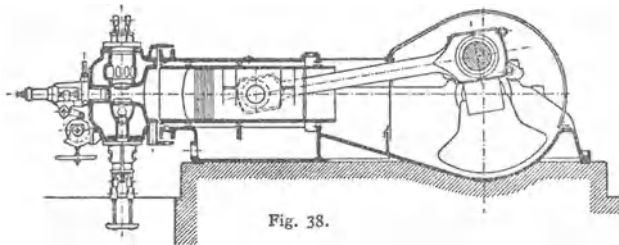


Fig. 38.

e) Ausführungen von Dieselmotoren. Fig. 37 zeigt die Anordnung und Rohrleitungen der gebräuchlichsten Bauart. Der Steuerkopf enthält: Ein- und Auslaßventil, Anlaß- und Brennstoffventil.

Fig. 38, liegende Maschine der M. A. N., Werk Nürnberg¹⁾. Ein- und Auslaßventil senkrecht, Brennstoffventil wagrecht angeordnet und durch eine be-

¹⁾ Fig. 33, 34, 38, 39 und 43 sind der Abhandlung von Prof. Nägel in der „Z. Ver. deutsch. Ing.“ 1911 entnommen.

sondere, quer zur Maschinenachse liegende Welle gesteuert. Um den Brennstoff gleichmäßig um die Nadel zu verteilen, preßt der Druck der Einspritzluft den Brennstoff in den Ringkanal r (Fig. 33). An den innen mündenden feinen Bohrungen dieses Kanals mischen sich Luft und Brennstoff.

Um die Querwelle zu vermeiden, trifft Deutz die in Fig. 39 dargestellte Maßnahme. Vor Kolbentotlage legt Nadel n den Kanal zum Hubraum frei, und die Pumpe beginnt zu fördern. Die Verbrennung wird mit Drucksteigerung eingeleitet, da die Pumpe anfänglich unter Ausnutzung der Elastizität der Wandungen reichlich Brennstoff fördern muß, so daß die eintretende Luft zur Sicherung der Zündung genügend Brennstoff mit sich führt. Die Förderung der Pumpe wird durch einen entsprechend gestalteten Antriebsnocken des Plungers beeinflusst.

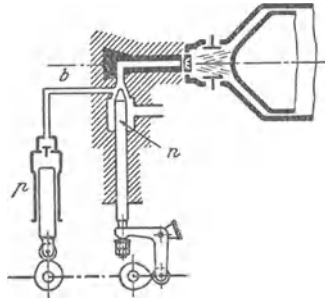


Fig. 39.

Körting ordnet sämtliche Ventile wägerecht an und steuert sie von der Querwelle aus.

Diesel-Zweitaktmaschinen, Fig. 40 und 41. Fig. 40 gibt die stehende Zweitaktmaschine von Gebr. Sulzer wieder. S_1 und S_2 sind die für Einführung der Spülluft dienenden

Schlitzreihen, diesen gegenüber die Auspuffschlitze A . Die untere Schlitzreihe S_1 wird nur vom Kolben, die obere S_2 durch seitlich angeordnete Ventile gesteuert, die nur mit den expandierten, also abgekühlten Verbrennungsgasen in Berührung kommen. Durch diese Ventilsteuerung wird verhindert, daß beim Abwärtsgang des Kolbens die Auspuffgase durch die obere Schlitzreihe mit höherem Druck in die Spülluftleitung gelangen. Die oberen Schlitzreihen liegen oberhalb der Auspuffschlitze und dienen besonders zur Einführung zusätzlicher Luft. Vorteile: Die Schlitzöffnungen sind während der Verbrennung abgedeckt. Die Verbrennungsgase können nicht, wie bei Spülventilanordnung im Deckel, bei vorhandener Undichtheit in die Spülluftleitung treten. Große Querschnitte. Einfacher Zylinderdeckel mit nur drei kleinen Ventilen (Brennstoff-, Anlaß- und Sicherheitsventil).

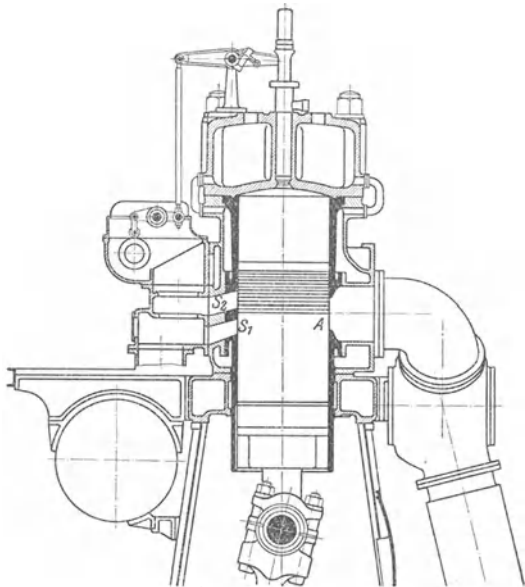


Fig. 40.

Ausführung mit Kolbenkühlung und Kreuzkopfführung. Die doppelwirkenden Spülluftpumpen sind mit der dreistufigen Einblaseluftpumpe vereinigt.

Leistungssteigerung läßt sich bei dem Sulzer-Zweitaktmotor nach Fig. 40 in einfachster Weise erreichen, indem durch entsprechende Steuerung der Spülluftventile die Luftzufuhr nach Abschluß der Auslaßschlitze verlängert wird. Junkers drosselt in der Maschine nach Fig. 41 den Auspuff, so daß die Ladepumpen gegen den erhöhten Druck im Zylinder fördern müssen, der mit größerem Ladegewicht aufgefüllt wird.

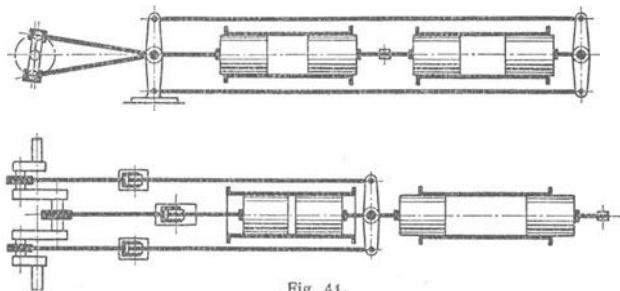


Fig. 41.

Fig. 41, Junkers-Maschine, aus der Oechelhäuser-Gasmaschine entstanden, meist nach Fig. 41 ausgeführt. Von den vier Kolben der mit Eintaktwirkung arbeitenden Zweisylindermaschine werden die beiden inneren und die beiden äußeren miteinander verbunden und arbeiten mittels zweier senkrecht zueinander stehenden Gestängeumführungen auf die dreifach gekröpfte Welle.

Vorteile: Wegfall der Reaktionskräfte im Rahmen, der Massenkräfte (bis auf den durch die Endlichkeit der Pleuelstangenlänge verursachten Betrag), der Stopfbuchsen, sowie der Ein- und Auslaßventile. Zu steuern sind nur Brennstoff- und Anlaßventil. Einfache Gestaltung des Verbrennungsraumes, geringe Wandungsabkühlung.

Kompressorlose Dieselmotoren¹⁾. Hier ist der Bronsmotor zu erwähnen. Beim Kolbenniedergang werden Luft und Brennstoff angesaugt, der sich in einer mit Lochkranz versehenen und in den Verbrennungsraum hineinragenden Kapsel lagert. In dieser entsteht durch teilweise Verdampfung des Brennstoffes ein zündfähiges Gemisch, das am Ende des Verdichtungsdruckes (Verdichtungsdruck 36 at) zur Selbstzündung gelangt. Infolge des Explosionsdruckes wird der auf dem Kapselboden lagernde Brennstoff durch den Lochkranz in den Verbrennungsraum geschleudert, in dem der Verbrennungsdruck auf 45 bis 50 at steigt.

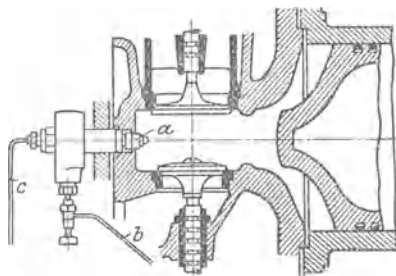


Fig. 42.

a Einspritzdüse, b Zündöl, c Teeröl.

Andere Verfahren — Benz, Steinbecker — erzeugen in einer besonderen Zündkammer durch Teilverbrennung hochgespannte Gase, die durch einen engen Kanal in den Brennraum treten und den unverbrannten Teil des Brennstoffes mitreißen. Deutz baut eine „Verdrängermaschine“, Fig. 42; der Kolben schnürt durch einen Ansatz (Verdränger) einen Ringraum ab, dessen Luftinhalt als hohlkegeliger Wirbel in den Brennraum getrieben wird. Da der Druck-

¹⁾ Steinbecker-Motor, Z. der V. d. Ing. 1920, S. 640, Deutzer Motor ebenda 1922, S. 1125, De la Vergne-Maschine ebenda 1923, S. 53.

ausgleich durch den Ringspalt zwischen Verdränger und Hals des Brennraumes eine gewisse Zeit beansprucht, so wirkt die Drucksteigerung bei Beginn der

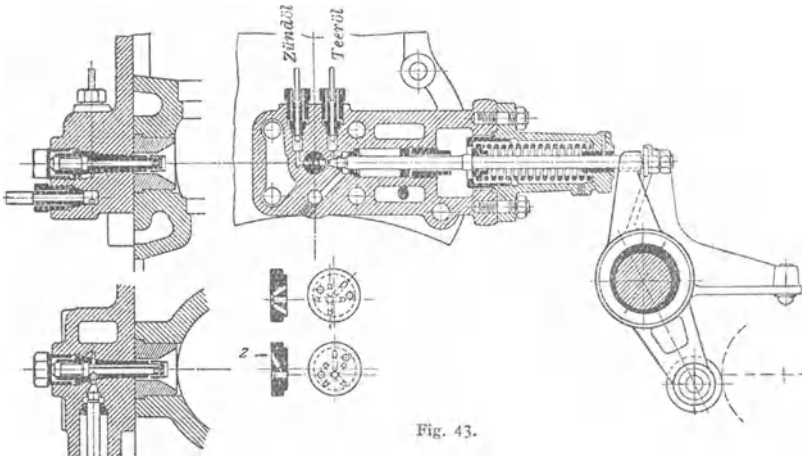


Fig. 43.

Verbrennung zunächst nur auf die Verdrängerfläche. Der Unterschied der Höchstdrucke beträgt bis 4,5 at. Je nach Zylinderleistung und Brennstoff wird ein Wärmeverbrauch von 1850 bis 2200 kcal/PS_h erreicht.

f) Einzelheiten der Dieselmotoren.
 Anlaßvorrichtung, Fig. 37. Beim Anlassen der Maschine muß das Brennstoffventil geschlossen bleiben und das Anlaßventil zu Beginn des Expansionshubes geöffnet werden, um die Druckluft aus dem Anlaßgefäß in den Zylinder einströmen zu lassen. In Fig. 37 sitzen die Antriebhebel von Brennstoffventil und Anlaßventil nebeneinander auf einer durch Handhebel G verdrehbaren, exzentrischen Hülse. In der punktierten Anlaßstellung steht die Rolle des Brennstoffventilhebels von ihrer unrunder Scheibe ab, während die Rolle des Anlaßventilhebels anliegt. Umgekehrt bei Betriebsstellung des Handhebels G. Eine Anordnung der M. A. N., Nürnberg, mit Benutzung von Druckluft zur Übertragung der Steuerkräfte siehe Z. Ver. deutsch. Ing. 1911, S. 1328.

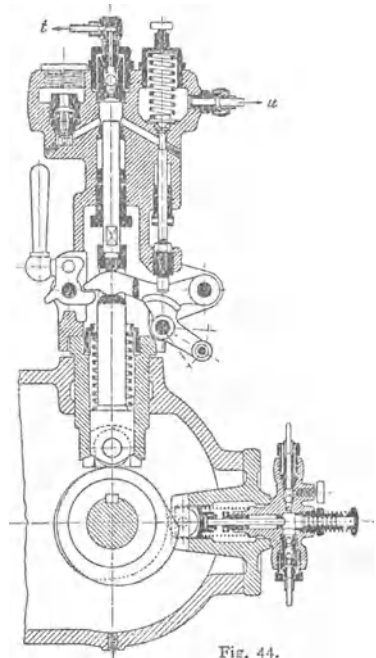


Fig. 44.

Fig. 43 gibt den Brennstoffnadeinsatz der liegenden Deutz Teerölmaschine wieder. Damit das Gasöl mit den ersten Luftteilchen in den Verbrennungsraum tritt, wird es durch einen feinen Kanal z unmittelbar vorn in die Düsenplatte gefördert.

Regulierung. Es wird fast ausschließlich in der Weise geregelt, daß der Regler noch nach Beendigung des Saughubes das Saugventil oder eine Ver-

- $s_1 V_h$ = Luftmenge, die bei der Ausspülung durch die Schlitze entweicht,
 $s_2 V_h$ = Luftmenge, die das Gemisch von den Schlitzen trennt, Trennungsluft,
 $s_3 V_h$ = dem der Schlitzlänge entsprechenden Kolbenraum,
 εV_h = Verdichtungsraum,

$$m = \text{Mischungsverhältnis} \frac{\text{Luft}}{\text{Gas}}.$$

Dann ist: $V_h (1 + \varepsilon - s_3)$ = Hubraum im Augenblick des Schlitzabschlusses.

Die bei jedem Hub in den Zylinder einströmende Gemischmenge beträgt:
 $V_m = (1 + \varepsilon - s_3 - s_2) \cdot V_h$.

In dieser Gemischmenge sind $\frac{m}{m+1}$ Raumteile Luft enthalten, sonach gesamte bei jedem Hub einzuführende Luftmenge, wenn vom geringen Betrag der Nachladung abgesehen wird:

$$V_L = \left[s_1 + s_2 + \frac{m}{m+1} (1 + \varepsilon - s_3 - s_2) \right] \cdot V_h.$$

Druck dieser Luftmenge: $p_z = 1,05$ bis $1,10$ at abs.

Temperatur dieser Luftmenge: $T_z = 350^\circ$ bis 380° .

Ansaugetemperatur der Luftpumpe: $T_1 = 290^\circ$ bis 300° .

Ansaugedruck der Luftpumpe: $p_1 = 0,95$ at bis 1 at.

Volumen der Luftpumpe:

$$V_l = \frac{1}{\varphi} \left[s_1 + s_2 + \frac{m}{m+1} (1 + \varepsilon - s_3 - s_2) \right] \cdot V_h \cdot \frac{p_z \cdot T_1}{p_1 \cdot T_z}.$$

Bei der Körtingschen Gasmaschine sitzen Luft- und Gaskolben auf derselben Stange, der Hub ist sonach für beide Pumpen derselbe. Sonach müssen sich die Kolbenflächen der Pumpen wie das Mischungsverhältnis verhalten.

Beispiel. Es sind die Ladepumpen einer Gasmaschine zu bestimmen, die bei einem mittleren Druck von $4,5 \text{ kg/cm}^2$ im Arbeitszylinder eine Dauerleistung von 800 PS_e entwickeln soll. $p_z = 1,0$ at, $T_1 = 293^\circ$, $p_1 = 0,98$, $T_z = 360^\circ$.

Gegeben sind: Hub $s = 1,6$ m, $n = 70$ Uml./min.

$$\text{Es folgt:} \quad c = \frac{n \cdot s}{30} = \frac{70 \cdot 1,6}{30} = 3,73 \text{ m/sek.}$$

$$N_i = \frac{800 \cdot 1,1}{0,82} \approx 1075.$$

$\eta = 0,82$ = mech. Wirkungsgrad.

Durch den Faktor $1,1$ wird die Ladearbeit der Pumpen (10 vH der Gesamtleistung) berücksichtigt.

$$N_i = \frac{O \cdot c \cdot p_m}{75}.$$

$$O = \frac{D^2 \pi}{4} = \frac{1075 \cdot 75}{3,75 \cdot 4,5} = 4744 \text{ cm}^2.$$

Unter Berücksichtigung der Kolbenstange folgt:

Zylinderdurchmesser $D = 800$ mm.

Kolbenfläche (wirksame) $O = 4800 \text{ cm}^2$.

Inhalt des Arbeitszylinders $V_h = 770$ l.

Der Heizwert des zur Verwendung gelangenden Gichtgases betrage nach Zahlentafel 1 rund 900 kcal bei 20° C Ansaugetemperatur und erfordere zur Verbrennung einen theoretischen Luftbedarf von $0,7 \text{ m}^3$. Bei einem Luftüberschuß von 20 vH wird sonach 1 m^3 Gas mit $1,2 \cdot 0,7 = 0,84 \text{ m}^3$ Luft gemischt.

Es werde gewählt: $\varphi = 0,90$; $s_1 \cdot V_h = 0,2 V_h$; $s_2 \cdot V_h = 0,1 V_h$; $s_3 \cdot V_h = 0,17 V_h$;
 $\varepsilon \cdot V_h = 0,15 V_h$.

Dann wird:

$$V_l = \frac{1}{0,90} \left[0,2 + 0,1 + \frac{0,84}{1,84} (1 + 0,15 - 0,17 - 0,1) \right] \frac{1,0 \cdot 293}{0,98 \cdot 360} \cdot 770 = 517 \text{ ltr.}$$

Gasumpenvolumen ($m = \frac{0,84}{1}$):

$$V_g = \frac{1}{m} \cdot V_l = \frac{623}{0,84} = 615 \text{ ltr.}$$

Werden die Pumpen mit demselben Hub wie der Arbeitszylinder ausgeführt, so wird:

$$O_l = \frac{517}{16} \text{ dcm}^2 = 3230 \text{ cm}^2; D_l = 640 \text{ mm}$$

$$O_g = \frac{615}{16} \text{ dcm}^2 = 3800 \text{ cm}^2; D_g = 695 \text{ mm}$$

Pro Hub in den Zylinder gelangende Gasmenge:

$$\frac{1}{m+1} (1 + \varepsilon - s_3 - s_2) \cdot V_h = \frac{1}{1,84} (1 + 0,15 - 0,17' - 0,1) \cdot 770 = 368 \text{ ltr},$$

entsprechend $\infty 0,37 \cdot 900 = 333 \text{ kcal}$.

Gaszufuhr pro Stunde: $2 n \cdot 60 \cdot 333 = 2\,797\,200 \text{ kcal}$.

Unter Voraussetzung eines stündlichen Wärmeverbrauches von 2100 kcal/PS_{ih} folgt die höchste indizierte Leistung zu:

$$N_i = \frac{2\,797\,200}{2100} \infty 1330 \text{ PS}_i,$$

einem $p_m \infty 5,6 \text{ at}$ entsprechend.

Berechnung der Brennstoffpumpe.

Im folgenden bedeuten:

B = stündliches Brennstoffgewicht in g/PS_{eh},

$\frac{B}{\gamma}$ = stündliches Brennstoffvolumen,

N_e = Anzahl der PSe,

i = Anzahl der auf einen Arbeitshub kommenden Umdrehungen,
($i = 2$ bei Viertaktwirkung, $i = 1$ bei Zweitaktwirkung),

O = Arbeitskolbenfläche in cm²,

s = Hub in cm.

Brennstoffvolumen pro Arbeitshub: $V_a = \frac{B}{\gamma} \cdot \frac{N_e}{60} \cdot \frac{i}{n}$.

Nun ist $\left(\text{mit } c_{\text{met}} = \frac{2 n s}{60 \cdot 2 i \cdot 100} \right)$:
= nutzbarer Kolbengeschwindigkeit in m/sek)

$$N_e = \frac{O \cdot c_{\text{met}} \eta_m \dot{p}_m}{75 \cdot 2 i} = \frac{O \cdot 2 n s \cdot \eta_m \cdot \dot{p}_m}{75 \cdot 60 \cdot 2 i \cdot 100} = \frac{O \cdot s \cdot n \eta_m \dot{p}_m}{450\,000 \cdot i}$$

$$V_a = \frac{B i \cdot O n s \cdot \eta_m \cdot \dot{p}_m}{\gamma \cdot 60 \cdot n \cdot 450\,000 i} = \frac{B \cdot \eta_m \cdot \dot{p}_m}{\gamma \cdot 27\,000\,000} \cdot O s.$$

Das Volumen der Pumpe wird um das 2,5 bis 3fache größer als der vorberechnete Wert, also

$$V = 2,5 \cdot V_a \quad \text{bis} \quad 3 \cdot V_a.$$

Berechnung der Schlitzquerschnitte¹⁾. Zweckmäßig werden die Abmessungen der Schlitzquerschnitte zunächst angenommen und sodann daraufhin geprüft, ob die Verbrennungsrückstände in der zur Verfügung stehenden Zeit entweichen können.

Ist b = Gesamtbreite der Auslaß-Schlitz, so hat nach Zurücklegung des Weges x , von der Schlitzkante aus gemessen, Fig. 45, der Kolben den Querschnitt $b x$ freigelegt. durch den bei c m/sek. Geschwindigkeit in Zeit dt das Volumen

$$dv = b \cdot c \cdot x dt$$

strömt. Es folgt: $V = \int_{t_1}^{t_2} x \cdot b c \cdot dt$.

Ist $\frac{p}{p_a} < \beta$, wenn $\beta = \left(\frac{2}{m+1} \right)^{\frac{m}{m-1}}$ (vgl. Bd. I, S. 405), so wird

$$c = \sqrt{2g \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_a}{\gamma_a} \cdot \frac{m-1}{m+1}} = \sqrt{6,2 \frac{p_a}{\gamma_a}} \quad (\text{mit } k = 1,4).$$

p = Druck im Auspuffrohr, p_a = Ausflußdruck, $m \infty 1,2$.

¹⁾ Vgl. Löffler-Riedler, Ölmaschinen. Berlin 1916. Julius Springer.

Für $\frac{p}{p_a} > \beta$:

$$c = \sqrt{2g \frac{k}{k-1} \cdot \frac{p_a}{\gamma_a} \left[1 - \left(\frac{p}{p_a} \right)^{\frac{m-1}{m}} \right]^{\frac{1}{m}}} = \sqrt{68,6 \frac{p_a}{\gamma_a} \left[1 - \frac{p}{p_a} \right]^{0,17}}$$

Der Ausdruck $\int x \cdot dt$ wird im Sinusdiagramm Fig. 45 durch die schraffierten Flächen dargestellt. Für sehr kleine Zeiten Δt können p_a und γ_a als konstant angenommen werden.

Gewicht der eingeschlossenen Verbrennungsrückstände: $G_a = \frac{p_a \cdot V_a}{R \cdot T_a} \cdot V_a$ und p_a sind aus dem Druckvolumendiagramm bekannt, T_a ist zu schätzen ($\sim 450^\circ$), $R \cong 30$; $\gamma_a = \frac{G_a}{V_a}$. (Nachprüfung von G_a : Bei Beginn des Verdichtungshubes ist V_a mit Luft von $\sim 1,05$ at — falls ohne Nachladung — gefüllt. Hinzu kommen: Brennstoffgewicht und Einblasluftmenge. Letztere $\sim 0,8$ kg/PS_eh)

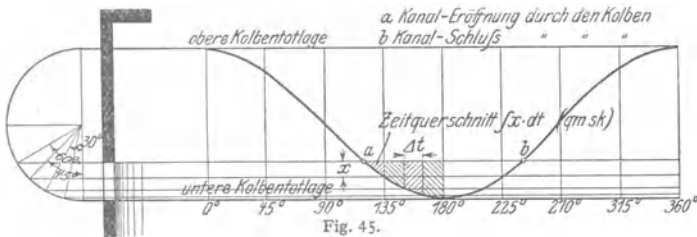


Fig. 45.

Mit diesen Werten ist das während der Zeit Δt_a ausströmende Volumen V_x zu berechnen. Nun ist $V_x \cdot \gamma_a = G_x$ und mit $G_a - G_x = G_b$ das für die Ausströmzeit Δt_b in Betracht kommende Gasgewicht bekannt. Sobald Druck p_b bestimmt ist, kann für Δt_b wie vorhin vorgegangen werden und so fort. Angenähert kann gesetzt werden:

$$p_a \cdot V_a^m = p_b \cdot V_b^m; \quad \frac{p_a}{\gamma_a} = \frac{p_b}{\gamma_b}$$

Da $\gamma_b = \frac{G_b}{V_b}$, so können p_b und c berechnet werden.

Einlaßquerschnitte. Berechnung wie vorhin, nur ist hier $c = \text{konst.}$, da Spülluftdruck und Gegendruck im Zylinder ungefähr gleichbleibend. Es ist:

$$c = \mu \cdot \sqrt{2g \cdot \frac{p}{\gamma_s}}$$

$\mu = 0,55$ bis $0,7$, Druckunterschied $p \cong 0,2$ bis $0,25$ at, $\gamma_s =$ spez. Gewicht der auf $1,2$ bis $1,25$ atm. verdichteten Spülluft. (Für $\gamma_s = 1,2$ wird sonach $\gamma_s = 1,44$ bis $1,5$.)

Rohrleitungen s. diese in Bd. II.

7. Die Kraftgaserzeuger.

Bezüglich der Vorgänge während der Entgasung siehe Bd. I, Die Vergasung fester Brennstoffe.

Die zur vollkommenen Reduktion erforderliche Schütthöhe ist von der Art des Brennstoffes abhängig. Nach Joh. Körting ist z. B. für Koks von 3×2 cm 750 mm, von 3×5 cm 1150 mm, von 5×7 cm 1800 mm Schütthöhe nötig. Für Steinkohle von 1×2 cm genügen 550 mm, während bei größerem Brennstoff, z. B. Förderkohle, Schütthöhen von $1,5$ bis 2 m anzuordnen sind. Grobe Stücke und Staub geben Veranlassung zu „Kanalbildungen“, durch welche die Verbrennungsluft in das fertige Gas gelangt und dieses verschlechtert.

Zu hohe Schichtung bituminöser Brennstoffe führt zur verstärkten Ausscheidung von Teer und Ruß.

Der Wasserstoff des sich zersetzenden Wasserdampfes reichert das Gas an, während der frei werdende Sauerstoff die Luftzufuhr und damit den Stickstoffgehalt des Gases verringert.

Nach Versuchen von Dr.-Ing.

K. Neumann beträgt die günstigste Wassermenge für 1 kg Kohle 0,4 kg Wasserdampf, ein Wert, der in der Praxis jedoch überschritten wird. Nach

Joh. Körting darf bei Vergasung reinen Kohlenstoffes 1 kg Wasser zu 4,5 m³ kalter Vergasungsluft zugesetzt werden, und da zur Kohlenstoffvergasung ungefähr (für 1 kg) 4,5 m³ Luft nötig sind, so ist die Höchstgrenze des Wasserzusatzes rund 1 kg zu 1 kg Kohlenstoff. Wirkungsgrad der Gaserzeuger 70 bis 75 vH.

Nach Güldner ist der durchschnittliche Rost- und Schachtquerschnitt für 1 PSe 55 bis 45 cm² bei Anlagen bis 25 PS, 45 bis 35 cm² bei größeren Anlagen. Kleinstückige und wärmearme Brennstoffe verlangen 25 bis 30 cm² Querschnitt pro 1 PSe. Generatorfassungsraum mindestens 3 ltr bei Anthrazit, 5 ltr bei Koks- und Braunkohle für 1 PSe. Bei längeren Rohrleitungen ist vor die Maschine ein Gassammler einzubauen.

1. Druckgasanlagen. Der in einem besonderen Dampfkessel erzeugte Dampf saugt auf dem Wege zum Rost mittels Dampfstrahlgebläse die Verbrennungsluft an. Vorteil: Ermöglichung ausgedehnter Reinigungsanlagen. Nachteil: Umständlichkeit des Betriebes, Konzessionspflicht des Dampfkessels.

2. Sauggasanlagen. Die Maschine saugt das

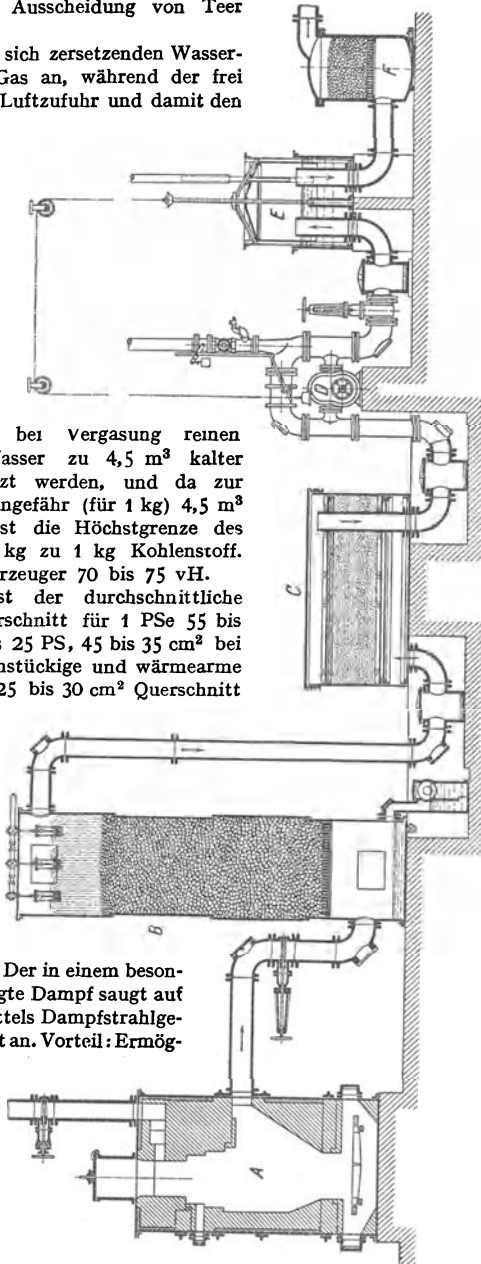


Fig. 46.

Gas selbst an, daher selbsttätige Anpassung der Gaserzeugung an den Bedarf des Betriebes. Die Reinigungsanlagen vergrößern den Saugwiderstand.

3. Anlagen mit vereiniger Saug- und Druckwirkung, Fig. 46, Bauart Körting. Gebläse *D* ist dauernd in Betrieb und führt das aus dem Generator angesaugte Gas den Verbrauchsstellen unter Druck zu. Der Generator ist als sog. „Doppelgenerator“ zur Vergasung bituminöser Brennstoffe ausgeführt. Die Luft wird oben und unten zugeführt, so daß sich zwei Brennzonen bilden. Der oben aufgebene Brennstoff wird in der oberen Zone verkocht und in der unteren Zone vollständig entgast. Die bei der Verkokung nach abwärts ziehenden Destillationsprodukte enthalten Teerdämpfe, die beim Durchstreichen der oberen Zone in permanente, für den Maschinenbetrieb unschädliche Gase zerlegt werden.

Steigt der Druck in der Druckleitung, so öffnet der Regler *E* die oberhalb des Gebläses sitzende Drosselklappe, so daß das überschüssige Gas aus der Druckleitung in die Saugleitung zurücktritt. Steigt der Gasdruck in außergewöhnlichen Fällen so hoch an, daß dieser Ausgleich nicht genügt, so öffnet sich auch noch die Drosselklappe in dem mit Vorrichtung für Probierflamme versehenen Schornstein. Das Steigerohr des Druckreglers läßt einen Teil der Gase ins Freie entweichen, wenn die Gefahr vorliegt, daß der Gasdruck das Wasser aus dem Regler *E* herausdrückt.

Kiestopf *F* verhindert ein Rückschlagen der Flamme in den Apparat.

Bei Feinkohlengeneratoren wird die sehr niedrige Glutschicht durch das Abschlacken sehr empfindlich gestört. Erleichterung des Abschlackens durch Anordnung von Drehrosten (Kerpely, M. A. N.-Nürnberg u. a.) oder Wanderrosten (Jul. Pintsch) oder auch durch Vereinigung eines Drehrostes mit einem sich ebenfalls drehenden Generator (Z. Ver. deutsch. Ing. 1910, S. 1796).

III. Die Kolbenkompressoren.

Bearbeitet von H. Dubbel.

1. Ermittlung der Abmessungen und des Kraftbedarfs.¹⁾

Bezeichnen: *O* die Kolbenfläche abzüglich Kolbenstangenquerschnitt in m²,
s den Hub in m,
D und *d* die Durchmesser von Kolben und Stange,
Q die verlangte Luftmenge in m³/sek, bezogen auf 0° und 760 mm Barometer,
 λ den Lieferungsgrad, d. h. das Verhältnis der angesaugten Luftmenge zu dem vom Kolben durchlaufenen Raum.

$i = 1$ bei einfachwirkenden, $i = 2$ bei doppelwirkenden Zylindern, so wird für den Hubraum des Einzylinderkompressors oder des Niederdruckzylinders von Verbundkompressoren:

$$O \cdot s = \frac{60 \cdot Q}{i \cdot \lambda \cdot \pi}$$

worin

$$\left. \begin{aligned} O &= \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \text{ bei beiderseitig} \\ O &= \frac{\pi}{4} \left(D^2 - \frac{d^2}{2} \right) \text{ bei einseitig} \end{aligned} \right\} \begin{array}{l} \text{durchgeführter} \\ \text{Kolbenstange.} \end{array}$$

Der Arbeitsbedarf für die Verdichtung ist am kleinsten bei isothermischer Zustandsänderung. Der zum Vergleich verschiedener Kompressoren am meisten geeignete „isothermische Wirkungsgrad“ gibt das Verhältnis der isothermischen Verdichtungsarbeit zur zugeführten Arbeitsmenge an.

¹⁾ S. auch Bd. I, S. 391.

Der mechanische Wirkungsgrad gibt als Maß für die Reibungsverluste das Verhältnis der im Kompressorzylinder indizierten Leistung zu der an die Kompressorwelle abgegebenen Leistung an. Bei Dampfkompressoren gibt die in den beiden Zylindern indizierte Arbeit den mechanischen Wirkungsgrad der ganzen Maschinenanlage an.

Der Lieferungsgrad λ berücksichtigt die Verluste durch Undichtheit der Kolben, der Druckventile, der Zwischenkühler usw., sowie die Rückexpansion aus dem schädlichen Raum. Durch letztere wird der räumliche Wirkungsgrad λ_0 bedingt, so daß $\lambda = \alpha \cdot \lambda_0$, worin α die vorher genannten Verluste berücksichtigt. In Fig. 1

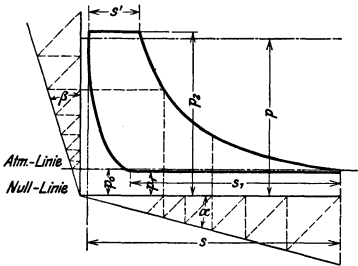


Fig. 1.

ist $\lambda_0 = \frac{s_1}{s}$. Verläuft die Expansion nach einer Polytrope, so wird

$$\lambda_0 = 1 - \left(\frac{s_0}{s}\right) \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right].$$

Ist der Saugwiderstand durch lange Rohrleitungen, Einschaltung von Filtern usw.

groß, so erfährt $\lambda_0 = \frac{s_1}{s}$ eine weitere Ver-

kleinerung durch Verringerung der Strecke s_1 . Bei langen Saugleitungen kann die Beschleunigung der Luftmengen während des ersten Hubteiles durch Ausschlagen der Luftsäule während der Kolbenverzögerung im zweiten Hubteile zu einer Pressungserhöhung im Zylinder führen, so daß $\lambda_0 > 1$ wird.

$\alpha = 0,9$ für Kompressoren und Stahlwerksgebläse,

$\lambda = 0,9$ bis $0,95$ für Hochofengebläse.

Mittel zur Erhöhung des räumlichen Wirkungsgrades: Kleinhaltung der schädlichen Räume, Stufenkompression, Druckausgleich.

Die Luft kann bei sehr reichlicher Kühlung isothermisch verdichtet werden, im anderen Fall ist die Kompression adiabatisch, meist polytropisch mit dem Exponenten 1,2 bis 1,3.

Das theoretische Diagramm setzt sich aus der absoluten Kompressionsarbeit L_1 , der absoluten Saugarbeit $L_2 = p_1 v_1$ und der absoluten Verschiebungsarbeit $L_3 = p_2 v_2$ zusammen.

Isothermische Verdichtung:

Gesamtarbeit für 1 kg Luft

$$L = L_1 - L_2 + L_3 = p_1 v_1 \cdot 2,303 \log \frac{p_2}{p_1} \text{ (mkg/sek.)}$$

Gesamtarbeit für 1 m³

$$L_{m^3} = 2,303 \cdot p_2 \cdot \log \frac{p_2}{p_1} \text{ (p in kg/m}^2\text{)}$$

Abzuleitende Wärmemenge: $Q = A \cdot L$.

Polytropische Verdichtung:

$$L = \frac{n}{n-1} \cdot p_1 \cdot v_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \text{ (mkg/sek.)}$$

$$L_{m^3} = \frac{n}{n-1} \cdot p_2 \left[1 - \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{n-1}{n}} \right]$$

Endtemperatur:

$$T_2 = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{n-1}{n}}$$

Adiabatische Verdichtung ergibt sich, wenn in die vorstehenden Ausdrücke statt n der Exponent $k = 1,41$ gesetzt wird.

Es ist die Betriebsarbeit eines Kompressors festzustellen, der stündlich 200 m³ auf 5 at Überdruck polytropisch verdichtet. Exponent $n = 1,2$, Luftdruck 1,033 at.

$$L = \frac{1,2}{0,2} \cdot (5 + 1,033) \cdot 10\,000 \left[1 - \frac{(1,033)^{0,2}}{(6,033)^{1,2}} \right] = 94\,115 \text{ mkg/m}^3,$$

$$N = \frac{94\,115 \cdot 200}{270\,000} = 70 \text{ PSi.}$$

Für 1 m³ auf die Anfangstemperatur abgekühlte Luft wäre

$$L = \frac{n}{n-1} \cdot p_2 \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right].$$

Meist wird der Arbeitsbedarf durch Aufzeichnung des Druckdiagramms festgestellt. Hierbei wird die Saugspannung p_1 um 2 bis 3 vH niedriger als der atmosphärische Druck p_0 , die Druckspannung p_2 um 3 bis 5 vH höher als die Spannung p im Druckraum angenommen. (Polytrope s. Bd. I, S. 142.)

Die Strecke s' folgt aus der Beziehung:

$$\frac{s'}{s} = (1 + m) \cdot \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{1}{n}} - m,$$

worin m das Verhältnis des schädlichen Raumes zum Hubraum $O \cdot s$ angibt. Die Rückexpansionslinie des schädlichen Raumes kann als Mariottesche Linie gezeichnet werden, woraus sich s_1 ohne Rechnung ergibt.

Exponent n	1,10	1,15	1,2	1,25	1,3	1,35	1,41
tg α	0,2	0,2	0,2	0,25	0,25	0,25	0,33
tg β	0,222	0,234	0,245	0,322	0,337	0,352	0,497

Durch Rechnung findet sich der mittlere Druck:

$$p_i = \frac{n - \left(\frac{p_1}{p_2} \right)^{\frac{n-1}{n}}}{n-1} \cdot \frac{s'}{s} \cdot p_2 - \frac{s_1}{s} \cdot p_1.$$

Bei dem Entwurf der Verbundkompressoren ist in gleicher Weise vorzugehen, wie auf S. 140 für die Verbunddampfmaschinen angegeben. Unter Annahme

eines unendlich großen Aufnehmers wird das nach vorstehenden Angaben entworfene Diagramm in zwei oder mehrere Teile zerlegt, wobei die aus dem vorhergehenden Zylinder austretende Luft durch Kühlung im Aufnehmer auf die Anfangstemperatur herabgekühlt werden kann. Die Verdichtung geht dann im folgenden Zylinder innerhalb derselben Temperaturgrenzen vor sich. Fig. 2 zeigt an einem Verbunddiagramm diese Wirkung. Verdichtung im Niederdruckzylinder nach der Linie AB , durch die Kühlung wird der auf der Isotherme liegende Punkt C Anfangspunkt der Verdichtung CD im Hochdruckzylinder.

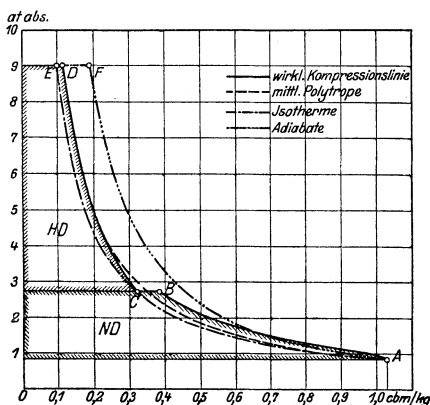


Fig. 2.

Ein weiterer Vorteil der Verbundwirkung besteht darin, daß in dem für die Ansaugmenge maßgebenden Niederdruckzylinder die Expansion aus dem schädlichen Raum vom Aufnehmerdruck aus vor sich geht, wodurch der räumliche Wirkungsgrad wesentlich verbessert wird.

Überschläglich findet sich unter Annahme isothermischer Kompression: Wird z. B. die Luft von 1 at absolut auf 7 at absolut zweistufig verdichtet, so wird in der ersten Stufe von 1 auf $\sqrt{7} = 2,64$ at absolut verdichtet, in der zweiten von $\sqrt{7}$ auf 7. Wirkungsgrad derselbe, als ob nur von 1 auf $\sqrt{7}$ verdichtet würde, da die Rückexpansion aus dem schädlichen Raum verringert wird.

Bei zweistufiger Verdichtung stellt sich folgende Kraftersparnis ein:

Überdruck im Behälter at	4	5	6	7	8	
Kraftersparnis	vH	4	8	12	15	18

Ein weiteres Mittel zur Verringerung der Rückexpansion gibt die „Überströmung“, s. Fig. 17, an die Hand.

2. Ventile.

Bedeutet l = Ventilumfang, h = Ventilhub, u_s = mittlere Geschwindigkeit in den freien Durchgangsquerschnitten f der Ventile, so wird

$$u_s \cdot l \cdot h = O \cdot c.$$

Man wählt:

$$u_s = 22 \text{ m/sek für die Saugventile,}$$

$$u_s = 25 \text{ m/sek für die Druckventile.}$$

Geschwindigkeiten über 30 m/sek sind bei großen, langsamlaufenden Gebläse nur ausnahmsweise zulässig, für raschlaufende Kompressoren gelten die niedrigeren Zahlen.

Bei den Druckventilen ist für c die bei ihrer Eröffnung herrschende Kolbengeschwindigkeit, bei Saugventilen die mittlere einzusetzen.

Masse und Hub des Ventils sind möglichst klein zu wählen, um rechtzeitigen Ventilschluß zu erhalten. Hub $h = 10$ bis 13 mm für die Saugventile, 3 bis 6 mm für die Druckventile.

Luftdruck auf ein Ventil: $P = (p - p_1) \cdot f$,
 f = Angriffsfläche in cm^2 . Es ist:

$$p - p_1 = \frac{u_{\max}^2 \gamma}{2g \varphi^2}; \quad \gamma = \frac{p}{29,4 (273 + t)}$$

γ = spezifisches Luftgewicht bei dem Drucke p und der Temperatur t ,

$\varphi \cong 0,95$ = Geschwindigkeitskoeffizient,

Federkraft $F = f(p - p_1) - G$, G = Ventiltgewicht.

Für Saug- und Druckventile sind gleiche Abmessungen und womöglich Verwendung gleicher Modelle anzustreben.

Ventile mit mehr als 80 cm^2 Durchgangs-

querschnitt sind mit zwei gleichachsigen Ringöffnungen auszuführen. Bei größeren Ventilen mit mehreren Ringöffnungen wird neuerdings für jede dieser besondere Abschlußplatte vorgesehen. Einbau der Ventile entweder seitlich am Zylinderende, so daß die ganze Deckelfläche für die Kühlung verwertbar ist, oder Anordnung der Ventile im Deckel,

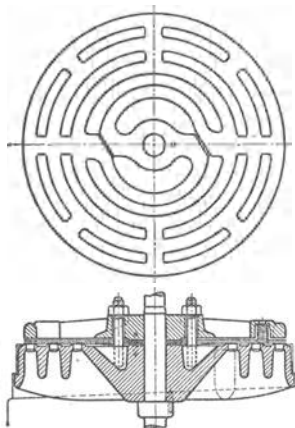


Fig. 3.

was kleinste, schädliche Räume bedingt, aber für die Zugänglichkeit Schaltung einer Laterne zwischen Rahmen und vorderen Deckel erforderlich macht.

Ventilausführungen siehe Fig. 3 bis 13.

Fig. 3. Neue Hoerbiger-Ventile, Bauart Nürnberg (M. A. N.), namentlich bei Großgebläsen in Gebrauch. Eine besondere Polsterplatte dient als Puffer und vermindert das Geräusch des Ventilspiels. Zwei im Fänger eingesetzte Spiralfedern dienen als weitere Polstermittel.

Fig. 4. Ventil von A. Borsig, Berlin-Tegel. Das aus einer Blechplatte von 0,5 bis 2 mm Stärke bestehende Ventil wird durch zwei Arme reibungslos geführt.

Fig. 5—6. Guterath-Klappe. Ein Bronze- oder Stahlblech von 1 bis 1,5 mm Stärke wird wie eine Spiralfeder auf einen Dorn aufgewickelt; in einen Längsschlitz des letzteren greift das eine Blechende ein. Damit die Flüssigkeit ohne wesentlichen Richtungswechsel das Ventil durchströmen kann, enden die Karäle unter einem spitzen Winkel gegen die Sitzfläche. Die Klappen haben sich bei Drucken bis zu 80 at bewährt.

Fig. 7—11. Bauart Weise & Monski. Das Saugventil, Fig. 7, ist als Blechplattenventil ausgebildet, das Druckventil, Fig. 10, wird als Tellerventil ausgeführt. Die Ventile werden in die Kompressordeckel eingeschraubt.

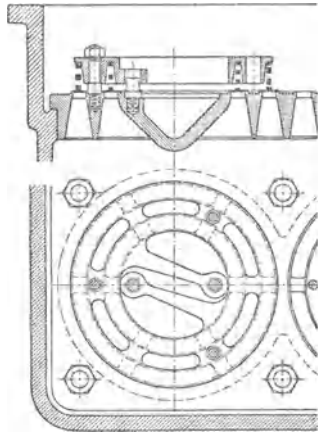


Fig. 4.

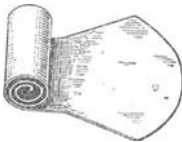


Fig. 5.

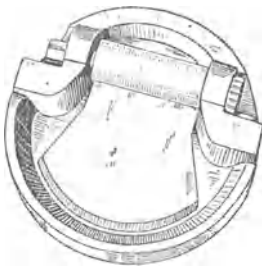
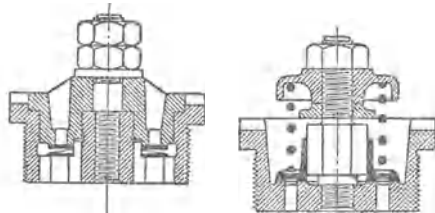


Fig. 6.

Fig. 7—11.

Die Ventile der Hochdruckkompressoren werden mit Ringplatten aus Sonderstahl ausgeführt, die auf den Sitz aufgeschliffen werden. Fig. 12 und 13 zeigen Ventile Schwartzkopfscher Bauart. Saug- und Druckventil sind

gleich, jeder Spalt wird durch eine besondere Ringplatte abgedichtet, jede Ringplatte hat ihre eigene rings aufliegende Flachstahlfeder. Abdichtung der Ventilsitze durch Kupferringe. Ventilsitz je nach Betriebsdruck Gußeisen, Stahl oder Stahlguß. Spaltzahl meist höchstens drei, da sonst die Federn zu groß werden.

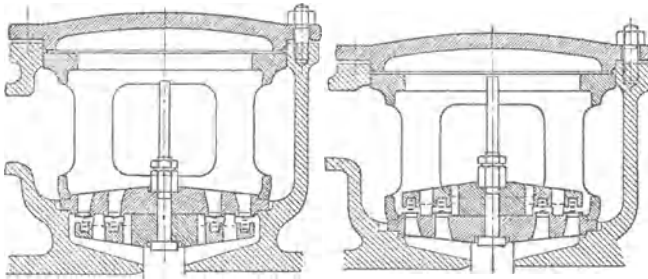


Fig. 12 und 13. Saug- und Druckventil.

3. Schiebersteuerungen.

Der Schieber steuert den Beginn und den Schluß des Saugens, sowie den Schluß des Ausschubes. Der Beginn des Ausschubes wird hingegen von einem den Schieberraum vom Druckrohr trennenden, selbsttätigen Ventil abhängig gemacht. Ausführungsbeispiel bei Anwendung auf Luftpumpen siehe diese.

In Fig. 14 ist als weiteres Beispiel der Kompressor von Koester dargestellt. Der Kolben ist auf dem Linksgange. Die Eröffnung des rechten Kanals für das Ansaugen begann im rechten Totpunkt. Die auf der linken Seite verdichtete Luft strömt nach Erreichen des erforderlichen Druckes durch den Kanal *C* und das Rückschlagventil *V* in den Druckraum. In der linken Totlage des Kolbens wird der Kanal vom Schieber eben geschlossen, das Rückschlagventil geht auf seinen Sitz zurück, und die Wiedereröffnung des Kanals durch den Schieber beginnt erst nach der Rückexpansion aus dem schädlichen Raum.

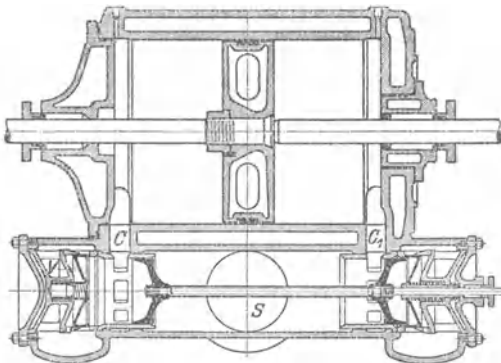


Fig. 14.

Fig. 15 zeigt das Müllersche Diagramm des Schiebers. Das Exzenter eilt der Kurbel um den Winkel δ nach. Der der Expansion aus dem schädlichen Raum entsprechende Kurbelwinkel ist so bemessen, daß vor Beginn des Ansaugens eine kleine Luftleere entsteht, welche die zuströmende Luftmenge stärker beschleunigt. Nach Beginn des Druckhubes bleibt die Verbindung mit dem Saugraum noch während des Winkels $E_{II}OE'_{II}$ bestehen, damit die ausschwingende Saugluftsäule den Zylinder unter höherem Druck auffüllt. Nach Abdeckung der Kanäle wirkt der Raum über den Ventilen als Luftpuffer.

Fig. 15 zeigt das Müllersche Diagramm des Schiebers. Das Exzenter eilt der Kurbel um den Winkel δ nach. Der der Expansion aus dem schädlichen Raum entsprechende Kurbelwinkel ist so bemessen, daß vor Beginn des Ansaugens eine kleine Luftleere entsteht, welche die zuströmende Luftmenge stärker beschleunigt. Nach Beginn des Druckhubes bleibt die Verbindung mit dem Saugraum noch während des Winkels $E_{II}OE'_{II}$ bestehen, damit die ausschwingende Saugluftsäule den Zylinder unter höherem Druck auffüllt. Nach Abdeckung der Kanäle wirkt der Raum über den Ventilen als Luftpuffer.

leere entsteht, welche die zuströmende Luftmenge stärker beschleunigt. Nach Beginn des Druckhubes bleibt die Verbindung mit dem Saugraum noch während des Winkels $E_{II}OE'_{II}$ bestehen, damit die ausschwingende Saugluftsäule den Zylinder unter höherem Druck auffüllt. Nach Abdeckung der Kanäle wirkt der Raum über den Ventilen als Luftpuffer.

Fig. 16 stellt die Verdrängerwirkung des Schiebers dar. Nach Abschluß des Kanals während der Kompression bewegt sich der Schieber in derselben Richtung noch weiter und fördert die zwischen ihm und Rückschlagventil be-

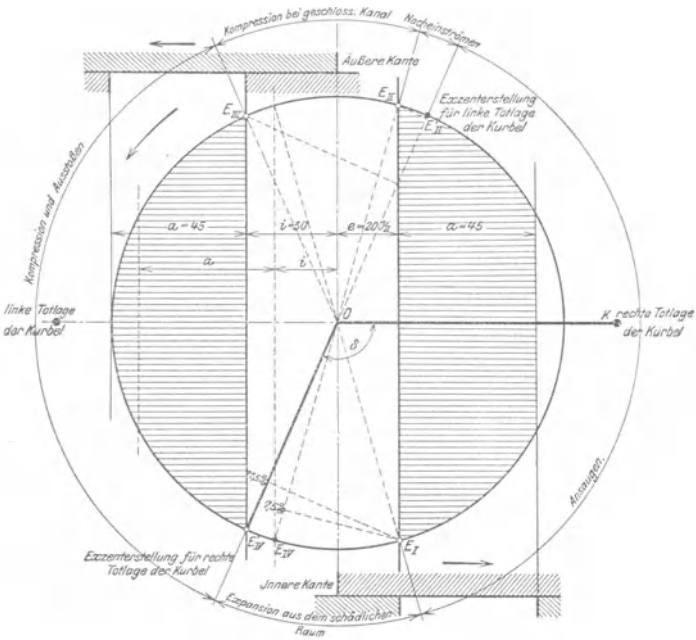


Fig. 15. (Nach Ostertag.)

findliche Luft durch letzteres in den Druckraum, bis er in die Totlage E_0 gelangt ist. Bei der Bewegungsumkehr dehnt sich die Restluft aus, bis die Verbindung mit dem Zylinder hergestellt wird und der Raum mit verdichteter Luft aufgefüllt wird ($0 III$ Rückexpansion, $III V$ Kompression, $V IV$ Verschiebung, $IV 0$ Verschiebung aus dem Schiebergehäuse allein). Bei Feststellung des Arbeitsbedarfes ist die Diagrammfläche, Fig. 16, die etwa 2,5 vH des Arbeitsdiagramms ausmacht, zur Fläche des letzteren zu addieren.

Fig. 17 stellt einen mit Überströmung arbeitenden Kompressor von Weise & Monski in Halle dar. Der zwangsläufig gesteuerte Rundschieber verbindet in der Kolbentotlage beide Zylinderseiten miteinander, so daß die Luft mit hohem Druck aus dem schädlichen Raum nach der Ansaugeseite strömt und hier den Verdichtungsanfangsdruck erhöht. Die Rückexpansion der Luft wird dadurch erheblich vermindert, der räumliche Wirkungsgrad erhöht, der Arbeitsverlust ist unbedeutend.

Über dem Schieber ist ein federbelastetes Metallplattenventil angeordnet, das sich bei Erreichen des Höchstdruckes öffnet, nachdem der Rundschieber, der auch das Ansaugen steuert, vorher den Druckkanal freigegeben hat.

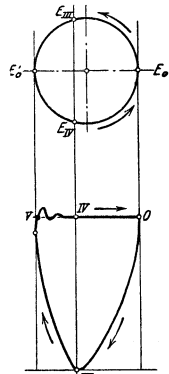


Fig. 16.

4. Regelung.

Wird bei einzeln arbeitenden Kompressoren die Füllung von Hand eingestellt, so findet bei nur wenig schwankendem Dampfdruck eine „Selbstregelung“ statt, indem die Maschine bei steigendem Luftbedarf schneller läuft. Der Luftdruck nimmt hierbei infolge der vermehrten Drosselung des Frischdampfes in den Einlaßorganen und des vermehrten Luftwiderstandes in den Rohrleitungen etwas ab. Umgekehrt verhält sich die Einzelanlage bei Abnahme des Luftbedarfes. Bei stärkeren Schwankungen des Dampfdruckes

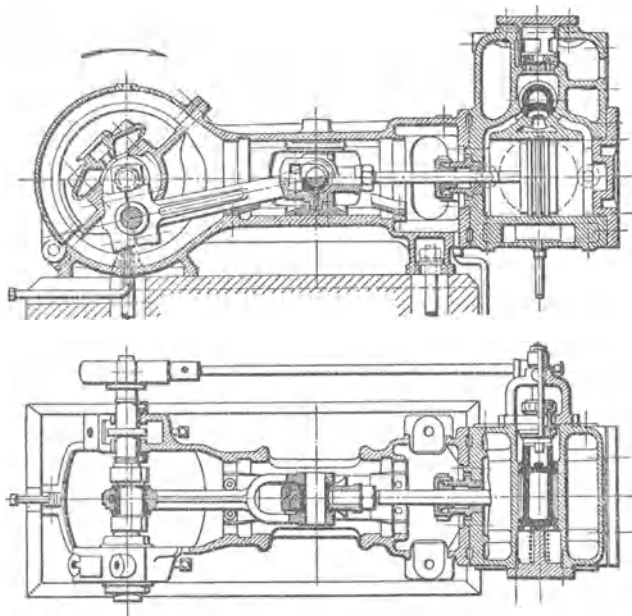


Fig. 17.

regelt der Maschinist meist durch Einstellung einer größeren Füllung und Abdrosselung der überflüssigen Diagrammfläche. In diesen Fällen wirkt der Regler lediglich als Sicherheitsvorrichtung bei Rohrbruch usw.

Wird die Füllung durch einen stark statischen Leistungsregler eingestellt, so wird z. B. beim Sinken des Dampfdruckes der Regulator eine tiefere Lage einnehmen und infolge seines großen Ungleichförmigkeitsgrades eine niedrigere Umlaufzahl einstellen, so daß die Druckluftmenge abnimmt, und umgekehrt. Leistungsregler sollen deshalb bei einzeln arbeitenden Kompressoren nicht angebracht werden.

Bei parallel arbeitenden Kompressoren mit Einstellung der Füllung von Hand können Schwankungen von Dampfdruck und Luftbedarf die Arbeitsverteilung auf die Einzelmaschinen ungünstig beeinflussen, so daß ein Kompressor größere Leistung als der andere aufweist. Hier ist die Anwendung von Leistungsreglern angebracht, mit ihnen läßt sich die Arbeitsverteilung zwischen den beiden Kompressoren einstellen und selbsttätig beibehalten, während sonst dem Bedarf entsprechend von Hand geregelt werden muß.

a) **Regelung der Leistung durch Änderung der Umlaufzahl.** Bei Dampfmaschinen ist außer der Einstellung von Hand oder durch Leistungsregler noch

die Beeinflussung der Füllung durch den Luftdruck gebräuchlich. Fig. 18, Vorrichtung von G. A. Schütz. Der Luftdruck wirkt auf den Boden *B* des beweglichen Zylinders *Z*, der durch Gestänge *S*, Lenker *L* und den mit Rolle arbeitenden Winkelhebel *R* den Ventilhebel *H* bei zu hohem Druck so verstellt, daß Ventilhub und damit die Umlaufzahl kleiner werden. Durch Schraube *s* wird Unterschreitung der Leerlaufzufüllung vermieden. Innerhalb der Unempfindlichkeitsgrenzen der Vorrichtung arbeitet der Kompressor mit Selbstregelung. Bei Erreichen der Höchstumlafzahl greift Flachregler *M* durch Drehen des Daumens *D* in die Steuerung ein.

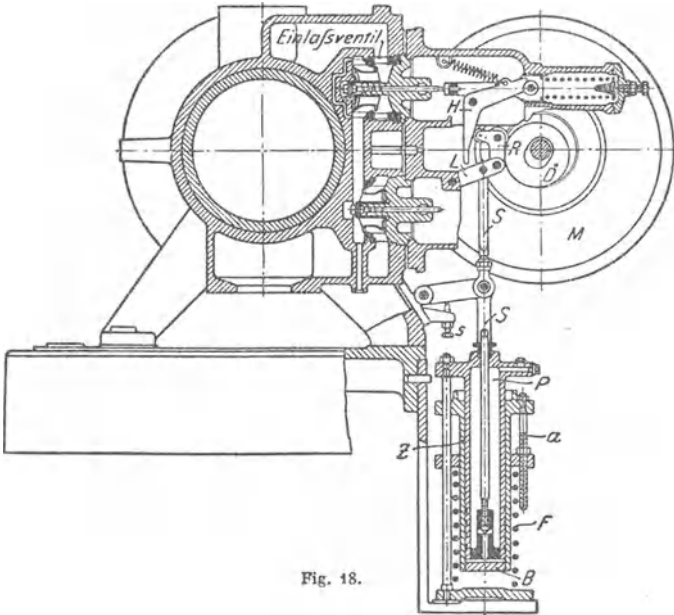


Fig. 18.

b) Regelung der Liefermenge bei gleichbleibender Umlaufzahl. Diese Regelung wird namentlich bei Antrieb durch Drehstrommotoren und bei Gasgebläsen für Hochöfen nötig. Drehstrommotoren können ohne starke Verluste keine Änderung der Umlaufzahl vertragen, Hochofengebläse müssen bei ungedänderter Leistung der Gasmaschine häufig mit höherem Druck blasen.

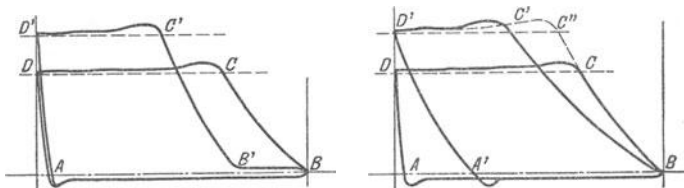


Fig. 19—20.

Die Diagramme nach Fig. 19—20 zeigen die bei Gasgebläsen meist zu findende Arbeitsweise. In Fig. 19 bleibt das Saugventil noch nach Beginn des Druckhubes geöffnet, so daß die Verdichtung nicht in *B*, sondern erst in *B'* beginnt. Die Diagramme sind ungefähr flächengleich. Eine Steuerung

grundsätzlich gleicher Art führen Pokorny & Wittekind auch für Verbundkompressoren aus.

Fig. 20 zeigt Vergrößerung des schädlichen Raumes durch Zuschaltung von Deckelräumen. Die Rückexpansionslinie aus dem größeren schädlichen Raum verringert die Liefermenge.

Eine dritte Regelungsart ist in Fig. 21 dargestellt. Ein gesteuertes Rückschlagventil wird durch den Kolben eines Luftdruckreglers noch nach der Totlage offen gehalten, so daß ein Teil der Luftmenge zurückströmt und der räumliche Wirkungsgrad $\frac{s_1}{s}$ verringert wird. Eine konstruktive Ausbildung dieser Regelung zeigt Fig. 22, Bauart Schüchtermann & Kremer.

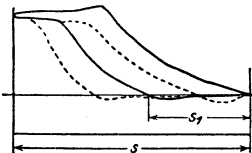
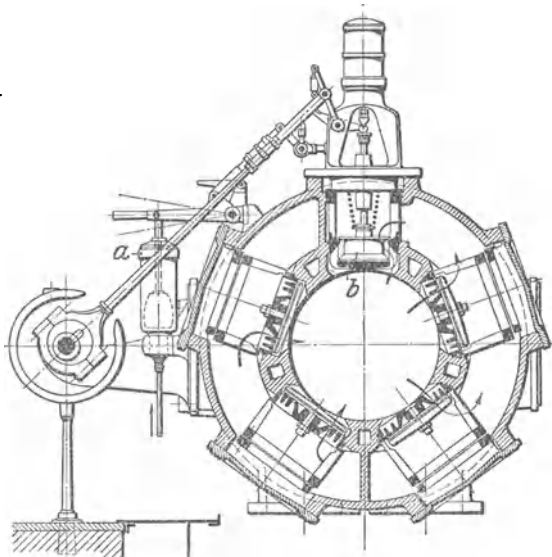


Fig. 21.

Regelung durch Aussetzer. Bei Erreichen des erforderlichen Druckes werden die Saugventile durch kleine Kolben angehoben, oder die Saugleitung wird abgesperrt.

Hierbei empfiehlt sich, zuerst die Ventile nur einer Zylinderseite hochzuheben und die der anderen dann erst, wenn auch die halbe Leistung noch zu groß ist. Um bei Anlagen mit längeren Leerlaufzeiten die Leerlaufarbeit zu sparen, setzt Balcke-Frankenthal die Kompressoren durch einen selbsttätigen Riemenausrücker, der vom Druckreglerkolben betätigt wird, außer Betrieb. Gleichzeitig wird der Kühlwasserzufluß unterbrochen.



a Druckregler, b Rückschlagventil.

Fig. 22.

5. Ausführung und Anordnung der Kompressoren und Gebläse.

Antrieb durch Riemen, Dampfmaschine, Elektromotor, Gasmaschine. Einstufige Ausführung bis etwa 5 at, für höhere Drucke zwei- oder mehrstufige Bauart. Eine einstufige Bauart mit seitlich im Mantel eingesetzten Ventilen zeigt Fig. 23. Die Bauart ermöglicht gute Zugänglichkeit und wirksame Deckelkühlung. Für stündliche Saugleistungen bis zu etwa 1800 m³ werden vielfach einzylindrige Stufenkompressoren gebaut. Die Luft wird durch einen Differentialkolben in der Weise verdichtet, daß der Kolben mit größtem Durchmesser die Luft ansaugt und dem Zwischenkühler vorverdichtet zuführt. Weitere Luftverdichtung in dem durch die Abstufung des Kolbens gebildeten Ringraum. Fig. 24, Bauart Balcke-Frankenthal. Die Zwischenkühlung wird einerseits durch das Mantelkühlwasser, andererseits durch die Außenluft bewirkt, indem

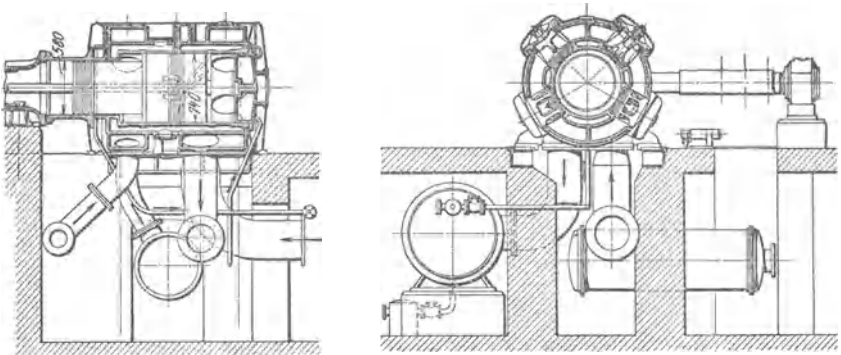


Fig. 23.

ein zweiter Ringraum um den Zylinder gelegt ist, den die Luft beim Übergang von Hochdruck- zur Niederdruckstufe durchströmt. In der ersten Stufe wird durch Schlitze angesaugt. Umlaufzahl bis $n = 400$ in der Minute.

Bei Antrieb großer Kompressoren durch Dampfmaschinen werden nach dem Vorbilde von Koester die Luftzylinder mit der Geradführung verschraubt, während die Dampfzylinder hinter den Luftzylindern angeordnet sind. Verbindung der Zylinder untereinander durch Laterne oder Zugstangen. Vorteile: Die durch die Wärmedehnung entstehenden Bewegungen werden nicht in senkrechter und wagerechter Richtung gehemmt, und Zwängungen in den Kolbenstangenführungen werden vermieden. Bei kleineren Leistungen lassen sich durch diese Anordnung die gleichen Modelle für Riemen- wie für Dampftrieb verwenden.

Dampfverbrauch für Kompression von 1 m^3 Luft auf 6 at: 0,45 bis 0,5 kg bei Überhitzung und Verbundwirkung.

Verbindung der Gasmaschinen mit den Gebläsen in gleicher Weise wie bei den Dampfmaschinen zentrisch ohne gemeinsame Grundplatte, wodurch Aufstellung erleichtert und Biegemomente vermieden werden. Bei Dampftrieb von Gebläsen mitunter stehende Anordnung, wodurch Raumbeanspruchung kleiner und besseres Arbeiten der Kolben infolge Wegfalls der Kolbenstangendurchbiegung erreicht wird. Nachteile: Erschwerte Zugänglichkeit und Übersicht. Starke Lagerbelastung infolge des Zusammenfallens der Richtungen von Schwungradgewicht und Kolbenkraft.

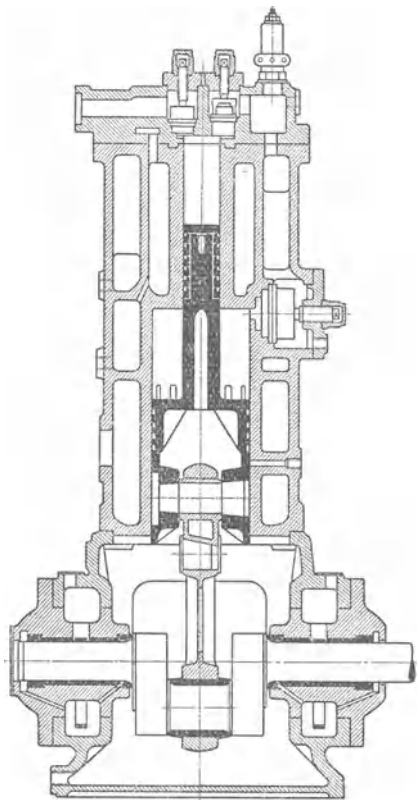


Fig. 24.

Die zwei verschiedenen Antriebsarten — durch Kurbelzapfen oder durch hin und her gehende Kolbenstange — sind von erheblichem Einfluß auf die Triebwerkkräfte und die Ruhe des Ganges. Beim Kurbelzapfenantrieb durch Elektromotoren, Riemen usw. liegen die Druckwechsel in der Nähe des Totpunktes, und die Kurve der Massenkräfte schneidet im Kurbelwegdiagramm die Kurve der Kolbenstangenkräfte unter verhältnismäßig großem Winkel, so daß leicht Lagerstöße auftreten. Hingegen steht bei unmittelbarem Antrieb durch Dampf- oder Gasmaschine im Totpunkt die Summe von Luft- und Dampfdruck bzw. Gasdruck für die Massenbeschleunigung zur Verfügung. Der Druckwechsel verläuft sanft, die Kurven von Massenkraft und Stangenkraft schneiden einander in einem um so spitzeren Winkel, je höher die Umlaufzahl ist. Das Triebwerk ist für die Summe von Luft- und Dampfdruck zu berechnen, wird aber in Betrieb um die Massenkraft weniger beansprucht (vgl. Koester, Z. Ver. deutsch. Ing. 1904, S. 109). Über den elektrischen Antrieb von Kompressoren siehe Z. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 561, Havlicek.

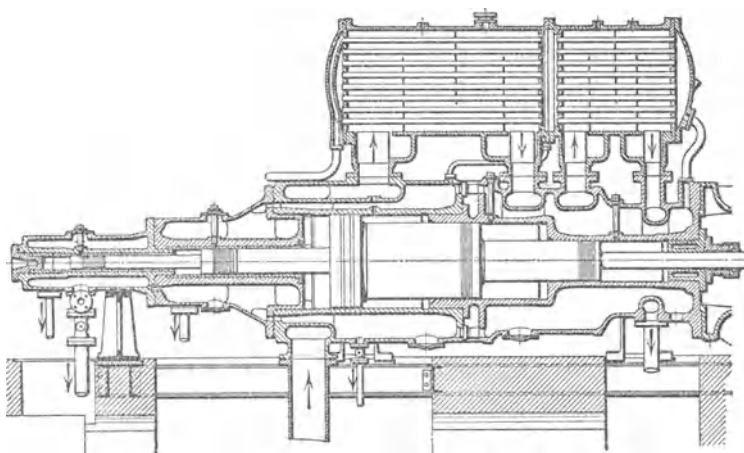


Fig. 25.

Hochdruckkompressoren werden für Drucke von mehr als 125 at bei großen Leistungen fünfstufig, bei kleineren vierstufig ausgeführt. Vierstufige Anordnung zeigen auch die stehenden Kompressoren, häufig mit Differentialwirkung in den beiden ersten Stufen, so daß die Welle nur dreimal gekröpft zu werden braucht.

Einen fünfstufigen Kompressor, Bauart Schwartzkopf, für 200 at zeigt Fig. 25. Die einzige Stopfbuchse dichtet in der nur mit 25 at arbeitenden dritten Stufe ab. Bei Antrieb durch Verbunddampfmaschine ergibt sich zweikurbelige Anordnung und dabei Verteilung der Verdichtungsstufen auf die zwei Maschinenseiten.

Ausführung der Zylinder der ersten drei Stufen aus zähem Gußeisen, bei höheren Drucken kann bei kleinen Zylinderdurchmessern Gußeisen bis etwa 100 at verwendet werden, während bei größeren Durchmessern auch bei geringeren Drucken Stahlguß oder Schmiedestahl zu verwenden sind. Die eingesetzten Laufbuchsen bestehen aus dichtem Gußeisen. Die Zylinderfüße gleiten auf geschichteten, mit Schmiernuten versehenen Flächen.

Alle Zylinder sind zur Sicherung guter Schmierung mit Mantel, wozu möglichst auch mit Deckelkühlung auszuführen. Zwischen den Stufen werden besondere Kühler angeordnet, die beste Kühlwirkung bei stehenden Rohren und bei Durchfluß des Wassers durch diese ergeben, da die Luft bzw. das

Gas mit dem geringeren Wärmeübergang auf das Metall die äußere, größere Rohrfläche bespülen soll.

Einführung des Öles durch Bohrungen im Scheitel der Zylinder; Einführung in die Saugleitung kann bei hohem Verdichtungsverhältnis zur Bildung von Öldämpfen führen und dadurch Explosionen verursachen.

Abdichtung der Flanschen, Deckel, Ventileinsätze durch Aufschleifen der Dichtungsf lächen oder durch Kupferringe, deren Querschnitt am besten rund ist. (S. Haaren, Hochdruckkompressoren, Zeitschr. des V. d. I. 1920, S. 901 u. f.)

In den beistehenden Zahlentafeln sind einige der wichtigsten Abmessungen von Kompressoren zusammengestellt.

1. Kompressoren (A. Borsig, Berlin-Tegel).

Kompressoren mit Riemenantrieb								Kompressoren mit Dampftrieb						
Einstufige Doppelwirkung				Verbundwirkung mit Differentialkolben				Dampfmaschine			Einstufige Doppelwirkung		Differential-Verbundwirkung	
Hub mm	Durchm. mm	°	Ansaugleistung m³/min	Hub	Durchm. mm	°	Ansaugleistung m³/min	Zyl.-Durchm.	Hub	°	Zyl.-Durchm.	Ansaugleistung	Zyl.-Durchm.	Ansaugleistung
200	200	220	2,60	100	270/215	300	1,58	225	250	200	250	3,95	350/280	4,4
200	270	220	4,85	100	270/215	400	2,1	225	250	200	290	5,66	270/240	2,46
200	300	220	6,0	130	300/240	280	2,4	275	350	190	300	7,50	450/360	9,75
200	350	220	8,20	130	300/240	350	3,0	275	350	190	340	10,8	325/290	4,75
250	275	200	4,75	150	350/280	250	3,3	330	400	170	350	10,5	500/400	12,3
250	350	200	8,45	150	350/280	320	4,25	330	400	170	400	15,0	400/355	7,4
250	440	200	14,0	180	400/325	230	4,80	400	450	165	410	15,7	550/440	16,2
350	300	190	7,5	180	400/325	300	6,25	400	450	165	470	22,5	450/400	10,0
350	350	190	11,2	200	450/360	220	6,45							
350	410	190	16,2	200	450/360	275	8,1							
400	350	180	11,1	230	500/400	220	9,1							
400	410	180	16,7	230	500/400	260	10,8							
400	500	180	26,0	250	550/440	200	10,9							
500	410	160	16,9	250	550/440	240	13,0							
500	500	160	27,6											
500	575	160	38,2											
600	500	130	24,5											
600	575	130	35,6											
600	650	130	47,5											

Die Kompressoren werden unmittelbar von der durchgehenden Kolbenstange angetrieben.

Kraftverbrauch in PS_e pro 1 m³/min Ansaugleistung.

Enddruck	3	5	6	7	8	10	12	14	16	18	20	22	25
Einstufiger Dampfkompressor	4,24	5,93	6,64	7,34									
Zweistufiger Dampfkompressor mit Zwischenkühlung		5,35	5,82	6,2	6,63	7,18	7,72	8,26	8,7	9,14	9,52	9,9	10,4
Zweistufiger Dampfkompressor ohne Zwischenkühlung		5,73	6,36	6,96	7,61								
Riemen-Stufen-Kompressor mit Zwischenkühlung	6,0	6,53	6,96	7,4	bei H üben von 100 bis 150 mm								
	5,85	6,37	6,78	7,25					180	„	200	„	
	5,79	6,3	6,71	7,18					230	„	250	„	
Derselbe ohne Zwischenkühlung	6,45	7,05	7,8	8,55					100	„	200	„	
	6,3	6,97	7,62	8,34					180	„	200	„	
	6,2	6,88	7,53	8,24					230	„	250	„	

IV. Die Kolbenpumpen.

Bearbeitet von Regierungsbaumeister Fr. Krauss, Esslingen.

I. Höhen.

Der senkrechte Abstand zwischen Unterwasserspiegel (U. W.) und Oberwasserspiegel (O. W.) Fig. 1, heißt $H_n =$ Nutzförderhöhe, auch statische, geometrische, geodätische Förderhöhe genannt.

Die von der Pumpe wirklich zu überwindende Gesamtförderhöhe H ist $> H_n$, und zwar um die Widerstände H_w bei der Bewegung und Beschleunigung der Flüssigkeit. Gesamtförderhöhe $H = H_n + H_w$.

Man unterscheidet innere Widerstände innerhalb der eigentlichen Pumpe, d. h. auf dem Weg $L_s + L_d$, und äußere Widerstände auf dem Weg durch die Leitungen und Windkessel. Diese äußeren Widerstände sind enthalten in den Windkesselpressungen A_s und A_d , die an Druckmessern der Windräume abgelesen, in m-Höhen umgerechnet werden.

Die Summe $(A_s + A_d + e_1 + L_d)$ wird gewöhnlich „manometrische Förderhöhe“ genannt. Die Gesamtförderhöhe $H = H_n + H_w$ enthält zu der manometrischen Förderhöhe noch die inneren Widerstände in der Pumpe, die vor allem Ventil- und Beschleunigungswiderstände sind. $H = H_n + H_w$ entspricht dem mittleren indizierten Druck p_{im} in einem regelmäßigen Pumpenindikatordiagramm.

a) Saughöhe: Die größtmögliche statische Saughöhe H_s , die vom U. W. bis zum jeweils höchsten Punkt des Saugraums rechnet (Sitz-

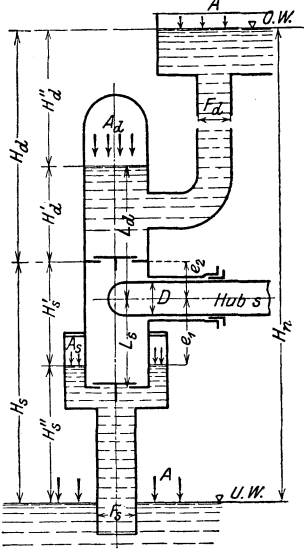


Fig. 1.

fläche Druckventil; bei stehenden Pumpen ist die höchste Kolbenstellung mitunter noch höher), muß um so kleiner genommen werden:

1. Je geringer der verfügbare äußere Luftdruck A ist, der abhängig vom niedersten Barometerstand am Aufstellungsort der Pumpe ist.

Bei einer Höhe über NN (Meeresspiegel) von

0 100 200 300 400 500 600 700 800 900 1000 1200 1500 2000 2500 m,

wird als „mittlerer Barometerstand“ bei 10°C angegeben

$A = 10,3 \ 10,2 \ 10,1 \ 9,9 \ 9,8 \ 9,7 \ 9,6 \ 9,5 \ 9,4 \ 9,3 \ 9,2 \ 8,9 \ 8,6 \ 8,1 \ 7,7,$

A in m W.-S. vom spez. Gew. $\gamma_1 = 1 \text{ kg/dm}^3$.

2. Je spezifisch schwerer die anzusaugende Flüssigkeit ist; für das spez. Gew. γ_z gilt nur die Säulenhöhe $h_z = \frac{h_1 \gamma_1}{\gamma_z}$ gegenüber der Wassersäule h_1 vom spez. Gewicht γ_1 .

3. Je höher die Temperatur $t^\circ\text{C}$ der anzusaugenden Flüssigkeit ist. Mit der Temperatur wächst die Dampfbildung. Für Wasser beträgt nach Fig. 2:

bei einer Temperatur von

5 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 $^\circ\text{C}$

der Dampfbildungsdruck h_t in m W.-S.

0,09 0,12 0,24 0,43 0,75 1,25 2,02 3,17 4,82 7,14 10,33.

Von etwa 70° an läßt man daher das Wasser besser der Pumpe zulaufen; für andere Flüssigkeiten gelten andere Werte h_t .

4. Je größer der Bewegungswiderstand h_{w_s} auf die Länge des Weges l der Säule H''_s ist; er setzt sich zusammen aus dem „allgemeinen Leitungswiderstand“

in gerader Rohrstrecke $h_r = \lambda \frac{l}{d} \cdot \frac{c_s^2}{2g}$ und den „besonderen Leitungswiderständen“ bei Querschnitts- und Richtungsänderungen $\sum \left(\zeta \frac{c_s^2}{2g} \right)$. Werte von λ und ζ s. Bd. I, S. 364; $c_s = \frac{Q}{F_s}$ in m/sek., $F_s = \frac{\pi}{4} d^2$, worin d in m der Rohr-

durchmesser, der nach den handelsüblichen Rohnormalien zu nehmen ist. Einen wirtschaftlichen Überschlagswert erhält man etwa für $d = 1,5 \sqrt[3]{Q}$, worin Q in m³/sek.

5. Je größer der Beschleunigungswiderstand $h_{b_{smax}}$ der Saugwassersäule von der Länge L_s in m und dem Querschnitt F'_s in m² zwischen Windkessel und Kolben ist, herrührend von der veränderlichen Kolbengeschwindigkeit c . Dieser Widerstand ist am größten beim Hubbeginn (Kurbelwinkel $\alpha = 0^\circ$ s. Kurbeltrieb). Für das Schubstangenverhältnis

$$\frac{r}{l} = \frac{1}{5} \text{ ist } h_{b_{smax}} \approx 0,04 n Q \frac{L_s}{F'_s} \text{ in m; } Q = \frac{Osn}{60} \text{ m}^3/\text{sek.}$$

Man ersieht daraus, daß die das Kolbenspiel mitmachende Wassersäule so klein wie möglich zu halten ist. Dies um so mehr, je größer n . Man erreicht dies durch Anordnung eines Saugwindkessels und seines Wasserspiegels so nahe wie möglich am Kolben, sowie großes F'_s . Maschinell betriebene Kolbenpumpen ohne Saugwindkessel kommen wohl kaum mehr vor. Bei Wasserwerken mit langen Saugleitungen, wie bei km langen Sammelleitungen von einer Brunnenreihe her, ist die Abtrennung in eine Heberleitung und eine kurze Pumpensaugleitung üblich geworden. Beide tauchen in einen und denselben Heberschacht, der wie ein Windkessel von ∞ großem Windraum wirkt. Auch die Heberleitung ist nach der wirtschaftlich abgewogenen Druckhöhe zwischen Brunnen- und Heberschachtspiegel zu berechnen und nicht nach der willkürlichen Annahme einer Wassergeschwindigkeit in der Leitung;

6. Je größer der Öffnungswiderstand $h_{s_{v_0}}$ des Saugventils ist. Er hängt ab von der Ventilbauart und dem Ventilhub. Dieser ist bedingt durch die vom Ventil zu verarbeitende Wassermenge Q_v , durch die Ventilbelastung (Gewicht + Federspannung, die um so größer, je größer n) und den Ausfluß- bzw. Berichtigungskoeffizient μ_p (s. Ventillberechnung).

Zusammengefaßt muß daher, damit die Saugwassersäule vom Kolben nicht „abreißt“, für die statische Saughöhe H_s gelten:

$$H_s < A - h_t - h_{w_s} - h_{b_{smax}} - h_{s_{v_0}}.$$

wobei alle Maße in m W.-S. und unter A bereits das etwa von $\gamma_1 = 1$ abweichende spezifische Gewicht der Flüssigkeit zu berücksichtigen sind.

Man stellt daher allgemein saugende Pumpen stets so nahe wie möglich über dem U. W. auf und geht in der Praxis bei normalen Verhältnissen (kaltes Wasser, niedrige Meereshöhe) nicht ohne Not über

$$\begin{array}{cccccc} H_s = & 6 & 5 & 4 & 3 & 2 \text{ m} \\ \text{bei } n = & 60 & 90 & 120 & 150 & 180 \text{ Umdr./min.} \end{array}$$

b) Druckhöhe. Sie setzt sich wie die Saughöhe zusammen aus: der statischen Höhe H_d der Druckwassersäule (s. Fig. 1); den Bewegungswiderständen

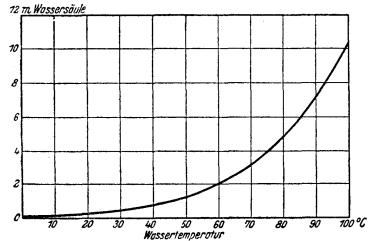


Fig. 2.

Wirkungsweise	Theoretische Wasserdarstellung auf			Vergleich
	Hingang	Rückgang	1 Umdrehung	
<p>„e“ = einfachwirkend (stehend, Fig. 13 liegend, Fig. 14)</p>	Null	$O \cdot s$	$O \cdot s$	$\frac{O s n}{60}$
	$(O - o) \cdot s$	$O s - (O - o) s = o \cdot s$	$O \cdot s$	$\frac{O s n}{60}$
<p>„δ“ = differentialwirkend (Stufenkolben) (liegend, Fig. 15)</p>	$(O - o) \cdot s$	$O \cdot s$	$(2O - o) s$	$\frac{(2O - o) s n}{60}$
	$O \cdot s$	$O s$	$2 O s$	$\frac{2 O s n}{60}$

Übersichtlich, billig, nur 1 Stopfbüchse; große Ungleichförmigkeit, je mehr $p_d > p_s$; daher schwere Schwungräder nötig. Schlechte Gestängenausnutzung; meist für $Q_t < 0,008$ und $p_d < 50$ m. Einzeln für kleine Mengen und kleine Druckhöhen. Mehrere einfachwirkende, mit versetzten Kurbeln auf einer Welle, (gleichsam parallel, auf Menge, geschaltet), als Zwilling („eZ“) und Drilling („e3“) für sehr hohe Drücke und schnelllaufende Antriebsmaschinen (kürzerer Pumpenhub). Hintereinanderschaltung (auf Druck) von mehreren Pumpen kommt bei Kolbenpumpen kaum mehr vor.

Nur 2 Ventile, 1 Stangenstopfbüchse mehr als „e“, Wasserdarstellung auf Hin- und Rückgang ausgeglichen, wenn $(O - o) s = o \cdot s$ oder $o = \frac{O}{2}$. Kolbenkräfte auf Hin- und Rückgang ausgeglichen, wenn $o = O \frac{p_s + p_d}{2 p_d}$; daher für größere Druckhöhen, aber kleine Mengen.

2 Ventile + 1 Stopfbüchse mehr als „e“, teurer als „e“, und „δ“, annähernd bzw. genau doppelt so große Wasserdarstellung wie „e“ oder „δ“, Gleichmäßiger in Wasserdarstellung und Kraftbedarf. Bei Zwillingsanordnung (Z) Kurbeln stets unter 90° . Für große Mengen und einkurbelig „d o K“, für kleinere mehr langhubige Antriebsmaschinen „D P“ für hohe Drücke.

h_{w_d} — von denen der „allgemeine Leitungswiderstand“ $h_r = \lambda \frac{l}{d} \frac{c_d^2}{2g}$ bei langen Leitungen wirtschaftlich den Durchmesser der Druckleitung bestimmt —, dem Beschleunigungswiderstand $h_{b_{d_{\max}}}$ und dem Ventilwiderstand $h_{d_{v_0}}$. Für das Niedrighalten von h_{b_d} dient wieder ein Windkessel, wobei L_d klein, F'_d groß zu halten sind und um so mehr, je größer n . Doch ist man bei der Druckhöhe nicht so beengt wie bei der Saughöhe.

2. Wassermenge.

Theoretische Wasserlieferung Q_i in m^3/sek der einzelnen Pumpenarten, s. Tafel S. 192.

Es bedeuten: $O = \frac{\pi}{4} D^2$ die ganze Kolbenfläche in m^2 ,

$o = \frac{\pi}{4} d^2$ die Kolbenstangenfläche in m^2 ,

$s = \text{Hub}$ in m ; $p_s = \text{Saug-}$; $p_d = \text{Druckspannung}$;

3. Hauptabmessungen: n, s, D .

n ist eigentlich nicht für sich allein maßgebend, sondern $c_m = \frac{n s}{30}$ und der Ventilschlag; je größer n , desto kleiner s und der Ventilhub.

Man kann heute etwa bezeichnen:

Pumpen mit	$c_m = 0,3$	bis	$0,6$	m/sek	als	langsamlaufende	Pumpen
„	„	>	$0,6$	„	$1,2$	„	normallaufende
„	„	>	$1,3$	„	$2,0$	„	schnellaufende

Je nach Hub und Ausführung wählt man:

$n = 45$	bis	60	für	langhübrige	Pumpen	(bis	$s = 1,1$	m)		
$n > 60$	„	100	„	mittelhübrige	Pumpen	(etwa	$s = 0,6$	bis	$0,4$	m),
$n > 100$	„	280	„	kurzhübrige	Pumpen	(etwa	$s < 0,4$	m).		

Die Umdrehungszahl n wurde gegen früher erheblich gesteigert, damit sich die Pumpe der normalen Antriebmaschine möglichst anpaßt, ohne arbeitverzehrende Zwischengetriebe, wie Zahnräder oder Riemen, zu brauchen. Trotzdem können auch heute die normalen Drehzahlen der Antriebmaschinen (außer für ganz große Leistungen bei Gas-, Dampf- und elektrischem Antrieb) meist nicht mehr erreicht werden. Bei Dampfmaschinen herrscht unmittelbarer Antrieb an verlängertem Kolbenstange vor, bei Verbrennungskraftmaschinen Riemen- oder Seiltrieb; bei Elektromotoren Riemen- oder Zahnradantrieb; bei Wasserkraftmaschinen kommen alle drei Antriebsarten vor.

Große Drehzahl geht immer auf Kosten der Saughöhe, Ruhe des Ganges und Lebensdauer; bringt aber Vorteile eigentlich nur für die Antriebmaschine selbst, insbesondere für Elektromotoren, neben der Möglichkeit direkten Antriebs. Die Pumpe baut etwas kürzer und hat leichteres und billigeres Kurbelgetriebe, während die in erster Linie von der Wassermenge (und D) abhängigen Ventilkästen und Windkessel bei raschlaufenden Pumpen nicht kleiner ausfallen.

Das Verhältnis $\frac{s}{D}$ richtet sich nach der Typenreihe der Pumpenfabriken

(s. die folgenden Tafeln), so daß sich normale Getriebeabmessungen ergeben. Mit zunehmender Förderhöhe verringert man D und steigert s ; mit zunehmender Fördermenge läßt man bei gleicher Förderhöhe D und s wachsen, n abnehmen. Stehende Pumpen haben wegen ihrer Bauhöhe kleineren Hub (etwa $0,8$ bis $0,7$ fachen) als liegende, ebenso schnellaufende Pumpen (wegen c_m) gegenüber langsamlaufenden.

Abmessungen liegender Kolbenpumpen
Umdrehungszahlen

Wasser- lieferung l/min.	m = Druck-				
	30	50	75	100	150
500	<i>doK</i> ¹⁶⁰ / ₂₈₀ 150	<i>doK</i> ¹⁶⁰ / ₂₈₀ 150	<i>doK</i> ¹⁸⁰ / ₂₈₀ 200	<i>doK</i> ¹⁷⁰ / ₂₈₀ 200	<i>doK</i> ¹⁶⁰ / ₂₀₀ 250
	<i>doZ</i> ¹⁶⁰ / ₂₈₀ 150	<i>doZ</i> ¹⁶⁰ / ₂₈₀ 150	<i>doZ</i> ¹⁸⁰ / ₂₅₀ 200	<i>doZ</i> ¹⁷⁰ / ₂₅₀ 200	<i>doZ</i> ¹⁵⁰ / ₂₀₀ 250
1000	<i>doK</i> ¹⁵⁰ / ₂₈₀ 200	<i>doK</i> ¹⁵⁰ / ₂₀₀ 250	<i>doK</i> ²¹⁰ / _— 250	<i>doK</i> ¹⁸⁰ / _— 300	<i>doK</i> ¹⁸⁰ / ₁₅₀ 400
	<i>doZ</i> ¹⁵⁰ / ₂₈₀ 150	<i>doZ</i> ¹⁸⁰ / ₂₀₀ 200	<i>doZ</i> ¹¹⁰ / ₂₈₀ 250	<i>doZ</i> ¹⁸⁰ / ₂₀₀ 250	<i>doZ</i> ¹⁴⁰ / ₁₈₀ 300
1500					
	<i>doK</i> ¹⁸⁰ / ₂₀₀ 250	<i>doK</i> ¹⁹⁰ / ₂₀₀ 250	<i>doK</i> ¹⁸⁰ / _— 300	<i>doK</i> ¹⁵⁰ / ₁₈₀ 350	<i>doK</i> ¹²⁰ / ₁₄₀ 450
2000	<i>doK</i> ¹⁷⁰ / ₂₀₀ 250	<i>doK</i> ¹⁸⁰ / _— 300	<i>doK</i> ¹⁷⁰ / _— 350	<i>doK</i> ¹⁸⁰ / ₁₄₀ 450	
	<i>doZ</i> ¹⁵⁰ / ₂₈₀ 200	<i>doZ</i> ¹⁵⁰ / ₂₀₀ 250	<i>doZ</i> ²¹⁰ / _— 250	<i>doZ</i> ¹⁸⁰ / _— 300	<i>doZ</i> ¹⁸⁰ / ₁₅₀ 400
3000	<i>doK</i> ¹⁴⁰ / ₁₈₀ 300	<i>doK</i> ¹⁵⁰ / ₁₈₀ 350	<i>doK</i> ¹²⁰ / ₁₈₀ 450	<i>doK</i> ¹²⁰ / _— 500	
	<i>doZ</i> ¹²⁰ / ₂₀₀ 250	<i>doZ</i> ¹⁸⁰ / ₂₀₀ 250	<i>doZ</i> ¹⁸⁰ / _— 300	<i>doZ</i> ¹⁵⁰ / ₁₈₀ 350	<i>doZ</i> ¹²⁰ / ₁₄₀ 450
4000	<i>doK</i> ¹⁴⁰ / ₁₈₀ 350	<i>doK</i> ¹²⁰ / ₁₄₀ 450	<i>doK</i> ¹⁸⁰ / _— 500		
	<i>doZ</i> ¹⁷⁰ / ₂₀₀ 250	<i>doZ</i> ¹⁸⁰ / _— 300	<i>doZ</i> ¹⁷⁰ / _— 350	<i>doZ</i> ¹²⁰ / ₁₄₀ 450	
6000	<i>doK</i> ¹⁸⁰ / ₁₅₀ 400	<i>doK</i> ¹²⁰ / _— 500			
	<i>doZ</i> ¹⁴⁰ / ₁₈₀ 300	<i>doZ</i> ¹⁸⁰ / ₁₈₀ 350	<i>doZ</i> ¹²⁰ / ₁₅₀ 450	<i>doZ</i> ¹²⁰ / _— 500	
8000					
	<i>doZ</i> ¹⁴⁰ / ₁₈₀ 350	<i>doZ</i> ¹²⁰ / ₁₄₀ 450	<i>doZ</i> ¹⁸⁰ / _— 500		
12 000					
	<i>doZ</i> ¹³⁰ / ₁₆₀ 400	<i>doZ</i> ¹²⁰ / _— 500			
16 000					

Abmessungen kleiner und
Liegende doppelwirkende Plunger-
(Weise & Monski,

Förderhöhe. m	40						60					
Plunger-Durchmesser . . mm	115	130	150	170	200	230	100	115	135	160	190	220
Hub „	150	180	220	260	260	300	150	180	220	260	300	350
Umdrehungen in der Minute „	160	150	135	135	135	125	160	140	135	130	125	125
Leistung in der Minute . Liter	450	650	950	1425	1980	2800	340	465	760	1200	1900	3000
Saugrohr-Durchmesser . mm	100	125	150	200	225	250	90	100	150	175	225	275
Druckrohr-Durchmesser . „	90	100	125	175	200	225	80	90	125	150	200	250

von Ehrhardt & Sehmer.

(n_1/n_2) und Hub.

höhen bis

200		300		400		600		800		1000	
<i>doK</i>	$190/200$ 250	<i>eZ</i>	$140/240$ 175	<i>eZ</i>	$190/240$ 175	<i>eZ</i>	$170/315$ 210	<i>eZ</i>	$190/195$ 245	<i>eZ</i>	$190/195$ 245
<i>eZ</i>	$200/280$ 140	<i>DPK</i>	$100/170$ 300	<i>DPK</i>	$130/170$ 300	<i>DPK</i>	$120/180$ 350	<i>DPK</i>	$110/150$ 400	<i>eZ</i>	$190/195$ 245
<i>DPK</i>	$190/180$ 250	<i>DPK</i>	$110/170$ 300	<i>DPK</i>	$110/170$ 300	<i>DPK</i>	$110/140$ 450	<i>DPK</i>	$100/130$ 500	<i>eZ</i>	$190/195$ 245
<i>eZ</i>	$190/240$ 175	<i>eZ</i>	$170/215$ 210	<i>eZ</i>	$130/195$ 245	<i>eZ</i>	$180/195$ 245	<i>eZ</i>	$180/170$ 315	<i>eZ</i>	$190/160$ 350
<i>doZ</i>	$190/200$ 250	<i>DPK</i>	$110/160$ 350	<i>DPK</i>	$110/150$ 400	<i>DPK</i>	$110/140$ 450	<i>DPK</i>	$100/130$ 500	<i>eZ</i>	$190/195$ 245
<i>DPK</i>	$190/170$ 300	<i>DPZ</i>	$100/170$ 300	<i>DPZ</i>	$180/170$ 300	<i>DPZ</i>	$120/160$ 350	<i>DPZ</i>	$110/150$ 400	<i>eZ</i>	$190/195$ 245
<i>DPZ</i>	$190/180$ 250	<i>DPZ</i>	$100/170$ 300	<i>DPZ</i>	$110/150$ 400	<i>DPZ</i>	$120/160$ 350	<i>DPZ</i>	$110/150$ 400	<i>eZ</i>	$190/195$ 245
<i>doK</i>	$190/140$ 450	<i>eZ</i>	$180/195$ 245	<i>eZ</i>	$180/195$ 245	<i>eZ</i>	$150/170$ 315	<i>eZ</i>	$140/160$ 350	<i>eZ</i>	$140/160$ 350
<i>eZ</i>	$170/215$ 210	<i>e3</i>	$170/215$ 210	<i>e3</i>	$180/195$ 245	<i>e3</i>	$180/195$ 245	<i>e3</i>	$130/170$ 315	<i>e3</i>	$130/170$ 315
<i>e3</i>	$190/240$ 175	<i>e3</i>	$170/215$ 210	<i>e3</i>	$180/195$ 245	<i>e3</i>	$180/195$ 245	<i>e3</i>	$130/170$ 315	<i>e3</i>	$130/170$ 315
<i>doZ</i>	$180/ -$ 300	<i>DPK</i>	$120/160$ 400	<i>DPK</i>	$110/140$ 450	<i>DPK</i>	$110/130$ 500	<i>DPK</i>	$130/ -$ 500	<i>e3</i>	$130/170$ 315
<i>DPK</i>	$110/160$ 350	<i>DPZ</i>	$100/160$ 350	<i>DPZ</i>	$110/150$ 350	<i>DPZ</i>	$120/180$ 400	<i>DPZ</i>	$110/140$ 450	<i>e3</i>	$130/170$ 315
<i>DPZ</i>	$125/170$ 300	<i>DPZ</i>	$100/160$ 350	<i>DPZ</i>	$110/150$ 350	<i>DPZ</i>	$120/180$ 400	<i>DPZ</i>	$110/140$ 450	<i>e3</i>	$130/170$ 315
<i>eZ</i>	$190/195$ 245	<i>eZ</i>	$180/195$ 245	<i>eZ</i>	$190/170$ 315	<i>eZ</i>	$120/180$ 350	<i>eZ</i>	$140/155$ 385	<i>eZ</i>	$140/155$ 385
<i>DPK</i>	$105/150$ 400	<i>DPK</i>	$110/140$ 450	<i>DPK</i>	$100/180$ 500	<i>DPK</i>	$120/ -$ 550	<i>DPK</i>	$190/ -$ 600	<i>DPK</i>	$190/ -$ 600
<i>DPZ</i>	$130/170$ 300	<i>DPZ</i>	$110/160$ 350	<i>DPZ</i>	$110/150$ 400	<i>DPZ</i>	$110/140$ 450	<i>DPZ</i>	$100/130$ 500	<i>DPZ</i>	$100/130$ 500
<i>doZ</i>	$130/140$ 450	<i>eZ</i>	$150/170$ 315	<i>eZ</i>	$140/160$ 350	<i>eZ</i>	$155/ -$ 385	<i>eZ</i>	$140/155$ 385	<i>eZ</i>	$140/155$ 385
<i>eZ</i>	$180/195$ 245	<i>e3</i>	$180/195$ 245	<i>e3</i>	$190/170$ 315	<i>e3</i>	$140/160$ 350	<i>e3</i>	$140/155$ 385	<i>e3</i>	$140/155$ 385
<i>e3</i>	$190/195$ 245	<i>DPK</i>	$115/180$ 500	<i>DPK</i>	$190/ -$ 550	<i>DPK</i>	$110/130$ 500	<i>DPK</i>	$110/130$ 500	<i>DPK</i>	$110/130$ 500
<i>DPK</i>	$110/140$ 450	<i>DPZ</i>	$120/160$ 400	<i>DPZ</i>	$110/140$ 450	<i>DPZ</i>	$110/130$ 500	<i>DPZ</i>	$130/ -$ 500	<i>DPZ</i>	$130/ -$ 500
<i>DPZ</i>	$110/140$ 450	<i>DPZ</i>	$120/160$ 400	<i>DPZ</i>	$110/140$ 450	<i>DPZ</i>	$110/130$ 500	<i>DPZ</i>	$130/ -$ 500	<i>DPZ</i>	$130/ -$ 500
<i>eZ</i>	$180/170$ 315	<i>eZ</i>	$140/160$ 350	<i>eZ</i>	$140/155$ 385	<i>eZ</i>	$120/ -$ 550	<i>eZ</i>	$130/ -$ 600	<i>eZ</i>	$130/ -$ 600
<i>DPK</i>	$110/130$ 500	<i>DPK</i>	$130/ -$ 550	<i>DPK</i>	$120/ -$ 600	<i>DPK</i>	$100/130$ 500	<i>DPK</i>	$130/ -$ 600	<i>DPK</i>	$130/ -$ 600
<i>DPZ</i>	$105/150$ 400	<i>DPZ</i>	$110/140$ 450	<i>DPZ</i>	$100/130$ 500	<i>DPZ</i>	$120/ -$ 550	<i>DPZ</i>	$130/ -$ 600	<i>DPZ</i>	$130/ -$ 600
<i>eZ</i>	$140/160$ 350	<i>eZ</i>	$150/155$ 385	<i>eZ</i>	$140/160$ 350	<i>eZ</i>	$110/ -$ 650	<i>eZ</i>	$130/ -$ 600	<i>eZ</i>	$130/ -$ 600
<i>e3</i>	$190/170$ 315	<i>e3</i>	$140/160$ 350	<i>e3</i>	$140/155$ 385	<i>e3</i>	$110/ -$ 650	<i>e3</i>	$130/ -$ 600	<i>e3</i>	$130/ -$ 600
<i>DPK</i>	$120/ -$ 550	<i>DPK</i>	$110/ -$ 650	<i>DPK</i>	$110/ -$ 650	<i>DPK</i>	$110/ -$ 650	<i>DPK</i>	$110/ -$ 650	<i>DPK</i>	$110/ -$ 650
<i>DPZ</i>	$110/140$ 450	<i>DPZ</i>	$115/180$ 500	<i>DPZ</i>	$120/ -$ 550	<i>DPZ</i>	$110/ -$ 650	<i>DPZ</i>	$110/ -$ 650	<i>DPZ</i>	$110/ -$ 650
<i>DPZ</i>	$100/130$ 500	<i>DPZ</i>	$130/ -$ 550	<i>DPZ</i>	$130/ -$ 600	<i>DPZ</i>	$110/ -$ 650	<i>DPZ</i>	$110/ -$ 650	<i>DPZ</i>	$110/ -$ 650
<i>DPZ</i>	$120/ -$ 550	<i>DPZ</i>	$110/ -$ 650	<i>DPZ</i>	$130/ -$ 600	<i>DPZ</i>	$110/ -$ 650	<i>DPZ</i>	$110/ -$ 650	<i>DPZ</i>	$110/ -$ 650

Liegende Kolbenpumpen von Ehrhardt & Sehmer, Schleifmühle Saarbrücken.

<i>doK</i> =	doppeltwirkend, einkurbelig	} für große Wassermengen und niedrige Drücke bis $s = 500$
<i>doZ</i> =	„ Zwillling	
<i>eZ</i> =	einfachwirkend, Zwillling	} bis $s = 385$ } für hohe Drücke
<i>e3</i> =	„ Drilling	
<i>DPK</i> =	Doppelplunger, einkurbelig	} bis $s = 650$ } $n_{max} = 280$ $n_{min} = 100$
<i>DPZ</i> =	„ Zwillling	

mittelgroßer Handespumpen.
pumpen mit Innenstopfbuchse
(Halle).

Förderhöhe. m	100						140					
Plunger-Durchmesser . . mm	85	100	130	160	190	220	65	85	105	130	160	170
Hub. „	150	220	300	300	350	350	150	220	260	300	300	350
Umdrehungen in der Minute „	170	150	130	130	125	125	170	150	135	125	120	120
Leistung in der Minute Liter	250	440	940	1400	2200	3000	140	310	530	880	1300	1700
Saugrohr-Durchmesser. . mm	80	100	175	200	225	300	70	90	125	150	200	200
Druckrohr-Durchmesser . „	70	90	150	175	175	250	60	80	100	125	175	175

Liegende Differentialpumpe mit Innenstopfbuchse für 20 at
(Weise & Monski, Halle).

Plunger-Durchmesser mm	56	62	76	90	100	120	130	142	156	176	198
Hub "	40	44	54	64	70	85	92	100	110	124	140
Umdrehungen in der Minute . . . "	90	120	150	180	220	220	260	300	300	300	300
Leistung in der Minute l	200	180	160	150	140	135	130	125	125	125	120
Saugrohr-Durchmesser mm	40	60	100	160	220	310	420	550	680	830	1000
Druckrohr-Durchmesser "	40	50	60	70	80	100	100	125	150	150	175
	30	40	50	60	70	80	80	100	125	125	125

4. Wirkungsgrade und Kraftbedarf.

a) Volumetrischer Wirkungsgrad oder Lieferungsgrad

$$\eta_v = \frac{\text{tatsächliche Wasserlieferung}}{\text{theoretische Wasserverdrängung des Kolbens}} = \frac{Q_e}{Q_i}$$

η_v gibt Aufschluß über die Größe des Wassermengenverlustes infolge mangelhafter Dichtung an Stopfbüchsen, Kolben oder Ventilen, verspäteten Ventilschlusses oder von Luft im Zylinder. Der Schlag beim Öffnen des Druckventils (s. unter Ventilen) steht in engem Zusammenhang mit dem Lieferungsgrad; ebenso die Saugfähigkeit.

Um η_v zu bestimmen, muß die wirkliche Wasserlieferung Q_e unmittelbar — z. B. durch Woltmannmesser im Druckrohr — gemessen werden. Es ist unrichtig, aus D , s , n auf Q_e zu schließen, weil η_v je nach dem Zustand der Pumpe, namentlich bei Scheibenkolben, jeden beliebigen Wert < 1 annehmen kann.

Bei besten großen Wasserwerkspumpen mit Tauchkolben ist $\eta_v = 0,95$ bis $0,99$, im Mittel etwa $0,96$. Bei schwach belasteten Druckventilen und meist bei zulaufendem Wasser ist η_v auch > 1 möglich, sogenannte Mehrförderung.

Bei guten, mittelgroßen Pumpen (Fabrikpumpen) ist $\eta_v = 0,9$ bis $0,95$; bei mittelmäßig ausgeführten, kleinen Pumpen $0,8$ bis $0,9$.

b) Hydraulischer Wirkungsgrad

$$\eta_h = \frac{\text{wirkliche (Nutz-) Förderhöhe}}{\text{manometrische Gesamtförderhöhe}} = \frac{H_n}{H_n + H_w}$$

η_h gibt Aufschluß über die Größe der Druckhöhenverluste in Pumpen und Leitungen zwischen U. W. und O. W. Um bei langen Leitungen den meist beträchtlichen „allgemeinen Leitungswiderstand“ h_p (vgl. S. 193) nicht der Pumpe zur Last zu legen, pflegt man bei Abnahme größerer Pumpwerke die oben angegebene manometrische Förderhöhe ($A_s + A_d + e_1 + L_d$) als Nutzförderhöhe H_n anzusehen. Dann kommen unter H_w nur noch die Widerstände in der Pumpe selbst (Ventil- und Beschleunigungswiderstände) zum Ausdruck. Diese sollten in der Regel unter etwa 2 m W.-S. bleiben, und zwar um so mehr, je kleiner H_n ist. Denn in der Kleinheit letztgenannten Druckhöhenverlustes, dem dadurch erreichbaren hohen η_h und damit hohem Gesamtwirkungsgrad η liegt der Hauptvorteil der Kolbenpumpen gegenüber anderen Pumpenarten.

c) Indizierter Wirkungsgrad:

$$\eta_i = \frac{\text{Nutzarbeit in gehobenem Wasser}}{\text{indizierte Pumpenarbeit}} = \frac{\gamma \cdot Q_e \cdot H_n}{\gamma \cdot Q_i (H_n + H_w)} = \eta_v \cdot \eta_h$$

η_i faßt die Mengen- und Höhenverluste, den hydraulischen Arbeitsverlust, in der Pumpe und in den Rohrleitungen zusammen, falls sich η_h auch (s. oben) auf letztere bezieht. Der mittlere indizierte Druck p_{im} im Pumpenindikatordiagramm ist $= H_n + H_w$, wenn Druckanstieg und Abfall unmittelbar in den Hubwechseln vor sich gehen.

d) Mechanischer Wirkungsgrad:

$$\eta_m = \frac{\text{indizierte Pumpenarbeit}}{\text{Antriebarbeit}} = \frac{\gamma \cdot Q_i \cdot (H_n + H_w)}{75 N_a} = \frac{N_i}{N_a}$$

wenn N_i die indizierte Pumpenleistung und N_a die direkte Antriebsleistung an der Pumpenwelle in PS.

η_m gibt die Größe der mechanischen (Reibungs-)Verluste im Getriebe der Pumpe an und wird für gewöhnliche und kleine Ausführung zu 0,80 bis 0,85, für gute und große Ausführung zu 0,9 bis 0,98 angegeben.

e) Gesamtwirkungsgrad:

$$\eta = \frac{\text{Nutzarbeit in gehobenem Wasser}}{\text{Antriebarbeit}} = \frac{\gamma \cdot Q_e \cdot H_n}{75 N_a} = \eta_v \cdot \eta_h \cdot \eta_m$$

η faßt sämtliche Verluste zusammen und ermöglicht ein Urteil über die Wirtschaftlichkeit der Pumpe.

Berg, Die Kolbenpumpen, gibt an:

$$\eta = 0,85 \text{ bis } 0,98,$$

Antriebarbeit unmittelbar an der Kolbenstange gemessen, = 0,75 bis 0,93,

Antriebarbeit unmittelbar an der Kurbelwelle gemessen, = 0,85 bis 0,88,

bei Dampfpumpmaschinen für Wasserversorgung, auch direkt mit Elektromotor gekuppelte Wasserhaltungspumpen,

($\eta = 0,72$ bei großen, direkt mit Elektromotor gekuppelten Zentrifugalpumpen, für die sonst $\eta_v = 0,95$ (Spaltverlust); $\eta_m = 0,94$ η_h meist $< 0,75$).

Tauchkolbenpumpen von Amag Hilpert, Nürnberg; Riemen- oder Zahnrad-Antrieb.

Modell	Druckhöhe m	l/min	s in mm	D in mm	n	Zweck
E_h	bis 150	10 bis 145	40 60 80 100	40	210	Kesselspeisen, Wasserversorgung
F_p	90 - 130	70 160 290 470 720 1070	80 100 130 160 200 250	80	146	
Q_i, Q_w	bis 150	34 bis 145	60 80 100	60	125	Kühlwasser
$T_p h$	95 - 130	160 290 470 720 1070 1560 2240	100 130 160 200 250 300 360	85	210	
$T_p h$	nur 60	160 290 470 720	100 130 160 200	100	156	heißes Kondensat und Ölwasser
A_s, A_w	bis 25	10 35 80 145	40 70 100 130	100	110	
B_s, B_w	30 45			40	190	dicke u. unreine Flüss. (Modell O mit Scheibenkolben) Wasserwerk und Wasserhaltung Kesselspeisen, Wasserversorgung
C_s, C_w	25	10 35 77 132	40 70 100 130	60	170	
$B_i s$	20			40	220	150 - 160
$B_i w$	20			60	190	
$B_u s$	20 - 30	3 9 27 60 35 80 145 240	40 70 100 130	50 75 100 125 100 125 150 175	45 35 40 45 80	150 - 160
M', M_w	20 - 30			100 125 150 175	90	
W	140 - 90	280 - 2240	130 160 200 250 300 360	100	69	210 - 220
$J h$	58 - 155	100 - 2335	60 80 100 130 160 200 250	60	67	

Mit Annahme von η läßt sich aus dem Ausdruck für η bei bekanntem Q_e und H_n die Antriebsleistung N_a rechnen.

Bei Zwischengetrieben — Riemen, Zahnradern — sind deren Wirkungsgrade und für die aufgenommene Arbeit der Antriebsmaschine, z. B. eines Elektromotors auch der Wirkungsgrad der letzteren noch zu berücksichtigen. Im Wasserwerksbau ist es üblich, die Arbeit der Brennstoff- (Kohle, Öl, Gas) oder der Antriebskraft- (Dampf, Elektrizität) Einheit in mkg oder mt wirklich gehobenen Wassers (Nutzarbeit) anzugeben. Für Umrechnungen in PSh oder kWh ist zu beachten, daß 270000 mkg = 1 PSh und 367 000 mkg = 1 kWh sind.

Die folgende Zahlentafel¹⁾ gibt die mit 1 kg Brennstoff (oder Krafteinheit) geleisteten mkg bei verschiedenen Antrieben wieder:

Erbauer	Art des Antriebes oder des Brennstoffes	Pumpe			Leistung m ³ /h Förder- höhe m	1 kg Brenn- stoff leistet mkg wirkl. ge- hob. Wassers	Bemer- kungen
		Durchm.	Hub	n			
Gasmotoren- fabrik Deutz	Gasmaschine 500 Durchm. 610 Hub, $n = 180$ Braunkohlenbrikettgas	180	425	76	90 m ³ 166,5 m	335 000	Heizwert 5000 kcal
Körting, Borsig	Gasmaschine 515 Durchm. 775 Hub, $n = 140$ Kokskraftgas	422	700	55	600 m ³ 60 m	538 000	Heizwert 6710 kcal
Güldner MAN	Gasmaschine 415 Durchm. 610 Hub, $n = 170$ Kraftgas	169	500	75	182 m ³ 82 m	362 000 mit Braunkohle, 628 000 mit Anthrazit	Heizwert 5200 bzw. 7850 kcal
Deutz	Dieselmotor 420 Durchm. 620 Hub, $n = 160$	145 205	516	75	73,6 m ³ 226 m	1 201 600	Rohöl 10 000 kcal
MAN Sächs. Masch.	40 PS-Dieselmotor	228	300	160	243 m ³ 35 m	1 080 000	Rohöl 10 000 kcal
Aschers- leben	Dreifachexpansions- maschine 600/925/1450 Durchm. 1500 Hub Dampf von 14,6 at und 310°	418	1500	45	2020 m ³ 88,5 m	413 590	Heizwert 7200 kcal
Thyssen & Co.	Stehende Dreifachexpansionsmaschine 480/800/1200 Durchm. 1000 Hub Dampf von 12 at und 350°	339	1000	45	1343 m ³ 63,5 m	502 100	Heizwert 7516 kcal
Berliner A.-G. für Eisen- gießerei u. Masch. früher J. C. Freund & Co.	100 PS-Elektromotor der AEG, $n = 362$ Riemen 1:5, Vorpumpen <i>do</i> auf gemeinsamer Welle mit <i>do</i> Druckpumpen	291 240	500 700	72 72	252 m ³ 65 m	323 000 für 1 kWh	Gesamt $\eta = \frac{323}{367} = 0,88$
Ehr- hardt & Sehmer ²⁾	Elektromotor, direkt mit Zwill.-Dopp.-Plung.-Pump. gekuppelt	186	700	82	360 m ³ 776 m	325 000 für 1 kWh	Gesamt $\eta = 0,885$ Mot. 0,92 Pp. 0,965
Ehr- hardt & Sehmer ²⁾	Dopp.-Plung.-Pumpen mit Riemen durch Elektro- motor		350 200 200	90 90 90	84 m ³ /h 300 m 10 m ³ /h 190 m 21 m ³ /h 80 m	308 000 271 000 276 000	für 1 kWh 0,895 0,83 0,83 } Motor η

¹⁾ Größtenteils nach Baurat R u d S c h r ö d e r, Journal für Gasbeleuchtung und Wasserversorgung 1912 (Verlag Oldenbourg, München).

²⁾ Nach Angabe der Firma.

Erbauer	Art des Antriebes oder des Brennstoffes	Pumpe			Leistung m ³ /h Förder- höhe m	1 kg Brenn- stoff leistet mkg wirkl. ge- hob. Wassers	Bemerkungen
		Durchm.	Hub	n			
Zum Vergleich mit Kreiselpumpen:							
AEG	Dampfturbopumpe Dampf 12 at, 350°, 96 vH Vac.	n = 2500 ÷ 3000			900 1200 85 100	44700 ÷ 46 000 für 1 kg Dampf	
Brown, Boveri & Cie.	Dampf, 11 at, 280°	n = 2100			1000 100 110 bis 103 112	27 000 pro kg Dampf	
Escher Wyß & Cie.	Zoelly-Dampfturbine mit 1stufiger Hochdruckkreisel- pumpe Dampf 14,5 at, 350°	n 1521 normal 1650 max			2090 2250 89,8 91,5	1 kg Dampf = 31700 1 kg Kohle = 253 600	7200 kcal Heizwert
De Laval Steam Turbine Co.)	Dampfturbine mit 1stufiger Kreiselpumpe und Zahn- radübersetzung (ohne Leit- rad), 8,7 at 65,35 cm Luftlere	von n = 3500 auf n = 575 der Pumpe			4760 75,5	1 kg Dampf = 47 000 1 kg Kohle = 350 000	Die angeführte Stelle führt noch größere Anlagen auf.

Man kann an Brennstoffkosten oder Kraftkosten je nach Dampfspannung und Maschinengröße, Dauer- oder Versuchsbetrieb auf die Pumpenarbeit in mt wirklich gehobenen Wassers etwa rechnen:

für 1 kg Sattdampf (bei Kondensation)	25 bis 36 mt	bei Kolbendampfmasch.
„ 1 „ überhitzt. Dampf (bei Kondensation)	40 „ 66 „	„ „ „
„ 1 „ „ „ „ „ „ „ „ „ „ „ „ „ „	27 „ 47 „	„ Dampfturbopumpen
„ 1 „ Anthrazitkohle (7850 kcal) als Sauggas	628 „	} bei Kolbenpumpen
„ 1 „ Koks (6710 kcal)	474 „ 538 „	
„ 1 „ Braunkohle (5000 bis 5200 kcal) als Sauggas 335 „	362 „	
„ 1 „ Rohöl (10 000 kcal) in Dieselmotoren	1000 „ 1200 „	
„ 1 kWh bei direktem Antrieb	325 „	
„ 1 „ „ Riemenantrieb	270 „ 320 „	
„ 1 „ „ Kreiselpumpen, bei höchstem η und direkter Kupplung max. 260 mt, durchschnittlich nur 200 mt		
„ 1 „ „ selbsttätigem Betrieb (einschl. Ein- und Ausschaltverlusten) 150 bis 180 mt		
„ 1 Menschenkraft an Handpumpen 500 mkg/min.		

Bei bekanntem Preis der Krafteinheit lassen sich nach vorstehenden Zahlen die reinen Hebungskosten für 1 m³ bei gegebener Förderhöhe sofort angeben.

In dem viel höheren Wirkungsgrad, seiner Unveränderlichkeit mit wechselnder Förderhöhe und -menge und in größerer Unempfindlichkeit gegen unreines Wasser liegen der Vorteil und die Daseinsberechtigung der Kolbenpumpen gegenüber den Kreiselpumpen. Dies trifft in erhöhtem Maße für kleine Mengen (etwa unter 500 l/min) auf große Höhen zu, während für sehr große Mengen auf kleine Förderhöhen (unter 20 m) meist Kreiselpumpen günstiger ausfallen, namentlich bei raschlaufender Antriebsmaschine und unterbrochenem Betrieb. Die Stärke der Kreiselpumpe liegt allgemein in niedrigeren Anschaffungskosten, geringerem Raumbedarf, Möglichkeit direkter Kupplung mit raschlaufender Antriebsmaschine, mitunter auch in größerem Spielraum für die Fördermenge, die sie bei sinkendem Druck von selbst steigert.

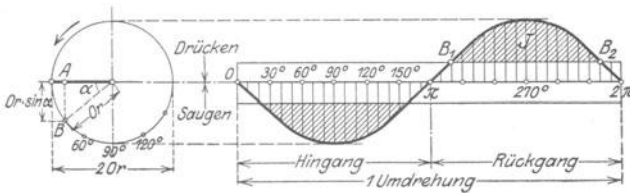
5. Windkesselbemessung.

a) Statisch-volumetrische Berechnung. Nach der Lehre vom Kurbeltrieb (s. dort) ist bei dem Kurbelwinkel α die augenblickliche Kolbengeschwindigkeit $c = r \omega \sin \alpha$ für $l = \infty$; das augenblicklich gelieferte Wasservolumen in der Zeit dt also: $dQ = Oc dt = Or \omega \sin \alpha dt$ und, da $\omega = \frac{d\alpha}{dt}$, integriert

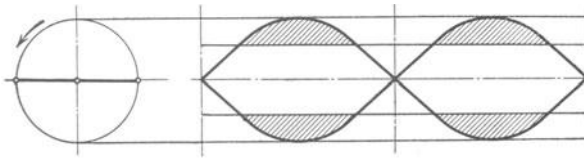
1) Z. d. V. d. I. 1922, S. 284.

$\alpha = \pi$
 $\Delta = \int_0^\pi Or \sin \alpha \cdot d\alpha$ das Lieferungsvolumen auf den Hub von $\alpha = 0$ bis π . Dieser $\alpha = 0$

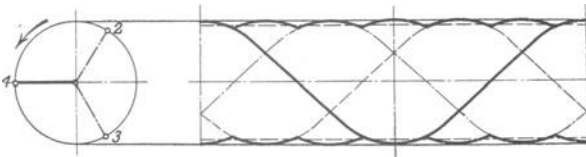
Ausdruck wird dargestellt durch die senkrecht schraffierte Fläche einer Sinuslinie mit den Ordinaten $Or \sin \alpha$ (Darstellung durch AB für den $\sphericalangle \alpha$ im Kreis vom Halbmesser $O \cdot r$) über den Abszissen α . Trägt man über derselben Strecke



a) Einfachwirkende Pumpe.



b) Doppeltwirkende Pumpe.



c) 3 mal einfachwirkende Pumpe auf 1 Welle = Drillingspumpe.

Fig. 3.

von 0 bis 2π die theoretische Wasserlieferung, die gleich der Sinusfläche ist, als wagrecht schraffiertes Rechteck auf, so stellt die doppelschraffierte Fläche J den Überschuss des Hubvolumens dar, den der Windkessel als $V_{\max} - V_{\min}$ (= Unterschied zwischen größtem und kleinstem Luftvolumen im Windkessel) von A_1 bis A_2 aufzunehmen und auf dem übrigen Hubweg wieder abzugeben hat (Fig. 3).

Soll $J = V_{\max} - V_{\min}$ nicht mehr als $\frac{1}{m}$ des mittleren Luftvolumens V_m betragen, wobei $\delta_p = \frac{p_{\max} - p_{\min}}{p_m} = \frac{1}{m}$ als Ungleichförmigkeitsgrad des Windkesseldrucks bezeichnet werden kann, so ist $V_m = m (V_{\max} - V_{\min}) = \frac{1}{\delta_p} k O s$ zu machen. Für Saugwindkessel wird meist $m = 20$; für Druckwindkessel $m = 100$ gesetzt. (Fig. 4.)

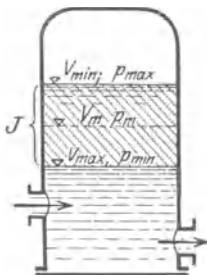


Fig. 4.

Es ist:

Pumpenart	$k = \frac{J}{O \cdot s} = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{O_s}$		$\frac{V_m}{O \cdot s} = \frac{k}{\delta_p}$ für $\delta_p = \frac{1}{20}$ $\delta_p = \frac{1}{100}$	
	Saugwindkessel	Druckwindkessel	Saugwindkessel	Druckwindkessel
Einfachwirkend	0,55	0,55	11	55
differential $\left(o = \frac{O}{2}\right)$	0,55	0,21	11	21
doppeltwirkend	0,21	0,21	4,2	11
doppeltwirkende Zwillingpumpe (Kurbeln unter 90°)	0,04	0,04	0,8	4
Drilling (3 einfachwirkende Pumpen, Kurbeln unter 120°)	0,009	0,009	0,18	0,9
			hieraus V_m	

b) Bei selbsttätigen Pumpwerken hat der Wasservorrat des Windkessels während des Pumpenstillstands (t_1^{\min}) innerhalb der Druckgrenzen p_{\max} bis p_{\min} at abs. den Wasserverbrauch C m³/min zu decken, und während des Pumpenganges (t_2^{\min}) sich aus der Pumpenlieferung Q_e m³/min wieder aufzufüllen.

Ist W_i m³ der Luftraum beim Windkesseldruck p_{\min} in at absol., so ist $W_i \cdot \frac{p_{\min}}{p_{\max}}$ der Luftraum beim Windkesseldruck p_{\max} in at absol., und ihr Unterschied $W_i \left(1 - \frac{p_{\min}}{p_{\max}}\right) =$ Wasservorrat.

Die Periodendauer $T = t_1 + t_2$ Minuten setzt sich also zusammen aus:

$$t_1 = \frac{W_i \left(1 - \frac{p_{\min}}{p_{\max}}\right)}{C} \quad \text{und} \quad t_2 = \frac{W_i \left(1 - \frac{p_{\min}}{p_{\max}}\right)}{Q_e - C};$$

$$W_i = \frac{T \cdot C}{1 - \frac{p_{\min}}{p_{\max}}} \cdot \frac{\varrho - 1}{\varrho},$$

woraus mit dem bei Wasserversorgungen üblichen Verhältnis ϱ zwischen Höchstverbrauch Q_e und Durchschnittsverbrauch C

$$\varrho = \frac{Q_e}{C} = 1,7 \text{ bis } 2,4 \text{ folgt:}$$

$$W_i = (0,4 \div 0,6) \cdot \frac{T \cdot C}{1 - \frac{p_{\min}}{p_{\max}}}$$

c) Nach Ermittlungen über den Beschleunigungsdruck im Windkessel für die an letzteren anschließende Wassersäule in der Leitung von der Länge L in m und dem Querschnitt F in m² leitet Berg¹⁾ aus dem Verhältnis:

$$\frac{q}{\omega} = \frac{\text{Eigenschwingungszahl der Wassersäule}}{\text{Umgangszahl der Pumpe}}$$

¹⁾ Berg, Die Kolbenpumpen. Verlag Julius Springer, Berlin.

$\frac{q}{\omega}$	0,1	0,2	0,25	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,75	0,8	0,9	1,0	1,10	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	1,95	2,0	
Einfachwirkende Pumpen	$k_1 =$	0,012	—	0,073	—	—	—	—	1,320	—	4,272	∞	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
	$k_2 =$	0,012	0,025	0,032	0,041	0,070	0,114	0,178	0,252	0,337	0,449	0,591	0,755	0,97	1,27	1,65	2,17	3,03	4,39	7,32	15,78	32,66	—	—
Doppeltwirkende Pumpen	$\delta_c =$	0,003	—	0,021	—	0,090	—	—	0,220	—	0,342	0,447	0,58	0,75	1,00	1,30	1,72	2,44	3,57	6,2	10,1	—	—	—
	$\delta_c =$	0,003	—	0,021	—	0,090	—	—	0,220	—	0,342	0,447	0,58	0,75	1,00	1,30	1,72	2,44	3,57	6,2	10,1	—	—	—

$\delta_c =$ Ungleichförmigkeitsgrad des Wassers in der Leitung $= \frac{c_{\max} - c_{\min}}{c_m}$, der nur von $\frac{q}{\omega}$ abhängig ist.

ab, daß für die

$$\left. \begin{array}{l} \text{einfach} \\ \text{doppelt} \end{array} \right\} \text{wirkende Pumpe } \frac{q}{\omega} \left\{ \begin{array}{l} < 1 \\ < 2 \end{array} \right.$$

sein muß, wenn nicht Resonanz zwischen Eigenschwingung der Wassersäule und der Kolbenbewegung eintreten soll.

Mit Hilfe der nebenstehenden Zahlentafel und der Gleichungen:

$$I) \delta_p = \frac{L \cdot O \cdot r \omega^2}{g h_m \cdot F} \cdot k_1;$$

$$II) \frac{q}{\omega} = \frac{30}{n} \sqrt{\frac{h_m \cdot F}{L \cdot W_m}}$$

worin $h_m =$ mittl. absol. Windkesseldruck in m Wassersäule (manometr. Druckhöhe)

$$III) W_m = \frac{O \cdot r}{\delta_p \left(\frac{q}{\omega}\right)^2} k_1,$$

bestimmt man:

den mittleren Luftinhalt W_m eines Saug- oder Druckwindkessels für einen bestimmten Ungleichförmigkeitsgrad δ_p , indem man aus Gl. I) k_1 und mit dem zugehörigen $\frac{q}{\omega}$ aus der Zahlentafel W_m aus Gl. II) oder III) ermittelt;

oder den Ungleichförmigkeitsgrad δ_p für eine gegebene Pumpe, indem man $\frac{q}{\omega}$ aus Gl. II) und mit dem zugehörigen k_1 aus der Zahlentafel dann δ_p aus I) oder III) rechnet;

oder die Umdrehungszahl n z. B. der Speisepumpe eines Dampfkessels, bei der das Speiseventil im Takt der Hubzahl der Pumpe zu schlagen beginnt, wenn $c_{\min} = 0$ ist und eben negativ zu werden sucht, wobei $\delta_c = 2,0$ ist.

Daraus nach Zahlentafel $\frac{q}{\omega} = 1,53$ und n dann aus Gl. II).

d) Lassen sich die nötigen Lufträume nicht mehr in Windhauben direkt über den Pumpenkörpern unterbringen, so werden die Windkessel neben der Pumpe aufgestellt. Nach Gramberg¹⁾ darf dann die Eigenschwingungszahl der Wassersäule zwischen Windhaube und Windkessel von der redu-

¹⁾ Gramberg, Forschungsarbeit V. d. I. Nr. 129 oder Z. 1911, S. 842.

zierten Länge l_0 nicht mit der des Arbeitsimpulses zusammenfallen. Wenn Resonanz mit Sicherheit vermieden werden soll, muß der mittlere Luftinhalt des Windkessels:

$$W_m \geq 2 \left(\frac{3000}{Z_{\min}} \right)^2 \cdot \frac{f_0 \cdot p_{0\max}}{l_0}$$

sein, worin die reduzierte Länge $l_0 = l + f_0 \cdot \frac{l_1}{f_1} + f_0 \cdot \frac{l_2}{f_2}$ und l die Länge der Zwischenleitung in m, f_0 deren Querschnitt in m^2 , l_1 und l_2 die Längen der in Windhaube und Windkessel schwingenden Wassersäulen von den Querschnitten f_1 und f_2 ; p_0 der absolute manometrische Druck in der Windhaube in at und Z die auf die Minute bezogene Impulszahl. $Z = 2n$ beim Druckrohr der doppelt- und differentialwirkenden Pumpen, $Z = n$ bei einfachwirkender Pumpe oder Saugrohr der Differentialpumpe.

6. Berechnung der Ventile¹⁾ (Fig. 5).

Es bezeichnen:

- O den Kolbenquerschnitt in m^2 ,
- c_x die Kolbengeschwindigkeit in einem bestimmten Augenblick in m/sek,
- f_w den freien Durchgangsquerschnitt im Ventil in m^2 ,
- c_w die Wassergeschwindigkeit im Ventilsitz in m/sek,
- h den Ventilhub,
- l den Umfang des Ventiltellers = πd in m,
- c_1 die theoretische Geschwindigkeit im Spalt f_1 $m^2 = lh$,
- μ_P einen Berichtigungsbeiwert, der sowohl dem Ausfluß als auch den Druckverhältnissen am Ventil Rechnung trägt und von Hubhöhe und Ventilbauart abhängig ist.

$$f = \frac{\pi}{4} d^2 \text{ die untere Tellerfläche des Ventils, einschl.}$$

- Dichtfläche in m^2 ,
- v die Geschwindigkeit des Ventiltellers.

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} \text{ die Winkelgeschwindigkeit der Kurbel,}$$

- r den Kurbelradius,
- α den Kurbelwinkel.

1. Annahme: Das Ventil befindet sich in jedem Augenblick in Ruhe auf dem Wasser schwimmend.

Es gelten die Beziehungen:

$$f_w \cdot c_w = O \cdot c_x; \quad c_w = \frac{O \cdot c_x}{f_w} \quad (1)$$

$$\mu_P \cdot c_1 \cdot l \cdot h = f_w \cdot c_w, \quad (2)$$

der mit Gl. (1): $\mu_P \cdot c_1 \cdot l \cdot h = O \cdot c_x$ (Spaltmenge = Kolbenverdrängung). (3)

Bewegungsgesetz des Kolbens für $L = \infty$: $c_x = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha$.

$$h = \frac{O \cdot r \cdot \omega}{\mu_P \cdot c_1 \cdot l} \cdot \sin \alpha. \quad (3)$$

(Gleichung für den Ventilhub.)

Für $\alpha = 90^\circ$ $h = \frac{O r \omega}{\mu_P \cdot c_1 \cdot l} = h_{\max}$.

(c_1 nach Gl. 13 a unten)

Für $\alpha = 0^\circ$ und $\alpha = 180^\circ$: $h = 0$.

Darstellung der Ventilbewegung: Sinuslinie, Fig. 6.

Aus Gl. (3) folgt Ventilgeschwindigkeit:

$$v = \frac{dh}{dt} = \frac{O \cdot r \cdot \omega}{\mu_P \cdot c_1 \cdot l} \cdot \cos \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt}, \quad \frac{d\alpha}{dt} = \omega:$$

$$v = \frac{O \cdot r \cdot \omega^2}{\mu_P \cdot c_1 \cdot l} \cdot \cos \alpha. \quad (4)$$

(Gleichung für Ventilgeschwindigkeit.)

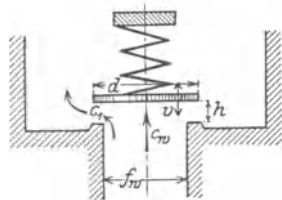


Fig. 5.

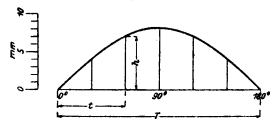


Fig. 6.

¹⁾ Nach Prof. Berg, Stuttgart. Z. Ver. deutsch. Ing. 1904, S. 1093.

Darstellung der Ventilgeschwindigkeit: Kosinuslinie, Fig. 7.

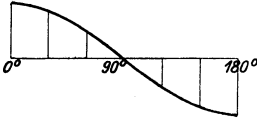


Fig. 7.

Ventilbeschleunigung:

$$p = \frac{dv}{dt} = -\frac{Or\omega^2}{\mu_P \cdot c_1 l} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt},$$

$$p = -\frac{Or \cdot \omega^2}{\mu_P \cdot c_1 l} \cdot \sin \alpha. \quad (5)$$

(Gleichung für Geschwindigkeitsänderung.)

Darstellung der Ventilbeschleunigung: Sinuslinie, Fig. 8.

2. Annahme: Das Ventil befindet sich in Bewegung.

Bei der Aufwärtsbewegung des Ventils wird unter diesem ein Raum frei von der Größe $f \cdot v$, wenn f = Ventiltellerfläche in m^2 . Dieser Raum wird von Wasser ausgefüllt, das nicht durch den Spalt tritt. Bei der Ventilabwärtsbewegung wird um $f \cdot v$ mehr durch den Spalt entweichen: also Spaltmenge = Wassermenge im Ventilsitz \mp Ventilverdrängung

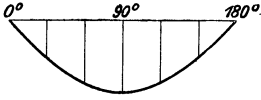


Fig. 8.

$$\mu_P c_1 l \cdot h = f \omega c_w \mp f v, \quad (6)$$

wobei das \mp -Zeichen für die $\left\{ \begin{array}{l} \text{Auf-} \\ \text{Abwärts-} \end{array} \right\}$ bewegung des Ventils gilt.

$$\mu_P \cdot c_1 l h = f \omega \cdot c_w - f \cdot v \quad \text{bei Aufwärtsbewegung,} \quad (6)$$

$$\mu_P \cdot c_1 l h = f \omega \cdot c_w + f \cdot v \quad \text{bei Abwärtsbewegung.} \quad (6)$$

Da $f \omega \cdot c_w = O \cdot c_x$, so wird: $\mu_P \cdot c_1 \cdot l \cdot h = O \cdot c_x - f \cdot v. \quad (7)$

$$h = \frac{O \cdot c_x - f \cdot v}{\mu_P \cdot c_1 \cdot l} = \frac{1}{\mu_P \cdot c_1 \cdot l} \cdot (O \cdot c_x - f \cdot v). \quad (8 \text{ und } 8a)$$

Mit μ und c_1 = konst.:

$$v = \frac{dh}{dt} = \frac{1}{\mu_P \cdot c_1 \cdot l} \left(O \cdot \frac{dc_x}{dt} - f \cdot \frac{dv}{dt} \right). \quad (9)$$

Da Ventilbeschleunigung $\frac{dv}{dt}$ namentlich gegen Hubende sehr gering ist, so kann der Ausdruck $f \cdot \frac{dv}{dt}$ vernachlässigt werden:

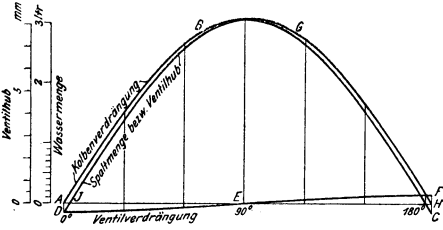


Fig. 9.

$$v = \frac{O \cdot dc_x}{\mu_P \cdot c_1 \cdot l \cdot dt}. \quad (10)$$

Durch Einsetzen in Gl. (8a) folgt:

$$h = \frac{1}{\mu_P \cdot c_1 \cdot l} \left(O \cdot c_x - \frac{f \cdot O \cdot dc_x}{\mu_P \cdot c_1 \cdot l \cdot dt} \right). \quad (11)$$

Die Gleichung stellt den Ventilhub als Funktion der Kolbengeschwindigkeit dar.

Für $L = \infty$ ist:

$$c_x = r \cdot \omega \cdot \sin \alpha.$$

$$\frac{dc_x}{dt} = r \cdot \omega \cdot \cos \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt}, \text{ folglich:}$$

$$h = \frac{1}{\mu_P \cdot c_1 \cdot l} \cdot \left(O \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \alpha - \frac{O \cdot r f \omega^2}{\mu_P \cdot c_1 \cdot l} \cdot \cos \alpha \right) = \frac{O \cdot r \cdot \omega}{\mu_P \cdot c_1 \cdot l} \left(\sin \alpha - \frac{f \cdot \omega}{\mu_P \cdot c_1 \cdot l} \cdot \cos \alpha \right). \quad (12 \text{ und } 12a)$$

Aus Gl. (12) folgt durch Multiplikation beider Seiten mit $\mu_P \cdot c_1 \cdot l$:

$$\mu_P \cdot c_1 \cdot l \cdot h = O \cdot r \cdot \omega \cdot \sin \alpha - \frac{O r \omega^2 \cdot f}{\mu_P \cdot c_1 \cdot l} \cdot \cos \alpha. \quad (13)$$

In Worten: Spaltmenge gleich Kolbenverdrängung minus Ventilverdrängung. In Fig. 9 sind Spaltmenge und Ventilhub zeichnerisch dargestellt. Sinuslinie ABC stellt die Kolbenverdrängung, Kosinuslinie DEF die Ventilverdrängung dar. Die algebraische Ordinaten-summe ergibt Linie DGH der Spaltmenge. DGH stellt gleichzeitig den Ventilhub dar, wenn der Maßstab der Figur mit $\mu_P \cdot c_1 \cdot l$ multipliziert wird [Gl. (12a) des Ventilhubes wird erhalten, wenn Gl. (13) durch $\mu_P \cdot c_1 \cdot l$ dividiert wird].

Fig. 9 zeigt, daß das Ventil erst nach Kolbenumkehr im Punkte J zu öffnen beginnt und erst nach Kolbenumkehr schließt. Die höchste Erhebung wird bei einem Kurbelwinkel $\alpha > 90^\circ$ erreicht.

Das Ventil ist bei $\alpha = 180^\circ$ noch geöffnet und schließt erst verspätet, nachdem der Kolben bereits umgekehrt ist und Wasser unter dem Ventil oder aus dem Ventilschloß absaugt. Hierzu weist Dr.-Ing. L. Krauss¹⁾ aus Versuchen nach:

Das Öffnen eines Ventils geht stets später vor sich als das Schließen des zugehörigen Gegenventils; und das $\left. \begin{array}{l} \text{Saug-} \\ \text{Druck-} \end{array} \right\}$ Ventil öffnet um so später nach $\left\{ \begin{array}{l} \text{Druckventilschluß} \\ \text{Hubwechsel} \end{array} \right.$, je größer A_s , n und $(F_0 + G_w)$ des Saugventils. Beim Ansaugen reißt das Wasser in der Pumpe an der höchsten Stelle unterhalb dem Druckventilteller ab und daher tritt ein Schlag beim Öffnen des Druckventils auf. Dieser wird außerordentlich rasch verstärkt, wenn das Druckventil erst längere Zeit nach dem Saugventilschluß öffnet. Ein auch in den Pumpenindikatordiagrammen sichtbares ungewöhnlich großes Nacheilen beim Öffnen des Druckventils ist nicht durch Hängenbleiben des Ventils, sondern durch zu große Saugventilbelastung $(F_0 + G_w)$ bei gegebenem n und A_s hervorgerufen. n und A_s einerseits und die zur Erzeugung geringer Ventilschlußgeschwindigkeit v_{sch} nötige Ventilbelastung $(F_0 + G_w)$ andererseits bestimmen die Grenze für den noch zulässigen Gang der Pumpe.

Der Schlag beim Öffnen des Druckventils wird bei großem p_d und verschlechterten Saugverhältnissen gefährlich.

Es sei nun P die wirksame Ventilbelastung in kg, die sich zusammensetzt aus: G_w dem Eigengewicht des Ventils im Wasser in kg

$F = (y_0 + h) C$, der Federspannung. C ist die Federkonstante, d. h. der von der Feder für 1 cm Zusammendrückung ausgeübte Druck in kg, y_0 die Zusammendrückung bei geschlossenem Ventil, also $y_0 C =$ Federvorspannung F_0 , also $F_{\max} = F_0 + h C$

$M k_v = -M h \omega^2$, der Ventilbeschleunigung für die Masse M des Ventils und die darüber an der Bewegung beteiligte Wassersäule.

Dann ist $P = G_w + (y_0 + h) C - M h \omega^2$. Hiernach bewirkt im Zusammenhang mit Gl. 15_w (unten) die Masse eine Vergrößerung des größten Ventilhubes. Da der Ventilschlag mit der Masse wächst, so gilt möglichst masseloses Ventil als Grundsatz beim Entwerfen, abgesehen von weicher Dichtung, die den Schlag gegenüber harter Dichtung ebenfalls mildert. (Nach L. Krauss, S. 50, ist aber bei federbelasteten Ventilen der Einfluß der Masse des Ventils gegenüber der Größe der Federspannung zu vernachlässigen und nimmt nicht nur die Masse des Ventils, sondern auch die über ihm stehende Wassermasse am Schlußschlag teil, S. 89 unten).

Die theoretische Spaltgeschwindigkeit c_1 ergibt sich, in Abhängigkeit von der Ventilbelastung, wenn $\left\{ \begin{array}{l} p_u \\ p_o \end{array} \right\}$ die Wasserpressungen $\left\{ \begin{array}{l} \text{unter} \\ \text{über} \end{array} \right\}$ dem Ventil in m Wassersäule bezogen auf f_w sind, aus

$$c_1 = \sqrt{2g(p_u - p_o)} \quad \text{und da } (p_u - p_o) f_w \gamma = P$$

$$c_1 = \sqrt{2g \frac{P}{f_w \gamma}} \quad (14)$$

Durch Einsetzen von c in Gleichung (13) folgt die Ventilerhebung h in Abhängigkeit von der Ventilbelastung:

$$h = \frac{Or\omega}{\mu_P \cdot l \cdot \sqrt{2g \frac{P}{f_w \gamma}}} \left(\sin \alpha - \frac{f\omega \cos \alpha}{\mu_P l \sqrt{2g \frac{P}{f_w \gamma}}} \right) \quad (13a)$$

¹⁾ Dr.-Ing. L. Krauss, Forschungsarbeit d. V. d. I. Heft 233, S. 35, 36, 39, 46, 51. Die vorstehend angegebenen Seitenzahlen beziehen sich auf dieses Heft

Da $O r \omega = Q_v \pi$, wobei Q_v die von einem Ventil durchschnittlich in der Sekunde zu verarbeitende Wassermenge $\frac{O s n}{60}$ für eine Seite jeder Pumpenart ist, so folgt:

für $\alpha = 90^\circ$ der größte Ventilhub

$$h_{\max} = \frac{O r \omega}{\mu_P \cdot l \sqrt{2 g \frac{P_{\max}}{f_w \gamma}}} = \frac{Q_v \cdot \pi}{\mu_P \cdot l \sqrt{2 g \frac{P_{\max}}{f_w \gamma}}} \quad (15)$$

und für $\alpha = 0^\circ$ oder 180° der Ventilhub in der Kolbentotlage

$$h_o = \frac{O r \omega^2 \cdot f}{\left(\mu_P l \sqrt{2 g \frac{P_o}{f_w \gamma}} \right)^2} \quad (16)$$

h_{\max} wird nach L. Krauss und Berg mit genügender Genauigkeit bei normalem Ventilspiel bereits in Hubmitte erreicht, ist für gleiche Belastung gleich groß und unabhängig von der Druckhöhe bei Saug- und Druckventil. Dabei ist es nach Bergs Versuchen gleichgültig, aus welchen Einzelgrößen von O, r, n , sich Q_v zusammensetzt. Gl. (15) diene L. Krauss zum Bestimmen von μ_P aus Versuchen, bei denen die anderen Größenwerte der Gleichung durch Beobachtung gegeben waren.

Für $h = o$ und $\alpha = 180^\circ + \delta$ folgt der Verspätungswinkel δ aus Gl. 13a):

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{f \omega}{\mu_P \cdot l \sqrt{2 g \frac{P_o}{f_w \gamma}}}, \quad (17)$$

wenn P_o , die Belastung des aufsitzenden Ventils, auch für δ gültig angesehen wird.

Die theoretische Ventilschlußgeschwindigkeit v_{sch} folgt aus Gl. (6) für die augenblickliche Wasserlieferung des Kolbens $f_w \cdot c_w = O r \sin \alpha$

$$v = \frac{\mu_P \cdot c_1 \cdot l \cdot h + O r \omega \sin \alpha}{f}.$$

Für $\alpha = \delta$ und $h = o$ ist $v_{sch} = \frac{O r \omega}{f} \sin \delta. \quad (18)$

Setzt man, da δ klein ist, $\sin \delta \approx \operatorname{tg} \delta$, so folgt nach Berg aus Gl. (17) und (18) und mit $O r \omega = Q_v \cdot \pi$ und $\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$

$$v_{sch} \approx \frac{\pi^2}{30} \frac{Q_v \cdot n}{\mu_P \cdot l \sqrt{2 g \frac{P_o}{f_w \gamma}}},$$

also $\approx Q_v n$ oder $\approx O s n^2$

$$\left(\frac{O s n^2}{P} = \text{const.} \cdot \varepsilon \text{ oder Bachsches Gesetz} \right). \quad (19)$$

Die Ventilschlußgeschwindigkeit v_{sch} gilt als ein Maßstab für den Schlußschlag der Ventile, der „mit Vergrößerung von F_o stetig abnimmt“ und „schon durch eine geringe Vorspannung F_o gemildert wird“ (unter meist sehr rascher Verkleinerung von v_{sch} bei allen von L. Krauss untersuchten Ventilen, a. a. O. S. 47). In Gl. (19) kann der Einfluß der Größen Q_v und n im allgemeinen nur durch großes l und die Ventilbelastung $P_o = F_o + G_w$ ausgeglichen werden.

Ein Verkleinern von $(F_o + G_w)$ erscheint dem Widerstandes wegen angezeigt. Da es aber zugleich v_{sch} steigert und damit den Schlußschlag vergrößert, so sollten (auch nach L. Krauss, S. 39 und 54) die Saugventilwiderstände nur durch

Vergrößerung der Spaltlänge l und des freien Sitzquerschnitts f_w verringert werden, während h_{\max} durch v_{sch} bereits festgelegt ist.

μ_p und das Produkt $Q_v \cdot n$, von welcher „Konstanten an der Grenze schlagfreien Ventilschlusses“ Bach, Klein, Berg ausgingen, die aber L. Krauss nicht ausgesprochen fand, sind aus Versuchen zu ermitteln.

Bei den von L. Krauss untersuchten Ventilen betrug die wirkliche Ventil-Schlußgeschwindigkeit bei ruhigem Betrieb stets 80, bei gewöhnlichem Betrieb 100 bis 120, bei zu lautem Betrieb mehr als 130 mm/sek, was mit dem von Westphal angegebenen $v_{sch} < 0,1$ m/sek gut übereinstimmt.

Nach L. Krauss eignet sich h_0 wegen seiner Kleinheit und Abhängigkeit von Zufälligkeiten, zusammen mit dem zugehörigen μ_p , das für h_0 zu ungenau wird, ebensowenig als Grundlage der Berechnung wie die theoretische Ventilschlußgeschwindigkeit nach Gl. (19). Führungsflächen auf der Unterseite des Ventiltellers sind zwecklos [S. 98¹⁾]; konische Sitzflächen bedingen größeren Ventilhub und Schlußschlag als ebene; breitere ein größeres μ_p [S. 103¹⁾]; einer starren Hubbegrenzung (Hubfänger) ist, wie schon Bach nachgewiesen hat eine größere Ventilbelastung F_0 vorzuziehen [S. 82¹⁾ und 89¹⁾].

Nimmt man mit Lindner²⁾ an, daß bei verschiedenen großen Ventilen gleicher Bauart ähnliche Verhältnisse vorliegen bei gleichbleibendem Verhältnis

$$x = \frac{\text{Spaltquerschnitt } f_1 = h \cdot l}{\text{Sitzquerschnitt } f_w} = \begin{cases} \frac{4 h \cos \alpha}{d} \text{ für Teller- u. Kegelveile} \\ h_{\max} \cos \alpha \\ \frac{1}{2} \text{ Ringbreite } B \text{ für Ringventile} \end{cases} \quad (20)$$

wobei $\alpha = 0$ bei ebener Sitzfläche, $\alpha = 45^\circ$ bei konischer Sitzfläche gilt, so ist nach

Lindner für Kegelveile $\mu_p = \sqrt{0,5 + 4x}$, für Tellerveile $\mu_p = \frac{1}{\sqrt{1 + 5x}}$,

mit welchem Wert aus den Bachschen Versuchen L. Krauss eine „über-raschende Übereinstimmung“ nach seinen Versuchen fand.

Nach L. Krauss ist für Vorausbestimmung von h_{\max} aus Gl. (15):

bei $x =$	1,5	1,3	1,2	1,0	0,8	0,6	0,4	0,35
$\mu_p =$	0,34	0,36	0,37	0,4	0,45	0,5	0,58	0,6

	$x = \frac{hl}{f_w} =$	1,5 ÷ 0,9	0,8	0,7	0,6	0,4	0,3	
Widerstandsbeiwert für c_w in Abhängigkeit von der Ventilbelastung P	$\zeta_P = \frac{P}{\frac{f_w \cdot \gamma}{c_w^2} \cdot 2g} =$	∞	5	6	7	10	12 ÷ 18	15 ÷ 30
		berechnet für h_{\max} und $c_{w\max} = \frac{\pi}{2} c_{wm} = \frac{\pi \cdot Q}{f_w}$						
Widerstandsbeiwert für c_w in Abhängigkeit vom Druckverlust H_{vD}	$\zeta_H = \frac{H_{vD}}{\frac{c_w^2}{2g}} =$	3	3	4	5	10	12 ÷ 13	

H_{vD} ist ganz unabhängig von der Druckhöhe p_d .

zur Berechnung des Druckverlustes (insbesondere beim Saugventil) für gegebene Ventilhubhöhe h und Wassergeschwindigkeit c_w im Ventilsitz.

Die Beiwerte μ_p , ζ_P und ζ_H sind nur von der Bauart und Hubhöhe des Ventils abhängig und gelten für ähnliche Ventile wie die von L. Krauss untersuchten, wenn das Verhältnis x die gleiche Größe hat:

Ventil I war etwa nach Fig. 18, aber mit 3 Ringen, die für sich beweglich waren, horizontale Sitzfläche; $h_{\max} = 14$ mm; Ventil II war etwa nach Fig. 19, mit 2 Ringen; mit kegelförmiger Sitzfläche und gut dichtenden Lederstulpen, besser als in Fig. 24; $h_{\max} = 8$ mm; Ventil III war etwa nach Fig. 24 mit 3 Ringen; $h_{\max} = 5$ mm; Ventil IV war ein Hörbüger

¹⁾ Seitenzahlen der Forschungsarbeit Nr. 233 d. V. d. I.

²⁾ Z. d. V. d. I. 1908. S. 1396.

Ringventil mit 1 Ring; $h_{\max} = 8 \text{ mm}$; Ventil V: $h_{\max} = 10 \text{ mm}$; Ventil VI ein Lippenventil nach Fig. 20 mit 5 Öffnungen.

Für ein Ringventil mit mehreren Ringen von den Durchmessern $d_1, d_2 \dots$ in m ist nach Fig. 10

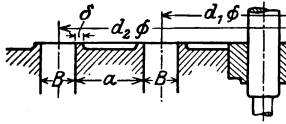


Fig. 10.

$$l = 2\pi \sum d \quad \text{in m}$$

$$f_w = \pi B \cdot \sum d \quad \text{in m}^2.$$

δ wird heute möglichst $< 3 \text{ mm}$ gehalten, je nach Förderdruck und Flächenpressung.

Beispiel einer Ventilberechnung. Erste Berechnungsart:

Für eine doppelwirkende Wasserwerkspumpe von 72 m^3 stündl. Lieferung sollen die Ventile für $n = 100$ berechnet werden.

Für eine Pumpenseite ist die vom Ventil verarbeitete Wassermenge

$$Q_v = 0,010 \text{ m}^3/\text{sek.}$$

Bei dem dreiringigen Tellerventil (I^o von L. Krauss) von $\sum d = 0,84 + 0,150 + 0,216 = 0,450 \text{ m}$; $a = 0,0155$, $B = 0,020 \text{ m}$ hat man für $Q_v = 75 \text{ m}^3/\text{h} = 20,8 \text{ l}/\text{sek}$ und $n = 100$ noch befriedigenden Gang erhalten.

Hierbei war $x = 0,97$; $\mu_P = 0,411$ und $Q_v \cdot n = \infty 2080$, wenn Q_v in l/sek .

Für ein ähnliches Ventil würde man gemäß Gl. (15):

$$\mu_P \cdot h_{\max} \cdot \pi \sum d \cdot \sqrt{2g \frac{P_{\max}}{f_w \cdot \gamma}} = Q_v \cdot n$$

unter Voraussetzung ähnlicher Verhältnisse für μ_P , P_{\max} , f_w und h_{\max} proportional rechnen dürfen; also $\frac{Q_v}{Q'_v} = \frac{\sum d}{\sum d'}$ oder $\frac{0,010}{0,0208} = \frac{\sum d}{0,450}$, folglich $\sum d = 0,216 \text{ m}$.

Gewählt werde ein zweiringiges Tellerventil mit $d_1 = 100 \text{ mm}$ (wegen genügend kräftiger Ventilspindel), $B = 18 \text{ mm}$, $a = 24 \text{ mm}$; $\delta = 2 \text{ mm}$ und daher $d_2 = 184 \text{ mm}$; also $\sum d = 0,284 \text{ m}$, während $0,216$ genügen würde. Nach Bergs¹⁾ Versuchen mit einem zweiringigen Tellerventil von $\sum d' = 0,238$ würde $\frac{10 \text{ l}/\text{sek}}{Q'_v} = \frac{0,284}{0,238}$ oder $Q'_v = 8,4 \text{ l}/\text{sek}$ und nach Berg¹⁾ für diese Menge $h_{\max} = 9,8 \text{ mm}$ bei $n_{\max} = \frac{900}{10} = 90$ erhalten; es würde also $\sum d = 0,284$

für $n = 100$ noch nicht reichen, da Berg für $Q_v \cdot n > 900$ Ventilschlag festgestellt hat.

Gerechnet werde mit $h_{\max} = 10 \text{ mm}$, damit nach Gl. (20) für Ringventile $x = \frac{10}{\frac{1}{2} \cdot 18} = 1,11$ und nach obiger Tafel μ_P etwa $0,39$. Die freie Ventilsitzfläche beträgt

$$f_w = \pi B \cdot \sum d = 3,14 \cdot 0,018 \cdot 0,284 = 0,016 \text{ m}^2$$

$$l = 2\pi \sum d = 2\pi \cdot 0,284 = 1,78 \text{ m.}$$

Damit $c_{w\max} = \frac{\pi \cdot Q_v}{f_w} = \frac{3,14 \cdot 0,010}{0,016} = 1,96 \text{ m}/\text{sek}$. Lindner, Z. 1908, S. 1395, empfiehlt „für Saugventile und niedrigen Förderdruck $c_{w\max} = 1 \text{ m}/\text{sek}$ bis $2 \text{ m}/\text{sek}$ oder etwas mehr für höheren Wasserdruck“.

Mit $\mu_P = 0,39$; $l = 1,78 \text{ m}$ und $h_{\max} = 0,010 \text{ m}$ folgt aus Gl. (15) $P_{\max} = 17,0 \text{ kg}$. Nach Entwerfen des Ventils werde $G_w = 2,5 \text{ kg}$, somit $F_{\max} = 14,5 \text{ kg}$. $\frac{P_{\max}}{f_w \cdot \gamma} = \frac{17,0}{0,016 \cdot 1000} = 1,06$; damit $\zeta_P = \frac{1,06}{\frac{1,96}{2g}} = \infty 5,4$; $H_{vD} = 3 \cdot 0,196 = \infty 0,59 \text{ mW. S.}$

Mit $F_0 = 4,5 \text{ kg}$ müßte die Federkonstante $C = \frac{F_{\max} - F_0}{h_{\max}} = \frac{14,5 - 4,5}{1,0} = 10 \text{ kg}/\text{cm}$ sein, wobei h_{\max} in cm einzusetzen ist).

Für eine zylindrische Schraubenfeder mit Z Gängen vom Windungshalbmesser r aus δ cm dickem Draht von der Länge L cm mit $E = 2\,000\,000$ für Stahl und $E = 1\,000\,000$ für Messingdraht gilt:

$$C = \frac{E \delta^4}{167 \cdot Z \cdot r^3} = 12\,000 \text{ (bzw. } 6000) \frac{\delta^4}{Z \cdot r^3} \text{ in kg}/\text{cm}^2.$$

Zweite Berechnungsart:

Rechnet man an der Grenze schlagfreien Ventilschlusses für die Bachsche Konstante gemäß Gl. (19)

$$\varepsilon = \frac{Q_v \cdot n}{P}$$

¹⁾ H. Berg, Die Kolbenpumpen, Berlin 1914, Verlag Julius Springer. Fig. 109, S. 167.

mit den Werten $G_w + F_o = \text{rd. } 24 \text{ kg}$ und $G_w + F_{\text{max}} = \infty 69 \text{ kg}$; ($H_v D = 1,58 \text{ mW.}\cdot\text{S.}$)
 $Q_v = 0,0209 \text{ m}^3/\text{sek}$; $n = 100,5$ des Versuchsventils I von L. Krauss, S. 41 Nr. 8, also

$$\varepsilon_{P_o} = \frac{0,0209 \cdot 100,5}{24} = 0,0875 \quad \text{und} \quad \varepsilon_{P_{\text{max}}} = \frac{0,0209 \cdot 100,5}{69} = 0,0304,$$

so würde das Versuchsventil gemäß $P = \frac{Q_v \cdot n}{\varepsilon} = \frac{Q'_v \cdot n'}{\varepsilon}$ bei $n' = 100$ noch

$$Q'_v = Q_v \cdot \frac{n}{n'} = 0,0209 \cdot \frac{100,5}{100} = 0,021 \text{ m}^3/\text{sek}$$

schlagfrei verarbeiten. Hier kann daher f_w für die Wassermenge 0,010 in dem Verhältnis

$$m = \frac{0,010}{0,021} = 0,476 \text{ mal kleiner als } f'_w = 0,450 \cdot \pi \cdot 0,02 = 0,0283 \text{ m}^3$$

des Versuchsventils gemacht werden, also $f_w = 0,476 \cdot 0,0283 = 0,0135 \text{ m}^3$. Zu beachten ist, daß die Versuchswerte einem dreiringigen Ventil entnommen sind und für ein zweiringiges offenbar zu geringe Werte liefern.

Es würde dann

$$\text{für } P_{\text{max}} \dots \varepsilon_{P_{\text{max}}} = 0,0304 \text{ (s. oben)} = \frac{Q_v \cdot n}{P_{\text{max}}} = \frac{0,010 \cdot 100}{P_{\text{max}}}; \quad P_{\text{max}} = 32,9 \text{ kg},$$

$$\text{,, } P_o \dots \varepsilon_{P_o} = 0,0875 \text{ (s. oben)} = \frac{Q_v \cdot n}{P_o} = \frac{0,010 \cdot 100}{P_o}; \quad P_o = 11,4 \text{ kg}.$$

Das oben in der ersten Berechnungsart nach Entwurf angenommene $f_w = 0,016 \text{ m}^3$, also größer als das jetzt berechnete 0,0135, bedingt ein kleineres c_w , damit auch kleinere P und Druckhöhenverluste $H_v D$ und ein günstigeres η_h , aber größere Ventilkästen und damit teurere Ausführung.

7. Ausführung der Pumpen.

Der Pumpenkörper wird nach der Bachschen Formel:

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}}$$

berechnet, worin p_i
 $=$ Überdruck in kg/cm^2 ,
 $r_a =$ äußerer Radius,
 $r_i =$ innerer Radius in cm.
 S. Bd. I, S. 572. Durchdrin-

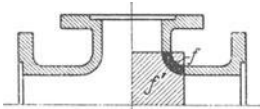


Fig. 11.

gungsstellen nach Fig. 11 werden in der Weise bestimmt, daß der Querschnitt f durch ein Belastungsfeld von der Fläche f' ersetzt wird. $f' \cdot p = f \cdot k_z$; für Gußeisen $k_z = 150 \text{ kg}/\text{cm}^2$, für Stahlguß 250 (bis 500) kg/cm^2 . Häufig Versteifung durch Spannbolzen. Anordnung der Windkessel siehe Fig. 12a, b, c. Der Einbau nach Figur 12a ist fast ohne Wirkung.

Die Lufträume der Druckwindkessel werden nach Fig. 16 miteinander verbunden, um den Inhalt beider Kessel für jede Seite nutzbar zu machen. Feinteile: Manometer, Wasserstandsglas, Entlüftungshahn. Ventile zum Ablassen von Luft, Sicherheitsventile, Indikatornocken. Bei kleineren Pumpen wird der Luftinhalt durch Schnüffelventile, bei großen durch Luftschleusen oder kleine Kompressoren ergänzt. Baustoff: Gußeisen, Stahlguß, Flußeisen.

Die Fig. 13—17 und 27 lassen die Anordnung der Saugwindkessel erkennen, die, aus Gußeisen hergestellt und kräftig verrippt, auf dem Fundament aufliegen und

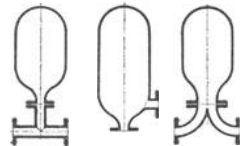


Fig. 12.

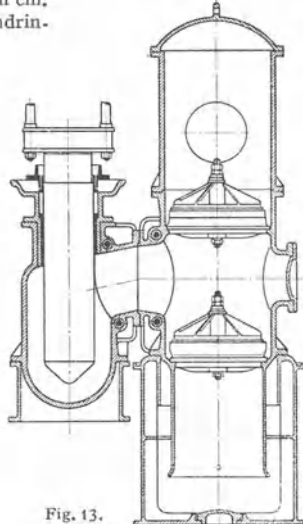


Fig. 13.

(Ascherslebener Maschinenbau-A.-G.)

den Pumpenkörper tragen. Hochziehen der Saugwindkessel verkürzt die zu beschleunigende Saugwassersäule. Feinteile: Vakuummeter, Wasserstandsglas, sowie Ventilhähne für Zulassen von Luft (am Saugwindkessel). Umlaufventile, s. Fig. 27.

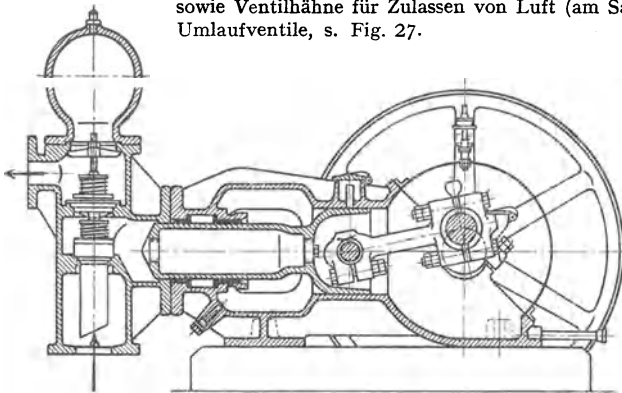


Fig. 14. (Amag Hilpert.)

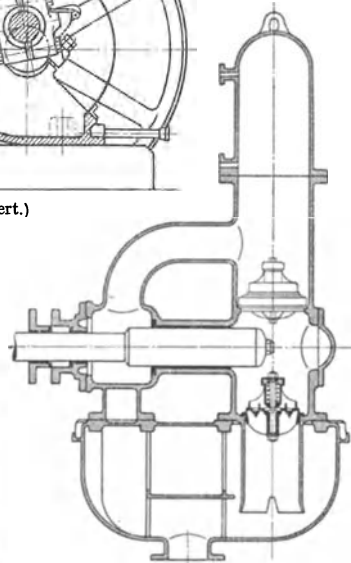


Fig. 15.

(A. Borsig, Berlin-Tegel.)

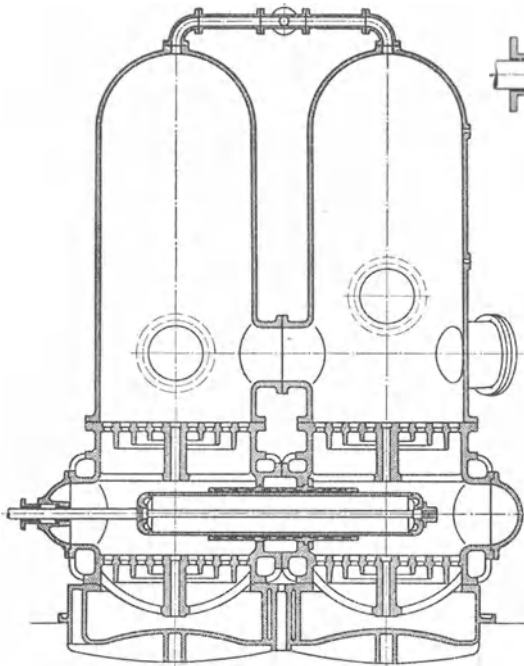


Fig. 16. (Ascherslebener Maschinenbau-A.-G.)

durch Antrieb der Plunger mittels Umführungstangen nach Fig. 17 vermieden, wodurch ständige Beobachtung beider Stopfbuchsen ermöglicht wird. Lage der Stopfbuchsen in Wasserkästen verhindert Ansaugen von Luft. Der

Sinkt der Wasserspiegel infolge Luftzufuhr durch das Saugwasser und durch Undichtheiten, so werden Öffnungen oder Auszackungen im Saugtrichter freigelegt (vgl. Fig. 13 u. 15), durch die der Plunger den Luftüberschuß absaugt, so daß Abreißen der Saugsäule verhindert wird.

Bei sehr hohen Drucken wird die unzugängliche Stopfbuchse nach Fig. 16

Hubraum ist durch Umlaufventile sowohl mit dem Saug- als mit dem Druckraum zu verbinden, damit bei Antrieb durch Drehstrom oder Gasmachine ohne Belastung angefahren, die mitunter sehr lange Druckwassersäule durch den Überdruck im Windkessel beschleunigt und außerdem beim Anlassen Wasser aufgefüllt werden kann. Ein meist mit dem

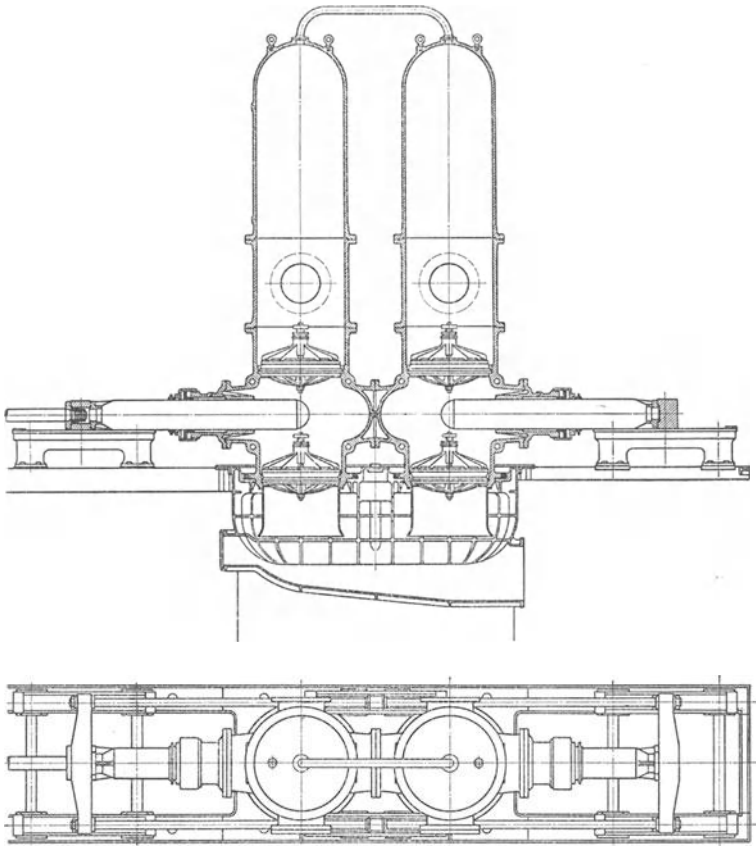
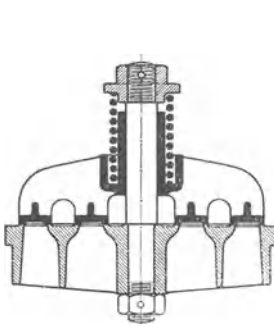


Fig. 17. (Ascherslebener Maschinenbau-A.-G.)
Doppelplunger-Pumpe.

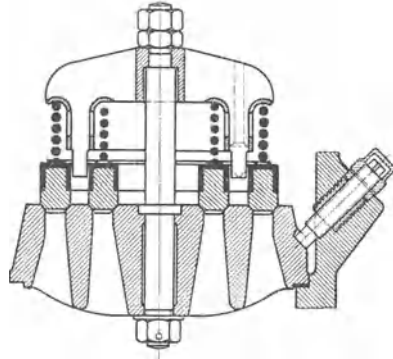
Saugkorb vereinigt Fußventil hält den Pumpenraum während Stillständen gefüllt. (Bei Undichtheit des Saug- und Druckventils und durch die Umläufe kann sich der volle Pumpendruck im Saugwindkessel einstellen.) Absperrung der Steigleitung gegen den Hubraum und die Druckwindkessel ist für Fälle der Ausbesserung vorzusehen. Entstehung von Luftsäcken in Leitungen ist zu vermeiden: alle etwa mitangesaugte Luft muß durch die Ventile abströmen können und darf keinen Luftsack im Zylinder bilden, s. Fig. 27. Seitliche Bohrung im Ventilsitz. Da diese Pumpe unreines Wasser (Kanalisation) fördert, ist der Abnutzung wegen ein Scheibenkolben statt Tauchkolben (Plunger) gewählt. Ausführungsformen von Ventilen zeigen die Fig. 18—24 u. 26. Befestigung der Ventilsitzplatten am Pumpenkörper meist

durch Druckbolzen nach Fig. 19, 25 u. 26. Gruppenventile nach Fig. 22 werden in die Platten eingeschraubt, nach Fig. 23 mittels Eisenkittes in die eingegossenen Aussparungen befestigt oder auch eingepreßt, wobei nachheriges Aufschleifen wegen Verziehens der Sitze nötig wird.



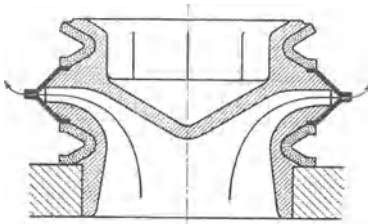
Tellerventil.

Fig. 18. (Maschinenfabrik Odessa, Oschersleben.)



Ventil mit konischer Sitzfläche steigt höher als Tellerventil, schließt später, hat größere v_{sch} und Schlußschlag.

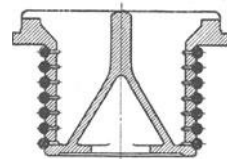
Fig. 19.



Lippenventil.

Fig. 20. (Balcke, Frankenthal.)

Nach L. Krauss, S. 99/100: Schlag bei Schluß und Öffnen durchweg kleiner als bei den anderen Ventilen; Widerstände nicht geringer. Näheres s. Journal für Gas und Wasser 1910, Heft 24.



Gummiringe.

Fig. 21. (Koerting, Hannover.)

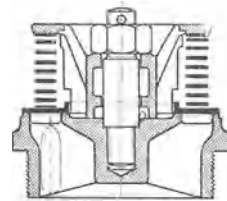


Fig. 22.

(A. Borsig, Berlin-Tegel.)

Bei Ringventilen mit vielen Ringen sollen diese unabhängig voneinander aufgeschliffen werden können; zweckmäßig ist auch unabhängige Hubbewegung der Einzelringe, von denen jeder mit besonderer Schlußfeder arbeitet, Fig. 19.

Abdichtung der Ventile metallisch oder — bei unreinem Wasser — durch Leder oder Hartgummi. Bei der Fernis-Dichtung, Fig. 24, wird der Belastungsdruck vom Metall aufgenommen, das Leder übernimmt nur die Abdichtung.

Wasserführung durch das Ventil derart, daß dieses kein kippendes Moment erfährt. Baustoff des Ventilsitzes: Bronze, Stahlguß oder Gußeisen. Bei Ausführung in Gußeisen wird häufig besondere Bronze-Sitzplatte aufgeschraubt. Der Ventilsitz ist hoch und mit kräftigen Rippen auszuführen, um die Durchbiegung durch die Wasserbelastung möglichst klein zu halten. Abdichtung des Sitzes durch Gummischnur in Keilringdichtung, s. Fig. 26.

Baustoff der Ventile: Bronze oder Rotguß, mit schmalen Sitzflächen, bei unreinem Wasser Hartgummi, mit Rotgußringen armiert, auch Rohhaut.

Baustoff der Federn von Gruppenventilen häufig Kupfer, bei großen Ventilen Stahl oder Messing, mitunter Ausführung als Gummirohrfedern.

Gesteuerte Ventile nach Riedler sind am längsten bei Kanalisationspumpen ausgeführt worden; eine neuere Kanalwasserpumpe zeigt Fig. 27.

Schwungradlose Dampfpumpen (bei Anordnung eines Zylinders: Simplex-, bei Anordnung zweier Zylinder: Duplexpumpen genannt). Wird der

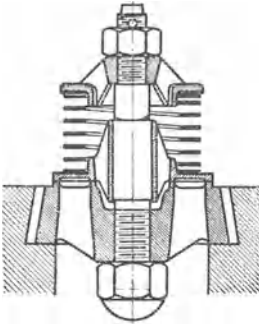
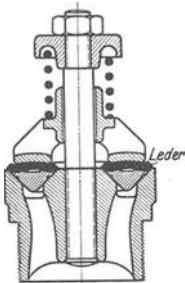


Fig. 23. (Schröder,
Z. Ver. deutsch. Ing. 1910, S. 875.)



Analog Ventil III von L. Krauss,
wo das Leder, als zu steif, nicht
genügend abdichtete.

Fig. 24.
(Weise & Monski, Halle.)

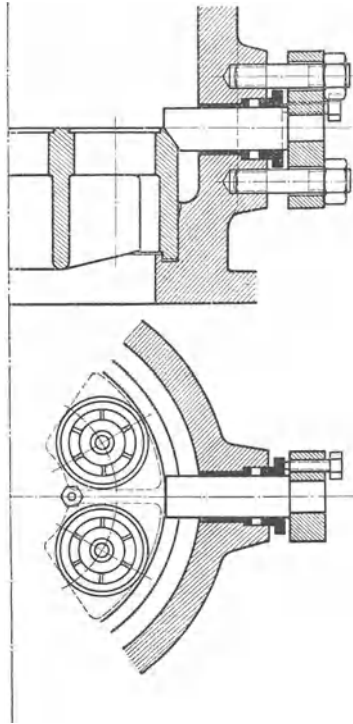
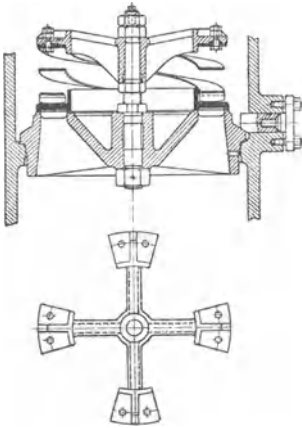


Fig. 25. (Weise & Monski, Halle.)

Kolben durch die Kompression des Auspuffdampfes stillgesetzt, so wird ein Zurückfedern der hin und her gehenden Teile und dadurch ein harter Schlag auf die Pumpenventile verursacht.

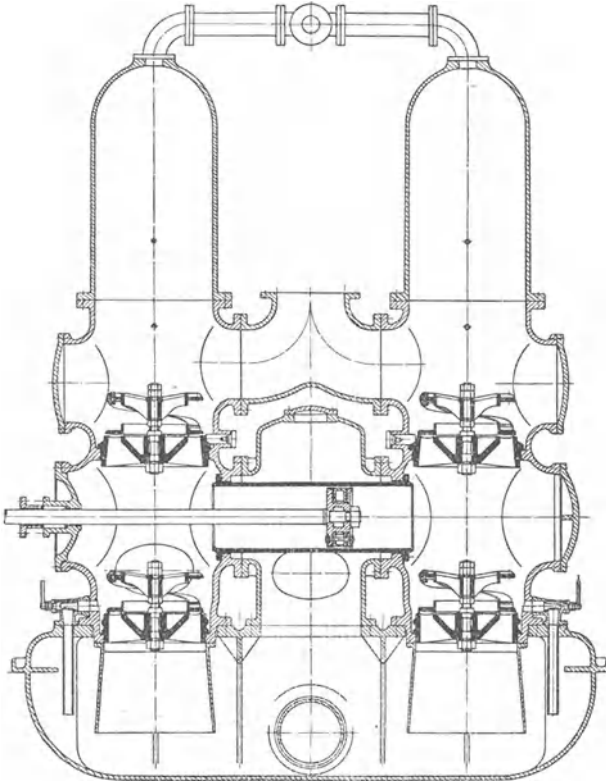
Fig. 28 und 29 zeigen die mit Expansionssteuerung ausgerüstete Pumpe der Maschinenfabrik Oddesse (in Oschersleben). Die Hubbegrenzung wird bei dieser Bauart durch den infolge der Expansion herabgehenden Dampfdruck und außerdem dadurch erhalten, daß der Kolben in der Totlage den Dampfkanal zudeckt, wodurch der im Zylinder befindliche Dampf verdichtet wird. Ein durch den Verdichtungsdruck geschlossenes, federbelastetes Rückschlagventil steht mit dem Dampfkanal in Verbindung und öffnet sich unter dem Druck



des in letzteren eintretenden Dampfes, so die Kolbenumkehr bewirkend.

Der Arm auf der Kolbenstange nimmt ein im Schieberkasten geführtes Gleitstück mit, in dessen schräge Nut der Grundschieber mit einem Ansatz eingreift.

Die Längsbewegung des Gleitstückes wird dadurch in eine verkürzte Querbewegung umgewandelt. Zur Erzielung der Hubpause hat der Ansatz in der Nut etwas Spiel. Die von außen einstellbaren Expansionschieber werden durch die Grundschieber der anderen Zylinderseite bewegt, so daß jeder Kolben den Grundschieber des anderen Zylinders und damit den eigenen Expansions-



Borsigsche Kanalwasserpumpe mit Schoeneschen Ventilen.

Fig. 26 u. 27.

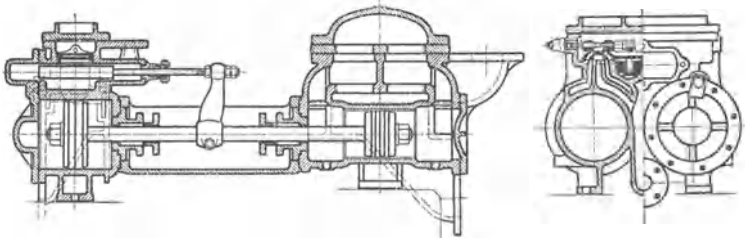


Fig. 28.

schieber steuert. (In Fig. 29 bedeuten: G = Grundschieber, E = Expansionschieber, F = Gleitstück.)

Vorteile: Einfache, billige Anlage; kleines Fundament, geringe Platzbeanspruchung.

Nachteil: Größerer Dampfverbrauch als bei den Schwungradpumpen.

Pumpen größerer Leistung werden durch zwei- und dreistufige Verbundmaschinen angetrieben, womit eine 16 bis 25 fache Gesamtexpansion des Dampfes erreicht wird. Ein Druckausgleichswerk, das mit verdichteter Luft arbeitet, nimmt in der ersten Hälfte des Hubes die überschüssige Arbeit auf, um sie in der zweiten Hubhälfte abzugeben.

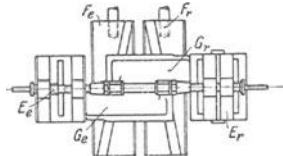


Fig. 29.

Die rotierenden Kraft- und Arbeitsmaschinen.

1. Aktions- und Reaktionswirkung. In Fig. 1 ströme eine Flüssigkeit an einer kreisförmig gebogenen Schaufel vorbei, die sich mit der Geschwindigkeit u geradlinig fortbewegt. Die mittlere Länge eines unendlich kleinen Flüssigkeitsteilchens beträgt $r \cdot d\beta$, somit seine Masse $dm = \frac{ab \cdot r \cdot d\beta \cdot \gamma}{g}$, worin a = Höhe, b = Breite des Strahles, γ = spez. Gewicht. Es ist w_1 = Relativgeschwindigkeit, mit der das Wasser zutritt. Sieht man von Reibungsverlusten usw. ab, so ist $w_1 = w_2$.

Die von dem Flüssigkeitsteilchen ausgeübte Zentrifugalkraft

$$dC = \frac{dm \cdot w_1^2}{r} = \frac{ab \cdot \gamma}{g} \cdot w_1^2 \cdot d\beta$$

hat in Richtung der Bewegung die Komponente:

$$dX = dC \cdot \sin \beta = \frac{ab \cdot \gamma}{g} \cdot w_1^2 \cdot \sin \beta \cdot d\beta.$$

Es wird

$$X = \frac{ab \gamma \cdot w_1^2}{g} \cdot \int_{\beta_1}^{180^\circ - \beta_2} \sin \beta \cdot d\beta = \frac{q \cdot \gamma}{g} \cdot w_1 (\cos \beta_2 + \cos \beta_1)$$

wenn sekundlich durchfließende Menge $ab w_1 = q$ gesetzt wird.

Die auf die Schaufel übertragene Arbeit beträgt:

$$A = X \cdot u = \frac{q \cdot \gamma}{g} \cdot (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cos \beta_2) \cdot u, \quad \text{da } w_1 = w_2$$

Die Aktionsarbeit nimmt mit der Größe des umspannten Bogens zu.

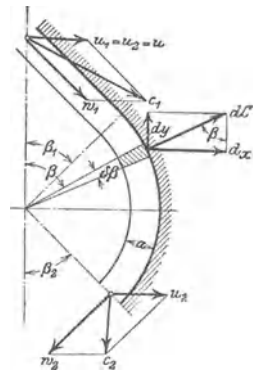


Fig. 1.

In Fig. 2 ist ein ebenfalls mit der Geschwindigkeit u geradlinig sich fortbewegendes Reaktionsgefäß dargestellt, dessen Querschnitte, senkrecht zur Relativgeschwindigkeit gemessen, nach dem Austritt hin abnehmen, so daß diese Geschwindigkeit selbst zunehmen muß. In Richtung der Bewegung wächst die Relativgeschwindigkeit von $w_1 \cdot \cos(180 - \beta_1)$ auf $w_2 \cdot \cos \beta_2$, sodaß eine Horizontalkomponente der durch die Beschleunigung auftretenden Reaktion entsteht von der Größe:

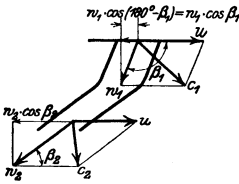


Fig. 2.

$$X = \frac{q \cdot \gamma}{g} \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 + w_1 \cdot \cos \beta_1) .$$

Arbeitsleistung:

$$A = X u = \frac{q \cdot \gamma}{g} \cdot u (w_1 \cos \beta_1 + w_2 \cdot \cos \beta_2) .$$

Es zeigt sich, daß die Arbeitsgleichungen für Aktions- und Reaktionswirkung gleich sind.

Bei der Aktionswirkung wird der Strahl nur abgelenkt, ohne in der Schaufel eine Beschleunigung zu erfahren ($w_1 \approx w_2$). Bei der Reaktionswirkung ist zur Erzeugung der Beschleunigung ein Überdruck im Schaufelraum notwendig, der demnach ganz ausgefüllt ist. In Fig. 2 wird die auch dort auftretende Aktionswirkung umso geringer, je mehr sich β_1 dem Winkel $(180^\circ - \beta_2)$ nähert, d. h. je kleiner die Ablenkung ist.

2. Die Hauptgleichung der rotierenden Maschinen. Fig. 3 stellt ein rohrförmiges Gefäß vom Querschnitt f dar, das mit den Geschwindigkeiten u_1 und u_2 rotiert. An seinen Enden sind die Drucke p_1 und p_2 vorhanden. Ein unendlich kleines Flüssigkeitsteilchen hat die Masse:

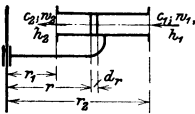


Fig. 3.

$$dm = \frac{f \cdot \gamma}{g} \cdot dr .$$

Zentrifugalkraft:

$$dC = \frac{f \cdot \gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot r \cdot dr .$$

$$p_1 - p_2 = \int_{r_2}^{r_1} dC = \frac{f \cdot \gamma}{g} \cdot \omega^2 \cdot \frac{r_1^2 - r_2^2}{2} .$$

Für $f = 1$:
$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{r_1^2 - r_2^2}{2g} \cdot \omega^2 = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} .$$

Tritt die Flüssigkeit außen mit der Relativgeschwindigkeit w_1 zu, fließt innen infolge Verengung des Rohrquerschnittes mit $w_2 > w_1$ ab, so ist zur Beschleunigung von w_1 auf w_2 die Druckhöhe $\frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$ erforderlich. Außerdem müssen die Verluste durch Reibung, Krümmung und Wirbelung im Laufrad überwunden werden. Entsprechen diese Verluste einer Druckhöhe h_v , so wird

$$\frac{p_1 - p_2}{\gamma} = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + h_v .$$

Den Relativgeschwindigkeiten entsprechen am Ein- und Austritt die absoluten Geschwindigkeiten c_1 und c_2 , so daß am Ein- und Austritt die Energiemengen: $\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma}$ und $\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma}$ vorhanden sind. Ist $A =$ Arbeit pro 1 kg, so folgt:

$$A = \left(\frac{c_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} \right) - \left(\frac{c_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} \right) - h_v = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{p_1 - p_2}{\gamma} - h_v ;$$

$$A = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} . \tag{1}$$

Diese Gleichung wird als Hauptgleichung der Turbinen (und in entsprechender Änderung auch der Turbinenpumpen); der Ausdruck $\frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g}$ als „Laufradüberdruck“ bezeichnet.

Die an das Laufrad übertragene Arbeit setzt sich zusammen:

1. aus dem Unterschied der lebendigen Kraft $\frac{c_1^2 - c_2^2}{2g}$ am Ein- und Austritt,
2. aus der Änderung der Pressung durch Änderung der Relativgeschwindigkeiten,
3. aus der Änderung der Pressung durch die Zentrifugalkraft.

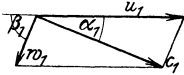


Fig. 4.

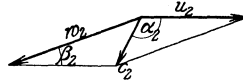


Fig. 5.

Aus den Geschwindigkeitsdiagrammen Fig. 4 und 5 folgt:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1,$$

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2.$$

Diese Werte in (1) eingesetzt, ergibt mit Berücksichtigung des „hydraulischen“ Wirkungsgrades ε (H = Gefällhöhe, εH die von einem kg an das Laufrad übertragene Arbeit):

$$\varepsilon g \cdot H = c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2. \quad (2)$$

Gl. (2) wird als „vereinfachte Form der Hauptgleichung“ bezeichnet.

In den vielfach vorkommenden Fällen, daß $u_2 \perp c_2$ bzw. $\alpha_2 = 90^\circ$, wird das zweite Glied = 0.

$$\varepsilon \cdot g H = c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1. \quad (3)$$

In Fig. 4 ist nach dem Sinussatz:

$$\frac{c_1}{u_1} = \frac{\sin \beta_1}{\sin(\beta_2 + \alpha_1)}.$$

$$c_1 = \frac{u_1 \cdot \sin \beta_1}{\sin(\beta_1 + \alpha_1)} = u_1 \cdot \frac{1}{\cos \alpha_1 + \sin \alpha_1 \cdot \cotg \beta_1}.$$

Eingesetzt in Gl. (2) ergibt die dritte Form der Hauptgleichung

$$u_1 = \sqrt{\varepsilon g H \cdot \left(1 + \frac{\tg \alpha_1}{\tg \beta_1}\right)}. \quad (4)$$

Diese Gleichung zeigt, daß die Umfangsgeschwindigkeit u_1 gesteigert wird, wenn $\beta_1 < 90^\circ$, da dann der Klammerausdruck > 1 wird. Ebenso wächst u_1 mit α_1 .

I. Die Wasserturbinen¹⁾.

Bearbeitet von Prof. Dr.-Ing. Fr. Oesterlen.

Der Arbeitwert der die Höhe H m herabfallenden Wassermenge Q m³/sek ist $\gamma Q \cdot H$ mkg/sek ($\gamma = 1000$ ist das spezifische Gewicht des Wassers in kg/m³). Er wird in der Wasserturbine zunächst in Strömungsenergie verwandelt und durch Verzögerung der (absoluten) Wassergeschwindigkeit im Laufrad in mechanische Arbeit umgesetzt. Ist der Wirkungsgrad der Umsetzung mit Einschluß der mechanischen Verluste η , so beträgt die tatsächliche Arbeit der Turbine $N = \frac{\gamma Q \cdot H \cdot \eta}{75}$ 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 Turbinen in zwei Hauptgruppen: Druck- oder Freistrahlturbinen, bei denen schon am Leitradaustritt

¹⁾ Camerer, Vorlesungen über Wasserkraftmaschinen. — Escher, Die Theorie der Wasserturbinen. — Honold u. Albrecht, Francisturbinen. — Pfarr, Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb. — Quantz, Wasserkraftmaschinen. — Thomann, Wasserturbinen. — Wagenbach, Neuere Turbinenanlagen.

nur Strömungsenergie vorhanden ist, und Überdruck- oder Preßstrahl-
turbinen, bei denen im Leitradaustritt nur ein Teil des gesamten Arbeit-
wertes in Strömungsenergie umgesetzt und also auch noch Druckenergie vor-
handen ist, so daß das Laufrad unter Überdruck durchflossen wird. Außerdem

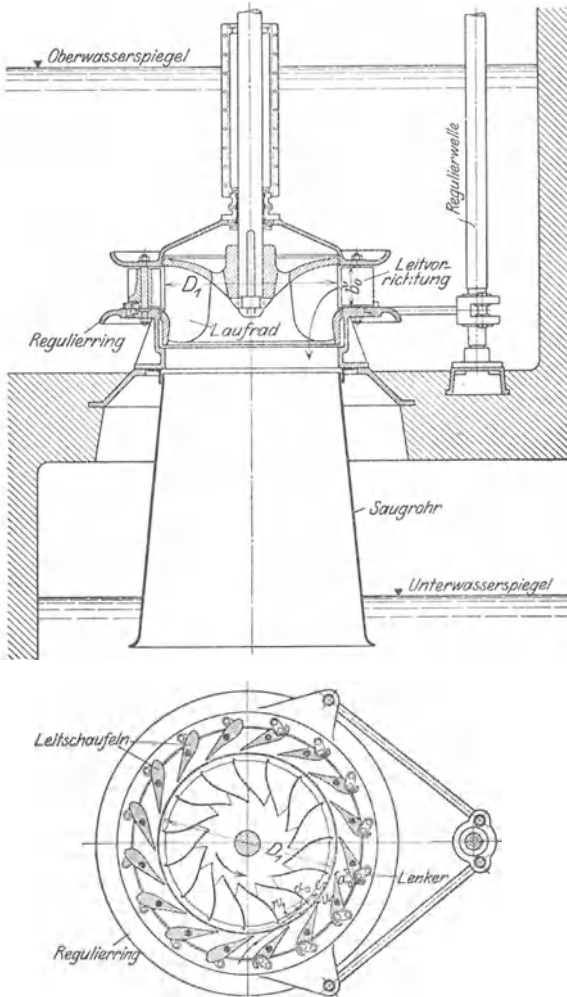


Fig. 1.

unterscheidet man je nach der Durchflußrichtung des Wassers durch Leit-
und Laufrad: Axial- und Radialturbinen. Von den vielen möglichen Turbinen-
formen werden heute in der Hauptsache nur die Becherturbine als Freistrahlturbine
und die Francisturbine als Überdruckturbine ausgeführt, zu denen neuerdings noch
die Bankiturbine, eine Freistrahlturbine, und die Kaplanturbine als rasch laufende
Überdruckturbine **hinzukommen.**

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. 1. Der das Laufrad ganz umschließende Leitapparat (Vollturbine) wird durch zwei ebene Wände gebildet, zwischen denen Leitschaufeln um feststehende Bolzen unter Vermittlung von Lenkern, des Regulierendes 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 wird im Laufrad durch dessen Schaufeln gewaltsam abgelenkt und seine Absolutgeschwindigkeit verzögert, wobei der arbeitende Wasserdruck auf die Schaufeln entsteht, und tritt dann mit der absoluten Geschwindigkeit c_2 aus dem sich drehenden Laufrad aus, um durch das Saugrohr ins Unterwasser zu gelangen.

In Fig. 2 sind der relative und absolute Weg eines Wasserteilchens im Laufrad, schematisch in eine Ebene ausbreitet, aufgezeichnet.

Das Saugrohr verbindet den Laufradaustritt mit dem Unterwasser, gestattet also ein Hochsetzen der Turbine über den Unterwasserspiegel, ohne daß Gefälle verloren geht. 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 Austrittsverlust $\left(\frac{c_2^2}{2g}\right)$ für 1 kg 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.

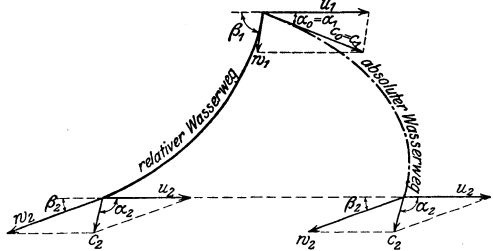


Fig. 2.

1. Berechnung und Entwurf.

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. Für 1 m Gefälle gilt dann bei gegebenem Q , H , N und n , wenn den entsprechenden Werten für das Bezugsgefälle der Index 1 gegeben wird,

$$Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}, \quad n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}} \quad \text{und} \quad N_1 = \frac{\gamma \cdot Q_1 \cdot \eta}{75} = \frac{\gamma \cdot Q}{\sqrt{H}} \cdot \frac{H}{75} \cdot \frac{\eta}{75} = \frac{N}{H\sqrt{H}} \quad (5)$$

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:

$$Q_1 = k^2 Q_I \text{ oder } \sqrt{Q_1} = k \sqrt{Q_I} \text{ und } n_1 = \frac{1}{k} n_I. \text{ Das Produkt beider Gleichungen}$$

gibt: $n_1 \sqrt{Q_1} = n_I \sqrt{Q_I}$ und ist, da k herausfällt, für alle Größen dieses Typs eine konstante ihn kennzeichnende Zahl, seine Kennziffer. Für die verschiedenen Typen wird der Wirkungsgrad verschieden sein. Um nun auch den Wirkungsgrad in der Kennziffer zur Geltung zu bringen, wird statt der Wassermenge die Leistung eingesetzt, die sich, wenn der Wirkungsgrad für alle Größen eines Typs gleich bleibt (was angenähert zutrifft), wie die Wassermenge für ein und dasselbe Gefälle, also mit k^2 ändert. Es ist also auch $n_1 \sqrt{N_1}$ ein konstanter Wert, eine Kennziffer für den Typ. Man setzt dafür:

$$n_s = n_1 \sqrt{N_1} \quad (6)$$

und bezeichnet n_s als die „spezifische Drehzahl“.

Für $N_1 = 1$ wird $n_s = n_1$, also ist n_s die 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

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N}{\sqrt{H}}}. \quad (7)$$

[Für N_1 bzw. N 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 (1) und (2) 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

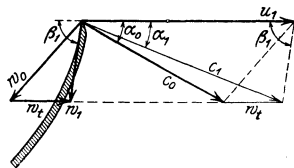


Fig. 3.

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. 3 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 hervorgebrachte Zusatzgeschwindigkeit w_1 (Stoßgeschwindigkeit) umgelenkt. Die dazu erforderliche Arbeit muß

vom Laufrad aufgebracht werden, so daß sich dessen Leistung nach Gleichung (2) 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:

$$\varepsilon g H = u_1 c_0 \cos \alpha_0 - u_2 c_2 \cos \alpha_2 = u_1 c_{0u} - u_2 c_{2u}. \quad (8)$$

Auch in Gleichung (1) 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 $A = \varepsilon \cdot H$ eingesetzt wird, die Form:

$$2 g \varepsilon H = c_0^2 - c^2 + u_1^2 - u_2^2 + w_2^2 - w_0^2 \quad (9)$$

Bei der schroffen Umlenkung am Laufradeintritt wird aber durch Wirbelung ein Verlust entstehen, der innerhalb des normalen Betriebsbereiches einer Turbine mit ausreichender Genauigkeit gleich der der Stoßgeschwindigkeit w_i entsprechenden Energie, also für 1 kg Wasser gleich $\frac{w_i^2}{2g}$ gesetzt werden kann. Dieser Verlust macht sich in Gleichung (9) gegenüber der Gleichung (1) durch Verkleinerung des hydraulischen Wirkungsgrades bemerkbar.

Hydraulischer Wirkungsgrad: Die zu gewinnende hydraulische Arbeit εH berechnet sich aus der gesamten verfügbaren Energie, die, wieder für 1 kg Wasser, durch das Nutzgefälle H ausgedrückt wird, nach Abzug aller Verluste. Außer dem Stoßverlust, der im allgemeinen keine große Bedeutung hat, sind der Austrittsverlust $\frac{c_2^2}{2g}$ 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:

$$\varepsilon H = H - \Sigma \varrho H + \nu H - \frac{c_2^2}{2g} - \frac{w_i^2}{2g}$$

und

$$\varepsilon = (1 - \Sigma \varrho + \nu) - \frac{c_2^2}{2gH} - \frac{w_i^2}{2gH}. \quad (10)$$

Eine für die Berechnung des Laufrades besonders geeignete Form der Hauptgleichung erhält man durch Einsetzen von ε aus Gleichung (10) in (9) und außerdem von

$$w_0^2 = c_0^2 + u_1^2 - 2u_1c_0 \cos \alpha_0 = c_0^2 + u_1^2 - 2u_1c_{0u}$$

aus dem Eintrittsdiagramm zu:

$$w_2^2 - u_2^2 = 2gH(1 - \Sigma \varrho + \nu) - 2u_1c_{0u} - w_i^2, \quad (11)$$

in der links nur Geschwindigkeiten des Laufradaustritts und rechts solche des Leitradaustritts bzw. Laufradeintritts stehen.

Der Durchflußverlust $\Sigma \varrho$ ist ein Erfahrungswert, dessen Größe für gute Konstruktionen in Fig. 4 in Abhängigkeit von der spez. Drehzahl n_s und dem Laufradeintrittsdurchmesser D_1 angegeben ist. $\Sigma \varrho$ nimmt mit der Turbinengröße etwas ab, da der Einfluß der Wandrauigkeit bei den größeren Kanälen zurücktritt, dementsprechend wächst der Wirkungsgrad.

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 $\frac{c_2^2}{2g} - \frac{c_4^2}{2g}$ (c_4 = Geschwindigkeit am Saugrohrrende) wird nur ein Teil erhalten, der sich annähert aus den Meridiankomponenten der Geschwindigkeiten und einem Wirkungsgrad der Energieumsetzung von 0,5 zu $\nu H = 0,5 \frac{c_{2m}^2 - c_{4m}^2}{2g}$ berechnen läßt.

Wichtig für den Turbinenwirkungsgrad ist die Größe des Austrittsverlustes, zumal ein ausreichender Saugrohrrückgewinn zur Zeit noch nicht unter allen Ver-

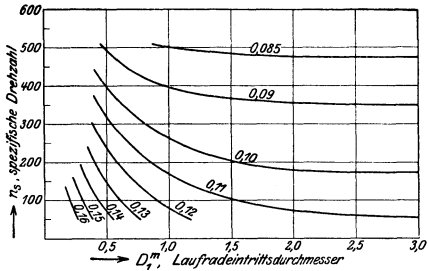


Fig. 4.

hältnissen und mit der erforderlichen Sicherheit erzielt werden kann. Ein kleiner Austrittsverlust gibt gute Wirkungsgrade, aber auch große Abmessungen, kleine Umlaufzahlen und damit teure Turbinen, während mit großen Austrittsverlusten weniger gute Wirkungsgrade, aber Schnellläufer erhalten werden.

Die Umfangsgeschwindigkeit u_1 am Laufradeintritt berechnet sich mit Hilfe von Gleichung (11), wenn wir eine mittlere Füllung, bei der $w_2 = u_2$ und $w_i = 0$ ist, zugrunde legen, aus

$$u_1 c_{0u} = g H (\tau - \Sigma \varrho + \nu) \tag{12}$$

Für einen Schaufelwinkel am Laufradeintritt $\beta_1 = 90^\circ$ wird $c_{0u} = c_0 \cos \alpha_0 = u_1$,

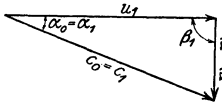


Fig. 5.

Fig. 5, und $u_1 = \sqrt{g H (1 - \Sigma \varrho + \nu)}$, das sich daraus z. B. für ein mittleres $(\Sigma \varrho - \nu) = 0,12$ und $H = 1^m$ zu $u_1 = 2,94$ 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 $c_0 = \sim \sqrt{2 g H (\tau - \Sigma \varrho + \nu)}$ wird. Es würde dies einer reinen Druck-

turbine entsprechen, wobei $u_1 = \sim \frac{2 g H (1 - \Sigma \varrho + \nu)}{2 c_0 \cos \alpha_0} = \sim \frac{c_0}{2 \cos \alpha_0}$ wird und beispielsweise mit dem gleichen $(\Sigma \varrho - \nu)$ und einem $\alpha_0 = 18^\circ$ sich berechnet zu $u_1 = 2,19$ m/sek. Für Überdruckturbinen gilt als kleinster zulässiger Wert $u_1 = 2,4$ m/sek (Hakenlaufräder, $\beta_1 > 90^\circ$).

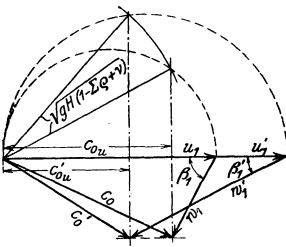


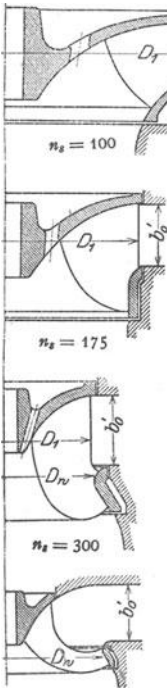
Fig. 6.

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_{0u} , sodaß mit zunehmendem u_1 der Wert von c_{0u} immer kleiner und, wie Fig. 6 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 gibt nachstehende Zahlentafel:

n_s	c_2 m/sek	$\frac{c_2^2}{2 g H}$	$c_{2m} = \sim c_{3m}$ m/sek	u_1 m/sek	$H \leq$ m
50 ÷ 125	1,08 ÷ 1,33	0,06 ÷ 0,09	0,95 ÷ 1,05	2,4 ÷ 3,0	300 ÷ 200
126 ÷ 200	1,33 ÷ 1,53	0,09 ÷ 0,12	1,05 ÷ 1,15	2,8 ÷ 3,4	200 ÷ 100
201 ÷ 350	1,53 ÷ 1,66	0,12 ÷ 0,14	1,15 ÷ 1,30	3,2 ÷ 3,7	100 ÷ 40
351 ÷ 500	1,66 ÷ 2,2	0,14 ÷ 0,25	1,30 ÷ 1,80	3,7 ÷ 5,3	40 ÷ 20

Um hohe Umlaufzahlen ohne Überschreitung des zulässigen u_1 zu erreichen, werden möglichst kleine Durchmesser angestrebt. Der obere Saugrohrdurchmesser D_3 hängt von $c_{3m} = \sim c_{2m}$ 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 $D_1 = rd. D_3$ und bei den Schnellläufern $D_1 < D_3$ gemacht. Fig. 7 zeigt die heute gebauten Typen für gleiche Schluckfähigkeit und gekennzeichnet durch ihre n_s . Für die einzelnen Typen können folgende Grenzwerte der n_s festgelegt werden:

Langsamläufer $n_s = 50$ bis 125, Normalläufer $n_s = 126$ bis 200,
Schnellläufer $n_s = 201$ bis 350, Expreßläufer $n_s = 351$ bis 500.



$n_s = 450$
Fig. 7

Unter $n_s = 50$ liegt das Gebiet der Freistrahlturbinen. In obiger 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 einmal durch den Austrittsverlust, der bei hohen Gefällen einer großen absoluten Austrittsgeschwindigkeit aus dem Laufrad entspricht, die im Saugrohr nicht mehr genügend verzögert werden kann, und dann durch die Festigkeit des Laufrades. Fig. 8 gibt ein Bild über die Wirkungsgrade der verschiedenen Typen, abhängig von der Füllung.

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:

$$(D_3^3 - d^3) \frac{\pi}{4} \cdot c_{3m} = Q_{1r} \quad (Q_{1r} = Q_1 \text{ plus einer Reserve von } 5 \div 10 \text{ vH in der Schluckfähigkeit}).$$

An Hand der spez. Drehzahl n_s und mit D_3 läßt sich dann schon ein Anhalt für den Laufradeintrittsdurchmesser D_1 gewinnen, der so gewählt wird, daß ein passendes u_1 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'_{0m} 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.

Eine empirische Formel für c'_{0m} lautet:

$$c'_{0m} = (0,27 \text{ bis } 0,30) c_{2m} \cdot u_1 \quad (13)$$

und es läßt dann mit $D_0 \approx D_1$ (s. S. 231) b'_0 berechnen aus:

$$D_0 \cdot \pi \cdot b'_0 \cdot c'_{0m} = Q_{1r}.$$

Mit diesen Größen können nun die Laufradkränze, Außenkranz und Innenkranz oder Laufradboden, entworfen werden, wobei auf gute und allmähliche Übergänge zu achten ist.

Der Austrittsbogen ist zunächst nach freiem Ermessen einzuzichnen und dann zu prüfen und so zu verbessern, daß beim Laufradaustritt, also dem Übergang vom Laufrad zum Saugrohr, keine Wasser verzögerung auftritt, d. h. daß $c_2 = c_3$, also auch $c_{2m} = c_{3m}$ wird. Der Aus

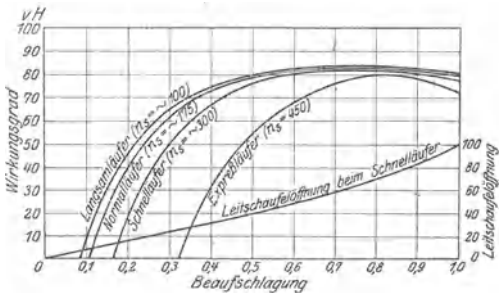


Fig. 8.

trittquerschnitt senkrecht zu c_{2m} 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 Beaufschlagung aufgezeichnet werden, bei der c_{2m} durchweg in allen Austrittspunkten gleich groß gehalten werde und sich dann auch c_{3m} 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, s. in Fig. 11 die dünn gezogenen Flutbahnen für $\lambda = 3/4$. Für die richtige Länge des Austrittsbogens muß dann sein:

$$\Sigma (\psi D_2 \cdot \pi \cdot \Delta b_2) = (D_3^2 - d^2) \frac{\pi}{4} = F_3, \quad (14)$$

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. 9, ist als dieser maßgebende Austrittspunkt die Mitte der Schaufelweite a_2 anzusehen, als Austrittsbogen die Verbindungslinie dieser Mittelpunkte. Die Parallelführung bringt eine Verengung des Laufradaustrittsquerschnittes gegenüber dem ersten Saugrohrquerschnitt im Verhältnis

$$\psi = \frac{a_2}{a_2 + s_2} = \frac{t_2 - \Delta t_2}{t_2}$$

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.

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. 10; 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 läge jetzt bei A'_2 , doch behält man den Punkt A_2 der Einfachheit halber für die Berechnung bei, zumal der sich daraus ergebende Unterschied in der Schluckfähigkeit gering ist.

Bei ganz schmalen Turbinen der Langsamläufer kann die Hauptgleichung ohne weiteres auf das ganze Laufrad angewendet werden, wobei die Mitten von Eintrittkante 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

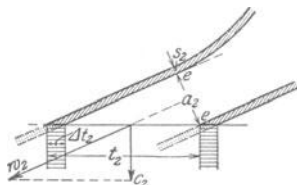


Fig. 9.

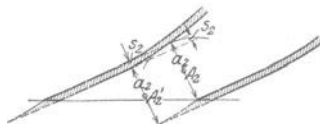
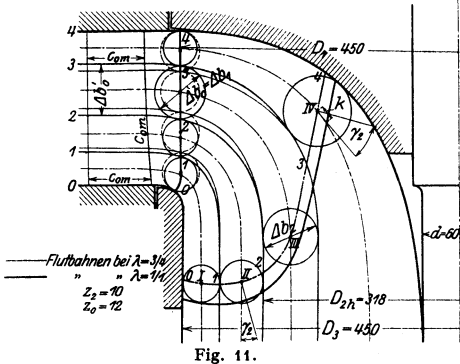


Fig. 10.

Leit- und Laufrad sind für volle Füllung, $\lambda' = 1/1$, zu bestimmen; da aber meist der günstigste Wirkungsgrad bei einer mittleren Füllung $\lambda_t = 0,7$ bis $0,8$ verlangt wird, für die $w_i = 0$ und $c_2 \perp u_2$ oder $w_2 = u_2$ sein soll, müssen zuerst dafür die Laufradeintrittsverhältnisse, d. h. vor allem der Winkel β_1 , und dann erst das Eintrittsdiagramm für volle Füllung 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_{2h} , Fig. 11, dem „mittleren hydraulischen Austrittsdurchmesser“ liegt dann der dadurch bestimmte Austrittspunkt.

Laufrad für $Q_1 = 160$ l/sek u. $n_1 = 141,6$ i. d. M.



Für den stoßlosen Gang erhält man die Werte des Eintrittsdreiecks durch Anschreiben der Hauptgleichung (11) für das ganze Laufrad und die Füllung λ_t , bei der also $w_i = 0$ ist: $w_2^2 - u_2^2 = 2gH(1 - \Sigma \varrho + \nu) - 2u_1 c_{0u}$. Es läßt sich daraus c_{0u} berechnen, da am Laufradaustritt nach obigem entweder $w_2^2 - u_2^2 = c_2^2 = c_{2m}^2 = c_{2h}^2$ oder $w_2^2 - u_2^2 = 0$ gesetzt werden kann und dann das Eintrittsdiagramm für λ_t aus u_1 , c_{0m} und c_{0u} aufzeichnen und daraus der Winkel β_1 entnehmen, Fig. 12.

Für volle Beaufschlagung gilt für das ganze Laufrad außer der Hauptgleichung (11):

$$w_2^2 - u_2^2 = 2gH(1 - \Sigma \varrho + \nu) - 2u_1 c_{0u} - w_i^2$$

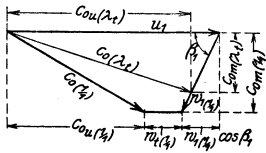


Fig. 12.

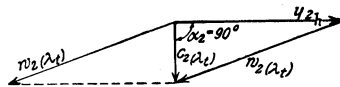


Fig. 13.

noch die aus Fig. 12 sich ergebende Beziehung:

$$c_{0u} + w_i = u_1 - w_1 \cos \beta_1.$$

Aus beiden Gleichungen lassen sich die Unbekannten c_{0u} und w_i berechnen, da gilt: $w_2 = \frac{1}{\lambda_t} w_2(\lambda_t)$ und $w_2(\lambda_t)$ bekannt ist. Wird gewählt für $\lambda_t: c_2 \perp u_2$, so ist $w_2(\lambda_t) = \sqrt{u_{2h}^2 + c_2^2(\lambda_t)}$, Fig. 13, oder wenn gewählt wird $w_2 = u_2$, so ist $w_2(\lambda_t) = u_{2h}$.

Aus u_1 , c_{0u} , c_{0m} und w_i läßt sich nun das mittlere Eintrittsdiagramm für volle Füllung aufzeichnen, Fig. 12.

Mit c_0 , der Leitschaufelzahl z_0 und der vollen Wassermenge ergibt sich $\alpha_0 = \frac{Q_{1r}}{z_0 \cdot c_0 \cdot b_0}$ und die tatsächliche Leitschaufelöffnung $\alpha'_0 = \alpha_0 \frac{D'_0}{D_1}$ (s. S. 231.)

Die Leitapparatoröffnung für volle Füllung ist damit festgelegt, und es wird nun dafür das Laufrad berechnet. Bei Laufrädern ohne oder mit ganz geringer axialer Ablenkung des Wassers bis zum Laufradeintritt und gleichbleibendem D_1 über die ganze Laufradbreite bleibt das mittlere Eintrittsdiagramm maßgebend für alle Teilturbinen. Da $\Sigma \rho$ und ν als gleich groß für sämtliche Teilturbinen angenommen werden, ist dann die rechte Seite der Hauptgleichung (11) über die ganze Eintrittsbreite konstant. Zur Abkürzung sei sie mit m^2 bezeichnet, so daß also für jede Teilturbine gilt:

$$w_2^2 - u_2^2 = m^2, \text{ wobei ist:}$$

$$m^2 = 2gH(1 - \Sigma \rho + \nu) - 2u_1 c_{0u} - w_1^2.$$

Fig 14.

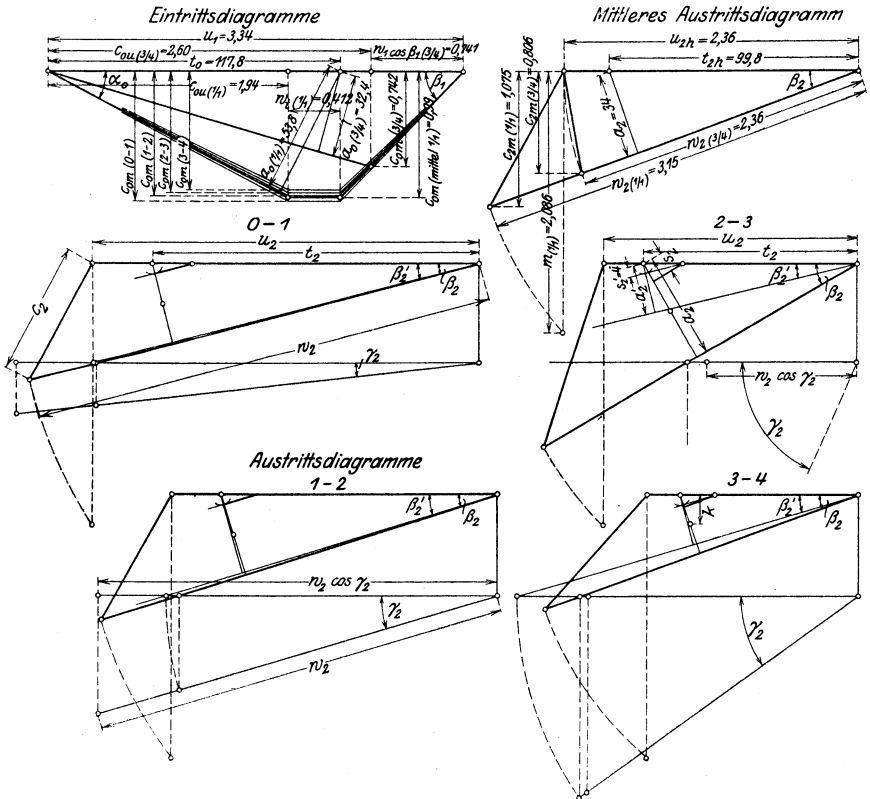
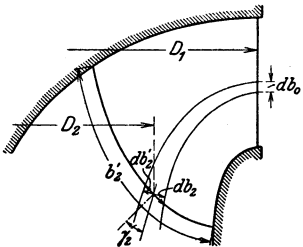


Fig 15.

Daraus kann für alle Austrittspunkte, also auch für jede Teilturbine w_2 berechnet werden. Aus w_2 , Δb_2 und der Schaufelzahl z_2 im Laufrad bestimmt sich dann

$$\alpha_2 = \frac{\Delta Q_{1r}}{z_2 \cdot \Delta b_2 \cdot w_2}.$$

Für eine unendlich schmale Teilturbine, Fig. 14, gilt: $dQ_1 = z_2 \cdot a_2 \cdot w_2 \cdot db_2 = z_2 \cdot a_2 \cdot w_2 \cdot db'_2 \cdot \cos \gamma_2$. (γ_2 ist der Winkel zwischen der Flutbahn und der Normalen zum Austrittbogen). Integriert über die ganze Länge des Austrittsbogens

$$b'_2 \text{ ergibt: } Q_1 = z_2 \int_0^{b'_2} a_2 \cdot w_2 \cdot \cos \gamma_2 \cdot db'_2. \quad w_2 \text{ und } \gamma_2 \text{ sind für jeden Punkt des}$$

Austrittsbogens bekannt und a_2 ist aus dieser Gleichung zu berechnen. 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 ≥ 20 mm.

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: $\frac{c_2^2}{2g}$

$$= \frac{\sum \left(\Delta Q_1 \cdot \frac{c_2^2}{2g} \right)}{Q_1} \text{ und der hydraulische Wirkungsgrad } \varepsilon \text{ nach Gleichung (10).}$$

In Fig. 15 sind die Ein- und Austrittsdiagramme der Teilturbinen des Laufrades Fig. 11, für volle Füllung aufgezeichnet, und zwar so, daß der stoßlose Gang bei $\frac{3}{4}$ Beaufschlagung eintritt. c_{0m} ist, wie die Eintrittsdiagramme zeigen, bei diesem Normalläufer gegen den Außenkranz zu wachsend angenommen, aber trotzdem das $w_{(1/2)}$ durchweg gleich groß gemacht worden, so daß auch m^2 für alle Teilturbinen dasselbe bleibt.

Der gesamte Wirkungsgrad ist um die mechanischen Verluste kleiner als ε . 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 Laufradboden. 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. 16, 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. 17¹⁾. Man nennt diese in die Ebene ausgebreitete Schnittlinie die Schaufelabwicklungs-Zeichnung. Man zeichnet auch die Schnittlinie mit der nächsten Schaufel auf, so erhält man ein angenähertes Bild über den Laufradkanal auf der betreffenden Flutfläche. Am Kanaleintritt ist der Winkel β_1 einzuhalten, während der Austritt durch a_2 und s_2

¹⁾ Dieses Aneinanderreihen der Ersatzkegelflächen in der Zeichenebene rührt von Professor Dr.-Ing. Braun her.

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 „scheinbare“ Schaufelstärke s_2 aufgebogen nach Fig. 10, s_2 ist meist größer als die Blechstärke s_2' , da das Blech von der Flutfläche schräg geschnitten wird, wenn die Flutbahnen und die Axialschnitte nicht senkrecht aufeinander stehen.

In Fig. 20 sei AB ein Achsenschnitt der Schaufelfläche, AF eine Flutbahn. Ein kleines Stück der Schaufelfläche läßt sich durch eine Ebene ersetzen, die sie

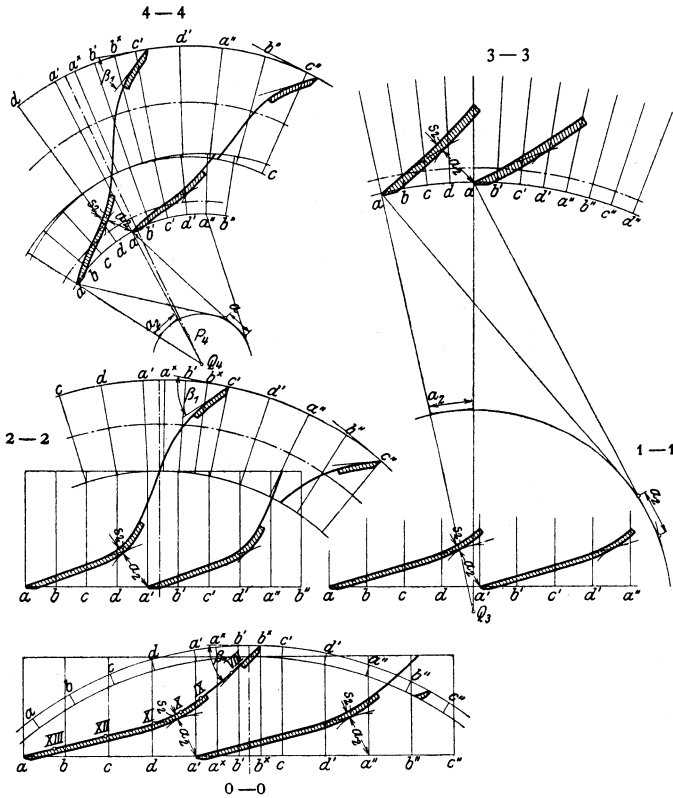


Fig. 17.

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 zeigt der im Grundriß dargestellte Schnitt diesen Winkel $(90 - \beta')$ bzw. den β' 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

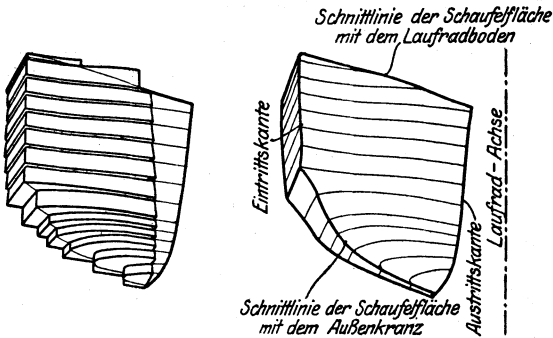


Fig. 18.

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:

$$\operatorname{tg} \beta' = \frac{A'''H'}{A'A'''} = \frac{AH}{A'A'''} = \frac{AK \cdot \cos \gamma}{A'A'''} = \frac{A'''K'}{A'A'''} \cdot \cos \gamma,$$

also $\operatorname{tg} \beta' = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \gamma$ (15)

und $s_2 = s'_2 \frac{\sin \beta}{\sin \beta'}$. (16)

β' und s_2 lassen sich nach diesen Beziehungen leicht graphisch aus β , γ und s'_2 erhalten. Siehe Fig. 15.

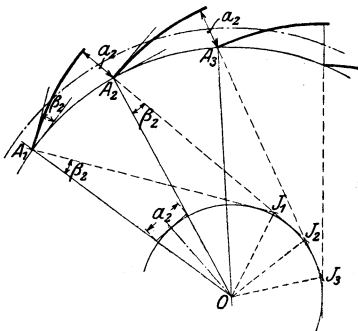


Fig. 19.

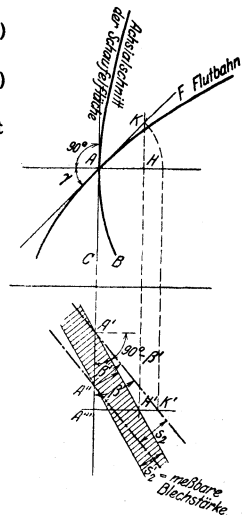


Fig. 20.

Die Leitschaufeln sind so zu formen, daß die beiden Seitenflächen gegen den Austritt zu konvergieren, der hinter der Leitschaufelspitze entstehende Wasserwirbelraum dadurch klein wird und die plötzliche Querschnittserweiterung rasch verschwindet. Im Schaufelspalt zwischen den Leitschaufelaustritt- und Laufradeintrittskanten, der mindestens gleich der Rechenweite, also ≥ 20 mm sein soll, fließt das Wasser von den Wirbelwickelenden ab bis um Laufradeintritt

in logarithmischen Spiralen. Die arbeitsfreie Strömung im Schaufelpalt besagt, daß nach dem Flächensatz $r \cdot c_u = \text{konstant}$ ist, also c_u sich umgekehrt proportional zum Halbmesser ändert. Da der Querschnitt senkrecht zur Meridiankomponente c_m mit dem Halbmesser abnimmt, so lange das Wasser in Achsnormalebenen fließt, ändert sich auch c_m , und mit c_u und c_m auch c selbst, umgekehrt proportional zum Halbmesser. Es muß also das zu c_0 gehörige a_0 sich nach außen mit dem Halbmesser vergrößern und auf D'_0 , dem Durchmesser, auf dem die Wirbelzwickel hinter den Leitschaufeln endigen, ist dann

$$\alpha'_0 = \alpha_0 \frac{D'_0}{D_1} \quad (17)$$

α'_0 ist auch die meßbare Leitschaufelöffnung, für die der Leitapparat aufzuzeichnen ist. Ausgehend von D'_0 und α'_0 und dem dazugehörigen Winkel α'_0 ($\sin \alpha'_0 = \frac{a'_0}{r'_0}$) kann die hohle Seite der Leitschaufeln nach einem Kreisbogen in derselben Weise wie die Laufschaufelenden geformt werden.

Fig. 21. Die andere Seite läuft tangential in die Richtung unter α'_n gegen die Umfangsrichtung 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_t 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 nahezu eben gehalten werden, wobei dann die Mittellinie des von ihnen eingeschlossenen Winkels den Winkel α'_0 gegen die Umfangsrichtung aufweisen soll, Fig. 22.

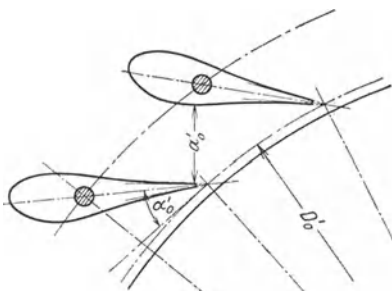
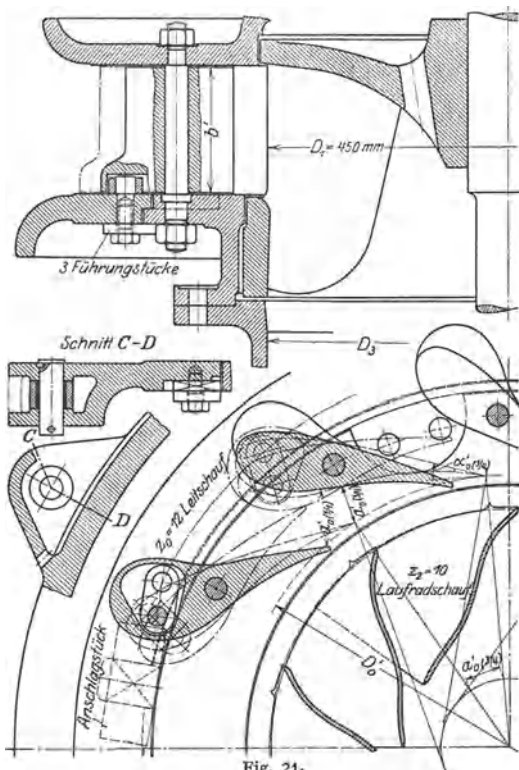


Fig. 22.

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. 21, bei der alle Leitschaufeln zur Füllungsänderung ringsherum gleichmäßig verdreht werden. Alle anderen früher verwendeten Leitvorrichtungen mit ganz oder teilweise festen Leitschaufeln und Regulierung durch

Spalt- oder Gitterschieber, oder an den festen Leitschaufeln angebrachte bewegliche Zungen, werden heute nicht mehr gebaut, da sie bei Teilfüllungen schlechte Wirkungsgrade ergeben.

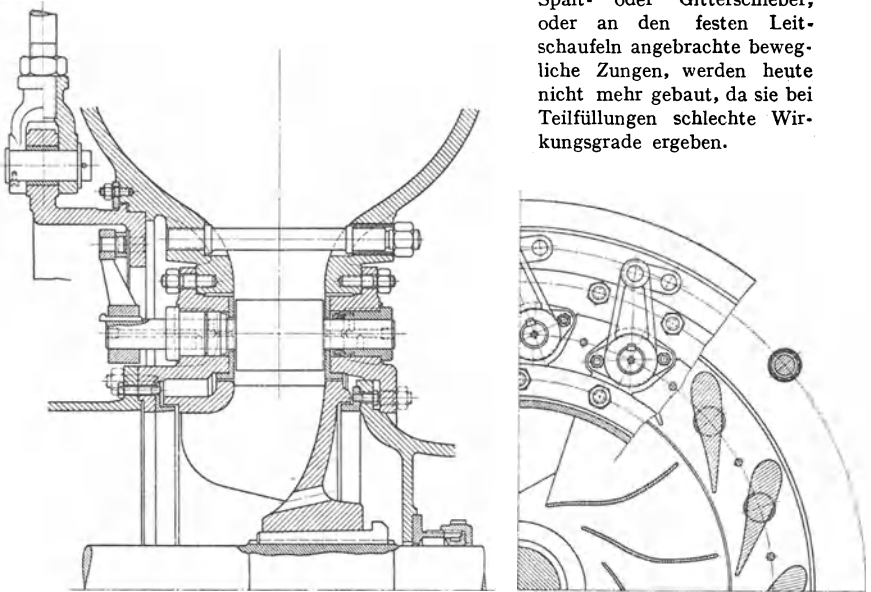


Fig. 23.

Die heutigen Leitvorrichtungen unterscheiden sich voneinander nur durch ihr Getriebe zur Verstellung der Drehschaufeln. Man unterscheidet zunächst: **Innenregelung**, Fig. 21, bei der dieses Getriebe innen, d. h. im Wasser liegt, und **Außenregelung**, Fig. 23, bei der es sich außerhalb befindet. Die Außenregelung ist, da die aufeinandergleitenden Teile leicht überwacht und geschmiert werden können, besser als die Innenregelung. Sie ist aber auch teurer und wird deshalb hauptsächlich bei größeren Turbinen verwendet. Die Innenregelung, bei der sich stets die Leitschaufel um einen feststehenden Bolzen dreht, wird ausgeführt mit offenen Lenkern nach Fig. 1 oder, bei der Voithschen Bauart, mit in einer Tasche der Leitschaufel verdeckten Lasche, Fig. 21. Gleitsteine statt der Lenker ergeben eine größere Reibungsarbeit beim Verdrehen und sind deshalb nur noch bei ganz schmalen Leitradern, bei denen die Laschen nicht mehr untergebracht werden können, zu finden.

Da die innenliegenden bewegten 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 einzufetten 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 nun wieder 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.

Der Widerstand, der sich der Verdrehung der Leitschaufeln entgegen stellt, 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. 24, 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 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. 24 zeigt.

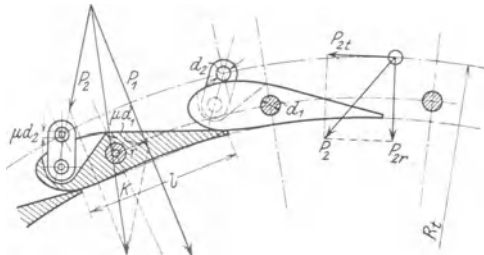
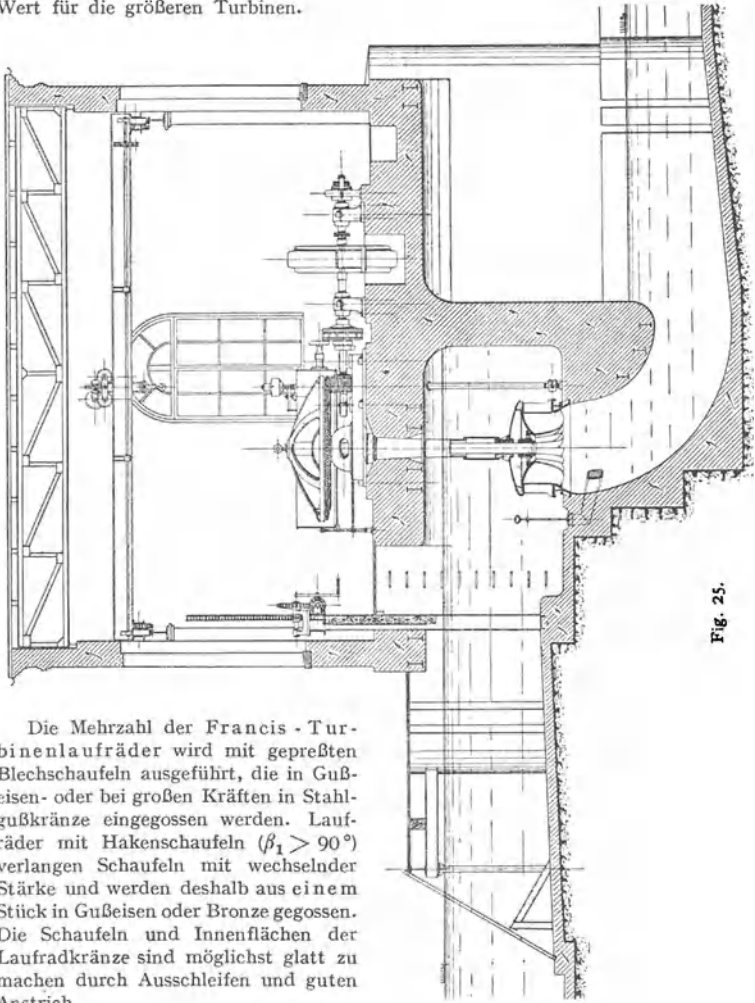


Fig. 24.

Die z_0 Laschenkräfte, die ringsherum am Regulierring gleichmäßig verteilt sind und am Halbmesser R_i angreifen, zerlegen sich in radiale Komponenten P_{2r} , die Materialspannungen im Ring erzeugen, und in tangentielle Komponenten P_{2t} , die das Moment $M_1 = z_0 R_i P_{2t}$ 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 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,

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 Bleischaufeln ausgeführt, die in Gußeisen- oder bei großen Kräften in Stahlgußkränze eingegossen werden. Laufräder mit Hakenschaufeln ($\beta_1 > 90^\circ$) verlangen Schaufeln mit wechselnder Stärke und werden deshalb aus einem Stück in Gußeisen oder Bronze gegossen. 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 wagerecht), die Zahl der Laufräder auf einer Welle und ihre Ausbuchtung, die Zuführung des Wassers zum Leitrad und die Bauart des Saugrohres zur Wasserabführung ins Unterwasser.

Die Höhenlage des Laufrades über dem Unterwasserspiegel kann bis zu einer gewissen Grenze beliebig gewählt werden, die bedingt ist durch die Höhe

des Aufstellungsortes über dem Meere, den Gefällrückgewinn im Saugrohr und den Luftgehalt des Wassers. Unter normalen Verhältnissen geht man mit der Saughöhe nicht über 6 m und muß bei Schnellläufern mit großem Austrittsverlust und entsprechendem Rückdruck im Saugrohr weit darunter bleiben.

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 Hebereinlauf¹⁾. Da sich aus dem im Heber unter Unterdruck stehenden Wasser immer wieder Luft abscheidet, muß 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. 1, 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 mit

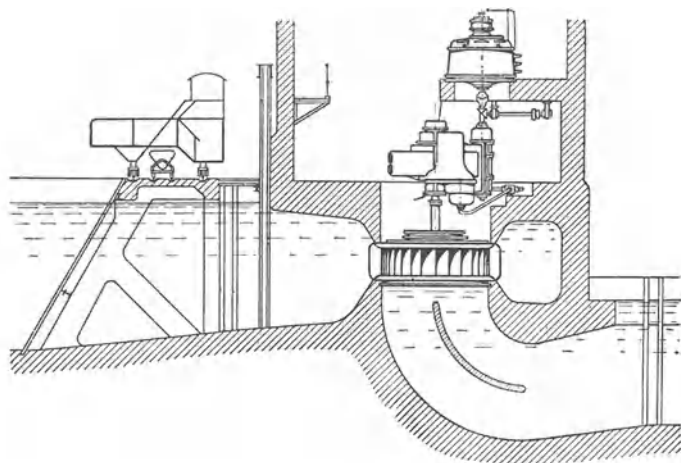


Fig. 26.

wägerechter 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 heute infolge Verwendung des Segmentspurlagers keine Schwierigkeiten oder Weitläufigkeiten mehr mit sich bringt.

Fig. 25 zeigt eine normale Anlage mit Kegelräderabtrieb im Obergriff. Holz-Eisenverzahnung kann verwendet werden bis zu einer Umfangsgeschwindigkeit von 15 m/sek bei rund 600 PS und 1 : 5 Übersetzung. Darüber hinaus kommen Stahlräder mit Winkerverzahnung in Betracht, das große Rad ganz aus Stahlguß und der Trieb mit hochvergüteten Siemens-Martinstahl- oder Chromnickelstahlzähnen. Neuerdings werden auch häufiger Stirnräder mit schraubenförmigen Stahlzähnen eingebaut mit Übersetzungen bis 1 : 14, Fig. 26.

¹⁾ Oesterlen, Zeitschrift f. Turbinenwesen 1913, S. 82 u. 98. — Freytag, Z. d. V. d. I. 1914, S. 1033 u. 1097.

Bei stark wechselnder Wassermenge, kleineren Leistungen und Kegelradübersetzung läßt man häufig zwei und drei Turbinen auf eine gemeinsame Vorgelegewelle treiben, um mit geringen Anlagekosten eine gute Ausnützung zu erzielen. Die Vorgelegewelle geht dabei über die Turbinenwellen hinweg und die großen Räder liegen unter ihr: Untergriff.

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 Turbinenkammerwände versteift. Auf dem Lager sitzt ein zweiteiliges Schutzrohr, um Wasser und Schmutz vom Lager abzuhalten und eine gute Schmierung zu ermög-

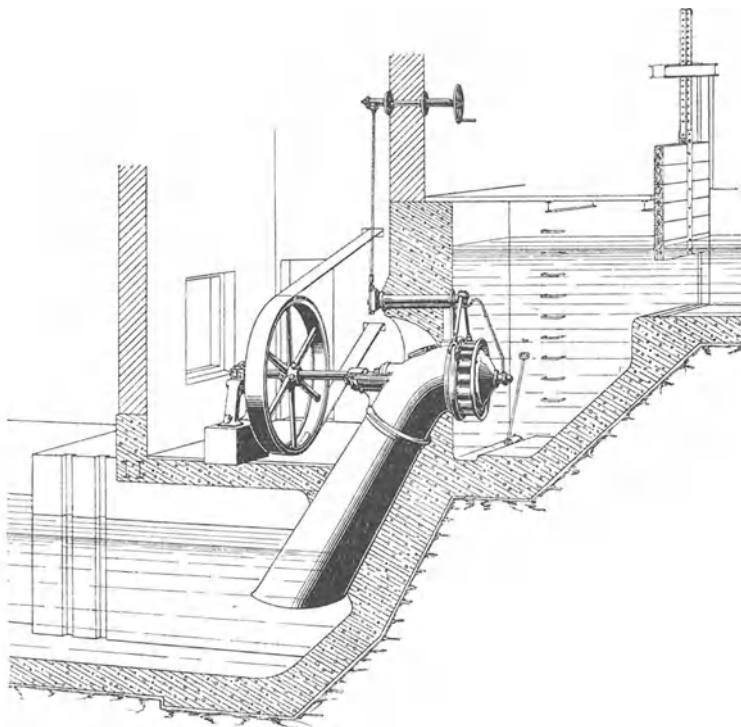


Fig. 27.

lichen. Das Spurlager liegt stets hochwasserfrei und wird als Ringzapfen ausgebildet, da heute nur noch volle Stahlwellen verwendet werden.

Eine einfache Turbine mit liegender Welle und Riemenantrieb zeigt die Fig. 27, während in Fig. 28 eine Zwillingturbine, also zwei Laufräder auf einer Welle mit unmittelbar gekoppeltem Generator und mit Geschwindigkeitsregler, dargestellt ist. Eines der Turbinenlager wird vom Krümmer bzw. dem 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.

Werden zwei Zwillingturbinen gekuppelt, so entsteht eine Doppelzwingturbinen mit vier Laufrädern auf einer Welle, und es werden manchmal auch noch dreifache Zwillingturbinen mit sechs Lauf- und Leiträdern gebaut. Man wählt diese Mehrfachturbinen, um eine hohe minutliche Umlaufzahl zu erreichen.

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) zu $n = n_s H \sqrt{\frac{VH}{N}}$. Fließt nun aber die gleiche Wassermenge durch die Laufräder, die dann natürlich entsprechend kleiner werden und jeweils nur $\frac{N}{i}$

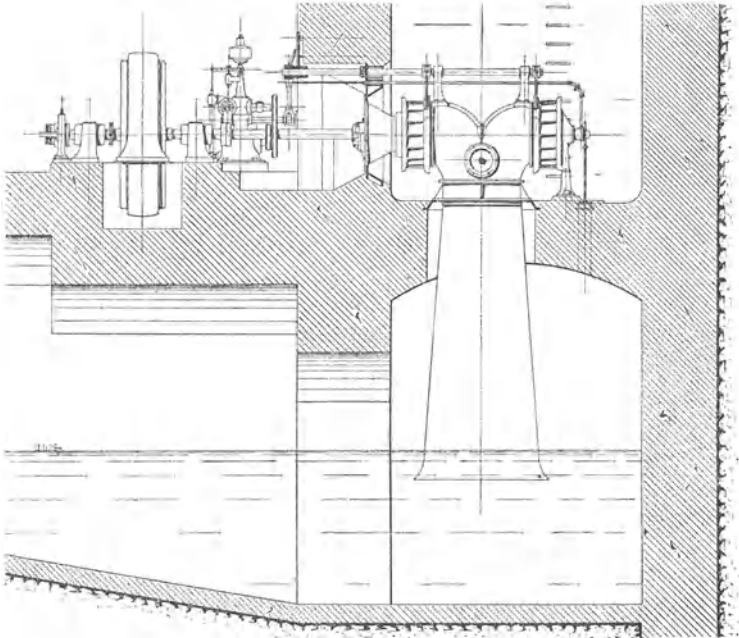


Fig. 28.

leisten, so ergibt sich die Drehzahl der Turbine, durch Einsetzen von $\frac{N}{i}$ statt N in obige Gleichung, \sqrt{i} mal so groß wie bei einem Laufrad. Demnach hat die Zwillingturbinen die $\sqrt{2} = 1,41$ fache und die Doppelzwingturbinen die 2fache Umlaufzahl einer Einradturbinen 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.

Von den Gehäuse turbinen, denen das Wasser durch eine Rohrleitung zufließt, wird die Spiralturbinen am meisten verwendet, Fig. 29 und 30. 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 $c_e \leq 0,8 \sqrt{H}$

und der Gehäusequerschnitt fast stets kreisrund gewählt; nur bei Blechgehäusen, die bei großen Wassermengen noch ausgeführt werden, wird das Gehäuse vielfach rechteckig gemacht. Die normalen Gehäuse bestehen aus Gußeisen oder bei hohen Drücken aus Stahlguß und sind, besonders bei Außenregelung, bei der die Verbindung der beiden ebenen Leitradwände durch die feststehenden Leitschaufeldrehbolzen wegfällt, beim Anschluß

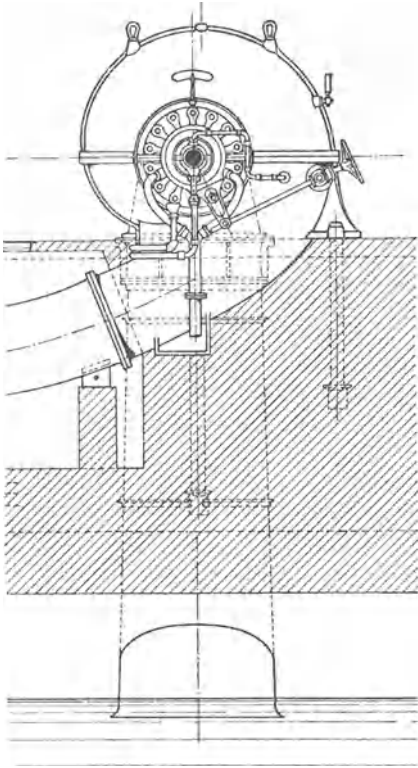


Fig. 29.

spiral turbinen sind einfacher und billiger als die Zwillingturbinen und werden deshalb heute, soweit es geht, vorgezogen.

Von den Lagern der Spiralturbinen, die alle Ringschmierung haben, wird dasjenige am Wellenende als Kammlager zur Aufnahme des Axialschubes ausgebildet.

Bei großen Wassermengen und mittleren Gefällen bis zu 70 m wird der Durchmesser des Zuleitungsrohres schon so groß, daß es zweckmäßig wird, die Turbine in einen zylindrischen Blechkessel zu setzen. Fig. 32 zeigt eine Zwillingturbine im Kessel, die als Stirnkesselturbine zu bezeichnen ist, im Gegensatz zu der Querkesselturbine, bei der die Rohrleitung senkrecht zur Turbinenachse an den Kessel anschließt. Bei der Querkesselturbine sind beide Leiträder und die Turbinenlager gut zugänglich, während beim Stirnkessel ein Turbinenlager im Kessel liegt und nur bei größeren Turbinen durch ein Einsteigrohr, auch während des Betriebes, zugänglich gemacht werden kann.

an das Leitrad durch Gußtraversen (Stützschaufeln) oder eingeschraubte Stahlbolzen zu versteifen, Fig. 23. Spiral-Francisturbinen sind schon bis $H = 220$ m Gefälle und von den kleinsten bis zu den größten Leistungen (55 000 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 Doppel- und Zwillingturbinen gebaut. Die Zwillingspiralturbine, Fig. 31, hat zwei getrennte Gehäuse, sowie Leit- und Laufräder und einen Doppelsaugkrümmer mit anschließendem Saugrohr, während die Doppelspiralturbine, in Fig. 30 die Turbine beim Stromerzeuger, ein Gehäuse, eine gemeinsame Leitvorrichtung und ein Laufrad hat, das aber eigentlich aus zwei mit dem Innenkranz aneinander liegenden 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. Die Doppel-

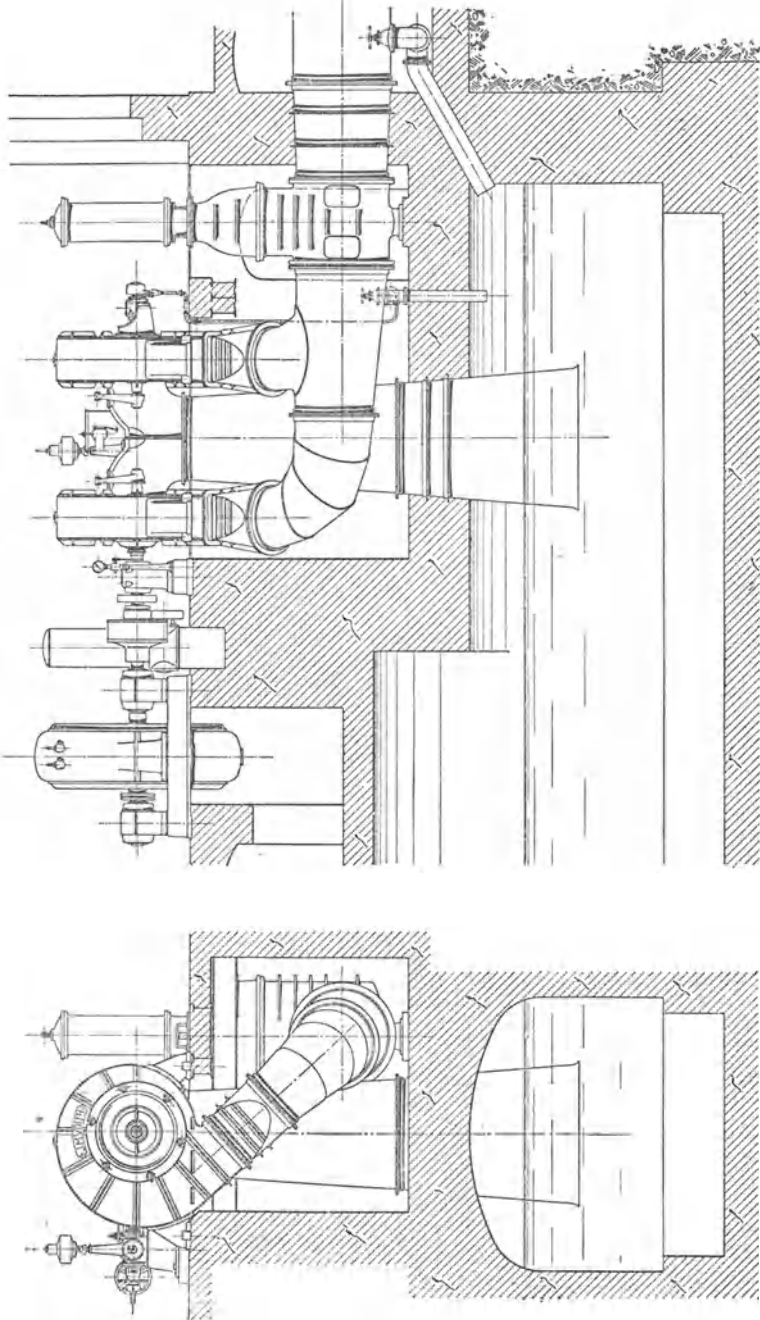


Fig. 31.

Wie die Turbinen im offenen Schacht, haben auch die Kesselturbinen, soweit die Leiträder Innenregelung haben, eine parallel zur Turbinenachse liegende Regulierwelle (manchmal werden auch zwei Regulierwellen angeordnet), die vom Regler verdreht wird und ihrerseits durch Zugstangen die Regulierringe und die Leitschaufeln verstellt.

Infolge der Trägheit der großen in der Rohrleitung in Bewegung befindlichen, praktisch nicht zusammendrückbaren Wassermasse tritt bei allen Gehäuse turbinen bei einer plötzlichen Entlastung der Turbine und dem darauf folgenden raschen Schließen des Turbinenleitrades eine Drucksteigerung in den unteren Teilen 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

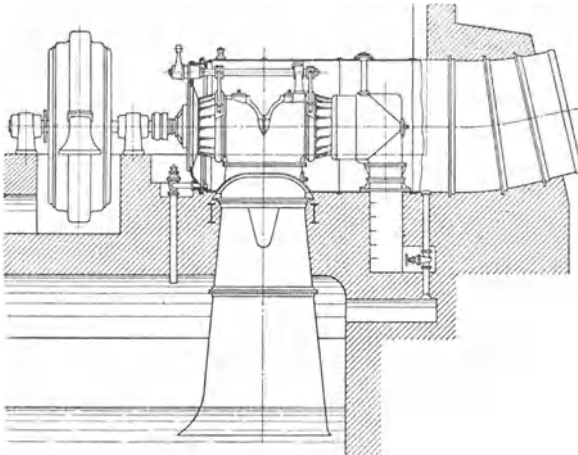


Fig. 32.

daß sich zunächst die in der Rohrleitung fließende Wassermenge nicht nennenswert ändert. Um 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.

4. Axialschub und Lagerung.

Bei der Einrad turbine treten axiale Belastungen auf: 1. durch die Wasserdücke auf die Laufradkränze, die Nabe und die Welle, 2. durch die Massenkkräfte (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 Kegelradantrieb.

Die Ringräume G_1 und G_2 , Fig. 33, füllen sich im Betrieb vollständig mit Wasser; sie werden vom Spaltwasser durchflossen, das einmal durch den Kranzspalt auf r_1 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.

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 Umfangskomponente 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 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 Wassertheilchen auf die weiter außen liegenden Schichten drückt. Wie schon bei der Entwicklung der Hauptgleichung unter 2. auf S. 216 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:

$$h' - h'' = \frac{\omega'^2}{2g} (r'^2 - r''^2) = \frac{c_u'^2 - c_u''^2}{2g} \quad (18)$$

wenn c_u' und c_u'' die entsprechenden Umfangskomponenten der Geschwindigkeit in den beiden Punkten bezeichnen. Die Flächen gleicher Drücke sind Paraboloiden.

Bei der Drehbewegung um eine wagerechte 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. 33 dargestellte Druckverlauf ergibt.

Im Schaufelspalt ändert sich nach früherem die absolute Wassergeschwindigkeit umgekehrt proportional zum Halbmesser und da, von den Verlusten abgesehen, die Energie erhalten bleibt und der Einfluß der Schwerkraft unberück-

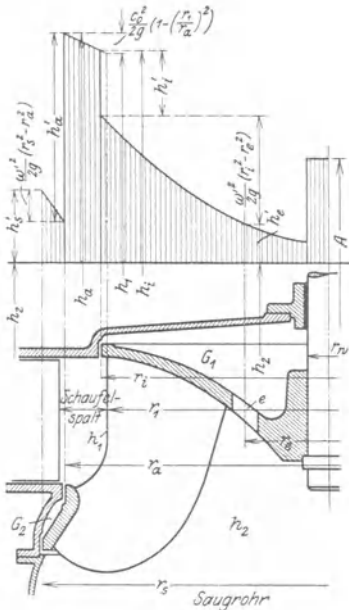


Fig. 33.

sichtigt bleiben kann, ist die Summe von Druckhöhe und Geschwindigkeitshöhe konstant, also: $h + \frac{c^2}{2g} = C$. Mit $c \cdot r = k = c_0 \cdot r_1$ wird $h + \frac{c_0^2}{2g} \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 = C$. Auf $r = r_1$, d. h. auf dem Laufradeintrittsdurchmesser herrscht der Druck h_1 , womit sich C bestimmt zu $C = h_1 + \frac{c_0^2}{2g}$ und also allgemein gilt:

$$h = h_1 + \frac{c_0^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r}\right)^2 \right]. \quad (19)$$

Für $r = r_i$ wird dann:

$$h_i = h_1 + \frac{c_0^2}{2g} \left[1 - \left(\frac{r_1}{r_i}\right)^2 \right].$$

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 Lauftrabnabenscheibe liegen, nach dem Rotationsparaboloid um $\frac{\omega'^2}{2g} (r_i^2 - r_e^2)$. 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:

$$h_i - h_2 = h'_i + \frac{\omega'^2}{2g} (r_i^2 - r_e^2) + h'_e. \quad (20)$$

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. 33 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:

$$q_i = \mu_i f_i \sqrt{2g h'_i} = \mu_e f_e \sqrt{2g h'_e} \quad (21)$$

($\mu_i = 0,5$ 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 von den Außenkranz herum fällt der Druck h_a zunächst um h'_a , steigt infolge des Rotationsparaboloids bis zum Spalthalbmesser r_s wieder um $\frac{\omega'^2}{2g} (r_s^2 - r_a^2)$ an und sinkt dann, dem Durchflußverlust durch den Spalt auf r_s entsprechend, um h'_s auf den Saugrohrdruck h_2 . Es gilt also

$$h_a - h_2 = h'_a - \frac{\omega'^2}{2g} (r_s^2 - r_a^2) + h'_s. \quad (22)$$

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:

$$q_a = \mu_a f_a \sqrt{2g h'_a} = \mu_s f_s \sqrt{2g h'_s}. \quad (23)$$

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 $h'_i = 0$ 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 den (22) gleich dem Laufradüberdruck $h_1 - h_2$ gesetzt werden, so daß ist:

$$h_i - h_2 = h_a - h_2 = \infty H (1 - \Sigma \rho) - \frac{c_0^2}{2g}. \quad (24)$$

Der Laufüberdruck ist dabei, da in $\Sigma \rho H$ 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'_e ohne weiteres berechnet werden.

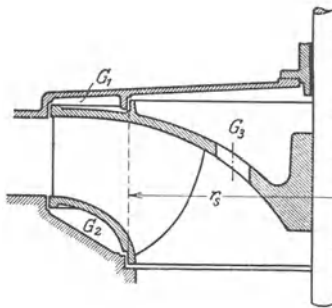


Fig. 34.

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. 33. Bei durchgehender Welle wirkt der Druckunterschied auf die Differenz der Querschnitte in den beiden Stopfbüchsen.

Bei Langsamläufern nach Fig. 34 wirkt der Axialschub in G_2 vom Saugrohr weg, und es wird dann häufig der Deckelraum durch Schaffung eines zweiten Spaltes auf r_1 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 Laufradein- und -austritt berechnet. Am Laufradeintritt kann diese axiale Geschwindigkeitskomponente = 0 gesetzt werden und sie ist am Laufradaustritt bzw. Saugrohranfang $c_{2m} = c_{3m}$, so daß sich diese dynamische Axialbelastung berechnet zur

$$P_D = \gamma \cdot \frac{Q}{g} \cdot c_{2m}. \quad (25)$$

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 $\frac{6,4}{7,4}$ zu multiplizieren, wenn sein spezifisches Gewicht 7,4 ist. Bei Kegelläderabtrieb entsteht eine axial gerichtete Komponente des Zahndruckes, die bei Obergriff nach oben und bei Untergriff des auf der Turbinenwelle sitzenden Zahnrades 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 Austrittslichtweiten des Laufrades, sowie durch ungleiche Abnutzung der Leit- und Lauf- radkränze 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 Lauf- radboden 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 Entlastungsöffner. c) Verbindung des Deckelraumes mit dem Saugrohr durch eine Umföhrungsleitung, die am Deckel möglichst weit außen anschließt und dem durchfließenden Spaltwasser wenig Widerstand entgegengesetzt. Das Kleinhalten des Axialschubes hat eine Vermehrung des Spaltverlustes zur Folge.

An die Konstruktion der Spurzapfen werden folgende Anforderungen gestellt: Sie muß eine Einstellung in axialer Richtung ermöglichen; die Spurringe müssen leicht nachgesehen und ausgewechselt werden können, aber auch öldicht und staubsicher eingeschlossen sein.

Bei Obergriff des Kegelrades sitzt das Spurlager an der Radnabe, wie dies Fig. 35 zeigt. Die zweiteiligen Spurringe sind aus feinkörnigem Gußeisen und laufen ganz in Öl, das durch einen Tropföler ständig zugeführt wird. Das Führungs-

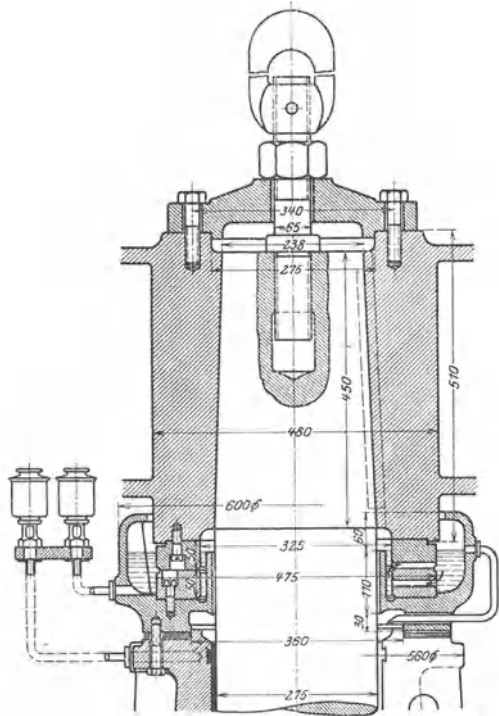


Fig. 35.

lager trägt den Spurtopf, wobei zwischen beiden Bleche zur axialen Einstellung eingelegt sind. Das auf der Turbinenwelle sitzende große Kegelrad erhält einen stark gewölbten Radboden oder entsprechend ausgebildete Arme, damit die Ebene des Zahndruckes in die Wellenführung durch das Halslager hineinfällt und das Lager am Turbinendeckel nicht nennenswert belastet wird.

Bei Untergriff geht die Vorgelegewelle meist über die Turbinenwelle hinweg, und es wird dann der sogenannte Hängezapfen eingebaut, der ganz in einer Ausparung der Turbinenwelle untergebracht ist, Fig. 36. Die feststehende Spurlinse sitzt auf einer Tragspindel, die sich gegen eine Platte auf dem Halslager abstützt. Die umlaufende Spurlinse ist mit einem in der Welle durch Gewinde oder Bajonettverschluß befestigten Tragstück verbunden. Ölzufuhr durch die Bohrung in der Tragspindel; das überlaufende Öl schmied das Halslager.

Ein im mittleren Teil der Welle liegendes Spurlager ist in Fig. 37 dargestellt, und zwar als Kugellager. Die gleiche Bauart wird auch mit Gleitspurringen an-

gewendet, wobei meist der kugelige Unterlagring, der zur genauen selbsttätigen Einstellung der Laufringe dienen soll, wegliebt. Fig. 38 ist ein

doppeltes Stützkugellager, bei dem der Druck auf die beiden gleich großen Kugellaufringe durch Segmente gleichmäßig verteilt wird¹⁾. Bei den Kugellagern ist zu beachten, daß die Laufringe einteilig sind, was das Auswechseln

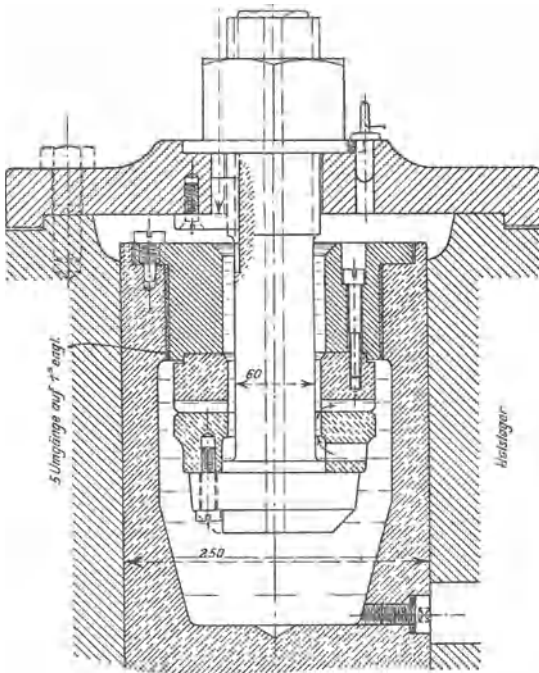


Fig. 36.

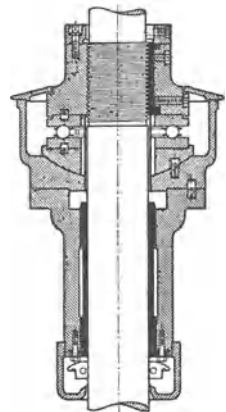


Fig. 37.

erschweren kann. An die Stelle der früher häufig verwendeten Spurzapfen

bei großen Belastungen und Drehzahlen mit Preßölenlastung, für die eine besondere Druckpumpe aufgestellt werden mußte, sind heute die einfacheren Segmentdrucklager, Fig. 39, getreten. Die stillstehende Spurlinse ist in einzelne Segmente unterteilt, die einseitig so gelagert sind, daß sie sich etwas schräg stellen. In die keilförmigen Räume zwischen diesen Segmenten und der umlaufenden Spurlinse wird das Öl infolge seiner Adhäsion hineingepreßt, so daß ein hoher spezifischer Öldruck und eine dünne tragende Ölschicht zwischen den Tragflächen entsteht. Da infolgedessen keine metallische Berührung vorhanden ist, bleibt die Reibung sehr gering (Reibungskoeffizient $\mu = 0,0015$) und Belastungen und Geschwindigkeiten er-

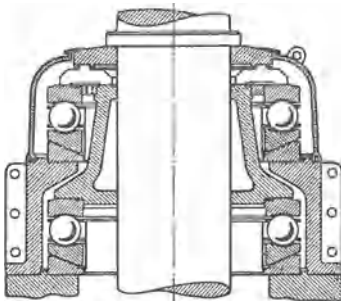


Fig. 38.

eine Kühlung wird nur bei hohen Anforderungen erforderlich.

¹⁾ Schweiz. Bauzeitung 1915, Bd. LXVI. Schoch, Die Anwendung großer Stützkugellager.

Bei wagerechter Welle kommt man, da sich der Axialschub durch geeignete Konstruktion genügend klein halten läßt, vielfach mit einfachen Bundlagern mit Weißmetallschalen aus. Bei höheren Drücken wird ein Kamm eingebaut, der bei großen Umfangsgeschwindigkeiten mit Wasserkühlung auszurüsten ist, die sich nach Fig. 40 bei Endlagern in sehr wirksamer Weise durch Wassereinführung in die durchbohrte Welle erzielen läßt. Sitzt das Kammlager im mittleren Teil der Welle, so werden die Lagerschalen gekühlt. Das Kühlwasser wird dem Turbinengehäuse unter Zwischenschaltung eines Siebes entnommen. Bei sehr großen Belastungen und Drehzahlen, wie sie z. B. bei Einradturbinen für große Gefälle und Leistungen vorkommen, verwendet man auch bei liegender Welle Segmentdrucklager. Wie bei stehender Welle werden heute auch bei wagerechter Anordnung vielfach Kugellager statt der Gleitlager benutzt.

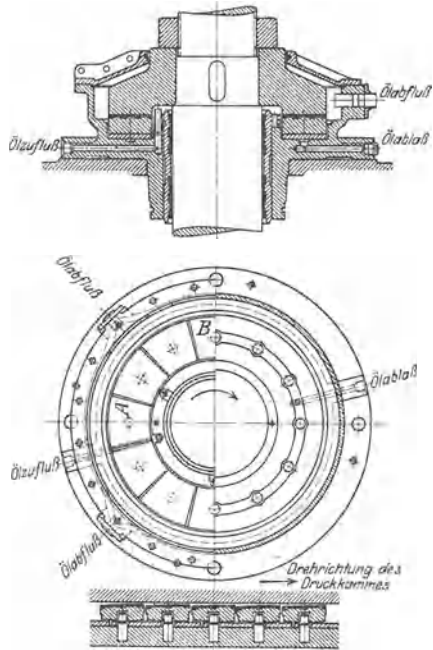


Fig. 39.

Die übrigen Trag- und Führungslager für Turbinen entsprechen den auch sonst im Maschinenbau üblichen Bauarten. Man verwendet Weißmetallausguß mit Ölschmierung, seltener Fettschmierung, und bei liegender Welle Ringschmierung. Bei allen Lagern ist darauf zu achten, daß auf beiden Lagerseiten der gleiche Druck herrscht, da sonst das Öl rasch herausgesaugt wird;

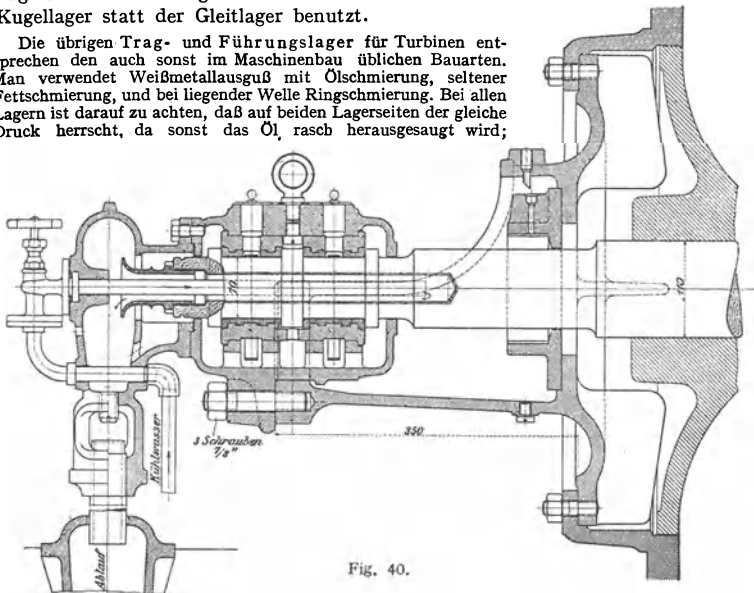


Fig. 40.

gegebenenfalls sind stopfbüchsenartige Dichtungen anzubringen. Der Lagerfuß wird bei waagrechter Welle nicht eben, sondern, da das Lager fast stets an einem Drehkörper befestigt werden muß, als Drehfläche ausgebildet (Drehlager).

Bei den Stopfbüchsen für Wasserturbinen muß stets dafür gesorgt werden, daß sie nur gegen den äußeren Luftdruck und niemals gegen Wasserdruck abzudichten haben. Da das Wasser nie ganz rein ist und besonders bei Hochwasser viel Schmutz mitführt, würde die Turbinenwelle rasch angefrassen, wenn Wasser in die Stopfbüchse gelangte. Die Stopfbüchsen selbst lassen sich verhältnismäßig kurz halten und werden in der gewöhnlichen Bauart als Flanschenstopfbüchse oder auch als Drehstopfbüchse ausgeführt, Fig. 23.

5. Verhalten der Francisturbinen im Betrieb.

Die Kurven des Wirkungsgrades bei wechselnder Füllung (Wassermenge) sind für verschiedene Laufradtypen in Fig. 8 aufgetragen und es ist dort auch für den Schnellläufer mit $n_s = 300$ die zu den einzelnen Füllungen gehörige Leitschaukelöffnung eingezeichnet. Diese Kurve zeigt, daß die Füllung sich nicht proportional mit der Leitradöffnung ändert, sondern besonders bei den größeren Füllungen langsamer zunimmt.

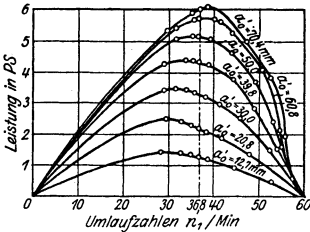


Fig. 41.

einen Langsamläufer zeigen. Die normale Umlaufzahl liegt in der Nähe der Parabelscheitel und die Leerlaufdrehzahl ist gewöhnlich das 1,6- bis 1,8fache der Normaldrehzahl.

Da, wenigstens bei den Niederdruckwerken, das Nutzgefälle für die Turbinen vielfach stark wechselt, ist für den Betrieb die Änderung der Leistung und des

Wirkungsgrades mit dem Gefälle bei gleichbleibender Drehzahl wichtig. Das

Diagramm Fig. 43 zeigt diese Änderung für einen Schnellläufer und volle Füllung. Die Wassermenge, welche die Turbine bei den verschiedenen Gefällen schluckt, und

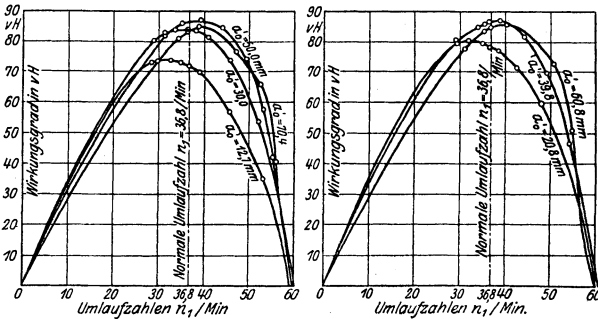


Fig. 42.

die Leistung sind in Teilen der Wassermenge bzw. der Leistung beim normalen Gefälle angegeben. Bei 0,38 des Normalgefalles ist die Leistung null, d. h. die Turbine läuft mit der normalen Drehzahl nur noch leer um.

6. Kaplan turbine¹⁾.

Bei Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit zur Erzielung einer großen Schnellläufigkeit werden die relativen Wassergeschwindigkeiten im Laufrad immer größer, und damit wachsen die Reibungsverluste, so daß der Wirkungsgrad sinkt. Dem

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1921: Oesterlen, Schnelllaufende Wasserturbinen, S. 409. — Thoma, Die neuere Entwicklung der Wasserturbinen, S. 679. — Reindl, Die Kaplan turbine in Ausführung und Verwendung, S. 1035. — Die Wasserkraft 1922: Reindl, Kontrollversuche an einer Kaplan turbine, S. 381. — Z. d. V. d. I. 1923, S. 444: Versuche an der Kaplan turbine.

kann entgegengewirkt werden durch Verringerung der vom durchfließenden Wasser benetzten Fläche, was eine kleine Zahl und eine möglichst geringe Länge der Laufradschaufeln bedingt. Diesen Weg hat als erster Prof. Kaplan erfolgreich beschritten, und die Laufräder der nach ihm benannten Turbinen werden heute mit nur zwei bis vier in der Fließrichtung des Wassers ganz kurzen Schaufeln ausgeführt. Da er außerdem, wieder zur Verminderung der Reibung, den Außenkranz ganz wegläßt und die Schaufeln radial stellt, sieht das Laufrad einem Propeller ähnlich. Die Leitvorrichtung ist, wie bei den Francisturbinen, mit Finnsche Drehschaufeln ausgerüstet, die bei voller Öffnung über den Laufradkranz nach innen hineinreichen.

Vergleicht man die Wirkungsgradkurven von Laufrädern verschiedener Schnellläufigkeit bei gleichbleibender Umlaufzahl und wechselnder Füllung, so zeigt sich, s. auch Fig. 8, daß die Kurven gegen die kleineren Füllungen hin mit zunehmender Schnellläufigkeit immer steiler werden, der Wirkungsgrad also immer rascher abnimmt. Dies traf auch bei der Kaplanturbine zu, solange sie feststehende Schaufeln im Laufrad und damit einen bei allen Füllungen gleichbleibenden Austrittsquerschnitt und unveränderliche Austrittswinkel hatte.

Dieser starke Wirkungsgradabfall ist nun bei den neuesten Kaplan-turbinen durch drehbare Laufradschaufeln vermieden, Fig. 44, die durch einen in der Laufradnabe untergebrachten Mechanismus entweder von Hand oder selbsttätig vom Regler, wie die Leitschaufeln, in Abhängigkeit von der Füllung, verstellt werden. Der Wirkungsgrad kann dadurch, wie Versuche bewiesen haben, zwischen ganzer und halber Füllung auf nahezu gleicher Höhe gehalten werden. Mit Kaplan-turbinen, die aber zur Zeit noch in der Entwicklung begriffen sind, werden spezifische Drehzahlen von $n_s = 600$ bis 900 bei Wirkungsgraden von 85 bis 82 vH erreicht.

Diese hohen spezifischen Drehzahlen lassen sich nur bei einer sehr guten Saugrohrwirkung erzielen, die große Austrittsverluste zuläßt und damit kleine Laufraddurchmesser ergibt. Die Austrittsverluste bei Kaplan-turbinen liegen über 25 vH und Kaplan hat für die wirksame Umsetzung von Geschwindigkeit in Druckenergie zum Teil ganz neue Formen für das Turbinensaugrohr geschaffen. Wie Fig. 45 zeigt, erhält der Saugkrümmer eine eckige Gestalt und an ihn schließt sich ein langes, sich allmählich erweiterndes rechteckiges Rohr an. Für Turbinen mit senkrechter Welle wird neuerdings bei ausreichendem Platz im Saugrohrraum

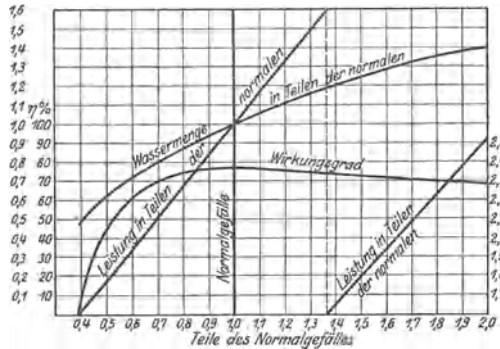


Fig. 43.

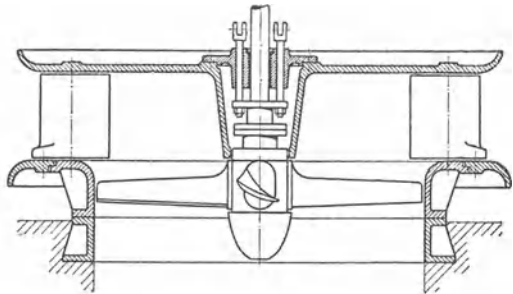


Fig. 44.

ein Saugrohr nach Fig. 46 verwendet, das unten in eine ebene Platte ausläuft und sehr nahe an die Sohle herangeführt wird. Der Hauptvorteil dieser Anordnung liegt in der vollen Symmetrie der Strömung und der erzwungenen Ablenkung am

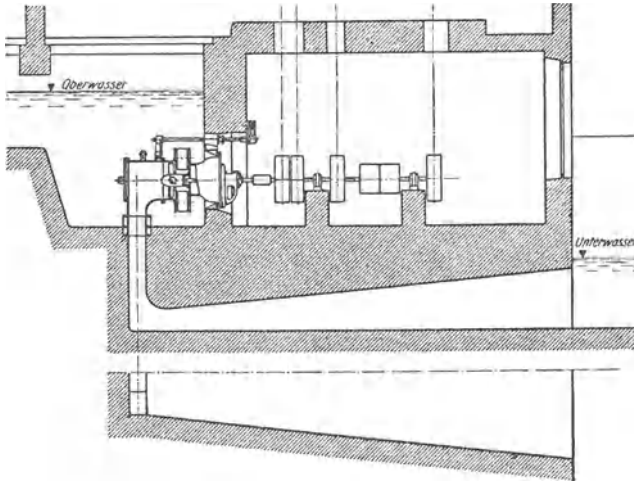


Fig. 45.

Saugrohrende, durch die eine Umsetzung von Geschwindigkeit in Druck auch bei schraubenförmigen Stromlinien im Saugrohr dadurch gesichert wird, daß sich infolge der unten radial verlaufenden Strömung sowohl die radiale als auch, nach dem Flächensatz, die tangentielle Komponente der Wassergeschwindigkeit und damit diese selbst stark verkleinern muß.

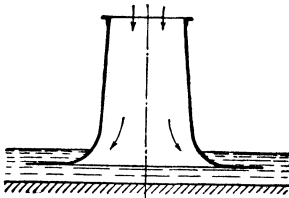


Fig. 46.

Bei dem erforderlichen hohen Gefällgewinn im Saugrohr stellt sich der Druck an dessen oberen Ende beim Laufradaustritt erheblich tiefer ein als der senkrechten Höhe des Laufradaustritts vom Unterwasserspiegel entspricht. Da dieser Druck dem absoluten Vakuum nicht nahe kommen darf, kann die Kaplanmaschine nicht sehr hoch über den Unterwasserspiegel gesetzt werden. Bei den wenigen Schaufeln im Laufrad wird der Arbeitsdruck auf eine Schaufel, besonders bei hohen Gefällen recht groß, und es besteht die Gefahr der Ablösung des Wassers auf der Schaufelrückseite unter Bildung eines mit Wasserdampf gefüllten Hohlraumes. Die Kaplanmaschine wird deshalb nur für niedere Gefälle verwendet werden können, findet aber darin schon ein recht ausgedehntes Anwendungsgebiet und kann gerade bei den kleinen Gefällen durch ihre hohe Umlaufzahl erhebliche Vorteile bieten.

Bei der Becherturbine sitzen an einer Nabenscheibe gleichmäßig auf den Umfang verteilt Schaufeln von der aus Fig. 47 ersichtlichen Form. Das aus einer oder zwei Düsen ausströmende Wasser trifft die Becher auf ihre Schneide, die alle in einer senkrecht zur Laufradwelle und durch die Mitten der Düsenöffnungen

B. Freistrahlturbinen.

1. Berechnung und Entwurf.

Bei der Becherturbine sitzen an einer Nabenscheibe gleichmäßig auf den Umfang verteilt Schaufeln von der aus Fig. 47 ersichtlichen Form. Das aus einer oder zwei Düsen ausströmende Wasser trifft die Becher auf ihre Schneide, die alle in einer senkrecht zur Laufradwelle und durch die Mitten der Düsenöffnungen

gehenden Ebene liegen, Fig. 48. Bei den älteren Freistrahlturbinen, den Schwamkrugturbinen und Tangentialrädern, strömt der Wasserstrahl der Laufradschaufel 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. 49. Im Gegensatz dazu trifft bei der Becherturbine der Wasserstrahl stets richtig auf die Eintrittsschneide auf, so daß ein ähnlicher Stoßverlust nicht eintritt.

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 $c_0 = 0,98 \sqrt{2gH_i}$. Mit dieser Geschwindigkeit c_0 strömt das Wasser der Schaufel zu, die sich in gleicher Richtung mit der Geschwindigkeit u weiterbewegt, Fig. 50. Beim Erreichen der Schneide hat das Wasser also die Relativgeschwindigkeit $w_1 = c_0 - u$ und wird dann um den Winkel $\frac{\varphi}{2}$ abgelenkt.

Da bei dieser Ablenkung trotz des endlichen Winkels $\frac{\varphi}{2}$ ein allmählicher Übergang vorhanden ist (man muß sich vor die Schneide noch einen mit ruhendem oder in sich kreisendem Wasser gefüllten Wasserkeil vorgesetzt denken), 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 $= w_1$, und 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 $w_1 = c_0 - u$ ($\beta_1 = 180^\circ$) und $w_2 \cos \beta_2$. Das Eintrittsdreieck schrumpft zu einer Geraden zusammen.

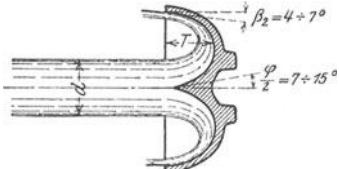
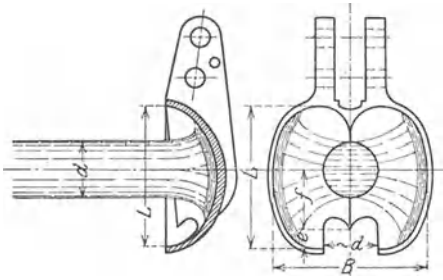


Fig. 47.

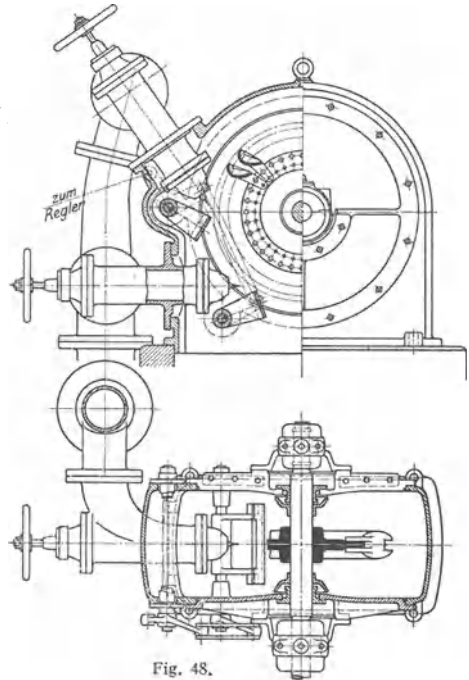


Fig. 48.

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 nach früherem zu:

$$A = \frac{Q\gamma}{g} (w_1 + w_2 \cos \beta_2) u .$$

Wenn $w_2 = w_1 = c_0 - u$ wäre, könnte die Gleichung auch geschrie-

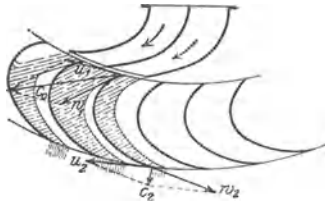


Fig. 49.

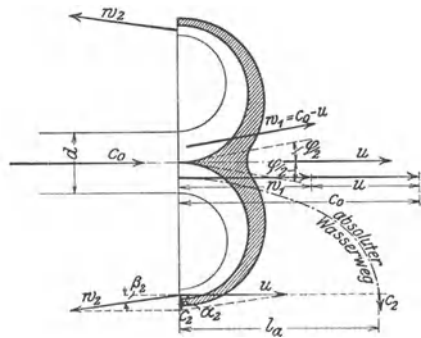


Fig. 50.

ben werden: $A = \frac{Q\gamma}{g} (c_0 - u) (1 + \cos \beta_2) \cdot u$, und die Leistung würde für dasjenige u einen Größtwert annehmen, das sich ergibt aus: $\frac{dA}{du} = c_0 - 2u = 0$ zu $u = \frac{c_0}{2}$.

Die relative Austrittsgeschwindigkeit wäre dann $w_2 = \frac{c_0}{2} = u$. 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 $\varrho_2 \frac{c_0^2}{2g}$ 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

$$u^2 = w_1^2 - \varrho_2 c_0^2 = (c_0 - u)^2 - \varrho_2 c_0^2$$

$$u^2 = c_0^2 - 2u c_0 + u^2 - \varrho_2 c_0^2$$

oder
$$u = \frac{c_0}{2} (1 - \varrho_2) .$$

Mit den obigen Worten für ϱ_2 wird $u = (0,485$ bis $0,45) c_0$. Dabei gelten die kleineren Werte von u für die größeren Wasserschluckler, 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:

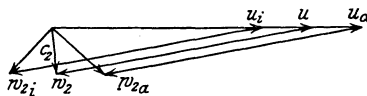


Fig. 51.

$$u = (0,485 \text{ bis } 0,42) c_0 \text{ und mit } c_0 = 0,98 \sqrt{2gH_i}$$

$u = (0,48 \text{ bis } 0,41) \sqrt{2gH_i}$. Im Mittel bei $n_s = \text{rd. } 12$ für einen Strahl kann $u = 0,44 \sqrt{2gH_i}$, 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. 51. Um die Austrittswinkel trotz der nach innen und außen abgelenkten Wasserfäden

möglichst gleich und klein zu halten, werden die Schaufelflächen heute nicht mehr zylindrisch ausgeführt, sondern wie dies die Fig. 47 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 ungefähr gleich dem 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 Berlin¹⁾ lassen sich die Hauptabmessungen der Becher in Abhängigkeit vom Strahldurchmesser d an Hand von Fig. 47 wie folgt angeben:

$$L = \approx 2,1 d, \quad B = \approx 2,5 d, \quad T = \approx 0,85 d$$

$$f = \approx 0,85 d \quad \text{und} \quad e = \approx 0,35 d,$$

e und f gelten für diejenige Stellung der Schaufel, in der der Strahl am weitesten innen auftrifft. Der halbe Schneidenwinkel ist zu $\frac{\varphi}{2} = 7$ bis 15° und der Austrittswinkel $\beta_2 = 4$ bis 7° 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 vorbeiziehen und nur beim vollen Strahl streifen.

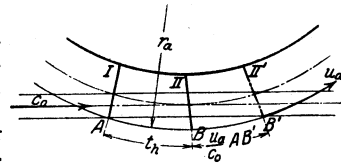


Fig. 52.

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. 52 die Schaufel I den ganzen Strahl ab, so muß der letzte Tropfen des äußersten Wasserfadens, der bei A noch an der Schaufel I vorbeizieht, 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 Eintrittsschnitten liegen, also in B' angekommen, so hat er zu dem Weg AB' die Zeit $\frac{AB'}{c_0}$ gebraucht. In der gleichen

Zeit ist die Schneidenspitze der vorangehenden Schaufel II auf dem Kreis mit r_a mit der Umfangsgeschwindigkeit u_a um $u_a \frac{AB'}{c_0}$ 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 $BB' = \frac{u_a}{c_0} \cdot AB'$ 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

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1913 und 1918: Versuche an Becherturbinen.

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.

Vom Wasserfaden EF , Fig. 53, trifft ein Wassertropfen die mit ω umlaufende Radscheibe auf dem Kreisumfang mit r_a in E . In gleichen Zeitabschnitten τ legt

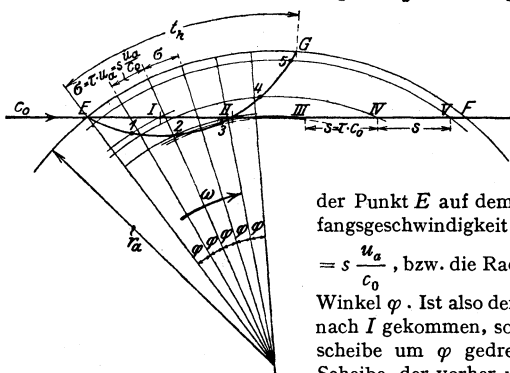


Fig. 53.

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 τ , 2τ , $3\tau \dots$ in die Punkte I , II , $III \dots$. In denselben Zeiten bewegt sich der Punkt E auf dem Kreis mit r_a und der Umfangsgeschwindigkeit u_a jeweils weiter um $\sigma = \tau u_a = s \frac{u_a}{c_0}$, 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 $E, 1, 2 \dots G$ 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.

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.

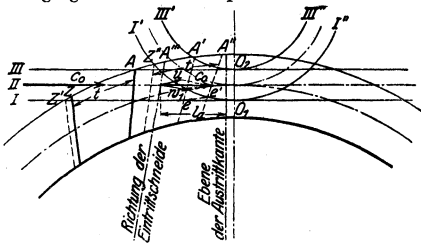


Fig. 54.

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 Eintrittsschnitte 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 t 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 letzten Mal vom vollen Wasserstrahl getroffen wird.

Es ist also $EG = t_h$.

In Fig. 54 sind die relativen Wege der äußersten Wasserfäden I und III gezeichnet, und zwar für die Wassertropfen O_1 und O_2 , 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 Eintrittsschnitte gezeichnet, deren Neigung gegenüber der Radialen zunächst angenommen werden muß. Steht eine Schaufel

Die Eintrittsschneide muß nun so gelegt werden, daß sie in der Stellung A''' , d. i. die Mitte zwischen A und A' , senkrecht zur relativen Richtung des Wasserstrahles 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_0 des mittleren absoluten Wasserweges im Becher hinter A''' . Dieser absolute Wasserweg wird im Hauptschnitt des Bechers für einen mittleren Wasserfaden bestimmt, Fig. 50.

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 heute selten mehr aus einem Stück, also Nabenscheibe und Schaufeln zusammen, gegossen, sondern die für sich hergestellten Becher werden an die Nabenscheibe angeschraubt. Das Material für

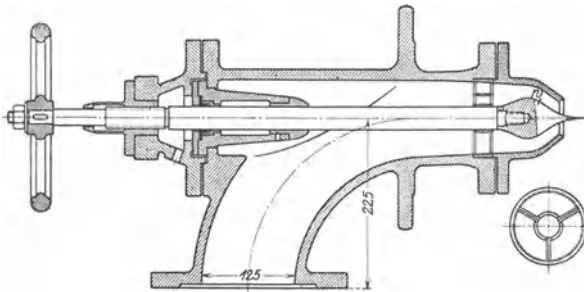


Fig. 55.

die Schaufeln ist Gußeisen, bei Gefällen über rd. 100 m Stahlguß oder bei kleinen Bechern auch Bronze. Die Schaufelinnenfläche muß durch Ausschleifen geglättet werden.

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. 55 heute ausschließlich als Nadeldüsen gebaut, die nur Drehearbeit 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 gesehene konkave Krümmung haben, um durch die Fliehkraft auf die Nadel gepreßt zu werden, dies bedingt, daß der Wendepunkt W im Profil der Nadel 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 $c_0 = 0,98 \sqrt{2gH_i}$ wird, womit sich der Strahldurchmesser für die Wassermenge Q_{1r} (für $H_i = 1$ m einschließlich Reserve) zu $d = 0,54 \sqrt{Q_{1r}}$ 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 $0,9) \sqrt{2gH_i}$. Bei der Bemessung des Austrittsquerschnitts ist noch zu beachten, daß er bei größter Öffnung durch die Nadel um 10 bis 16 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, $c_r = (0,12$ bis $0,14) \sqrt{2gH_i}$, 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 bestem Stahl, auch aus Nickelstahl, 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 speicherungs-fähigen Anlagen wird vielfach nur der Ablenker vom Regler bewegt und die Nadel von Hand verstellt, Fig. 48.

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.

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. 48. Die Lager sind normale Ringschmier-

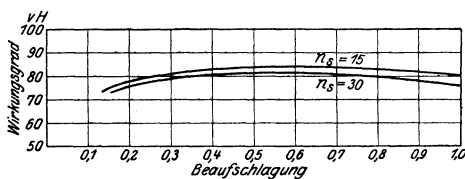


Fig. 56.

lager, von denen eines als Bundlager ausgebildet wird. Wo die Welle durch die Gehäusewandungen hindurchgeht, sind Wasserabspritzringe anzubringen. Die lichte Breite des Gehäuses soll $B = (7,5$ bis $10) d$ betragen.

Das Laufrad muß ganz 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 wagerechter Achse ist bei Becherturbinen die Regel und es kommen dabei einfache Turbinen, d. h. solche mit einem Laufrad und Zwillingturbinen, bei denen zwei Laufräder auf der Welle sitzen, vor. Jedes Laufrad kann durch eine oder zwei Düsen, sehr selten durch drei Düsen, beaufschlagt werden. 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 $n_s \leq 50$, während darüber die Francisturbine verwendet wird. Mit einer Düse läßt sich nach den Versuchen von

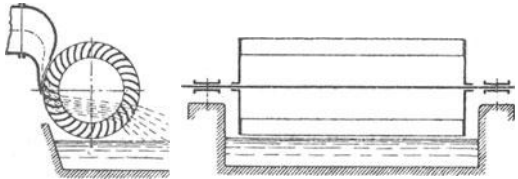


Fig. 57.

Reichel und Wagenbach noch bis $n_s = 35$ 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 $n_s = 35$ (wenn ein besserer Wirkungsgrad erlangt 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 zwei Düsen kommt man also äußerst auf $n_s = \sqrt{2} \cdot 35 = \text{rd. } 50$ für die ganze Turbine, so daß die Reihe nach

den Überdruckturbinen zu geschlossen ist und keine Verbundturbine oder ähnliche Bauarten notwendig werden. Will man für eine Becherturbine mit $n_s = 50$ einen höheren Wirkungsgrad, so wählt man eine Zwillingturbine mit je zwei, also zusammen vier Düsen und erhält dann für eine Düse

$$n_s = \frac{50}{\sqrt{4}} = 25.$$

In Fig. 56 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 $\frac{1}{4}$ Füllung noch gut.

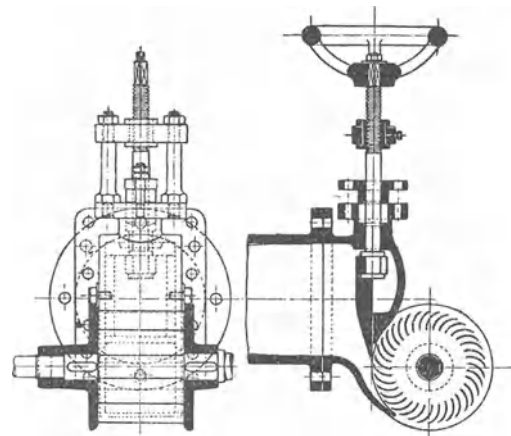


Fig. 58.

4. Bankiturbine¹⁾.

Die nach Prof. Banki benannte neue Freistrahlturbine arbeitet nach dem Grundgedanken, wie er aus dem Schema, Fig. 57, ersichtlich ist. Sie ist eine von außen beaufschlagte Radialturbine mit rein zylindrischen Schaufeln, bei der das Wasser nach Verlassen des Schaufelkranzes das Innere des Laufrades frei durchströmt, um dann nochmals den Schaufelkranz, und zwar nun von innen nach

¹⁾ Z. d. V. d. I. 1718, S. 514. — Zeitschr. f. Turbinenwesen 1918, S. 181.

außen zu durchfließen. Die gestrichelten Linien deuten den absoluten Weg des Wassers an, das seine Energie demnach in zwei Teilen an das Laufrad abgibt.

Die Bankiturbine hat den Vorteil, daß ihr Durchmesser und damit ihre Umlaufzahl in ziemlich weiten Grenzen unabhängig von der Wassermenge gewählt werden kann, der sie durch entsprechende axiale Breite angepaßt wird. Sie läßt sich mit verhältnismäßig kleinem Durchmesser und hoher Drehzahl bauen

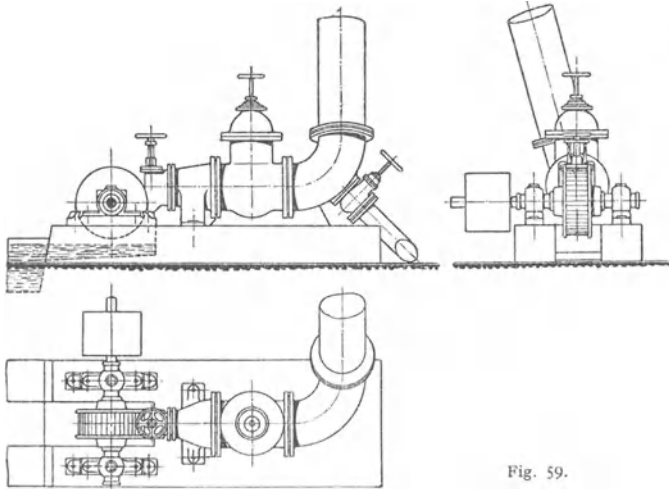


Fig. 59.

und wird deshalb für manche Verhältnisse billiger als eine Francis- oder Becherturbine.

Wie die älteren Freistrahlturbinen hat sie aber den auf S. 251 erwähnten Nachteil beim Laufradeintritt, und zwar kommt dieser für einen Teil des Wassers falsche Eintritt mit Stoß hier zweimal vor, da das Wasser dem Schaufelkranz ja zweimal zufließt. Um diesen Stoßverlust klein zu halten und auch zur Erzielung eines möglichst zusammenhängenden Strahles im Laufradinnern, muß die Schaufelzahl des Laufrades der Bankiturbine groß gewählt werden, was dann aber eine Erhöhung der Reibungsverluste mit sich bringt. Ihr Wirkungsgrad wird deshalb unter dem der Becherturbinen bleiben und auch den der Francisturbine bei Füllungen über $\frac{1}{2}$ nicht erreichen. Die Bankiturbine kann für mittlere Gefälle, bei denen der Verlust durch Freihängen nicht sehr ins Gewicht fällt, verwendet werden. Die Fig. 58 und 59 zeigen eine Ausführung für $H = 51$ m, $Q = 100$ l/sek und $n = 600$ Uml./min.

II. Die Zentrifugalpumpen.

Bearbeitet von H. Dubbel.

a) Hauptgleichung. Bedeutung der Schaufelwinkel¹⁾.

Während bei der Arbeit leistenden Turbine Gefälle in Geschwindigkeit umgewandelt wird, ist bei der Arbeit verzehrenden Zentrifugalpumpe Geschwindigkeit in Druck umzusetzen. Die Flüssigkeit tritt am inneren Umfang ein, am äußeren Umfang aus.

¹⁾ Winkel δ in den Figuren entspricht dem im Text mit α bezeichneten Winkel.

Es wird:

$$\eta_h \cdot H_n = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}.$$

Der Ausdruck $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g}$ wird als Spaltdruck oder „statische“ Druckhöhe im Gegensatz zur „dynamischen“ Druckhöhe $\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}$ bezeichnet.

Mit dem die Verluste berücksichtigenden Faktor η_h ist die geforderte, nutzbare Druckhöhe H_n zu multiplizieren. $\frac{1}{\eta_h} = \varepsilon =$ hydraulischer Nutzeffekt. $\eta =$ Gesamtwirkungsgrad. Durch Einsetzung der aus den Geschwindigkeitsdiagrammen nach dem Kosinussatz sich ergebenden Werte für w_1^2 und w_2^2 folgt:

$$\eta_h \cdot g \cdot H_n = c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 - c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1.$$

Ist $u_1 \perp c_1$, also $\alpha_1 = 90^\circ$, so wird: $\eta_h \cdot g H_n = c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2$.

(Vgl. die Ableitungen auf S. 217.)

In Fig. 1 sind für die Annahmen, daß c_1 radial gerichtet ist ($\alpha_1 = 90^\circ$) und die Radialkomponente c_{2r} der absoluten Austrittsgeschwindigkeit gleich c_1 ist, verschiedene Schaufelformen wiedergegeben.

Form AB stellt die sog. „neutrale Schaufel“ dar, deren Ermittlung Fig. 2 zeigt. $AC =$ absoluter Weg des Wassers. Infolge konstanter Durchflußquerschnitte ist $c_1 = c_2 = c_r =$ konst. In der Zeit t wird Weg $AC = c_1 \cdot t$ und $CB = u_2 \cdot t$ zurückgelegt, dadurch Bestimmung des Winkels φ . In den Punkten 1, 2 und 3 wird das

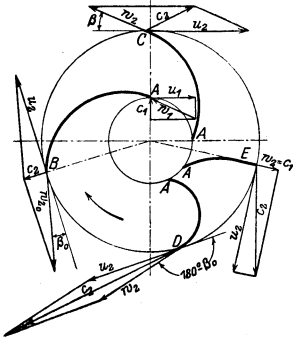


Fig. 1.

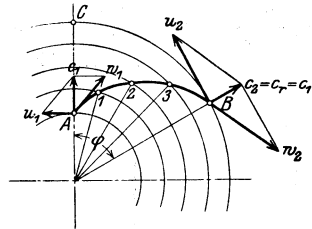


Fig. 2.

dort bekannte u'_1 , u'_2 und c_r angetragen, wodurch mit w die Schaufelform bestimmt wird. c_2 ist radial gerichtet, $\alpha_2 = 90^\circ$. Folglich:

$$\eta_h \cdot g \cdot H_n = c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 = 0.$$

Die Beschleunigung durch die Umdrehung des Rades dient ausschließlich zur Erhöhung der Relativgeschwindigkeit. Es ist $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2} = \frac{w_2^2 - w_1^2}{2}$. Das Wasser verläßt das Rad mit der gleichen absoluten Geschwindigkeit, mit der es eingetreten ist.

Schaufel AC ist um einen Winkel β gegen den Radumfang geneigt, und es ist w_1 auf w_2 vergrößert worden. Da aber, wie die neutrale Schaufelform zeigt, eine Steigerung der Relativgeschwindigkeit auf w_{20} möglich ist, so muß die

hydraulische Pressung um $h = \frac{w_{20}^2 - w_2^2}{2g}$ zugenommen haben.

Wie diese Gleichung zeigt, muß die hydraulische Pressung mit abnehmender Relativgeschwindigkeit w_2 wachsen. w_2 ist am kleinsten bei der radial endigenden

Schaufel. Wird die Schaufel mehr nach vorn gekrümmt, so wird w_2 größer, H wächst, die Druckzunahme ist in der Hauptsache dynamischer Art.

Schaufel AE endet radial (Ritinger-Schaufel). Es ist $c_2 \cdot \cos \alpha_2 = u_2$, sonach $\eta_h \cdot H_n = \frac{u_2^2}{g}$. Zuwachs an Geschwindigkeitshöhe:

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g}; \text{ da } c_1 = w_2, \text{ so wird: } \frac{c_2^2 - w_2^2}{2g} = \frac{u_2^2}{2g} = \frac{\eta_h \cdot H_n}{2}.$$

Die Druckhöhe wird bei der radialen Schaufel zur Hälfte statisch, zur Hälfte dynamisch erzeugt.

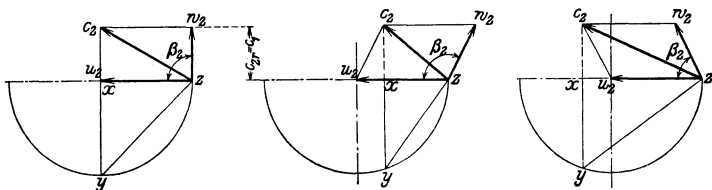


Fig. 3—5.

Schaufel AD ist unter gleichem Winkel β_0 nach vorwärts gekrümmt, wie die neutrale Form AB rückwärts. Es wird:

$\eta_h \cdot g \cdot H_n = u_2 \cdot c_2 \cos \alpha_2$. Nun ist $c_2 \cdot \cos \alpha_2 = 2u_2$, sonach $\eta_h \cdot g \cdot H_n = 2u_2^2$. Nach Fig. 1 ist

$$\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \frac{c_2^2 \cdot \cos^2 \alpha_2}{2g} = \frac{(2u_2)^2}{2g} = \eta_h \cdot H_n.$$

Die ganze Drucksteigerung ist dynamischer Art. Bei Schaufel AD tritt das Wasser ohne jeglichen Überdruck aus dem Rad aus.

Eine übersichtliche Darstellung des Einflusses von Winkel β_2 auf die statische und dynamische Druckerhöhung geben die Fig. 3—5 nach Prof. Grassmann.

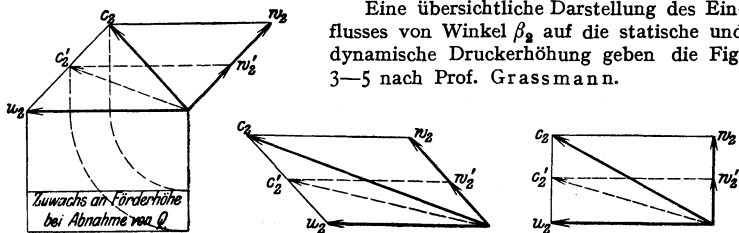


Fig. 6—8.

$$\begin{aligned} \bar{x} \bar{y}^2 &= (2u_2 - c_2 \cdot \cos \alpha_2) \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 = 2u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 - c_2^2 \cdot \cos^2 \alpha_2. \\ \frac{\bar{x} \bar{y}^2}{2g} &= \frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} - \frac{c_2^2 \cdot \cos^2 \alpha_2}{2g}. \end{aligned}$$

Nun ist:

$$\frac{u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2}{g} = \eta_h \cdot H_n = \text{Gesamthöhe.}$$

$$\frac{c_2^2 \cdot \cos^2 \alpha_2}{2g} = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} = \text{dynamische Druckhöhe.}$$

Statische Druckhöhe = Gesamthöhe — dynamische Druckhöhe

$$\frac{\bar{z} \bar{y}^2}{2g} = \frac{\bar{x} \bar{y}^2}{2g} + \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} \right).$$

Gesamthöhe = statische Druckhöhe + dynamische Druckhöhe.

Es stellen also dar: zy die der Gesamthöhe, xy die der statischen, xz der dynamischen Druckhöhe entsprechende Geschwindigkeit.

Die Diagramme zeigen die Verteilung der Druckhöhen für verschiedene Winkel β_2 . Bei gleichbleibender Umfangsgeschwindigkeit u_2 ergibt sich die größte Förderhöhe bei der vorwärts gekrümmten Schaufel nach Fig. 5. Die Zunahme der Druckhöhe ist wesentlich dynamisch, und diese dynamische Druckhöhe ist im Leitrad in statische umzusetzen, wobei jedoch beträchtliche Verluste durch Stoßwirkung, Wirbelbildung usw. entstehen. Meist gelangen deshalb rückwärts gekrümmte Schaufeln zur Anwendung, bei denen der statische Anteil bedeutender ist; für gleiche Förderhöhen werden jedoch gegenüber der vorwärts gekrümmten Form größere Umfangsgeschwindigkeiten erforderlich.

Die Fig. 6—8 zeigen den Einfluß der Schaufelform auf die Förderhöhe, wenn bei konstanter Umlaufzahl die Fördermenge geändert wird. Bei der rückwärts gekrümmten Schaufel nehmen mit Abnahme von Q und w_2 der Faktor $c_2 \cdot \cos \alpha_2$ und dementsprechend die Förderhöhe $u_2 \cdot c_2 \cos \alpha_2 = \eta_h \cdot g \cdot H_n$ zu, umgekehrt bei der vorwärts gekrümmten Schaufel, während bei der radial endigenden Schaufel H konstant bleibt. Die theoretische Charakteristik gibt Fig. 9 — das sog. Q/H -Diagramm — wieder. Diese Q/H -Kurven werden erheblich beeinflußt durch die in den Schaufelräumen auftretenden und mit dem Quadrat der Geschwindigkeit bzw. von Q wachsenden Reibungswiderständen. Die an ausgeführten Pumpen zur Ermittlung der Charakteristik anzustellenden Versuche ergeben dementsprechend einen parabelförmigen Verlauf dieser Kurven. Der hierbei gemessene Wirkungsgrad wird ebenfalls in Abhängigkeit von Q eingetragen.

Für $Q = 0$ ($w_1 = 0 = w_2$) folgt aus der Hauptgleichung:

$$\eta H_n = \frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{g}. \quad \text{Zur Wirkung gelangt allein der sta-}$$

tische Druck $\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$. Dieser wird in Wirklichkeit annähernd $\frac{u_2^2}{2g}$ betragen, wobei angenommen ist, daß das Wasser in der geschlossenen Pumpe auch im innersten Teile rotiert, so daß $u_1 = 0$.

b) Geschwindigkeitsdiagramme.

1. Annahme: $\alpha_1 = 90^\circ$, c_1 radial gerichtet. Mit Rücksicht auf den Spaltverlust ist die Wassermenge Q zu vergrößern auf $(1 + \alpha) \cdot Q = Q'$, $\alpha \approx 0,05$, Wassergeschwindigkeit im Saugrohr $c_s = 2$ bis 2,5 m/sek. Es muß sein:

$$A = h_s + \frac{c_s^2}{2g} + h_1 + R_s,$$

worin $A = 10,333 m = at$ Druck in Wassersäule, $R_s =$ Reibung in Fußventil und Leitung, $h_s =$ Saughöhe, $h_1 =$ Druck beim Eintritt in das Laufrad.

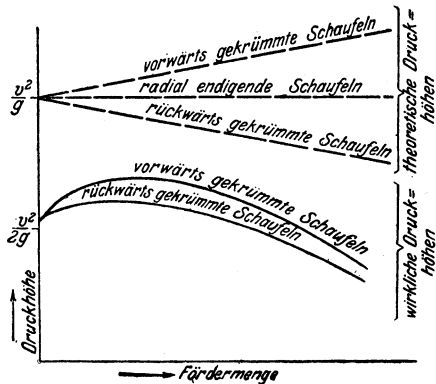


Fig. 9.

Ist $D_s =$ Saugrohrdurchmesser, $d_n =$ Laufradnabdurchmesser, so hat die freie Fläche vor dem Laufradeintritt die Größe:

$$F_s = (D_s^2 - d_n^2) \cdot \frac{\pi}{4},$$

somit Geschwindigkeit in dieser Fläche:

$$c_s = \frac{Q'}{F_s}.$$

Beim Eintritt in die Schaufeln wird diese Geschwindigkeit infolge der Verengung des Querschnittes plötzlich erhöht auf $c_1 = c_s \cdot \frac{a_1 + s_1}{a_1}$.

(Um diesen Übergang möglichst verlustlos zu gestalten, werden die Schaufeln vorn auf einer Länge gleich der doppelten Schaufelstärke zugespitzt.)

Die letzte Gleichung kann auch in der Form $\frac{c_1}{c_s} = \frac{a_1 + s_1}{a_1}$ geschrieben werden, woraus sich die in Fig. 10 dargestellte zeichnerische Ermittlung von c_1 und $a_1 + s_1$ ergibt.

Das rechtwinklige Dreieck abc hat die Seiten $ab = u_1 = u_2 \cdot \frac{D_1}{D_2}$, $bc = c_s$. $cd =$ angenommener Schaufelstärke s_1 . Durch d wird Parallele zu ac gezogen.

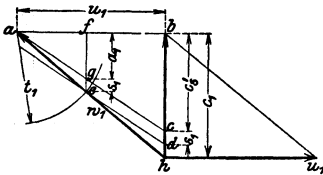


Fig. 10.

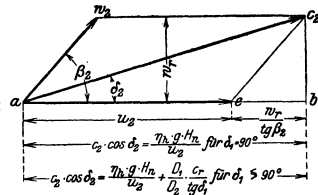


Fig. 11.

Ein um a mit t_1 gezogener Kreis trifft diese Parallele in e . Die Senkrechte von e auf ab trifft ab in f und ac in g . Die Verlängerung von ae schneidet die Verlängerung von bc in h . Dann ist: $gf = a_1$ und $ge = s_1$, $bh = c_1$. Denn es ist

$$\sin \beta_1 = \frac{a_1 + s_1}{t_1} \quad \text{und} \quad \frac{c_1}{c_s} = \frac{a_1 + s_1}{a_1}.$$

Unbekannt sind jedoch noch u_2 und t_1 .

Gewählt werden vor Aufzeichnung der Diagramme: D_1 und D_2 ($D_2 = 2$ bis $2,5 D_1$), $\beta_2 = 125$ bis 160° (rückwärts gekrümmte Schaufeln), Schaufelzahl z , Schaufelstärke s_1 . Daraus folgt:

$$t_1 = \frac{D_1 \cdot \pi}{z}, \quad t_2 = \frac{D_2 \cdot \pi}{z}, \quad \sin \beta_2 = \frac{a_2 + s_2}{t_2},$$

woraus a_2 bestimmt wird. Nach Wahl der Austrittsbreite b_2 berechnet sich die Radialkomponente der Austrittsgeschwindigkeit:

$$w_r = \frac{Q'}{F_2}; \quad F_2 = D_2 \pi \cdot b_2 \cdot \frac{a_2}{a_2 + s_2}.$$

Nach der Hauptgleichung ist für $\alpha_1 = 90^\circ$:

$$\cos \alpha_2 = \frac{\eta_h \cdot g \cdot H_n}{u_2 \cdot c_2} = \frac{a b}{c_2},$$

Fig. 11.

Sonach

$$\frac{\eta_h \cdot g \cdot H_n}{u_2} = a b.$$

$$u_2 = -\frac{w_r}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left(\frac{w_r}{2 \operatorname{tg} \beta_2}\right)^2 + \eta_h \cdot g \cdot H_n}.$$

Mit u_2 , β_2 und w_r kann das Austrittsparallelogramm aufgezeichnet werden.
2. Annahme: $\alpha_1 < 90^\circ$. Die Hochdruckzentrifugalpumpen werden vielfach mit $\alpha_1 < 90^\circ$ ausgeführt. Da die Schaufelreibungsverluste mit dem Quadrat der Relativgeschwindigkeit zunehmen, so ist man bestrebt, Schaufelweite a_1 zu vergrößern, um w_1 klein zu halten. Andererseits treten jedoch am Eintritt Verluste dadurch auf, daß das Wasser nicht mehr radial einströmt. Bezüglich der ersteren Verluste ergibt sich ein Mindestwert, wenn $w_1 = c_1$, also $\beta_1 = \alpha_1$ ist.

Im Austrittsparallelogramm ist:

$$ab = c_2 \cdot \cos \alpha_2 = u_2 + \frac{w_r}{\operatorname{tg} \beta_2},$$

im Eintrittsparallelogramm:

$$c_1 \cdot \cos \alpha_1 = \frac{c_r}{\operatorname{tg} \delta_1}.$$

Fig. 11 und 15.

Werden diese Werte in die Hauptgleichung:

$$u_2 c_2 \cdot \cos \alpha_2 - u_1 c_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H_n$$

eingesetzt, so folgt:

$$u_2 = \frac{D_1}{D_2} \cdot \frac{c_r}{2 \operatorname{tg} \alpha_1} - \frac{w_r}{2 \operatorname{tg} \beta_2} + \sqrt{\left[\frac{D_1}{D_2} \cdot \frac{c_r}{2 \operatorname{tg} \alpha_1} - \frac{w_r}{2 \operatorname{tg} \beta_2} \right]^2 + \eta_h \cdot g H_n}.$$

Für $\beta_1 = \alpha_1$ folgt:

$$u_2 = - \frac{w_r}{2 \operatorname{tg} \beta_2 \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]} + \sqrt{\left[\frac{w_r}{2 \operatorname{tg} \beta_2 \left[1 - \frac{1}{2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]} \right]^2 + \frac{\eta_h \cdot g H_n}{1 - \frac{1}{2} \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2}}.$$

Nach Wahl von D_1 , D_2 , β_2 und b_2 kann mit dem sich ergebenden w_r die Umfangsgeschwindigkeit u_2 berechnet und mit u_2 , β_2 und w_r das Austrittsparallelogramm aufgezeichnet werden.

Mit der radialen Eintrittsgeschwindigkeit

$$c_r' = \frac{Q'}{F'}, \quad t_1 = \frac{D_1 \pi}{z} \quad \text{und} \quad u_1 = u_2 \cdot \frac{D_1}{D_2}$$

ist nach Fig. 16 das Eintrittsparallelogramm bestimmt.

Die Konstruktion ist grundsätzlich gleicher Art wie in Fig. 10.

Nach Fig. 12 ist festzustellen, ob die gewählten Verhältnisse der Hauptgleichung g entsprechen. (In Fig. 12 verhält sich: $g : u_2 = c_2 \cdot \cos \alpha_2 : h_2$; $g : u_1 = c_1 \cdot \cos \alpha_1 : h_1$.)

$h_2 - h_1$ gibt sonach die Förderhöhe an.)

c) Schaufelform.

Bei dieser ist darauf zu achten, daß sich die Relativgeschwindigkeit w_1 stetig auf w_2 ändert. Der „mittlere Wasserfaden“ kann als geometrischer Ort der Mittelpunkte der die Schaufelkurven tangierenden Kreise bestimmt werden. Die Durchtrittsflächen liegen senkrecht zu diesen Wasserfäden, und

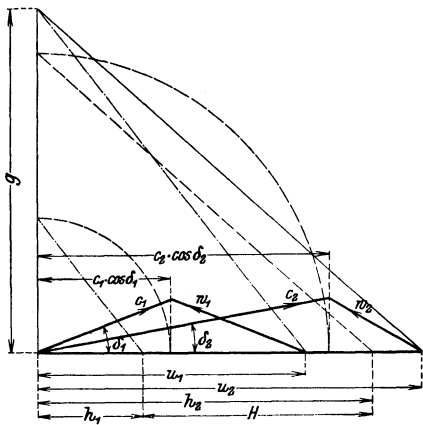


Fig. 12.

bei ihrer Ermittlung ist zu beachten, daß im Axialschnitt die Endpunkte der Durchschnittslinien (als Projektionen der Durchtrittsflächen) infolge des Schaufelprofils auf verschiedenen Höhen liegen, so daß sich trapezförmige Querschnitte ergeben.

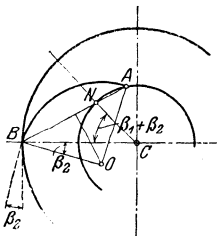


Fig. 13.

Einfache, aber schlechte Schaufelform nach Fig. 13. An den beliebigen Radius BC wird in B Winkel β_2 , in C Winkel $\beta_1 + \beta_2$ angetragen, dessen Schenkel den inneren Radkreis in N schneidet. Die Verlängerung von BN schneidet in A ein. Eine in der Mitte von AB errichtete Senkrechte schneidet den Schenkel des Winkels β_2 im Mittelpunkt O der Schaufelkurve. Fr. Neumann¹⁾ schlägt vor, Anfang und Ende der Schaufeln zur Vermeidung der Verengung des Wasserstrahles in Evolventen zu krümmen, Fig. 14.

Grundkreisdurchmesser der Evolventen für Ein- und Austritt: $d_1 = \frac{z(a_1 + s_1)}{\pi}$ und $d_2 = \frac{z(a_2 + s_2)}{\pi}$. Die Umfangsgeschwindigkeiten u beziehen sich ebenso wie die Werte von t und a auf die durch die Mitten der Lichtweiten gehenden Kreise D_1 und D_2 , die für die Umlaufzahl bestimmend sind.

$$D_2 = \sqrt{D_2'^2 + a_2^2 + 2a_2 \cdot D_2' \cdot \cos \beta_2'}$$

$$\left(da \text{ im Dreieck } \frac{D_2^2}{4} = \frac{D_2'^2}{4} + \frac{a_2^2}{4} - \frac{2 a_2 D_2' \cos(180 - \beta_2')}{4} \right).$$

$$\sin \beta_1 = \frac{d_1}{D_1}.$$

Beim Austritt aus dem Laufrad wird infolge der Querschnittserweiterung die unter dem Winkel α_2 gegen den Umfang gerichtete absolute Austrittsgeschwindigkeit c_2 den kleineren Wert c_2' annehmen.

$$c_2' = c_2 \cdot \frac{a_2}{a_2 + s_2}$$

Nach Wahl der Austrittsbreite b_2 am Laufrad

$$\text{folgt: } a_1 + s_1 = \frac{Q'}{c_2' \cdot b_2 \cdot z_1}.$$

Hieraus Grundkreisdurchmesser der Evolvente:

$$d_1 = \frac{z_1(a_1 + s_1)}{\pi}.$$

Nach Eintritt in das Leitrad wird:

$$c_1' = c_2' \cdot \frac{a_1 + s_1}{a_1}.$$

$$c_1 = (1 - \alpha) c_1' \text{ (s. S. 266).}$$

$$\text{Meist } z_1 = z - 1.$$

Vom Ende der Evolvente ab ist allmählich durch Vergrößerung der Querschnitte auf die im Spiralgehäuse herrschende Wassergeschwindigkeit herabzugehen.

Fig. 15 zeigt das Leitrad, Berechnung s. S. 266.

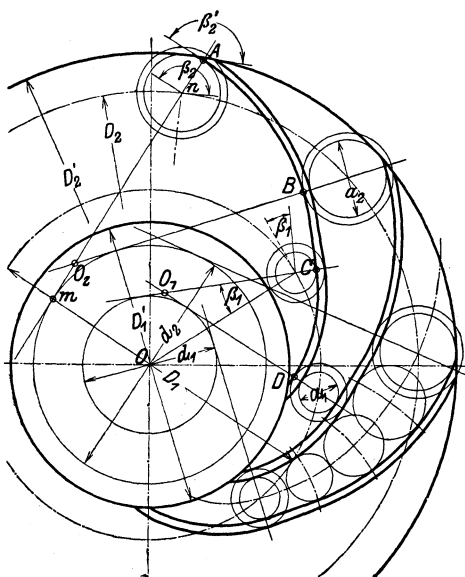


Fig. 14.

¹⁾ Neumann, Die Zentrifugalpumpen. 3. Aufl. Berlin 1912. Julius Springer.

Beispiel: Es ist eine Zentrifugalpumpe für $H_n = 14$ m, $Q = 3$ m³/min zu berechnen.

Gewählt: $\frac{1}{\eta_h} = \varepsilon = 0,75$, Spaltwassermenge = $0,05 Q$, Saugrohrdurchm. $D_s = 0,195$ m, Nabendurchm. $d_n = 0,095$ m, Laufraddurchm. $D_2' = 0,35$ m, $\beta_2' = 155^\circ$. Schaufelzahl $z = 10$. Schaufelstärke $s_1 = s_2 = 5$ mm.

$$H = \eta_h \cdot H_n = \frac{14}{0,75} = 18,7 \text{ m.}$$

$$Q' = \frac{3000 \cdot 1,05}{60} = 52,5 \text{ l/sek.}$$

$$F_s = (D_s^2 - d_n^2) \frac{\pi}{4} = (0,195^2 - 0,095^2) \cdot \frac{\pi}{4} = 0,0228 \text{ m}^2.$$

$$c_s = \frac{Q'}{F_s} = \frac{0,0525}{0,0228} = 2,3 \text{ m/sek.}$$

Grundkreis für die äußeren Evolventen:

$$d_2 = D_2 \cdot \sin \beta_2 = D_2' \cdot \sin \beta_2' = 0,35 \cdot \sin 155^\circ = 0,148 \text{ m.}$$

$$a_2 + s_2 = \frac{d_2 \pi}{z} = \frac{0,148 \cdot 3,14}{10} = 46,5 \text{ mm.}$$

$$a_2 = 46,5 - 5 = 41,5 \text{ mm.}$$

$$D_2 = \sqrt{D_2'^2 + a_2^2 + 2a_2 D_2' \cdot \cos \beta_2'} = \sqrt{350^2 + 41,5^2 + 2 \cdot 41,5 \cdot 350 \cdot \cos 155^\circ} = 313,2 \text{ mm.}$$

Zur Berechnung von u_2 fehlen noch: D_1 , β_2 und w_{2r} .

Es wird gewählt: $D_1 = 215$ mm, Laufradhöhe $b_2 = 0,020$ m.

$$F_2 = D_2 \pi \cdot b_2 \cdot \frac{a_2}{a_2 + s_2} = 0,313 \cdot \pi \cdot 0,02 \cdot \frac{41,5}{46,5} = 0,0175 \text{ m}^2.$$

$$w_{2r} = \frac{Q'}{F_2} = \frac{0,0525}{0,0175} = 3 \text{ m/sek.}$$

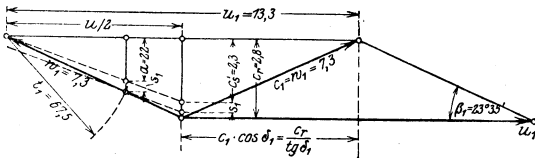


Fig. 16.

Mit $t_2 = \frac{D_2 \pi}{z} = \frac{313 \cdot \pi}{10} = 98,4$ mm findet sich:

$$\sin \beta_2 = \frac{a_2 + s_2}{t_2} = \frac{46,5}{98,4}$$

$$\beta_2 = 151^\circ 50'.$$

Mit $1 - \frac{1}{2} \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 = 1 - \frac{1}{2} \left(\frac{215}{313}\right)^2 = 0,764$ läßt sich u_2 berechnen.

$$u_2 = \frac{3,0}{(2 \cdot 0,54) \cdot 0,764} + \sqrt{\left[\frac{3}{(2 \cdot 0,54) \cdot 0,764}\right]^2 + \frac{9,8 \cdot 14}{0,75 \cdot 0,764}} = 19,3 \text{ m/sek.}$$

$$u_1 = u_2 \cdot \frac{D_1}{D_2} = 19,3 \cdot \frac{215}{313} = 13,29 \text{ m/sek.}$$

$$n = \frac{60 \cdot u_2}{D_2 \pi} = \frac{60 \cdot 19,3}{0,313 \cdot \pi} \approx 1180.$$

$$t_1 = \frac{D_1 \pi}{z} = \frac{215 \cdot \pi}{10} = 67,5 \text{ mm.}$$

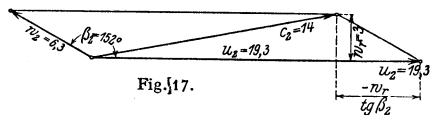


Fig. 17.

Mit u_1, t_1, c_s, s_1 und $c_1 = w_1$ kann das Eintrittsparallelogramm nach Fig. 16 (vgl. Fig. 10 S. 262) aufgezeichnet werden.

Das Austrittsparallelogramm ist durch β_2, w_r und u_2 gegeben, Fig. 17.

Grundkreis für die inneren Evolventen: $d_1 = \frac{z(a_1 + s_1)}{\pi} = \frac{10(22 + 5)}{\pi} = 86 \text{ mm.}$

Das Laufrad wird in der Weise entworfen, daß nach Aufzeichnung der Kreise D_1, D_2, d_1 und d_2 der Teilung entsprechend gelegte Kreise mit den Durchmessern $(a_1 + s_1)$ bzw. $(a_2 + s_2)$ eingezeichnet werden, an welche die Evolventen tangieren. (Man zeichnet die inneren Evol-

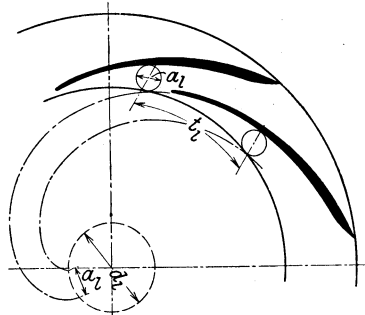


Fig. 15.

venten auf Pauspapier auf und dreht dieses um den Wellenmittelpunkt, bis sich eine günstige Verbindung dieser inneren Evolventen mit den schon festgelegten äußeren Evolventen ergibt.)

$$\text{Schaufelbreite am Eintritt: } b_1 = \frac{Q'}{a_1 \cdot w_1 \cdot z} = \frac{0,0525}{0,022 \cdot 7,3 \cdot 10} = 32,8 \text{ mm.}$$

Leitrad.

Die Leitschaufeln sind am Eintritt ebenfalls nach Evolventen zu krümmen. Schaufelzahl $z_1 = 9$ gewählt, ebenso Eintrittsbreite $b_2 = 20$ mm.

Grundkreisdurchmesser: $d_i = \frac{z_1 \cdot (a_1 + s_1)}{\pi}$

$$a_1 + s_1 = \frac{Q'}{c_2' \cdot b_2 \cdot z_1}$$

$$c_2' = c_2 \cdot \frac{a_2}{a_2 + s_2} = 14 \cdot \frac{41,5}{41,5 + 5} = 12,5 \text{ m/sek.}$$

Daraus folgt: $a_1 + s_1 = 23,4$ mm, $d_i = 67$ mm.

Mit $s_1 = s_1$ wird $a_1 = 18,4$.

Eintrittsgeschwindigkeit des Wassers in das Leitrad:

$$c_1' = c_2' \cdot \frac{a_1 + s_1}{a_1} = 12,5 \cdot \frac{23,4}{18,4} = 15,9 \text{ m/sek.}$$

Unter Berücksichtigung des Spaltverlustes wird $c_1 = (1 - 0,05) \cdot c_1' \approx 15$ m/sek.

Austrittsgeschwindigkeit aus dem Leitrad $c_a = 4$ m/sek. gewählt.

$$a_1' = a_1 \cdot \frac{c_1}{c_a} = 18,4 \cdot \frac{15}{4} = 69 \text{ mm.}$$

Die der Evolvente folgende Begrenzung der Schaufel ist so einzurichten, daß die Geschwindigkeit stetig bis auf 4 m/sek abnimmt.

d) Spaltdruck und Axialschub.

Da zwischen Lauf- und Leitrad ein Spielraum, der „Spalt“ vorhanden sein muß, so wird sich in den Räumen vor und hinter Laufrad der „Spaltdruck“

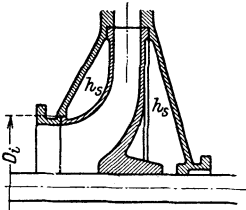


Fig. 18.

$$h_s = \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g}$$

einstellen, so daß infolge der verschiedenen Größe der durch diesen Druck belasteten Flächen ein Axialschub entsteht von der Größe $(D_i^2 - d^2) \cdot \frac{\pi}{4} \cdot h_s$.

(Von dem Einfluß des sog. Rotationsparaboloids ist hierbei abgesehen.) Fig. 18. Der Axialschub wird durch w_1 und w_2 stark beeinflusst. Bleiben die Schaufelquerschnitte konstant, so ist $w_1 = w_2$,

$$\frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = 0. \text{ Ist } w_2 > w_1, \text{ ein Fall, der bei stark vorwärts gekrümmten Schaufeln vorliegt (vgl. Fig. 1), so wird der Ausdruck } \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \text{ negativ und unter Umständen } h_s = 0.$$

Die zum Ausgleich des Axialschubs dienenden Mittel sind auf S. 276 behandelt.

e) Regelung der geförderten Wassermengen. Verhalten im Betrieb. Q/H-Diagramm.

Regelung durch Änderung der Umlaufzahl ist wegen der starken Änderung der Förderhöhe nur in besonderen Fällen zulässig. Die geförderten Wassermengen wachsen annähernd im einfachen Verhältnis der Umlaufzahlen, die Förderhöhen hingegen im Quadrat der Umlaufzahlen, die Leistungen sonach in der dritten Potenz.

Gebräuchlich ist deshalb Abdrosselung des Druckes. Wird in das Q/H-Diagramm außer der erzeugten Druckhöhe die zu überwindende Druckhöhe eingetragen, so

ergibt der Schnittpunkt beider Kurven den „Arbeitspunkt“ der Pumpe. Damit die Pumpe selbsttätig bei gefüllter Rohrleitung sofort nach Öffnen des Schiebers und ohne Erhöhung der Umlaufzahl anspringen kann, soll der bei geschlossenem Schieber erzeugte Leerlaufdruck größer als das Gewicht der Druckwassersäule sein.

Fig. 19 behandelt Betriebsverhältnisse, bei denen — wie bei Abdrosselung oder großen Reibungswiderständen langer Rohrleitungen — die gesamte manometrische Förderhöhe gegenüber der geometrischen Förderhöhe stark überwiegt¹⁾. Der mehr oder weniger steile Verlauf der strichpunktierten Widerstandsparabeln kennzeichnet die Größe der Abdrosselung oder der Rohrleitungswiderstände

$$h_r = \frac{\lambda \cdot l \cdot c^2}{d \cdot 2g}$$
 für verschiedene Rohrlichtweiten oder Rohrlängen. Q_{max} ist die

bei geöffnetem Drosselschieber oder bei kleinstem Rohrverstand von der Pumpe geförderte, größte Wassermenge. Die gestrichelten Linien unter und über der Charakteristik geben Schwankungen in der Umlaufzahl ($\pm 2 \text{ vH}$) an. Umlaufschwankungen verursachen nur geringe Änderungen der Fördermenge.

In Fig. 20 ist der namentlich bei Wasserhaltungen auftretende Fall wiedergegeben, daß die geometrische Förderhöhe den weitaus größten Teil der manometrischen Gesamthöhe ausmacht. Die Rohrverluste sind klein, und die Widerstandsparabel verläuft sehr flach. Verhältnismäßig geringe Änderungen von Drehzahl oder Druck verursachen starke Änderung der Fördermenge und des Wirkungsgrades. Berührt die Widerstandsparabel die untere, verringerte Drehzahl entsprechende

Druckkurve im Scheitelpunkt, so fällt die Pumpe ab, d. h. das in der Druckleitung befindliche Rückschlagventil schließt, und die Förderung hört auf. Der Arbeitspunkt soll auf dem absteigenden Ast liegen, damit bei Änderungen der Umlaufzahl Q möglichst konstant bleibt.

Die in das Diagramm einzutragende Kurve des Gesamtwirkungsgrades muß in der Nähe des Arbeitspunktes flach verlaufen, damit die Fördermenge in weiten Grenzen ohne starke Abnahme des Wirkungsgrades geändert werden kann. Bei Parallelschaltung zweier Pumpen wird die doppelte Wassermenge annähernd nur dann erreicht, wenn die Widerstandsparabel sehr flach verläuft, also hauptsächlich geometrische Förderhöhe zu überwinden ist. Bei steiler Widerstandsparabel kann

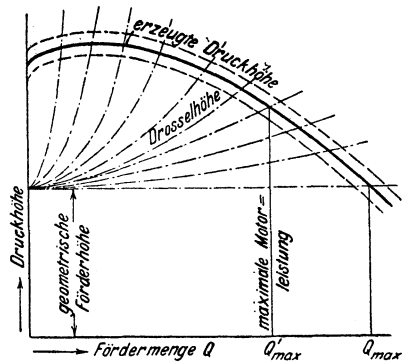


Fig. 19.

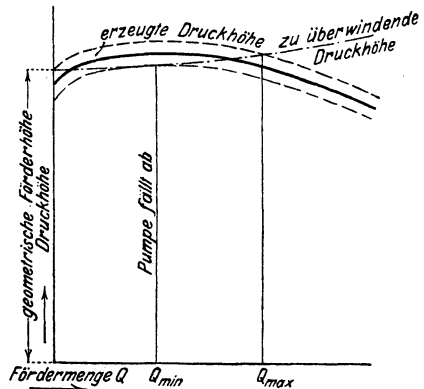


Fig. 20.

¹⁾ Dr. Hoffmann, Z. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 6.

sogar der Fall eintreten, daß zwei parallel geschaltete Pumpen weniger fördern als eine einzige.

Fig. 21 behandelt den Einfluß der Reibungshöhe und die Parallelschaltung zweier Pumpen.¹⁾ A_0 bezeichnet den dem Maximum der η -Kurve entsprechenden Arbeitspunkt für normale (bestellungsgemäße) Wassermenge Q_0 und Förderhöhe. Die Rohrleitungswiderstände $h_r = \frac{\lambda \cdot l \cdot c^2}{d \cdot 2g}$ sind für eine Rohrlichtweite $d = 175$ mm unter Annahme einer Rohrlänge $l = 250$ m ermittelt, wo-

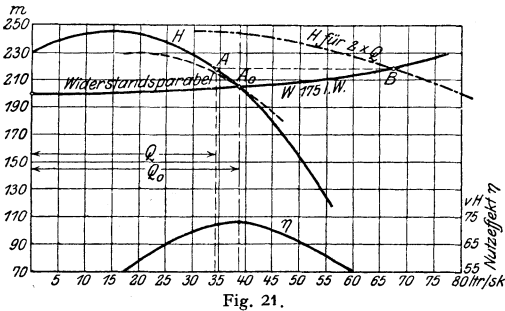


Fig. 21.

aus sich die eingezeichnete Parabel bestimmt. Der Nullpunkt dieser Widerstandsparabel gibt die statische Druckhöhe an, die von der Pumpe bei geschlossenem Drosselschieber, also $Q = 0$, ohne Erhöhung der Umlaufzahl erreicht werden muß. Die H -Kurve zeigt zunächst, daß beim Arbeiten einer Pumpe allein der erreichte Nullpunkt um etwa 30 m höher liegt, als nötig ist.

Arbeiten zwei Pumpen parallel, so wird die neue H -Kurve (für $2 \cdot Q$) gefunden, indem die Höhen H der ursprünglichen H -Kurve auf die doppelte Wassermenge angehenden Ordinaten übertragen werden. Diese neue H -Kurve der parallel arbeitenden Pumpen schneidet die Widerstandsparabel in dem Punkt B . Durch Übertragung wird der Arbeitspunkt A jeder Einzelpumpe ermittelt, der nunmehr seitlich von der Senkrechten höchsten Wirkungsgrades liegt. Beide Pumpen zusammen fördern also nicht die Wassermenge $2Q_0$, sondern nur $2Q$. Je mehr sich Punkt A dem Scheitel der H -Kurve nähert, um so näher liegt die Gefahr des „Überspringens“ vor (Vgl. Turbokompressoren.) Würde die H -Kurve die punktierte Gestalt haben, so würde infolge vorhandener kleiner Verschiedenheiten in der Regel eine der Pumpen in die „turbulente Zone“ geraten, d. h., es treten bei kleinen Fördermengen starke Wirbelungen in der Pumpe auf,

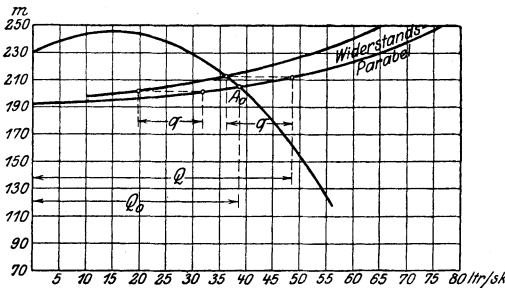


Fig. 22.

die ein gleichmäßiges Abfließen nicht aufkommen lassen. Die andere Pumpe muß dann allein die volle Leistung übernehmen.

In Fig. 22 ist die Parallelschaltung einer Zentrifugalpumpe mit einer Kolbenpumpe behandelt. Letztere wird unabhängig von der Förderhöhe bei gleichbleibender Umlaufzahl stets dieselbe Wassermenge fördern. Eine zur Widerstandsparabel äquidistant in der Entfernung q gezogene Linie gibt die von der Kolbenpumpe auf verschiedene Höhen geförderte Wassermenge an. Aus dem Schnittpunkt dieser Äquidistanten mit der Kennlinie der Zentrifugalpumpe ist

¹⁾ Heidebroek, Z. Ver. deutsch. Ing. 1911, S. 1268.

die Verteilung der geförderten Menge Q auf beide Pumpen zu ersehen. Bei Abstimmung der Kolbenpumpe fördert die Zentrifugalpumpe allein die Wassermenge Q_0 ($n = \text{konst.}$ vorausgesetzt), so daß der Antriebmotor leicht überlastet wird.

Wird die Pumpe durch einen Gleichstrommotor angetrieben, so kann das „Überspringen“ durch eine Hilfswicklung des Motors vermieden werden, dessen Umlaufzahl bei Verringerung der Leistung steigt. Die Pumpe geht infolgedessen wieder auf den ursprünglichen Arbeitspunkt zurück.

Wird beim Anspringen der Nullpunkt nicht erreicht, so ist die Druckleitung mit einem Nebenauslaß auszuführen, der in die Saugleitung mündet. Beim Anlassen mit geschlossenem Drosselschieber wird bei voll erreichter Umlaufzahl der Nebenauslaß langsam geöffnet, so daß die Pumpe mit der Förderung auf die durch Drosselung eingestellte Druckhöhe beginnt. Hierauf wird unter langsamem Schließen des Nebenauslasses der Drosselschieber ebenso geöffnet.

Werden von einer Kreiselpumpe die Q/H -Kurven bei verschiedenen Umlaufzahlen auf dem Prüfstand durch stufenweise Drosselung des Wassers im Druckrohr aufgestellt, so ergibt sich ein Bild nach Fig. 23, wenn gleichzeitig auf diesen Kurven zu den Werten Q und H die jeweilig ermittelten Gesamtwirkungsgrade aufgetragen werden¹⁾. Die sich ergebenden geschlossenen Linienzüge, gewissermaßen „Niveaulinien der Wirkungsgrade“, lassen erkennen, daß u. U. Steigerung der Umlaufzahl Verringerung des Wirkungsgrades bedingt. Diese Kennlinien, die für eine bestimmte Pumpe aufgestellt sind, lassen sich mit großer Annäherung auf ähnliche Pumpentypen mit gleichen Geschwindigkeitsplänen übertragen. Die Darstellung hat vor allem den Vorteil, ohne weiteres die günstigste Umlaufzahl für ein bestimmtes Modell zu geben.

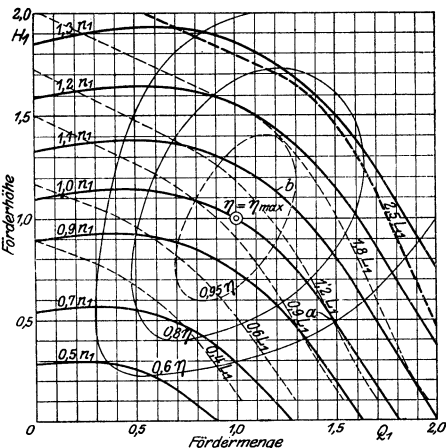


Fig. 23.

In Fig. 23, die zudem die Antriebsleistungen enthält, wird der günstigste Wirkungsgrad für $Q_1 = 1,0$, $H_1 = 1,0$, $L_1 = 1,0$ erreicht. Angenommen, die Kennlinien seien aufgenommen an einer Pumpe mit $\eta_{\max} = 0,7 = 1,0 \eta$ bei $1000 \text{ Uml./min} = 1,0 n_1$, wobei $200 \text{ l/sek} = 1,0 Q_1$ gegen $10 \text{ m} = 1,0 H$ gefördert wurden. $1,0 L = 38,0 \text{ PS}$.

a) n bleibe unverändert, die Förderhöhe verringere sich auf $5,0 \text{ m} = 0,5 H$, so wird die Fördermenge (gemäß Punkt a) $1,49 Q = 1,49 \cdot 200 = 298 \text{ l/sek}$. Die Leistung steigt hierbei auf $1,2 L = 1,2 \cdot 38 = 45,6 \text{ PS}$. Wirkungsgrad $0,61 \eta = 0,61 \cdot 0,7 = 0,43$.

b) Die Umlaufzahl sei $1100 \text{ Uml./min} = 1,1 n_1$, die Förderhöhe $11,3 \text{ m} = 1,13 H$, so wird (gemäß Punkt b) $1,4 L_1 = 1,4 \cdot 38 = 53,2 \text{ PS}$, $1,2 Q_1 = 1,2 \cdot 200 = 240 \text{ l/sek}$, $\eta_{\max} = 0,97 \cdot \eta_1 = 0,97 \cdot 0,7 = 0,68$.

f) Angenäherter Entwurf der Q/H -Kurve.

Bei Strömung eines Strahles gegen eine Platte nach Fig. 22 geht die Normalkomponente r verloren.

In den ausgefüllten Schaufelräumen sind die Relativgeschwindigkeiten den durchfließenden Wassermengen proportional. Für $Q_x = Q \cdot x$ wird $w_{1x} = w_1 \cdot x$, $w_{2x} = w_2 \cdot x$. Die absoluten Geschwindigkeiten sind die Resultierenden aus

¹⁾ Dr. K u x, Z. des V. d. I. 1907, H. A. J a n s s e n, Z. des V. d. I. 1912.

den Relativ- und Umfangsgeschwindigkeiten, von denen die ersteren bei veränderlicher Fördermenge sich nur nach Größe, nicht nach der durch die Schaufelwinkel festgelegten Richtung ändern.

$c_{1z} \cdot \cos \alpha_{1z}$ wird durch Loten des Endpunktes von w_{1z} auf u_1 gefunden, Fig. 24.

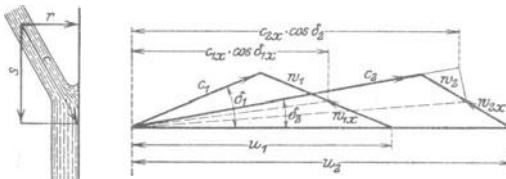


Fig. 24.

$c_{2z} \cdot \cos \alpha_2$ wird unter Berücksichtigung der durch Fig. 24 dargestellten Verhältnisse ermittelt, indem der Endpunkt der Geschwindigkeit (c_{2z}) auf Geschwindigkeit c_2 gelotet wird, deren Richtung durch das erste Leitschaufelelement bestimmt ist.

Durch Loten des so gefundenen Punktes auf u_2 ist $c_{2z} \cdot \cos \alpha_2$ bestimmt¹⁾. Nach Fig. 12 können die Förderhöhen $H = u_2 \cdot c_{2z} \cdot \cos \alpha_2 - u_1 \cdot c_{1z} \cdot \cos \alpha_{1z}$ für wechselnde Werte von Q ermittelt werden.

Für die Nutzförderhöhe gilt:

$$H_n = \varepsilon \cdot H = H - k, \quad \left(\varepsilon = \frac{1}{\eta_h} \right),$$

worin k = Widerstandshöhe. Für $x = 0$ wird $k = 0$, für $x = 1$ wird $k = H - H_n = H(1 - \varepsilon)$. k kann angenähert durch eine Parabel nach Fig. 25 wiedergegeben werden, da die Widerstände mit dem Quadrat von x zunehmen.

Der Gesamtwirkungsgrad η ist das Produkt aus dem hydraulischen Wirkungsgrad $\varepsilon = \frac{H_n}{H}$, der aus dem Diagramm ermittelt

werden kann, und dem mechanischen Wirkungsgrad η_m , der durchschnittlich 94 vH bei $x = 1$ beträgt und hauptsächlich die konstanten Verluste durch Lager- und Stopfbuchsenreibung

berücksichtigt. (Sonach ist $\eta_m = 0,94$ für $x = 1$, = 0,88 für $x = 0,5$ usw.) Aus ε und η_m ist η zu bestimmen und für die verschiedenen Werte von x ebenfalls einzutragen.

g) Ausführung und Einzelheiten.

Je nach der Förderhöhe werden Niederdruck-, Mitteldruck- und Hochdruck-Zentrifugalpumpen, diese in ein- und mehrstufiger Ausführung, unterschieden.

Weise Söhne, Halle, führen beispielsweise Niederdruck-Kreiselpumpen ohne Leitrad mit Spiralgehäuse für 100 bis 1500 l auf 5 bis 20 m, 800 bis 3000 l auf 10 bis 25 m, 3 bis 50 m³ auf 10 bis 50 m Förderhöhe bei $n = 1450$ aus.

Einstufige Pumpen nach Fig. 26 mit eingesetztem Leitrad laufen normal mit $n = 1450$, (die kleinen bis $n = 2900$) und fördern 3 bis 15 m³/min auf 40 bis 80 m Förderhöhe. Über die mehrstufigen Hochdruckpumpen gibt die folgende Tafel (S. 271) Auskunft.

Für die höchsten vorkommenden Beanspruchungen sind die Hochdruck-Gliederpumpen bestimmt, die für $n = 1450$ mit höchstens 10 Stufen in einer Pumpe ausgeführt werden, für $n = 2900$ ergibt sich eine Stufenhöchstzahl von 5 bis 6. Mit $n = 2900$ laufen nur kleine und mittlere Pumpen bis etwa 2 m³/min Leistung.

In Fig. 27 und 28 heben sich die Axialschübe gegenseitig auf. Doppelseitiger Einlauf erschwert jedoch die Zugänglichkeit der Laufräder. Myriakreiselpumpen (Fig. 29) mit offenem Schraubenrad und Diffusor eignen sich zur Förderung stark verunreinigter Flüssigkeiten, da sich feste Bestandteile nicht

¹⁾ Nach Oesterreicher, Z. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 1148.

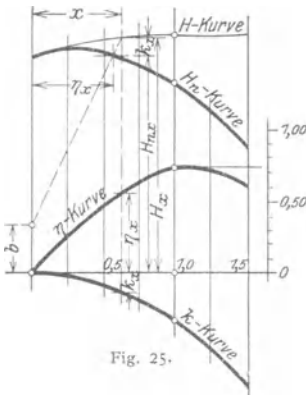


Fig. 25.

ansetzen können. Gegen Luftzutritt unempfindlich, springt die Pumpe selbst wieder an, wenn die Förderflüssigkeit vorübergehend ausbleibt.

Fig. 30 bis 32 zeigen mehrstufige Hochdruckpumpen, deren Nutzeffekt größer als der der einstufigen Pumpe ist, da die Verluste in Saugrohr und Leitradgehäuse nur in der ersten und letzten Stufe auftreten. Ebenso nimmt der mechanische Wirkungsgrad zu, da die mehrstufige Pumpe nicht mehr Lager und Stopfbuchsen erfordert als die einstufige.

	2 bis 5 Stufen		2 bis 4 Stufen		2 bis 4 Stufen		2 bis 4 Stufen	
	125 90	500 -- 1000	150 125	1000 -- 2000	175 150	1500 -- 3200	200 175	3000 -- 4500
Saugrohranschlüsse . . . mm								
Druckrohranschlüsse . . . "								
Leistung minütlich . . . l								
Liter	500	800 1000	1000	1500 1800 2000	1500	2000 2500 3000 3200	3000	3500 4000 4500
Drehzahlen	n = 960 PS	9,5 7,5 1,6 2	—	12 10 3,9 5,3	—	11 10 5,3 6,2	—	30 30 27,7 31,9
	n = 1230 PS	16 2,8	13,5 3,8 4,5	24 8	17 10,5	36 36 18,2 22,2	—	47 46 43,5 49 53
	n = 1450 PS	22 4,6	22 5,7	21 6,7	30 30 10,2	28 26 13,8 15,5 16,5	55 55 28,2 34,9 40,1	—
n = 1750 PS	—	33 9,2	32 10,3	45 45 15,3 21,5	43 40 24 24,8	—	76 75 51,8 68,5	85 85 83,3 94,4 105 118

Maximal zuläss. Förderhöhe m
 Technische Angaben: Die Tafel gibt die Druckhöhen in Metern in der Stufe, wenn die Drehzahlen und die Wassermenge Q in Litern in der Minute gegeben sind. Mit der für H angegebenen Zahl dividiere man die im Bedarfsfalle gegebene Gesamtförderhöhe und man findet die nötige Stufenzahl. Ergibt sich ein Bruch, so ist die nächst höhere ganze Zahl zu wählen.

Einzelheiten. Ausführung des Gehäuses zylindrisch oder spiralförmig als Diffusor; in diesem Fall sollen die Durchflußquerschnitte dem Wasserzufluß am Umfang entsprechend stetig zunehmen. Ausrüstung der Druckleitung mit Regulierschieber und bei Höhen > 10 m mit Rückschlagklappe. Baustoff der Laufräder: Bronze oder Gußeisen. Die Stopfbuchsen stehen mit dem Druckraum in Verbindung, so daß sie zum Teil mit Druckwasser gefüllt und gegen Luftzutritt geschützt sind. Dichtungstoff: talgetränkte, rechteckige Hanf- oder Baumwollschnüre. Mitunter dichtet die Packung gegen besondere, auf der Welle befestigte Buchsen ab, um die Welle selbst zu schonen. Ausführung der Lager als Kugel- oder Ringschmierlager. Sicherung der Wellenlage bei einseitigem Einlauf durch Kugellager- oder Kammlager. An höchster Stelle des Pumpenraumes sind Entlüftungshahn und Fülltrichter vorzusehen. Bei Schmutzwasserpumpen Ausrüstung mit Mannloch, um Abnahme des Deckels für innere Reinigung zu vermeiden.

Bei sehr hohen Drucken werden die Räder in zwei oder mehr Gehäusen untergebracht, so daß jedes nicht mehr als 6 bis 8 Räder umfaßt. Bei

größerer Radzahl ergeben sich infolge der weiten Lagerentfernung mit Rücksicht auf die kritische Umlaufzahl zu große Wellendurchmesser. Zusammensetzung der mehrstufigen Pumpen aus zwei Endstücken und einzelnen gleichartigen Zwischenstücken. Diese werden entweder in das Gehäuse eingeschoben (Fig. 31), so daß für jede Stufenzahl besondere Gehäusemodelle nötig sind, oder durch Längsbolzen miteinander verbunden. (Fig. 32.)

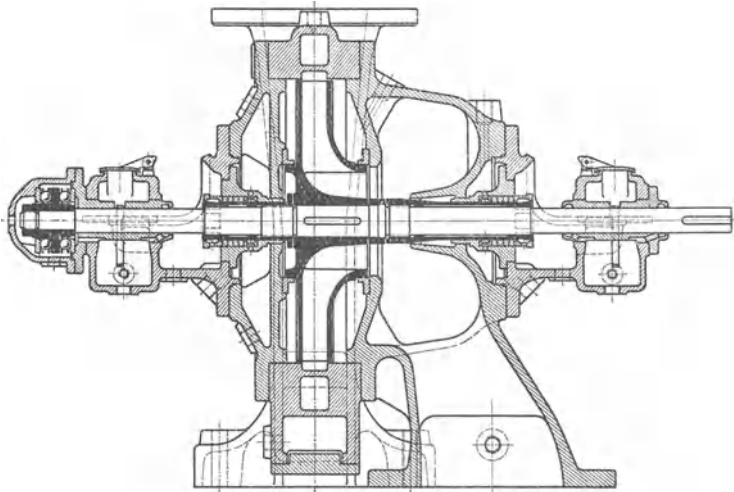


Fig. 26. Weise Söhne, Halle.)

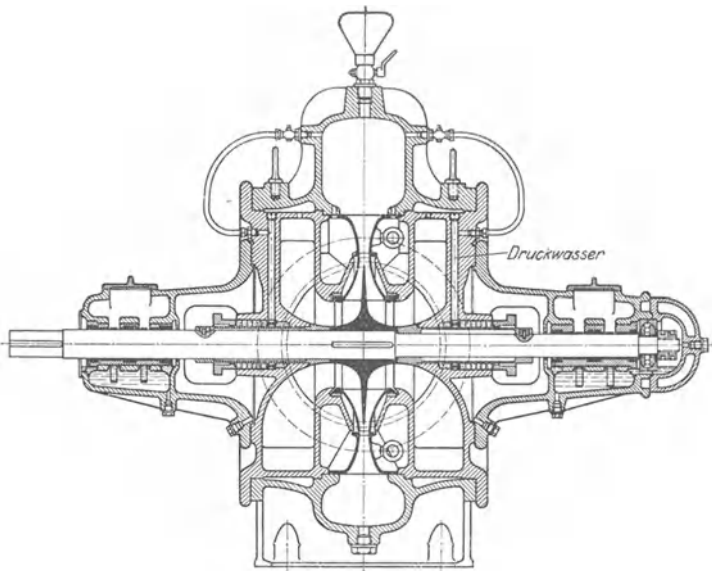


Fig. 27. (R. Wolf, Magdeburg-Buckau,

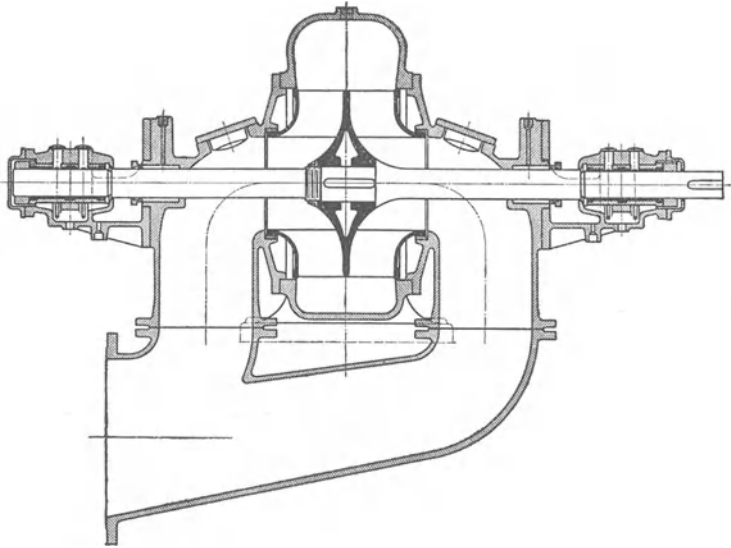


Fig. 28. (A. Borsig, Berlin-Tegel.)

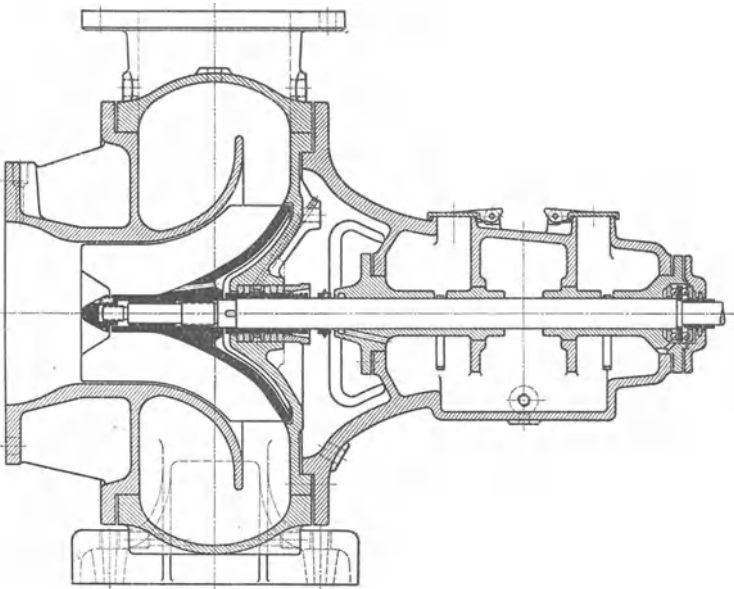


Fig. 29. (Weise Söhne, Halle.)

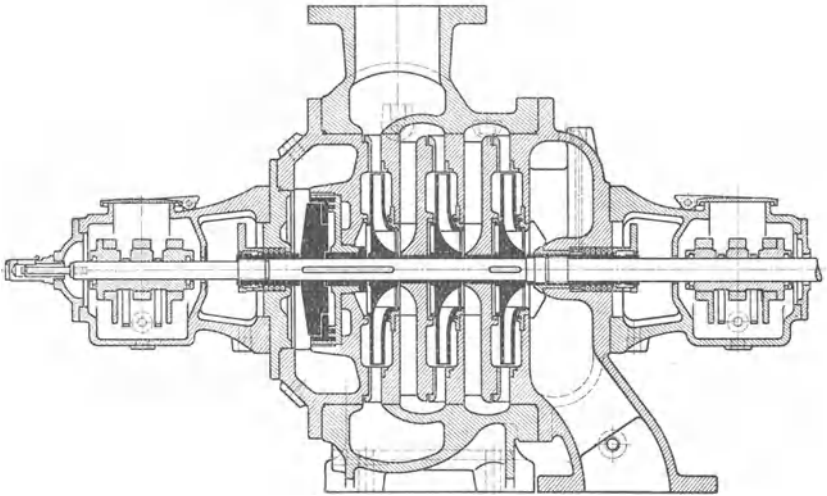


Fig. 30. (Weise Söhne, Halle.)

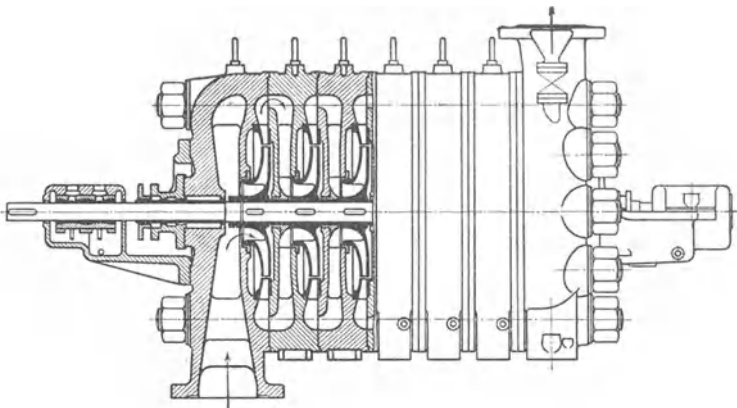


Fig. 32. (C. H. Jaeger & Co., Leipzig.)

Erzeugte Druckhöhe in jedem Rade etwa $\frac{u^2}{18}$ bei Hochdruckpumpen, $\frac{u^2}{22}$ bei Niederdruckpumpen. Die Umfangsgeschwindigkeit u beträgt maximal 35 bis 40 m/sek.

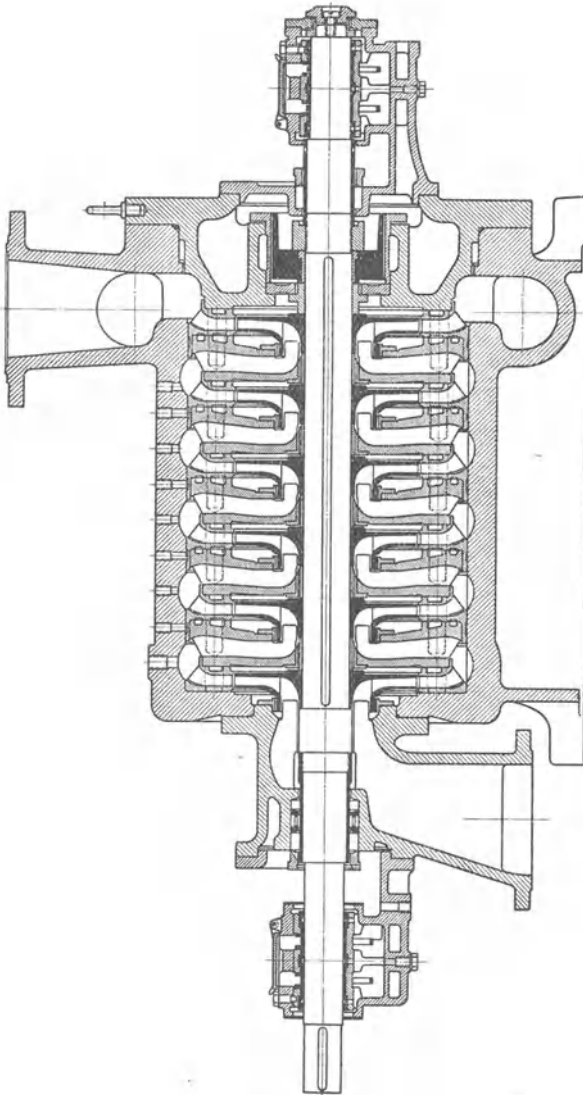


Fig. 31. (Maffei-Schwartzkopff-Werke, Berlin.)

Entlastung Jaeger. Fig. 33. Dichtungsringe a sind vor und hinter jedem Rade b angeordnet. Bohrungen c in der Radnabe verbinden die Räume d und e , so daß Druckausgleich stattfindet. Ausgleich des Strömungsdruckes gegen Radnabe b durch entsprechend geformten Entlastungssteller f .

Entlastung Weise Söhne. Fig. 34. Der mit dem Kolben d rotierende Anlauftring f_1 greift in den ruhenden Schleifring e ein. Bei Inbetriebsetzung schiebt das Druckwasser in den Räumen a und b die Laufteile nach der Saugseite und öffnet den Spalt s , so daß das Druckwasser durch die Drosselstrecke f in den Raum c tritt. Kolben d hat eine größere Druckfläche als der Laufrad-Saugmund, so daß der Läufer nach der

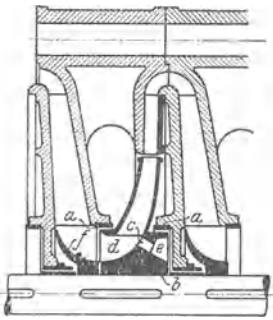


Fig. 33.
(C. H. Jaeger & Co.)

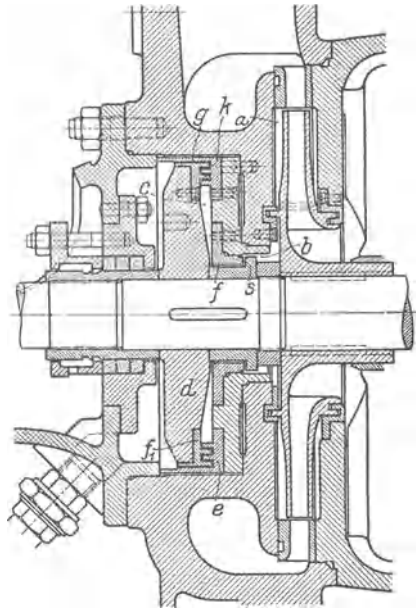


Fig. 34.

Druckseite geschoben wird, Spalt k zwischen e und f_1 wird geöffnet, und das Druckwasser kann durch Drosselstrecke g und Ablaufrohr abfließen. Fließt zuviel Wasser ab, dann überwiegt der Druck in a und b , Spalt s wird weiter geöffnet, Spalt k scharf gedrosselt. Dieser drosselt das Druckwasser im Druckraum c in dem Maße, wie dem Axialschub nach der Saugseite das Gleichgewicht gehalten werden muß.

III. Die Dampfturbinen¹⁾.

Bearbeitet von H. Dubbel.

1. Wirkung der Düse.

Nach Bd. I, S. 405 ist für gesättigten Dampf:

$$c_{\max} = 323 \sqrt{p_1 v_1} \text{ m/sek,}$$

worin p_1 = absoluter Druck in kg/cm^2 , v_1 = spezifisches Volumen in m^3/kg .

Für überhitzten Dampf:

$$c_{\max} = 333 \sqrt{p_1 v_1},$$

worin $v_1 = \frac{R \cdot T_1}{p_1} - C$ mit $R = 0,0047$, $C = 0,016$. (p in kg/cm^2 .)

Die Geschwindigkeit c_{\max} tritt bei dem sog. „kritischen Druckverhältnis“

$\frac{p_2}{p_1} = 0,5774$ für gesättigten (0,546 für überhitzten) Dampf auf und beträgt

¹⁾ Nach Stodola, Die Dampfturbinen. 4. Aufl. Berlin 1910. Julius Springer.

maximal bei den üblichen Drucken und Temperaturen rd. 450 m/sek (bzw. 560 m/sek für überhitzten Dampf), der Schallgeschwindigkeit entsprechend. In parallelwandigen, gerade abgeschnittenen Düsen kann auch bei weiterer Verringerung des Gegendruckes p_2 eine größere Geschwindigkeit nicht erreicht werden, da an der Düsenmündung der Druck nicht unter $0,5774 p_1$ fällt.

Wird jedoch die Überströmdüse konisch ausgeführt, so expandiert der Dampf in der Erweiterung auf den Gegendruck, und es wird die theoretische Geschwindigkeit

$$c_{th} = 91,53 \sqrt{i_1 - i_2}$$

erreicht, worin i_1 und i_2 die Wärmehalte des Dampfes zu Beginn und Ende der adiabatischen Expansion darstellen. Ebenso ist in parallelwandigen Düsen mit Schrägabschnitt eine Überschreitung der Schallgeschwindigkeit möglich.

Die hiernach zu berechnende Ausströmgeschwindigkeit führt nun unter üblichen Verhältnissen auf Werte von 1000 bis 1100 m/sek, für deren richtige Ausnutzung theoretisch Umfangsgeschwindigkeiten von etwa 400 m/sek erforderlich wären. Als Mittel zur Verringerung der Umfangsgeschwindigkeit dienen Geschwindigkeits- und Druckstufung.

Da die Düsen mit einem Erweiterungswinkel $\alpha = 10^\circ$ im Mittel ausgeführt werden, so ist für ihren Entwurf nur die Kenntnis des größten und kleinsten Querschnittes bei gegebenem sekundlichen Dampfgewicht G erforderlich. Es wird:

$$f_{min} = \frac{G}{199 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}} \quad \text{für gesättigten Dampf,}$$

$$f_{min} = \frac{G}{211 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}} \quad \text{für überhitzten Dampf.}$$

Die Beiwerte 199 und 211 werden als „Ausflußzahl“ ψ bezeichnet.

$$f_{max} = G \cdot \frac{v_2}{c_1}, \quad \text{worn } v_2 = x u + \sigma, \quad \text{falls der Dampf gesättigt ist.}$$

$$c_1 = \varphi \cdot 91,53 \sqrt{i_1 - i_2}.$$

Es ist p in at absolut, v in m^3/kg einzusetzen. φ berücksichtigt den Verlust im Leitapparat.

2. Elementare Theorie der Dampfturbinen.

Je nach der Wirkungsweise des Dampfes werden Aktions- und Reaktions-turbinen mit einer oder mehreren Druck- oder Geschwindigkeitsstufen, sowie Verbundturbinen mit Vereinigung der Aktions- und Reaktionswirkung unterschieden.

a) Die Aktionsturbinen¹⁾.

Die Umsetzung der Spannungsenergie in Strömungsenergie findet nur in den Düsen oder in den Leiträdern statt. Dementsprechend ist ein Druckunterschied nur vor und hinter den Leiträdern vorhanden.

a) Die einstufige Laval-Turbine (Fig. 1).

$$c_1 = \varphi \cdot c_0 = \varphi \cdot 91,53 \sqrt{i_1 - i_2}.$$

$$w_2 = \psi \cdot w_1;$$

ψ berücksichtigt den Schaufelverlust.

Zu den durch φ und ψ bestimmten Verlusten kommt noch der Austrittsverlust $\frac{c_2^2}{2g}$ hinzu.

¹⁾ In den Figuren ist δ der im Text als α bezeichnete Winkel.

b) Die einstufige Turbine mit Geschwindigkeitsstufung. Der Dampf wird wie in der Laval-Turbine in der Düse bis auf den Enddruck entspannt. Mit Verkleinerung der Umfangsgeschwindigkeit nimmt nach Fig. 2 die absolute

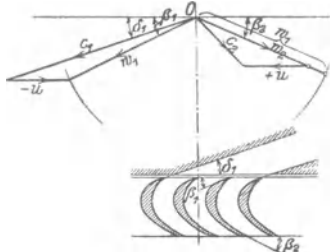


Fig. 1.

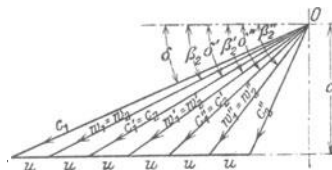


Fig. 2.

Austrittsgeschwindigkeit zu und wird unter Umständen so groß, daß sie — in einem Leitrad umgelenkt — einem fernerem Laufrad zugeführt werden kann. In Fig. 2 sind die Schaufelwinkel β an Ein- und Austritt jedes Rades gleich angenommen. Ebenso ist der Austrittswinkel α der Leiträder gleich dem Zuführungswinkel der folgenden Laufräder. Für den kleinsten Wert, den c_2' annehmen kann, würde

$$u = \frac{c_1 \cdot \cos \alpha_1}{6}$$

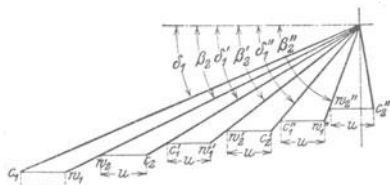


Fig. 3.

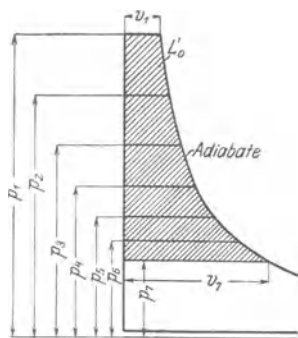


Fig. 4.

In Fig. 3 sind die Verluste in den Leitapparaten und Laufrädern berücksichtigt. Mit der Abnahme der absoluten und relativen Geschwindigkeiten müssen die quer zu diesen gemessenen Querschnitte zunehmen. Das Volumen wächst infolge der Reibungswärme. Vorteil: Sämtliche Räder werden von Dampf mit Endspannung durchströmt. Nachteil: Wesentliche Verluste durch Umlenkung der absoluten Austrittsgeschwindigkeiten. Starke Erweiterung der Schaufelquerschnitte, wodurch Streuung des Dampfstrahls verursacht wird.

c) Turbinen mit mehreren Druckstufen. Wird das Dampfdiagramm nach Fig. 4 in z gleiche Flächenstreifen zerlegt, so folgt:

$$c_0' = \sqrt{2g \cdot \frac{L_0}{z}} = \frac{c_{th}}{\sqrt{z}}$$

Es ergeben also z. B. 4 Stufen halb so große Geschwindigkeiten wie eine Stufe.

Dr. Christlein hat zuerst durch planmäßige Versuche nachgewiesen, daß in parallelwandigen Leitvorrichtungen nicht nur die kritische Geschwindigkeit überschritten wird, sondern daß auch diese Überschreitung bis zu gewissen Geschwindigkeiten den Leitkoeffizienten φ verbessert.

Versuche Stodolas an Leitvorrichtungen von Escher, Wyss & Co. im Maschinenprüffeld der Hochschule Zürich ergaben die in Fig. 5 dargestellten Ergebnisse.

Als Abszissen sind die erreichten Geschwindigkeiten, als Ordinaten die zugehörigen Werte φ aufgetragen.

Versuche Stodolas an Escher-Wyss-Leitvorrichtungen.

Schaulinien in Fig.	1	2	3	4	5
Austrittswinkel	17° 20'	17° 20'	16° 58'	17° 15'	16° 40'
Engster Querschnitt cm ²	2 · 1,932	2 · 1,847	2 · 2,116	2 · 2,237	2 · 2,176
Erweiterungsverhältnis	1,0	1,0187	1,052	1,187	1,560
Anfangsdruck at abs	4,61	4,602	4,617	4,618	4,620
Anfangstemperatur °C	181,4	223,6	219,4	219,5	219,3
Ausflußzahl ψ	2,002	1,995	2,023	1,997	1,988

In Schaulinie 1 ist der dem theoretischen kritischen Verhältnis entsprechende Punkt der Schallgeschwindigkeit eingezeichnet. Wie ersichtlich, wird in der parallelwandigen Leitvorrichtung φ_{\max} bei etwa 670 m/sek erreicht. Stodola vermutet,

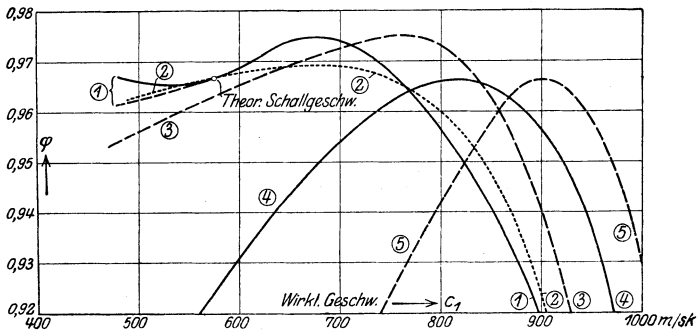


Fig. 5.

daß bei einer Wiederholung der Versuche sich ein Verlauf der Kurve 1 gleich dem von Kurve 2 ergeben haben würde.

In Fig. 6 sind die Kurven gleichen Druckes (Isobaren) in einer nicht erweiterten Düse mit überkritischem Gefälle wiedergegeben, wie sie nicht erweiterten Düse mit überkritischem Gefälle wiedergegeben, wie sie durch Messungen von Stodola nachgewiesen worden sind¹⁾. Die Kurven des größten Druckgefälles sind durch die Orthogonaltrajektorien der Isobaren gegeben, deren schräge Lage gegen die Düsenachse ein Druckgefälle verursacht, das ebenfalls schräg gegen die Düsenachse gerichtet ist. Die in Richtung dieses größten Druckgefälles auftretenden Geschwindigkeitskomponenten addieren sich geometrisch zu den vorhandenen Geschwindigkeiten, so daß die Strombahnen umgelenkt werden.

Die Neigung des Dampfstrahls wird größer als die der Düsenachse und hat eine Querschnittserweiterung zur Folge, deren Betrag durch die Kontinuitätsgleichung bestimmt ist.

Nach Fig. 7 ist:

$$\frac{b_2}{\sin \alpha_1} = \frac{b'_2}{\sin \alpha'_1}, \quad \text{also} \quad \sin \alpha'_1 = \frac{b'_2}{b_2} \cdot \sin \alpha_1.$$

Für Punkt A gilt: $G = \frac{F \cdot c_k}{v_k}$, für B: $G = \frac{F' \cdot c_1}{v_2}$.

¹⁾ Stodola, Die Dampfturbinen. 5. Aufl. S. 96. Berlin 1910. Julius Springer. Baer, Zeitschr. Ver deutsch. Ing. 1916, S. 645. Loschge, Zeitschr. Ver. deutsch. Ing. 1916, S. 770.

Mit $F = b_2 \cdot h$, $F' = b'_2 \cdot h$ wird $\frac{b_2 \cdot c_k}{v_k} = \frac{b'_2 \cdot c_1}{v_2}$

oder $\frac{b'_2}{b_2} = \frac{v_2}{v_k} \cdot \frac{c_k}{c_1}$.

Somit: $\sin \alpha'_1 = \frac{v_2}{v_k} \cdot \frac{c_k}{c_1} \cdot \sin \alpha_1$.

Strahlablenkung: $\omega = \alpha'_1 - \alpha_1$.

c_k und v_k sind durch das kritische Druckverhältnis, c_1 und v_2 durch das tatsächlich auszunutzende Druckgefälle gegeben. Das Eintrittsdreieck ist mit dem Winkel α'_1 statt α_1 aufzuzeichnen. Diese Berechnungsweise gibt für die üblichen Druckumsetzungen gute Werte.

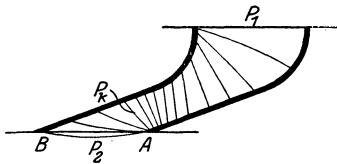


Fig. 6.

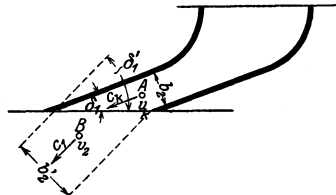


Fig. 7.

Hiernach läßt sich also auch bei parallelwandigen Leitvorrichtungen durch Expansion im Schrägabschnitt die Stufenzahl verringern. Wirkungsgrad, Baulänge und Herstellungskosten der Turbinen werden günstiger.

Dem stark zunehmenden Dampfvolumen entsprechend sind die Querschnitte nach dem Auspuffende zu vergrößern. Hierzu dienen die Mittel: Zunahme der Beaufschlagung, Vergrößerung der Schaufelhöhen und der Rad-durchmesser. Außerdem Erhöhung der Dampfgeschwindigkeit in den letzten Stufen. Vergrößerung der Schaufelwinkel.

d) Turbinen mit kombinierter Druck- und Geschwindigkeitsstufung. Ausführung einer oder zweier Druckstufen, in denen eine oder mehrere Geschwindigkeitsstufen vorgesehen sind. In Deutschland nur für kleinere Einheiten in Anwendung.

b) Die Reaktionsturbine.

Umsetzung der Spannungsenergie in Strömungsenergie nicht nur in den Leiträdern, sondern auch in den Laufrädern. Sonach vor und hinter diesen Druckunterschiede, die Undichtheiten infolge der notwendigen Spielräume zwischen Gehäuse und Laufrädern sowie einen starken durch besondere Entlastungskolben aufzunehmenden Axialschub verursachen. Die Beaufschlagung kann nicht partiell, sondern muß stets voll sein. Folge: Ausführung der ersten Laufräder mit kleinem Durchmesser. Infolgedessen kleine Umfangsgeschwindig-

keiten und wegen des für den Wirkungsgrad wichtigen Verhältnisses $\frac{u}{c}$ auch kleine Dampfgeschwindigkeiten, also große Stufenzahl. Schaufellänge wird günstig im Verhältnis zum Spalt. Oder Ausführung der ersten Laufräder mit größerem Durchmesser. In diesem Fall Erhöhung der Umfangsgeschwindigkeit und Verringerung der Stufenzahl, jedoch kleine Schaufellänge im Verhältnis zum Spalt und dadurch zunehmende Undichtheit.

Günstigeres Verhalten der Reaktionsturbine in den Niederdruckstufen. Hier infolge der großen Volumina große Schaufellängen im Verhältnis zum Spalt. Dabei kleine Druckunterschiede.

c) Die Verbundturbine.

Die zur Berücksichtigung der Volumenzunahme bei Aktionsturbinen geeignete teilweise Beaufschlagung verursacht Ventilationsverluste, während bei Reaktionsturbinen die volle Beaufschlagung in den ersten Stufen zu den angegebenen Übelständen führt. Zweckmäßig ist deshalb bei beiden Turbinenarten die Vorschaltung eines mehrkränzigen Geschwindigkeitsrades, in dem der Dampf auf ein Volumen von solcher Größe expandiert, daß die nachfolgenden Räder voll beaufschlagt werden können.

3. Wirkungsgrade und Dampfverbrauch.

Die theoretisch größte Leistung, die in einer Turbine ohne Reibung und Austrittsverlust erreicht werden kann, hat die Größe:

$$A \cdot L_0 = i_1 - i_2 = A \cdot \frac{c_{th}^2}{2g} \text{ (in kcal).}$$

Am Umfang des Rades leistet der Dampf die Arbeit L_u (N_u in PS). Nach Abzug der Dampfreibungsarbeit (L_r , N_r) der Räder und der im Dampf rotierenden Teile wird die „innere“ Dampfarbeit (L_i , N_i) erhalten.

Wird von L_i , N_i die Lagerreibungsarbeit, die Arbeit zum Luftpumpenantrieb, Reglerantrieb, Stopfbuchsreibung usw. abgezogen, so folgt die effektive Leistung L_e , N_e .

Wirkungsgrade:

$$L_u = \eta_u \cdot L_0; \quad \eta_u = \text{thermodynamisch, Wirkungsgrad, auf die Leistung am Radumfang bezogen.}$$

$$L_i = \eta_i \cdot L_0; \quad \eta_i = \text{innerer Wirkungsgrad.}$$

$$L_e = \eta_m \cdot L_i; \quad \eta_m = \text{mechanischer Wirkungsgrad.}$$

$$L_e = \eta_e \cdot L_0; \quad \eta_e = \text{thermodynamisch, Wirkungsgrad.}$$

$$\eta_i = \frac{\eta_e}{\eta_m}.$$

Es ist:

$$L_u = \frac{c_0^2}{2g} - Z_1 - Z_2 - Z_3,$$

worin Z_1 , Z_2 , Z_3 die Verluste in der Düse, im Laufrad und durch die Austrittsgeschwindigkeit angeben.

Nach S. 217 ist:

$$L_u = \frac{u}{g} (c_{1u} \pm c_{2u}).$$

$$\eta_u = \frac{2u(c_{1u} \pm c_{2u})}{c_{th}^2}.$$

Positives Vorzeichen in der Klammer, wenn c_{1u} und c_{2u} wie üblich entgegengerichtet sind ($\alpha_2 < 90^\circ$).

Mit $\beta_1 = \beta_2$, $c_1 = \varphi \cdot c_{th}$, $w_2 = \psi \cdot w_1$ wird:

$$w_2 \cdot \cos \beta_2 = \psi \cdot w_1 \cdot \cos \beta_1 = \psi (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u)$$

und

$$L_u = \frac{u}{g} (1 + \psi) \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u).$$

Nach Stodola:

$$\varphi = 0,92 \text{ bis } 0,975,$$

$$\psi = 0,8 \text{ bis } 0,85.$$

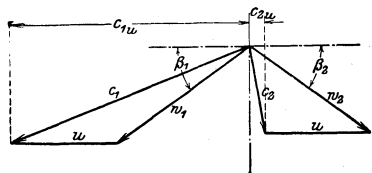


Fig. 8.

Wird in $\eta_u = \frac{L_u}{L_0}$ eingesetzt: $L_0 = \frac{c_{th}^2}{2g} = \frac{c_1^2}{\varphi^2 \cdot 2g}$ und L_u durch vorstehenden Wert ersetzt, so folgt nach Banki:

$$\eta_u = 2 \varphi^2 (1 + \psi) \cdot \left(\cos \alpha_1 - \frac{u}{c_1} \right) \cdot \frac{u}{c_1}.$$

Der Wirkungsgrad ist nur vom Verhältnis $\frac{u}{c_1}$ abhängig.

Bleiben c_1 , φ , ψ und α_1 bei veränderlichem u konstant und wird β_1 stets für stoßfreien Eintritt gewählt, so ändert sich für $\beta_2 = \beta_1$ der Wirkungsgrad η_u mit der Umfangsgeschwindigkeit nach einem parabolischen Gesetz. η_u erreicht

den Höchstwert für $\frac{u}{c_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2}$. In diesem Fall ist c_2 senkrecht gerichtet.

$$\eta_{u\max} = \frac{\varphi^2}{2} (1 + \psi) \cdot \cos^2 \alpha_1.$$

Für die Geschwindigkeitsstufung wird:

$$\eta_u = \frac{2u}{c_{2u}^2} \cdot (c_{1u} + c_{2u} + c_{1u}' + c_{2u}' + \dots),$$

wobei c_{2u} , c_{2u}' mit negativem Vorzeichen einzusetzen sind, wenn sie mit c_{1u} , c_{1u}' gleiche Richtung haben, ein Fall, der mitunter bei der letzten Stufe eintritt.

In Fig. 9 sind η_u -Kurven für mehrkränzige Räder wiedergegeben.

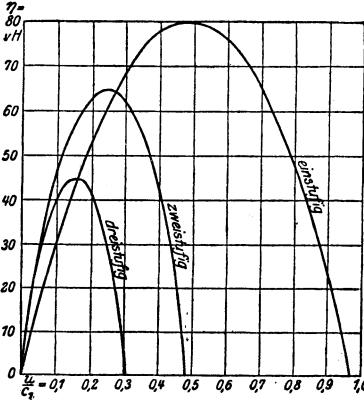


Fig. 9.

Für das einkränzige Rad ist η_u annähernd am größten für $\frac{c_1}{u} = 2$, beim zweikränzigen Rad für $\frac{c_1}{u} = 4$, beim dreikränzigen für $\frac{c_1}{u} = 7$.

Das Verhältnis $\frac{u}{c_1}$ beeinflusst in hohem Maße den Wirkungsgrad der Turbine, doch ist zu beachten, daß bei großem u , also großen Scheibendurchmessern, die Radreibung stark zunimmt. Ein günstiges Verhältnis $u : c_1$ (etwa 0,4 bis 0,45) ist deshalb nur bei großen Leistungen angebracht, wo die Radreibung einen geringeren Bruchteil der Gesamtleistung ausmacht. Bei kleineren Leistungen würden große Durchmesser überdies noch kleine Beaufschlagungsgrade, sonach höhere Ventilationsverluste ergeben. ($u : c_1$) soll auf dem aufsteigenden Ast der Parabel, Fig. 9 liegen; liegt ($u : c_1$) auf dem absteigenden Ast, so erstreckt sich in Fig. 8 c_2 links von der Senkrechten.

Werden gleich große Wärmegefälle mit verschiedener Stufenzahl z , — wobei also auch die Werte c_1 verschieden sind — aber gleichem Verhältnis $u : c_1$ ausgenutzt, so sind die Summen der Umfangsgeschwindigkeiten $z u^2 \cdot z$ einander gleich. Hierbei stimmen die „inneren“ Wirkungsgrade, wie auch durch Versuche erwiesen, annähernd überein. Für die Beurteilung einer Turbine ist der Ausdruck $z u^2 \cdot z$ von großer Bedeutung.

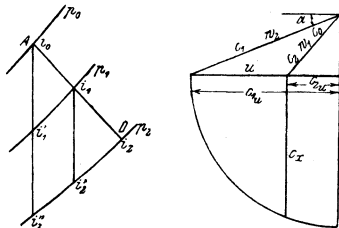


Fig. 10.

Für Überdruckturbinen wird nach Fig. 10, wenn c_0 = verwerteter Austrittsgeschwindigkeit aus der vorhergehenden Stufe:

$$i_0 - i_1' = A \cdot \frac{c_1^2 - c_0^2}{2g} + AZ$$

für das Leitrad,

$$i_1 - i_2' = A \cdot \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + AZ$$

für das Laufrad, worin Z den kinetischen Verlust darstellt, der hauptsächlich durch die Kanalreibung verursacht wird. Wird gesetzt:

$$AZ = A \cdot \zeta \cdot \frac{c_1^2}{2g}$$

mit ζ als Widerstandskoeffizient, so folgt, als aufgewendetes adiabatisches Gefälle:

$$i_0 - i'_1 = \frac{A}{2g} [(1 + \zeta) \cdot c_1^2 - c_0^2] \quad (1)$$

für das Leitrad,

$$i_1 - i'_2 = \frac{A}{2g} [(1 + \zeta) \cdot w_2^2 - w_1^2] \quad (2)$$

entsprechend für das Laufrad.

Die tatsächlich auftretenden Geschwindigkeiten sind in dem Geschwindigkeitsdreieck, Fig. 10, wiedergegeben. Aus ihnen folgt die wirkliche Erhöhung der kinetischen Energie:

$$i_0 - i_1 = \frac{A}{2g} (c_1^2 - c_0^2) \quad (3)$$

für das Leitrad,

$$i_1 - i_2 = \frac{A}{2g} \cdot (w_2^2 - w_1^2) \quad (4)$$

für das Laufrad, also für die ganze Stufe:

$$h = i_0 - i_2 = \frac{A}{2g} (c_1^2 - c_0^2 + w_2^2 - w_1^2). \quad (5)$$

Nach Fig. 10 kann dieser Ausdruck für die Leistung am Radumfang auch geschrieben werden:

$$h = \frac{A}{2g} (2c_1^2 - 2c_2^2) = \frac{A}{g} (c_1^2 - w_1^2) \quad (5a)$$

$$h = \frac{A}{g} (c_{1u}^2 + c_a^2) - (c_{2u}^2 + c_a^2) = \frac{A}{g} (c_{1u}^2 - c_{2u}^2) \quad (6)$$

$$h = \frac{A}{g} (c_{1u} + c_{2u})(c_{1u} - c_{2u}) = \frac{A}{g} \cdot c_x^2 \quad (7)$$

c_x ist sonach das geometrische Mittel von c_{1u} und c_{2u} , d. h. von den Komponenten der Geschwindigkeiten c_1 und c_2 in Richtung der Umfangsgeschwindigkeit u . c_a stellt in vorstehenden Gleichungen die Axialkomponente der Geschwindigkeiten dar.

Mit $\frac{c_1^2}{\varphi^2}$ als theoretischem Wert der Eintrittsgeschwindigkeit wird der Verlust im Leitrad:

$$\frac{c_1^2}{\varphi^2} - c_1^2 = \zeta \cdot c_1^2, \quad (9)$$

so daß als hydraulischer Widerstandskoeffizient folgt:

$$\zeta = \frac{1}{\varphi^2} - 1$$

und entsprechend

$$\zeta = \frac{1}{\psi^2} - 1$$

für das Laufrad.

Wirkungsgrad der Überdruckturbinen. Bei Verwertung der Auslaßgeschwindigkeit aus der vorhergehenden Stufe — womit bei Reaktionsturbinen in Folge der vollen Beaufschlagung immer zu rechnen ist — besteht das nutzbare

Gefälle nicht nur aus dem adiabatischen Stufengefälle, sondern es kommt noch zu diesem der Wärmewert $A \cdot \frac{c_0^2}{2g}$ aus der vorhergehenden Stufe hinzu, während andererseits von der gewonnenen, inneren Arbeit der Wärmewert $A \cdot \frac{c_2^2}{2g}$ abzuziehen ist, der aber in der nachfolgenden Stufe verwertet wird.

Bei voller Beaufschlagung wird daher mit dem Schaufelwirkungsgrad $\eta_s = \frac{i_0 - i_2}{i_0 - i_2''} = 1 - \zeta_s$, s. Fig. 8, gerechnet, durch den ohne Berücksichtigung der Zutritts- und Auslaßgeschwindigkeit c_0 und c_2 lediglich die Reibungsverluste in einer Stufe bestimmt werden. $\zeta_s = \frac{i_2 - i_2''}{i_0 - i_2''}$, Fig. 8, ist das Verhältnis der Verlustwärme zum adiabatischen Gefälle.

Nach den Gleichungen (1) und (3) auf S. 283 wird der Schaufelwirkungsgrad:

$$\eta_s = 1 - \zeta_s = \frac{c_1^2 - w_1^2}{(1 + \zeta) \cdot c_1^2 - w_1^2}.$$

Mit $w_1^2 = c_1^2 + u^2 - 2 \cdot c_{1u} \cos \alpha$ wird:

$$\eta_s \cong \eta_u = \frac{2 \left(\frac{u}{c_1} \right) \cdot \cos \alpha - \left(\frac{u}{c_1} \right)^2}{2 \left(\frac{u}{c_1} \right) \cdot \cos \alpha - \left(\frac{u}{c_1} \right)^2 + \zeta}.$$

ζ_s gibt den Verlust in Teilen des Wärmegefälles, ζ in Teilen der kinetischen Energie an. Nach Stodola ist für kleine Einheiten $\zeta_s = 0,4$, für große = 0,2.

Radreibungs- und Ventilationsverlust,

Nach Stodola ist für 1 kg Dampf:

$$q_r = \frac{75 (\beta_1 \cdot d^2 + \varepsilon \cdot \beta_2 \cdot d \cdot l^{1,5}) \cdot u^3 \cdot \gamma}{427 \cdot G \cdot 10^6}.$$

Hierin bedeuten:

d den mittleren Schaufelkranzdurchmesser in m,

l die Schaufellänge in cm,

u die mittlere Umfangsgeschwindigkeit in m/sek,

γ = spez. Gewicht des umgebenden Dampfes in kg/m³,

ε das Verhältnis des unbeaufschlagten Bogens zum ganzen Radumfang,

G = sek Dampfgewicht,

$\beta_1 = 1,46$, $\beta_2 = 0,83$.

Zur Berücksichtigung des größeren Verlustes infolge der teilweisen Beaufschlagung macht Stodola die Annahme, daß von der Auslaßenergie der ε -te Teil verloren gehen soll (S. Stodola, 5. Aufl., S. 166).

Nach Einsetzung der Zahlenwerte folgt:

$$q_r = (2,56 d^2 + 1,46 \varepsilon \cdot d \cdot l^{1,5}) \frac{1}{v \cdot G} \cdot \frac{u^3}{10^7}.$$

Für die Reibung mehrkränziger Räder setzt Forner:

$$N_r = \beta \cdot 10^{-10} \cdot d^4 \cdot n^3 \cdot l \cdot \gamma,$$

l = mittlerer Schaufellänge in cm,

n = Uml./min,

$\beta = 2,4$ für einkränzige Räder,

= 2,8 für zweikränzige Räder,

= 3,8 für dreikränzige Räder,

= 5,8 für vierkränzige Räder.

Bei Turbinen von mehr als 1000 PS Leistung wird gewöhnlich der Radreibungs- und Ventilationsverlust vernachlässigt.

Stopfbuchsenverlust.

Bei kleinen Druckunterschieden ist in jedem Spalt die Druckabnahme $\Delta p = \frac{c^2}{2g \cdot v}$. Es ist $c = \frac{Gv}{f}$, wenn Durchflußziffer = 1 gesetzt.

Für v kann der Mittelwert aus $v \cdot \frac{p_1 + p_2}{2} = p_1 v_1$ gesetzt werden, da die aufeinanderfolgenden Zustandsänderungen (Drosselung) durch die Gleichung $p v = \text{konst}$ dargestellt werden können.

Bei z Spalten wird für die ganze Druckabnahme

$$p_1 - p_2 = z \cdot \Delta p = \frac{G^2}{f^2} \cdot \frac{p_1 v_1}{g(p_1 + p_2)} \cdot z. \quad G_{\text{sek}} = f \sqrt{\frac{(p_1^2 - p_2^2) \cdot g}{z \cdot p_1 v_1}},$$

worin p_1, p_2 in kg/m^2 , f in m^2 zu setzen ist, $z =$ Labyrinth- oder Stufenzahl. Ob in der letzten Stufe die Schallgeschwindigkeit überschritten wird, kann festgestellt werden, indem nach vorstehender Formel G_{sek} berechnet wird. Das spez. Dampfvolumen in dieser letzten Stufe wird angenähert aus

$v_2 = \frac{p_1 v_1}{p_2}$, die Geschwindigkeit aus $c_2 = \frac{G \cdot v_2}{f}$ ermittelt. Ist $c_2 > \sqrt{k g p_2 v_2}$ (s. Bd. I, S. 405), so ist die Undichtheit zu berechnen aus:

$$G_{\text{sek}} = f \sqrt{\frac{g}{z + 1,5} \left(\frac{p_1}{v_1} \right)}.$$

Wird die kritische Geschwindigkeit im letzten Spalt erreicht, so ist Vergrößerung der Stufenzahl zwecklos.

Beispiel. Stopfbuchse mit $z = 12$ Labyrinth, 160 mm Wellendmr., radiales Spiel 0,5 mm. Spez. Volumen des von 8 at, 250° auf 1 at gedrosselten Dampfes 2,4 m^3/kg .

$$G_{\text{sek}} = f \sqrt{\frac{g}{z + 1,5} \frac{p_1}{v_1}} = 0,000252 \sqrt{\frac{9,8}{12 + 1,5} \cdot \frac{10000}{2,4}} = 0,0138 \text{ kg/sek} = 50 \text{ kg/h.}$$

In den die Druckstufen gegeneinander abdichtenden Zwischenstopfbuchsen läuft die Welle mit Spiel gegen die Leitradnabe. Die Undichtheiten an dieser Stelle werden am einfachsten dadurch berücksichtigt, daß die durch den erwähnten Spielraum entstehenden Querschnitte in Beziehung gebracht werden zu dem ohne Beachtung dieser Undichtheiten berechneten engsten Leitradquerschnitten, in denen also je nach Stufenzahl die Schallgeschwindigkeit erreicht wird. Der sich ergebende Dampfverlust wird zu dem berechneten Dampfverbrauch addiert, wodurch η_e verringert wird.

Beispiel.	Leitrad	I	II	III
Leitradquerschnitt		315	822	2600 cm^2
Spaltquerschnitt		3	3	3 cm^2
Verhältnis in vH		$\frac{3 \cdot 100}{315 + 3} = 0,94$	3,33	0,11
Gesamundichtheit in vH			$\frac{0,94 + 0,33 + 0,11}{3} = 0,34$.	

Der Dampfverbrauch ist sonach mit $(1 + 0,0034)$ zu multiplizieren.

Dampfverbrauch.

Zur Leistung von 1 PS_eh ist theoretisch an kcal erforderlich:

$$60 \cdot 60 \cdot 75 \cdot A = \frac{270000}{427} = 632,3.$$

Sonach theoretischer Dampfverbrauch:

$$D = \frac{632,3}{i_1 - i_2} \text{ kg/h.}$$

Wirklicher Dampfverbrauch für 1 PSe:

$$D_s = \frac{D}{\eta_s} = \frac{632,3}{\eta_s(t_1 - t_2)} \text{ kg/h.}$$

Sekundliches Dampfgewicht:

$$G = \frac{D_s \cdot N_s}{3600} \text{ kg/sek.}$$

Bezüglich des Dampfverbrauches zeigt die praktische Erfahrung folgendes¹⁾:

1. Das sekundliche Dampfgewicht einer bestimmten Turbine ist dem Anfangsdruck vor der ersten Leitvorrichtung angenähert proportional, tiefe Luftleere vorausgesetzt.

2. Der Leerlauf-Gesamtdampfverbrauch beträgt etwa 10 vH des Verbrauches bei Vollast. Der Gesamtdampfverbrauch ändert sich proportional der Belastung. Aus dem für zwei Belastungen durch Versuche festgestellten Gesamtdampfverbrauch kann derjenige für die verschiedensten Belastungen annähernd durch gerade Verbindung der zwei Versuchspunkte ermittelt werden.

3. Die Nutzleistung nimmt mit dem Anfangsdruck angenähert linear zu. Diese Erfahrungsregeln 1 bis 3 gelten nur für unveränderliche Querschnitte, also für Drosselregelung, nicht für Quantitätsregelung.

4. Die Zwischendrücke ändern sich bei tiefer Luftleere in allen Stufen mit Ausnahme der letzten proportional mit dem Anfangsdruck.

Für etwa 5,5 bis 6° C Überhitzung Abnahme des Dampfverbrauches um 1 vH. Annähernd gleicher Gewinn, wenn in den Grenzen von 10 bis 15 at und 300° als mittlerer Wert für die Überhitzung der Druck um 1 at erhöht wird. Für je 0,01 at abs. Druckerniedrigung im Kondensator beträgt Gewinn bei 0,1 at Gegendruck etwa 1,0 vH, bei 0,04 at Gegendruck etwa 1,5 bis 2 vH. Erhöhung des Gegendruckes führt Leerlauf der letzten Räder herbei.

Berechnung des Dampfverbrauches²⁾, Dampfverbrauch bei der Nennleistung N_n :

$$D_n = 20 \left(1 + \frac{2}{p_1}\right) \cdot \left(1 - \frac{t_1}{900}\right) \cdot \left(1 - \frac{V}{148}\right) \cdot \left(1 + \frac{100}{N_n}\right) \text{ in kg/kWh, (4)}$$

p_1 = Eintrittsdruck in at abs., t_1 = Eintrittstemperatur, V = Luftleere in vH. Bei Bestimmung von D_n in kg/PS, ist statt 20 der Beiwert 14 zu setzen. Spezifischer Dampfverbrauch bei der Teillast N_x :

$$D_x = D_n \cdot \frac{\gamma}{\beta}, \tag{2}$$

$$\beta = \text{Belastungsgrad} = \frac{N_x}{N_n}.$$

Bei $\beta =$	0,	0,25	0,5	0,75	1	
wird $\frac{\gamma}{\beta} =$	∞	1,250	1,070	1,015	1,0	(Drosselregelung)
	∞	1,105	1,010	0,995	1,0	(Düsenregelung).

Beispiel. Es ist der Dampfverbrauch einer 5000 PS_n-Turbine mit $p_1 = 18$ at, $t_1 = 350^\circ$, $V = 95$ vH bei Nennleistung und halber Belastung zu bestimmen. Dampfverbrauch bei Nennleistung:

$$D_n = 14 \left(1 + \frac{2}{18}\right) \cdot \left(1 - \frac{350}{900}\right) \cdot \left(1 - \frac{95}{148}\right) \cdot \left(1 + \frac{100}{5000}\right) = 3,44 \text{ kg/PS}_n\text{h.}$$

$$D_x = 3,44 \cdot \frac{\gamma}{\beta} = 3,44 \cdot 1,07 = 3,68 \text{ kg/PS}_n\text{h bei Drosselregelung}$$

$$= 3,44 \cdot 1,01 = 3,47 \text{ kg/PS}_n\text{h bei Düsenregelung.}$$

4. Die Berechnung der Dampfturbinen.

1. Mittels des Entropiediagramms, Fig. 11. Das zur Verfügung stehende Wärmegefälle soll beispielsweise in 3 Stufen verwertet werden. Die Auf-

¹⁾ Stodola, Die Dampfturbinen. 5. Aufl., S. 215. Berlin 1910, Julius Springer.

²⁾ Nach Dr. Ing. Georg Forner. Z. des V. d. Ing. 1922, S. 955.

zeichnung des Entropiediagramms (Maßstab z. B. 1 mm = 1° C, 300 mm = 1 Entropieeinheit, so daß 300 mm² = 1 kcal) nach den in den Dampftafeln Bd. I, S. 398, enthaltenen Werten ergibt das theoretische Wärmegefälle in den schraffierten Flächen, wobei die Ausdehnung des Dampfes reibungslos und adiabatisch

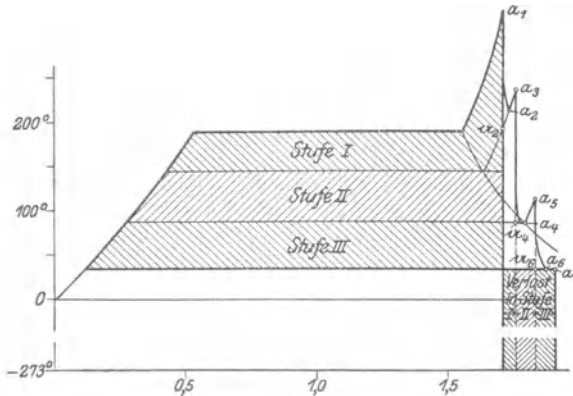


Fig. 11.

nach der durch den Ausgangspunkt a_1 gelegten Senkrechten anzunehmen ist. Teilung der Fläche in drei gleiche Teile I, II und III. In der Stufe I würde der Dampf verlustlos nach der Geraden $a_1 a_2$ expandieren. Bei z. B. 5 vH Dänenverlust endigt die Expansion jedoch im Punkte a_2 . Dieser wird auf der durch a_2 gehenden Kurve gleichen Druckes gefunden, indem die unter $a_2 a_2$ liegende bis zur -273° -Linie reichende Fläche gleich $\frac{1}{10}$ der Fläche von Stufe I gemacht wird. Die Dampfgeschwindigkeit berechnet sich aus:

$$\frac{A}{2g} \cdot c_1^2 = \frac{0,95 (i_1 - i_2)}{3}.$$

Nach Wahl von u auf Grund der Gleichung auf S. 282 für den Wirkungsgrad η_u , des Winkels α_1 (zwischen 15 und 25°) kann das Eintrittsparallelogramm entworfen werden, wodurch β_1 und w_1 gefunden werden. Im Austrittsparallelogramm wird $\beta_2 = \beta_1$ und $w_2 = \psi \cdot w_1$ ($\psi \approx 0,85$), außerdem ist u bekannt.

Es ist nunmehr der Zustand festzustellen, in dem der Dampf in die Düsen der Stufe II tritt. Unter der Annahme, daß die Austrittsgeschwindigkeit der Stufe I vollständig verloren geht, ergibt sich der den Zustand des Dampfes hinter Laufrad I bezeichnende Punkt a_3 , der wieder mit Punkt a_2 auf derselben Kurve gleichen Druckes liegt, aus dem Mehrbetrag an Wärme, in die die Verluste umgesetzt worden sind. Dieser Mehrbetrag hat die Größe:

$$\text{infolge der Düsenreibung: } q_a = (1 - \varphi^2) \cdot \frac{c_{1h}^2}{2g} \cdot A.$$

$$\text{infolge der Schaufelreibung: } q_s = \frac{A}{2g} (w_1^2 - w_2^2),$$

$$\text{infolge Umsetzung von } c_2: q_c = \frac{A}{2g} \cdot c_2^2,$$

$$\text{infolge von Radreibung und Ventilation: } q_r$$

$$\text{zusammen } Q_v'.$$

$$q_a + q_s + q_c = (1 - \eta_u) \cdot (i_1 - i_2).$$

Ist \mathfrak{T} die zu α_2 , T die zu α_3 gehörige Temperatur, so wird:

$$Q_v^I = c_p (T - \mathfrak{T}).$$

Die zweite und dritte Stufe werden in gleicher Weise berechnet, wobei jedoch zu beachten ist, daß z. B. α_4 innerhalb des Sättigungsgebietes liegt.

Bedeutet: \mathfrak{T}_4 die Temperatur in α_4 , r die Verdampfungswärme, x die spezifische Dampfmenge, so ergibt sich die spezifische Dampfmenge x' im Punkt α_4 aus:

$$q_d = (x' - x) \cdot r.$$

Die zu α_5 gehörige Temperatur T_5 folgt aus:

$$Q_v = (1 - x) r + c_p (T_5 - \mathfrak{T}_4).$$

Zur Berechnung von c_1 dienen sonach in Stufe *II* und *III* die durch die Verluste in den vorhergehenden Stufen vergrößerten Flächen. Es zeigt sich, daß die Summe der theoretischen Teilgefälle größer ist als das ursprüngliche, adiabatische Gesamtgefälle, ebenso wird der indizierte Wirkungsgrad der ganzen Turbine infolge des Rückgewinnes an Wärme größer als der Wirkungsgrad für die Einzelstufen.

Für die Bestimmung der Düsenquerschnitte sind die aus Druck, Temperatur und Feuchtigkeitsgehalt zu berechnenden Dampfvolumina der Punkte α_1 , α_3 , α_5 (Eintritt) und α_2 , α_4 , α_6 (Austritt) maßgebend.

Sonach wird für die im Überhitzungsgebiet liegenden Punkte α_2 und α_4 :

$$v = \frac{R \cdot T}{p} - C$$

für Punkt α_6

$$v = x u + \sigma$$

Sonach engster Düsenquerschnitt:

$$f_{\min} = \frac{G}{211 \sqrt{\frac{p}{v}}}$$

größter Querschnitt:

$$f_{\max} = G \cdot \frac{v}{c_1}.$$

Der endgültige Wärmeverlust wird von der Rechteckfläche dargestellt, deren Breite gleich der durch die Verluste hervorgerufenen Entropievermehrung ist und deren Höhe von der Kondensatorspannung p_k bis zur Linie der absoluten Temperatur reicht.

2. Mittels der Mollierschen IS-Tafel. Da die kcal nicht als Flächen sondern als Strecken auftreten, so wird die Behandlung bedeutend einfacher. Als zweckmäßig ergibt sich, jeder Stufe als Wärmerückgewinn einen bestimmten Prozentsatz φ des Gesamtgefälles $i_0 - i_3$ zuzuschlagen (Fig. 12).

Es folgt für das Einzelgefälle:

$$h = \frac{(1 + \varphi) \cdot (i_0 - i_3)}{n}, \quad n = \text{Stufenzahl.}$$

$$c_{th} = 91,5 \sqrt{h}; \quad \varphi = 0,03 \text{ bis } 0,08.$$

α_1 ist Anfangspunkt, so daß $\alpha_1 \alpha_2$ verlustloser Dampfarbeit zwischen den Druckgrenzen p_3 und p_0 entspricht. In Stufe *I* geht infolge der Verluste die Expansion nach der Linie $\alpha_1 \alpha_2 \alpha_3$ vor sich (vgl. Entropiediagramm nach Fig. 11 mit gleichen Bezeichnungen). Lage α_3 ist durch den Düsenverlust q_d festgelegt. Der Querschnitt der Leitvorrichtung wird nach dem hier (und in den entsprechenden Punkten α_4 und α_5) vorhandenen spezifischen Dampfvolumen bestimmt. Nach Antragen der Verluste $q_s + q_d$ folgt die Lage des Punktes α_3 , wenn q_r vernachlässigt wird.

Wird angenommen, daß die Austrittsgeschwindigkeit ganz oder teilweise in der folgenden Stufe verwertet wird, so ist nach Fig. 13 zu verfahren. Von a_2 aus werden $q_d + q_r$ aufgetragen, wodurch Punkt a_3 bestimmt ist. Hierauf Antragen von q_a .

Bei voller Beaufschlagung kann mit Verwertung der Austrittsgeschwindigkeit aus der vorhergehenden Stufe gerechnet werden. Die Eintrittskante des Leitrades ist dann in die Richtung des austretenden Dampfstrahles zu legen.

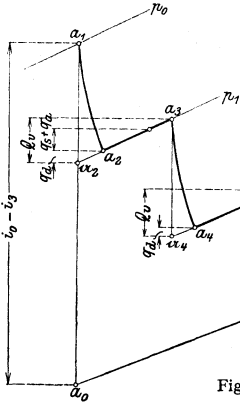


Fig. 12.

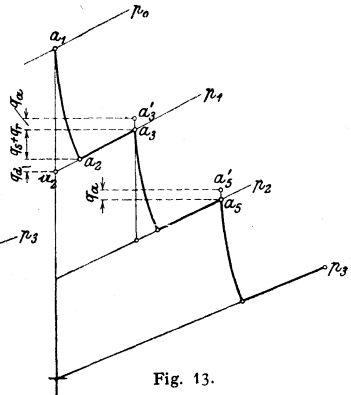


Fig. 13.

Ist c_{1a} die Axialkomponente der absoluten Eintrittsgeschwindigkeit, f_a der Axialdurchgangsquerschnitt des Rades ($f_a = \tau \cdot \pi \cdot d_m \cdot l$, wobei $d_m =$ mittlerer Schaufelkranzdurchmesser, $l =$ Schaufelhöhe, τ die Verengung durch die Schaufelstärke berücksichtigt), so folgt: $f_a = \frac{G \cdot v}{c_{1a}}$, $\tau = 0,8$ bis $0,9$.

Einfachere Ermittlung des auf der Isobare p_1 liegenden Punktes a_3 : Nach Wahl von u folgt durch Multiplikation des Gefälles $a_1 a_2$ mit η_u die senkrechte Entfernung zwischen a_1 und a_3 .

Beispiel: Es ist eine 1000 kW-Dampfturbine zu berechnen. Im vorgeschalteten zweikränzigen Geschwindigkeitsrad expandiert der Dampf von 13 at abs. 330° auf 1,5 at abs. in den folgenden drei Druckstufen auf den Kondensatordruck 0,04 at abs. Gesamtgefälle 226 kcal¹⁾.

Gewählt:	$u = 180$ m/sek,	$c_1' = 0,85c_2$,
	$\varphi = 0,95$	$\alpha_1 = 20^\circ$,
	$\nu = 0,85$	$\beta_1 = \beta_2$.

Für die Expansion im Curtis-Rad (Senkrechte $a b$ im JS-Diagramm, Fig. 14) folgt ein Wärmegefälle ($i_1 - i_2$) = 110,5 kcal.

I. Geschwindigkeitsrad.

Düsenreibung: $q_d = (1 - \varphi^2) \cdot (i_1 - i_2) = (1 - 0,95^2) \cdot 110,5 = 11$ kcal

$c_{1h} = 91,5 \sqrt{110,5} = 963$ m/sek, $c_1 = 0,95 \cdot 963 = 915$ m/sek.

Mit $\alpha_1, c_1, u_1 = u$ Aufzeichnung des Eintrittsdiagramms, Fig. 15, mit $\beta_2 = \beta_1, w_2 = 0,85 w_1, u_2 = u$ Aufzeichnung des Austrittsdiagramms. In gleicher Weise Entwurf der Diagramme der zweiten Geschwindigkeitsstufe.

$(c_1' = 0,85 c_2, \alpha_1' = 20^\circ, u_1 = u).$

$\eta_u = \frac{2u(c_{1u} + c_{2u} + c_1'u + c_2'u)}{c_{1h}^2} = \frac{2 \cdot 180(860 + 400 + 385 - 10)}{963^2} = 0,636.$

¹⁾ Um die Berechnung zu vereinfachen, sind weder die Undichtheitsverluste noch die Austrittsgeschwindigkeits-Verwertung — diese in den beiden letzten Stufen — berücksichtigt.

($c_2' u$ negativ einsetzen!)

Gesamtverlust $Q_v = q_d + q_s + q_a = (1 - \eta_u) \cdot (i_1 - i_2) = (1 - 0,636) \cdot 110,5 = 40 \text{ kcal}$.

Volumen in Punkt a: $v_1 = \frac{RT}{p} - C = \frac{0,0047 \cdot 603}{13} - 0,016 = 0,202 \text{ m}^3/\text{kg}$.

Volumen in Punkt c: $v_2 = \frac{0,0047 \cdot 391}{1,5} - 0,016 = 1,204 \text{ m}^3/\text{kg}$.

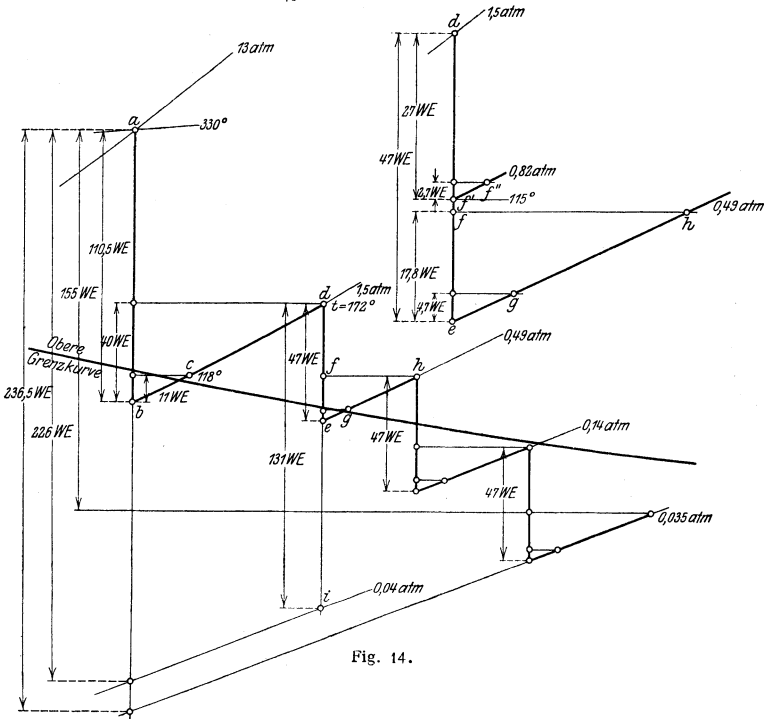


Fig. 14.

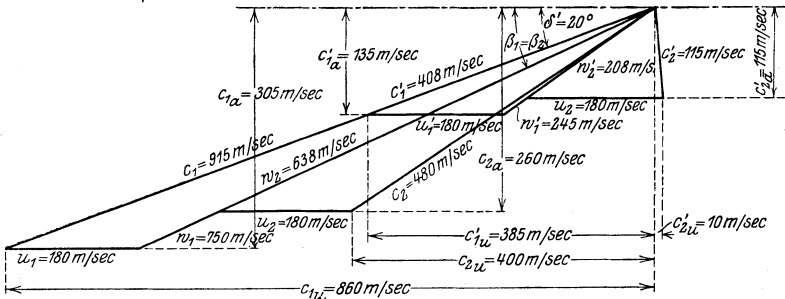


Fig. 15.

2. Die Druckstufen.

Das hier zu verarbeitende Gefälle beträgt 131 kcal (Senkrechte d i). Wärme-Rückgewinn geschätzt zu 9 kcal.

Gesamtgefälle: 140 kcal.

Einzelgefälle: $\frac{140}{3} = 47 \text{ kcal}$.

$c_{1h} = 91,5 \sqrt{47} = 627 \text{ m/sec}$,

$c_{1u} = 0,95 \cdot 627 = 596 \text{ m/sec}$.

Die Druckstufen arbeiten sonach mit Überschallgeschwindigkeit, und es ist die Berechnung nach S. 279 durchzuführen.

Als Beispiel werde Stufe I durchgerechnet (siehe Nebenfigur in Fig. 14).

$$p_k = 0,546 \cdot p_1 = 0,546 \cdot 1,5 = 0,82 \text{ at abs.}$$

Wärmegefälle $d f'$ bei Expansion von 1,5 at auf 0,82 at = $i_{k_1} - i_{k_2} = 27 \text{ kcal.}$

$$c_k = 91,5 \sqrt{27} = 480 \text{ m/sek} = \text{krit. Geschwindigkeit.}$$

Temperatur im Punkt f' : $t = 115^\circ$.

$$\text{Volumen im Punkt } f': v_k = \frac{0,0047(273 + 115)}{0,82} - 0,016 = 2,207 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

$$\text{Volumen im Punkt } g: v_2 = \frac{0,0047 \cdot (273 + 82)}{0,49} - 0,016 = 3,40 \text{ m}^3/\text{kg.}$$

Punkt g liegt über Punkt e um

$$q\ddot{a} = (1 - \varphi^2) \cdot (i_{I_1} - i_{I_2}) = 4,7 \text{ kcal}$$

$$\sin \alpha_1' = \frac{v_2 \cdot c_k}{v_k \cdot c_1} \cdot \sin \alpha_1 = \frac{3,40 \cdot 480}{2,207 \cdot 596} \cdot 0,342 = 0,424$$

$$\alpha_1' = 25^\circ 10'.$$

Ablenkung

$$5^\circ 10'$$

Hiermit Entwurf des Geschwindigkeitsdiagramms nach Fig. 16 (mit $\beta_1 = \beta_2$).

$$\eta_u = 2\varphi^2(1 + \psi) \cdot \left(\cos \alpha_1' - \frac{u}{c_1} \right) \cdot \frac{u}{c_1} = 2 \cdot 0,9 \cdot 1,85 \left(0,905 - \frac{180}{596} \right) \cdot \frac{180}{596} = 0,605$$

$$Q_v = (1 - \eta_u) \cdot (i_{I_1} - i_{I_2}) = (1 - 0,605) \cdot 47 = 18,6 \text{ kcal.}$$

Auftragung von Q_v von e ab ergibt den Anfangszustand h der folgenden Stufe.

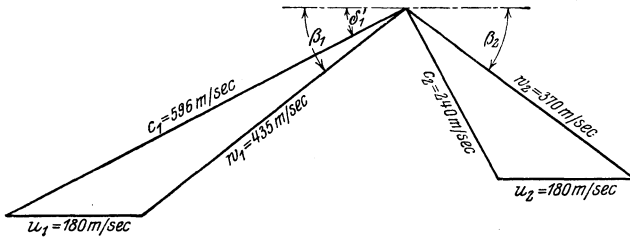


Fig. 16.

(In der vorstehenden Berechnung ist die Strömung bis zum engsten Querschnitt als verlustlos vorausgesetzt ($\varphi = 1$). Im anderen Fall ist Punkt f'' für die Bestimmung von c_k und v_k maßgebend, doch folgen hierbei zu kleine Werte von α_1' .)

3. Wirkungsgrad und Dampfverbrauch.

Die Expansion führt im JS-Diagramm auf 0,035 at statt auf 0,04 at. Der Unterschied werde, als zulässig angesehen, anderenfalls wäre die Rechnung unter Annahme eines anderen Wärmehückgewinnes zu wiederholen.

$$\text{Geschätzt: } \eta_m = 0,93, \quad \text{Dynamo-Wirkungsgrad } \eta_{dyn} = 0,95.$$

$$\text{Nach dem JS-Diagramm, Fig. 89, ist } \eta_u = \frac{155}{236,5} = 0,656.$$

$$\text{Theoretischer Dampfverbrauch: } D_{th} = \frac{632}{i_1 - i_2} = \frac{632}{238} = 2,66 \text{ kg/PS}_e\text{h.}$$

$$\text{Tatsächlicher Dampfverbrauch: } D = \frac{2,66}{0,565 \cdot 0,93} = 4,325 \text{ kg/PS}_e\text{h}$$

$$\text{Anzahl der PS}_e: N_e = 1,36 \cdot \frac{1000}{0,95} \cong 1430 \text{ PS}_e.$$

$$\text{Sek. Dampfverbrauch: } D_{\text{sek}} = \frac{1430 \cdot 4,33}{3600} = 1,72 \text{ kg/sek.}$$

4. Berechnung der Querschnitte.

$$\text{Engster Düsenquerschnitt: } f_{\text{min}} = \frac{G}{211 \sqrt{\frac{p_1}{v_1}}} = \frac{1,72}{211 \sqrt{\frac{13}{0,202}}} = 0,001019 \text{ m}^2 = 10,19 \text{ cm}^2.$$

$$f_{\text{max}} = \frac{G \cdot v_2}{c_1} = \frac{1,72 \cdot 1,204}{915} = 0,002279 \text{ m}^2 = 22,8 \text{ cm}^2.$$

Die Schaufelhöhe am Eintritt des ersten Laufkranzes werde zu $l_e = 25$ mm gewählt, dann vergrößern sich die Schaufelhöhen nach dem Austrittsende des Geschwindigkeitsrades hin im Verhältnis der axialen Geschwindigkeitskomponenten und der Volumenzunahme. Die Temperaturen, Drucke und Volumina für Ein- und Austritt des Geschwindigkeitsrades sind durch die Punkte c und d des JS-Diagramms gegeben.

$$\text{Volumen in Punkt } c: v = 1,204 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ (s. oben).}$$

$$\text{Volumen in Punkt } d: v = \frac{0,0047(273 + 172)}{1,5} = 0,016 = 1,384 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

Durch Auftragung der Verluste in den beiden Laufkranzen sowie im Leitkranz lassen sich auf der Strecke $c d$ des JS-Diagramms die zur Bestimmung der Zwischenvolumina erforderlichen Punkte ermitteln. Im vorliegenden Fall wird das Dampfvolumen am Ende des ersten Laufkranzes zu 1,28, am Beginn des zweiten Laufkranzes zu 1,32 m³/kg geschätzt. Dann folgen die Schaufelhöhen:

$$\text{am Austritt des 1. Laufkranzes: } l_a = l_e \cdot \frac{c_1 a}{c_2 a} \cdot \frac{1,28}{1,204} = 25 \cdot \frac{305}{260} \cdot \frac{1,28}{1,204} = 31 \text{ mm}$$

$$\text{am Eintritt des 2. Laufkranzes: } l_{e_2} = l_e \cdot \frac{c_1 a}{c_1' a} \cdot \frac{1,32}{1,204} = 25 \cdot \frac{305}{135} \cdot \frac{1,32}{1,204} = 68 \text{ mm}$$

$$\text{am Austritt des 2. Laufkranzes: } l_{a_2} = l_e \cdot \frac{c_1 a}{c_2' a} \cdot \frac{1,384}{1,204} = 25 \cdot \frac{305}{115} \cdot \frac{1,384}{1,204} = 76 \text{ mm}$$

Für den Querschnitt f_k des ersten Leitrades der Druckstufung ist das Volumen v_k im Punkte f' maßgebend:

$$f_k = \frac{G \cdot v_k}{c_k} = \frac{1,72 \cdot 2,207}{480} = 0,00709 \text{ m}^2,$$

in Richtung der Strömung gemessen.

Meist wird mit den axialen Querschnitten f_a und Geschwindigkeitskomponenten c_a gerechnet. Es ist allgemein:

$$\tau \cdot f_a = \frac{G \cdot v}{c_1 \cdot \sin \alpha_1} = \tau \cdot D_m \pi \cdot l,$$

worin τ = Verengungszahl = 0,8 bis 0,9, die Verengung durch die Schaufelstärken berücksichtigt; D_m = mittlerer Durchmesser der Schaufelung; l = Schaufelhöhe.

Berechnung der Überdruckturbinen.

Nach Wahl der kleinsten und größten Umfangsgeschwindigkeit wird über eine Grundlinie AD eine hyperbelartig verlaufende c_1 -Kurve ab aufgetragen,

wobei der Kleinstwert von c_1 beispielsweise durch $c_{1\text{min}} = \frac{u_1}{0,5}$, der GrößtWert durch $c_{1\text{max}} = \frac{u_3}{0,33}$ gegeben ist, wenn $\frac{u}{c_1}$ zwischen den Grenzen 0,33 und 0,5 bleiben soll. Der Verlauf der c_1 -Kurve bestimmt dann auch durch das Verhältnis $\frac{u}{c_1}$ die

Lage der durch B und C gezogenen Senkrechten, woraus die Trommelstufung folgt. Es empfiehlt sich jedoch immer, von a aus und nach b hin die Kurve steiler zu nehmen als der stetige Verlauf ergibt.

Nach Annahme des inneren Wirkungsgrades η_i sind Dampfverbrauch und Wärmeinhalt z_k , sowie Volumen des aus der letzten Stufe strömenden Dampfes bekannt, so daß die Schaufellängen der ersten und letzten Stufe nach der Gleichung

$$G \cdot v = \pi D \cdot l \cdot \tau \cdot c_{1a}$$

auf ihre Zulässigkeit geprüft werden können. α_1 nimmt nach dem Kondensator hin zu. Wird in Gleichung (5a), S. 283, $c_1 = k \cdot u$ gesetzt, so wird nach Fig. 10

$$w_1^2 = c_1^2 \cdot \sin^2 \alpha_1 + (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u)^2 = c_1^2 - 2 k u^2 \cos \alpha_1 + u^2$$

$$h = \frac{2 k \cos \alpha_1 - 1}{g} \cdot u^2 \cdot A.$$

Hiermit sind die verwerteten Gefälle einiger Einzelstufen, z. B. $A, A', B, B' \dots$ zu berechnen und aufzutragen, Fig. 17. Die Planimetrierung der entstehenden Fläche ergibt das mittlere Stufengefälle h_m .

Mit dem ausgenutzten Gefälle $H_i = \eta_i \cdot H_0$ folgt die Stufenzahl zu:

$$H_i = z \cdot h_m.$$

Das Verhältnis der Strecken AB, BC, CD zu AD gibt an, wie die Gesamtstufenzahl auf die einzelnen Trommelteile zu verteilen ist.

In gleicher Weise wird der mittlere Wert der Reibungsarbeit $h_{r,m}$ gefunden, indem die einzelnen Werte $\frac{A}{g} \cdot \zeta \cdot c_1^2$ ermittelt werden.

Eintragen der ausgenutzten Gruppengefälle, der Reibungsverluste und des aus dem Geschwindigkeitsdreieck der letzten Gruppenstufe folgenden Auslaßverlustes in das JS-Diagramm muß auf den durch die Annahme von η_i bestimmten Endpunkt der Zustandskurve führen.

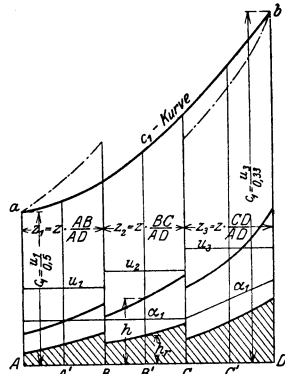


Fig. 17. Berechnung der Überdruckturbinen.

5. Konstruktive Angaben.

Turbinen mit vorgeschaltetem Curtisrad arbeiten mit 800 bis 900 m/sek in der Curtisstufe, mit 500 bis 600 m/sek in den folgenden Stufen. Die Bestrebungen gehen unverkennbar nach Verringerung der Stufenzahl bei Erhöhung der Dampfgeschwindigkeit in parallelwandigen Leitapparaten.

Aktionsturbinen werden mit 5 bis 8 Stufen gebaut; bei Anordnung eines Geschwindigkeitsrades, das etwa 25 bis 30 vH der Gesamtleistung übernimmt, folgen auf dieses 3 bis 5 Niederdruckstufen. Die genannten Stufenzahlen setzen Überschreitung der Schallgeschwindigkeit voraus. Bei Aktionsturbinen ist $\frac{u}{c} \cong 0,35$ bei kleineren, steigend bis 0,45 bei großen Leistungen; bei

Reaktionsturbinen ist im Mittel $\frac{u}{c} = 0,3$ bis 0,5. Die Umfangsgeschwindigkeit ist bis auf 280 m/sek. gesteigert worden. Neuerdings sind Wirkungsgrade $\eta_e = 0,80$ erreicht worden.

Nach Briling ergibt sich günstigste Schaufelform, wenn Strahlstärke gleich halbem mittleren Krümmungsradius r . Günstigste Teilung $t = \frac{r}{2 \sin \beta}$, wenn $\beta_1 = \beta_2$. Für $\beta = 30^\circ$ folgt: $t = r$ (Versuche von Banki führten auf $t = 1,3 r$, solche von Stodola auf $t = 0,7 r$).

Als Mindestschaufellängen wählt man: 4 bis 6 mm bei Leistungen bis 100 PS, 10 bis 15 mm bei 1000 PS, 20 bis 25 mm bei 10000 PS. Für kurze Schaufeln beträgt die Breite $b = 8$ bis 10 mm bei 5 bis 6 mm Teilung, so daß bei $\beta_1 = 30^\circ$ der Krümmungsradius $r = \frac{b}{2 \cos \beta_1} = 4,6$ bis 5,8 mm folgt,

Für lange Schaufeln ist $b = 25$ mm, $t = 14$ bis 16 mm, $r = 14,5$ mm. Neuerdings wird auch $t = b = \frac{l}{12}$ gesetzt, $l =$ Schaufellänge.

Da weniger dichter Dampf eher zu Wirbelverlusten Veranlassung gibt, so schlägt Lösl aus diesem Grunde in den Niederdruckstufen Schaufeln von größerer Breite, also sanfterer Krümmung vor. Größte Schaufellänge $\approx \frac{1}{5}$ Rad-durchmesser. Bei größeren Schaufellängen wird der Unterschied in der Teilung zu groß, diese ist an der Schaufelwurzel zu eng, außen zu weit.

Axiale Leitradbreite: 35 bis 50 mm und mehr. Axialer Spielraum zwischen Leit- und Laufrad: 3 bis 6 mm an der Dampfeintrittseite, bis 10 mm an der Austrittseite. Radialer Spielraum zwischen Laufrädern und Gehäuse: 4 bis 7 mm, weniger (bis herunter zu 0,5 mm) in den ersten Stufen von Überdruckturbinen.

$\alpha_1 = 15$ bis 25° . Häufig wird $\beta_1 = \beta_2 = 30$ bis 35° . In den letzten Stufen werden mitunter die Winkel α_1 auf 35 bis 40° vergrößert, um dadurch die Axialkomponenten der Geschwindigkeiten zu vergrößern und mit kleineren Querschnitten auszukommen (siehe auch S. 280). Bei Reaktionsturbinen gilt (nach Stodola) als praktisches Mittel $\alpha_1 = \beta_2 = 25^\circ$, während an den letzten Rädern die Winkel bis auf 40 und 50° zunehmen. Innerhalb eines Rades sollen sich Ein- und Austrittsquerschnitt wie die zugehörigen Axialkomponenten von Ein- und Austrittsgeschwindigkeit verhalten.

Über die Bestimmung der kritischen Umlaufzahl der Welle und Berechnung der Turbinenscheiben siehe Bd. I, S. 261 und 530.

Berechnung der Schaufeln s. Bd. I, S. 475.

6. Gesamtanordnung und Einzelheiten.

Infolge der üblichen Wechselzahl muß bei einer Erhöhung der Umlaufzahl von Drehstrom-Turbodynamos unmittelbar von $n = 1500$ auf $n = 3000$ übergegangen werden. Die Leistungsfähigkeit der Turbine wird begrenzt durch den Durchmesser und die Schaufellänge des letzten Laufrades. (Über „Grenzleistungsturbinen“ s. Loschge, Z. des V. d. I. 1921, S. 739, und Zerkowitz, ebenda 1922, S. 533).

Die sich hieraus ergebenden Schwierigkeiten löst die A. E. G. bei Turbinen bis zu 20000 kW (mit $n = 3000$), indem nach Fig. 18 an Stelle des letzten Niederdruckrades zwei parallelgeschaltete Räder angewendet werden.

Fig. 19. M.-A.-N.-Turbine. Zoelly-Turbine mit vorgeschaltetem Geschwindigkeitsrad, in dem bis auf etwa 2 at expandiert wird.

Fig. 20. Brown-Boveri-Turbine. Reaktionsturbine, ebenfalls mit Geschwindigkeitsrad. Anordnung der Reaktionsbeschaufelung auf der Trommel. Ausgleich des Axialschubes durch zwei mit Labyrinthdichtung versehene Entlastungskolben. Der am Dampfeintritt angeordnete Entlastungskolben nimmt den Schub des mit kleinerem Durchmesser ausgeführten Trommelteiles auf, während der Entlastungskolben am Abdampfende den Schub des größeren Trommelteiles dadurch ausgleicht, daß infolge Anordnung von Verbindungskanälen seine Kreisringfläche vom Dampf vor diesem größeren Trommelteile belastet wird.

Auch Brown-Boveri bauen große Turbinen mit $n = 3000$, bei denen auf die Trommel mehrere (z. B. 6) Reaktions-Einzelräder folgen, durch die Querschnitt, Umfangs- und Strömungsgeschwindigkeit vergrößert werden.

Radialdampfturbinen: Elektraturbine und Ljungström-Turbine.

Fig. 21. Melms-Pfenninger-Turbine. Die Reaktionstrommel trägt vorn ein Geschwindigkeitsrad. Entlastung wird herbeigeführt durch den Unterschied in den Durchmessern der Reaktionstrommel und des mit dem

Geschwindigkeitsrad aus einem Stück bestehenden Labyrinthkolbens, der die Abdichtung des Druckes im Aktionsteil gegen den im Abdampf-
 stutzen bewirkt. Über
 „Grenzleistungsturbinen“ dieser Firma s. Z. des V. d. S. 1922, S. 564.

Die Thyssen-Röder-Turbine arbeitet ebenfalls mit Curtisrad und Überdruckteil, die letzten Niederdruckschaufelreihen sind auf Einzelrädern angeordnet.

Gehäuse. Bau-
 stoff: Gußeisen. Die Form soll sich mit Rücksicht auf Gußspannungen und Wärmedehnungen dem einfachen Zylinder

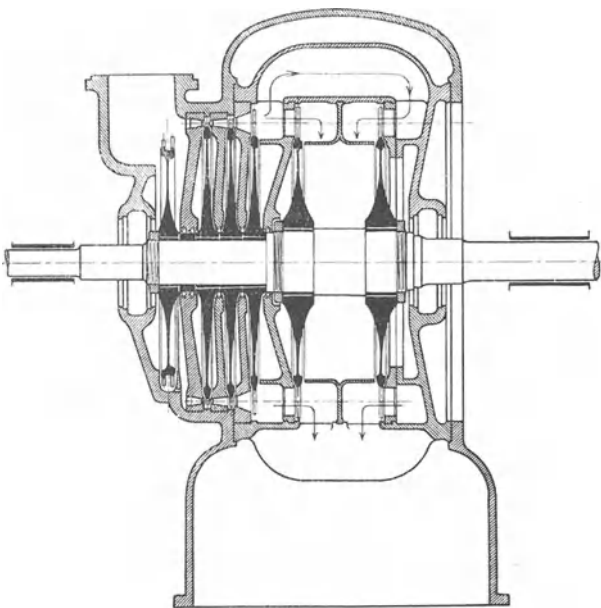


Fig. 18.

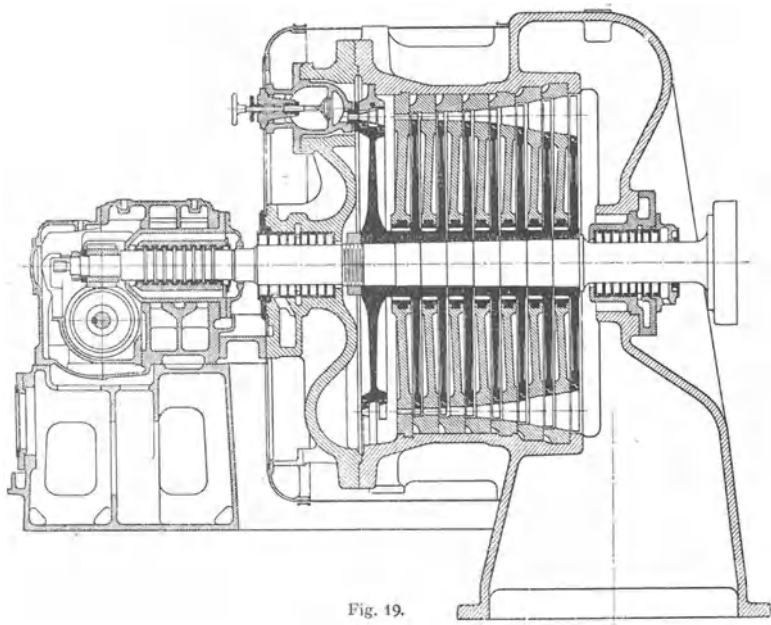


Fig. 19.

möglichst nähern. Ausglühen des Gehäuses zur Vermeidung der Gußspannungen und des Verziehens im Betriebe vielfach gebräuchlich. Teilung in wagerechter Ebene, um den Oberteil mit den an ihm befestigten Leitradhälften leicht abziehen zu können. Festlegung des Gehäuses am Abdampfende, um Verschiebung

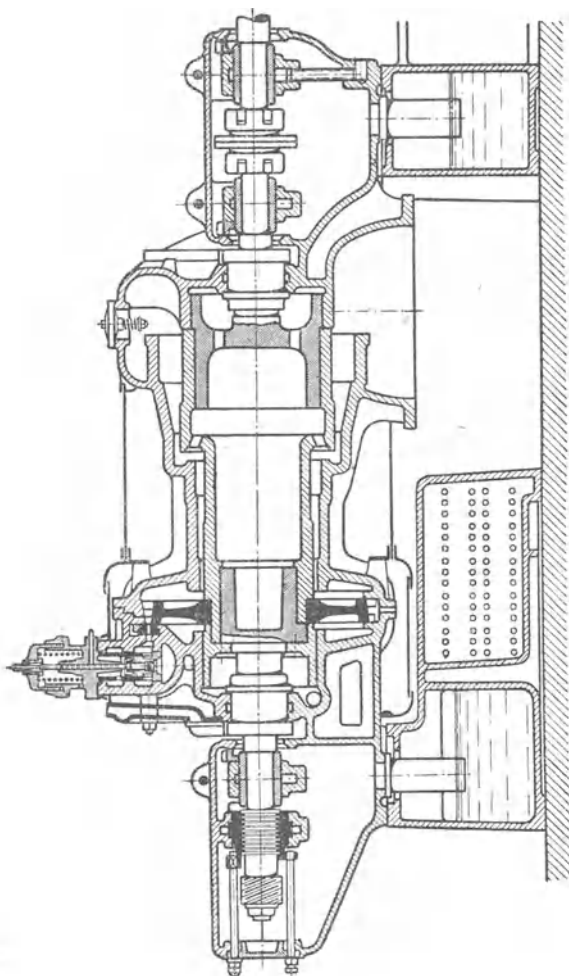


Fig. 20.

des Kondensatorrohres durch Wärmedehnungen zu vermeiden. Unterstützung des Gehäuses in wagerechter Mittelebene, damit sich Höhenlage nicht ändert. Stützung am Niederdruckende durch besondere Füße oder durch den Lagerständer, am Hochdruckende durch den verschiebbaren Lagerständer. Zum Einhalten der Schaufelspiele Anordnung eines Kammlagers erforderlich.

Welle. Baustoff: Siemens-Martin-Stahl, seltener Nickelstahl, Beseitigung von Spannungen durch Ausglühen. Ausführung entweder „starr“ oder „biegsam“, je nachdem Betriebsumlaufzahl unter oder über der kritischen Zahl liegt. (Letztere

abhängig von der linear mit der Belastung und in dritter Potenz mit der Lagerentfernung zunehmenden Durchbiegung.) Beim Anlassen biegsamer Wellen treten beim Durchgang durch die kritische Umlaufzahl Erschütterungen auf, die oft kaum merkbar, mitunter aber die Leitradbuchsen ausschleifen. Mit Rücksicht auf unvorhergesehene Überschreitungen der Umlaufzahl und Ungenauigkeiten der Rechnung soll die Umlaufzahl etwa um 25 bis 30 vH ihres Wertes unter der kritischen liegen.

Düsen. Baustoff: Nickelstahl, neuerdings auch Gußeisen. Vereinigung der aus dem Vollen gefrästen oder durch einzeln eingesetzte Wände gebildeten Düsen in Düsenkästen aus Stahlguß. Anordnung zusammenhängend

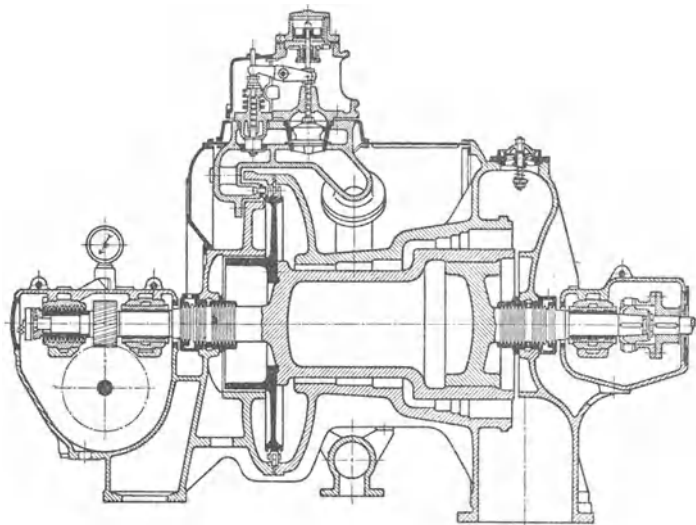


Fig. 21.

und nicht gleichmäßig über den Umfang verteilt, damit das wiederholte Auffüllen und Leeren der Schaufelkanäle und die damit verbundenen Wirbelverluste vermieden werden. Querschnitt rechteckig.

Leiträder. Zweitellig, obere Hälfte mit Gehäusedeckel verbunden. Bei den ersten teilweise beaufschlagten Leiträdern mit kleiner Schaufelhöhe werden die Schaufelbleche aus Nickelstahl in schräge Schlitzte eines Ringes eingesetzt, der mit der Scheibe verschraubt wird. Begrenzung der Leitkanäle nach außen hin ebenfalls durch besonderen Ring. Bei Vollbeaufschlagung werden die Nickelstahlleitschaufeln in die Scheidewände eingegossen. Abdichtung an der Welle entweder durch Kupferingsegmente, die in schwalbenschwanzförmige Nuten der Leitradnaben eingestemmt werden, oder durch Eintreiben zugeschrägter Kupferinge in besondere Buchsen.

Laufäder. Baustoff: Siemens-Martin-Stahl, bei $u > 200$ m/sek. Sonderstahl. Schaufelmaterial: Meist Nickelstahl, dessen Nickelgehalt in den Hochdruckstufen höher als in den Niederdruckstufen gewählt wird. (Besonders eingehende Mitteilungen über Schaufelmaterial macht Dr. Lasche in der Z. Ver. deutsch. Ing. 1918, S. 583.) Anordnung von Bohrungen in den Scheiben, um bei plötzlich auftretenden Belastungsänderungen Druckausgleich

herbeizuführen und Axialschübe zu verhindern. Der Kranz enthält eine \perp -förmige Nut, in welche die Schaufeln mit entsprechend gestaltetem Fuß radial durch eine mittels Schlußstückes zu sichernde erweiterte Öffnung eingebracht werden. Der Abstand der Schaufeln voneinander ist durch ebenfalls \perp -förmige Abstandsstücke festgelegt. Die Schaufeln werden entweder aus dem Vollen gefräst — Stockschaufeln — oder gestanzt und gepreßt. Längere Schaufeln erhalten zweckmäßig nach außen hin abnehmenden Querschnitt, um Belastung des Schaufelfußes durch Fliehkraft zu verringern. Abschluß der Kanäle nach außen hin durch Bandstücke, die mit Schaufelenden vernietet werden. Fig. 22 zeigt Ausführung von Escher, Wyss & Co. Fig. 23: Schaufel der AEG., mit Abstandstück aus einem Stück bestehend.

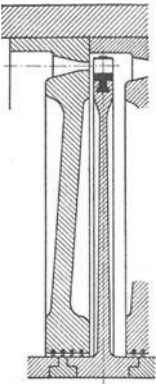


Fig. 22.

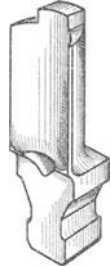


Fig. 23.

Befestigung der Laufräder auf der mit Ab-sätzen versehenen Welle durch Aufpressen und Sicherung durch Federn und durch Mutter mit geringem Spiel (wegen der Wärmedehnung), wobei zur Verhinderung axialen Wanderns jedes Rad noch besonders befestigt werden muß. Oder Aufbringen der Räder auf besondere Trag-
ringe.

Stopfbuchsen. Abdichtung meist durch dreiteilige, graphithaltige und selbstschmierende Kohlenringe, die in besonderen Kammerringen untergebracht sind und von umgelegten Schlauchfedern gegen die Welle gepreßt werden. Fig. 24. Vielfach auch Labyrinthdichtung. Auf der Oberfläche von Stahlgußbuchsen, die auf der Welle

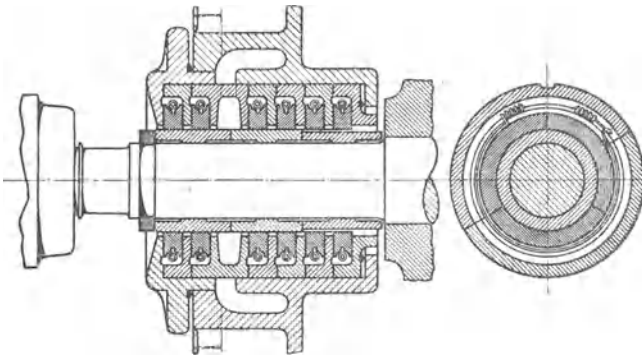


Fig. 24. Bauart Oerlikon.

befestigt sind, wird eine große Anzahl scharf zugespitzter Ringe herausgedreht, in deren Zwischenräume gleichartig ausgearbeitete Ringe hineintragen, die sich an der Innenseite mehrteiliger am Turbinendeckel befestigter Buchsen befinden. Eindringen der Luft an der Abdampfseite wird durch Sperrdampf verhindert. Fig. 25 und 26.

Regelung. Diese würde in vorteilhafter Weise durch gleichzeitige Änderung sämtlicher Leitradquerschnitte vorgenommen, was jedoch sehr verwickelte Ausführung veranlassen würde. Meist findet sich: Drosselregulierung und bei Düsenanordnung in der ersten Stufe: Quantitätsregelung. Eine Verminderung des Dampfverbrauches findet stets bei derjenigen Belastung statt, bei der der

Regler einen Teil einer mit Drosselung arbeitenden Düsengruppe ausschaltet, so daß die übrigbleibenden Düsen mit Frischdampf arbeiten, der erst bei weiterer Entlastung gedrosselt wird. An einer bestimmten Belastungsstelle werden dann wieder weitere Düsen ausgeschaltet. Bauliche Ausführung dieser Maßnahme durch die A.-E.-G. zeigt Fig. 27. Der Regler verdreht eine Welle mit Nocken, die so gestaltet sind, daß nacheinander die zu den einzelnen Düsengruppen führenden Ventile geöffnet oder geschlossen werden. Regelung stets indirekt nach S. 338.

In Fig. 28 und 29 sind nach Forner¹⁾ Drossel-, ideale Düsen- und kombinierte Regelung in Vergleich gezogen, wobei unter „idealer“ Regelung eine solche verstanden wird, bei der stets voller Druck vor der Düse herrscht, was eine unendlich große Anzahl unendlich kleiner Düsen voraussetzt. In Fig. 28 sind die Teilbelastungen der Turbine als Abszissen, die Abweichungen vom normalen Dampfverbrauch als Ordinaten aufgetragen. Die dargestellten Kurven haben keine allgemeine Gültigkeit, das Verhältnis der beiden Kurven in Fig. 28 zueinander bleibt aber auch unter geänderten Verhältnissen dasselbe. Werden beispielsweise bei einer ausgeführten Turbine die Abmessungen des Niederdruckteiles so gewählt, daß die Drosselkurve steiler verläuft, so wird bei Verwendung des gleichen Niederdruckteiles in der Turbine mit Düsenregelung auch deren Kurve steiler.

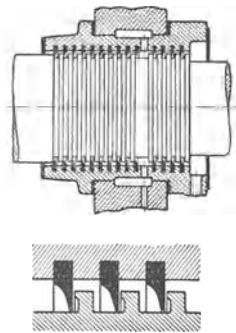


Fig. 25—26.
Bauart Melms-Pfenninger.

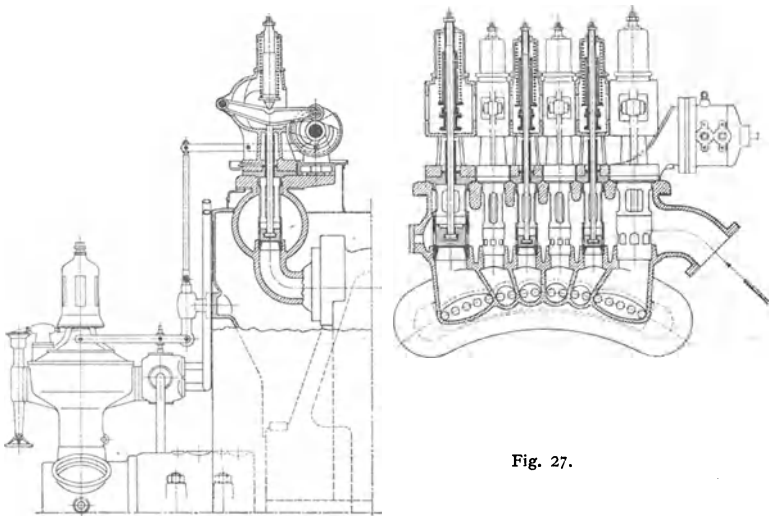


Fig. 27.

Versuche von Prof. Baer ergaben: Bei reiner Füllungsregelung — also gleichbleibendem Gesamtgefälle — nimmt bei sinkender Belastung das Wärmegefälle der ersten Stufe zu, das der letzten Stufe ab, während in den mittleren Stufen

¹⁾ Der Einfluß der rückgewinnbaren Verlustwärme des Hochdruckteiles auf den Dampfverbrauch der Dampfturbinen. Verlag Julius Springer, Berlin 1921.

innerhalb weiter Grenzen das Wärmegefälle unveränderlich bleibt. Es zeigten sich folgende Verhältnisse:

Leistung	Wärmegefälle (kcal) in Stufe I	Theoretische Dampfgeschwindigkeit
$\frac{1}{1}$	65	737
$\frac{3}{4}$	84	840
$\frac{1}{2}$	101	920
$\frac{1}{4}$	120	1000

Bei Drosselregelung bleibt das Wärmegefälle in den einzelnen Stufen fast konstant. Die Verringerung des Gesamtgefalles kommt fast ganz auf die letzte Stufe und erstreckt sich von hier aus ganz allmählich nach den Hochdruck-

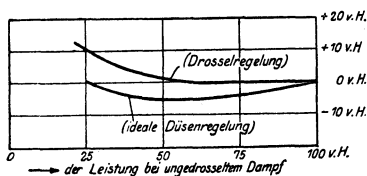


Fig. 28.

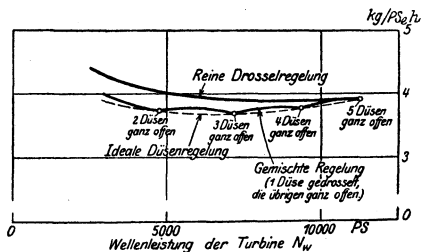


Fig. 29.

stufen hin. Die Leistungskonzentration ist sonach geringer als bei Füllungsregelung (Z. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 1056).

Ein besonderer Sicherheitsregler verhindert die Überschreitung einer bestimmten Höchstumlauhzahl bei Versagen des Hauptreglers durch Schnellschluß einer Absperrvorrichtung in der Dampfzuleitung.

Ölpumpe. Meist als Zahnradpumpe ausgeführt, die mit zwei Druckstufen für Lagerschmierung (0,5 bis 1,5 kg/cm²) und Servomotor (3 bis 5 kg/cm²) arbeitet. Kühlung des vom Ölsammler kommenden Öles in besonderen Kühlern, deren ausziehbares Rohrsystem vom Kühlwasser durchflossen wird. Anordnung des Ölbehälters in der Grundplatte. Mitunter wird Vorrichtung getroffen, daß Verminderung des Oldruckes elektrisches Klingelwerk betätigt.

IV. Die Turbokompressoren.

Bearbeitet von Prof. Dr.-Ing. H. Baer, Breslau.

Darstellung der Zustandsänderung im JS-Diagramm. Für die Strömungsvorgänge und Druckänderungen gelten grundsätzlich dieselben Gleichungen wie bei den Zentrifugalpumpen. Meist werden die Turbokompressoren als „Überdruckkompressoren“ ausgeführt, d. h. ein Teil der Druckhöhe wird durch Verringerung der Relativgeschwindigkeit schon im Laufrad erzeugt.

Die aufzuwendende Arbeit hat die Größe (vgl. S. 216):

$$h = A \cdot \left(\frac{c_2^2 - c_1^2}{2g} + \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} \right) = \frac{A}{2g} \cdot (u_2 \cdot c_{2u} - u_1 \cdot c_{1u}).$$

Die zugehörigen Geschwindigkeitsdreiecke sind in Fig. 1 und 1a dargestellt. OA_1B_1 = Eintrittsdreieck. Bei reibungsfreier Strömung würde in einem ungekühlten Kompressor adiabatisch von p_1 auf p_2 verdichtet, wobei der höchstmögliche Druck erreicht würde. Die Arbeit h_i am Radumfang wird in Fig. 2 durch die Adiabate $a b$ dargestellt. Infolge der Reibungsverluste, die Wärmezufuhr bedeuten, wird die Entropie vergrößert und die Zustandsänderung verläuft nach $a c$. c muß in gleicher Höhe wie b liegen, so daß nur die Isobare p_2 erreicht wird.

Da hierzu bei adiabatischer Verdichtung nur die Arbeit h erforderlich gewesen wäre, so wird der Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{h}{h_i}$$

Ist der Kompressor gekühlt und geht in das Kühlwasser die Wärmemenge Q_k über, so wird

$$h_i = i_2 - i_1 + Q_k$$

$i_2 - i_1$ = Zunahme des Wärmehaltes des verdichteten Gases. Die Verdichtung verläuft nunmehr nach Fig. 3. Punkt c liegt links von der Adiabate.

Wirkungsgrad. In dem ausgeführten Kompressor ist infolge der Reibung $w_2 < W_2$, andererseits muß $C_2 < c_2$ sein, wenn der gleiche Druck am Leitradaustritt erhalten werden soll. Dreieck $O A_2 B_2$, Fig. 1a, stellt das Austrittsdiagramm des ausgeführten Verdichters dar. Die Mehrarbeit hat gegenüber verlustfreier Kompression die Größe:

$$AV = h_i - h = \frac{A}{2g}$$

$$[(c_2^2 - C_2^2) + (W_2^2 - w_2^2)]$$

Nach Einsetzen von

$$C_2 = \varphi \cdot c_2$$

$$W_2 = \frac{1}{\psi} \cdot w_2$$

folgt:

$$AV = \frac{A}{2g} \left[c_2^2 (1 - \varphi^2) + w_2^2 \left(\frac{1}{\psi^2} - 1 \right) \right]$$

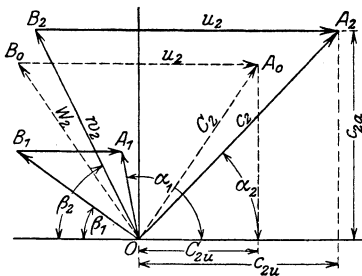


Fig. 1 a.

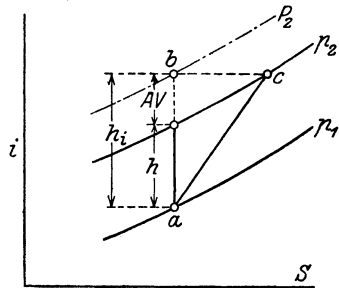


Fig. 2.

Nach Einführung der Radial- und Umfangskomponenten c_{2a} und c_{2u} wird mit

$$c_2^2 = c_{2u}^2 + c_{2a}^2$$

$$w_2^2 = (c_{2u} - u_2)^2 + c_{2a}^2$$

und

$$a = 1 - \varphi^2, \quad b = \frac{1}{\psi^2} - 1$$

$$AV = \frac{A}{2g} (a \cdot c_2^2 + b w_2^2) = \frac{A}{2g} u_2^2 \left[(a + b) \left(\frac{c_2}{u_2} \right)^2 - 2b \cdot \frac{c_2 \cos \alpha_2}{u_2} + b \right].$$

Wird weiterhin:

$$h = \frac{A}{2g} \cdot c^2,$$

wenn c die zur Erzeugung des adiabatischen Gefälles h erforderliche Geschwindigkeit ist, so wird

$$\frac{AV}{h} = \left(\frac{u_2}{c} \right)^2 \left[(a + b) \left(\frac{c_2}{u_2} \right)^2 - 2b \frac{c_2}{u_2} \cdot \cos \alpha_2 + b \right].$$

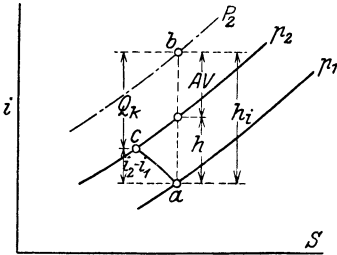


Fig. 3.

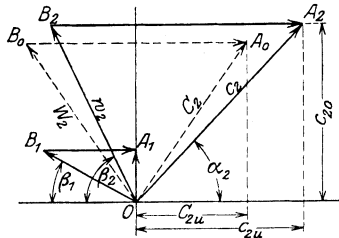


Fig. 4.

Aus $AV = h_i - h$, $\eta = \frac{h}{h_i}$ folgt:
 $\eta = 1 - \frac{AV}{h_i}$.

Wird senkrechte Einstromung in das Laufrad angenommen, so ergeben sich Geschwindigkeitsdiagramme nach Fig. 4. Es wird:

$$h_i = \frac{A}{g} \cdot u_2 \cdot c_{2u} = \frac{A}{2g} u_2^2 \cdot 2 \frac{c_{2u}}{u_2}$$

$$\eta = \frac{c^2}{u_2^2 \cdot 2 \frac{c_{2u}}{u_2}}$$

Mit $x = \frac{c_{2u}}{u_2}$ folgt:

$$\eta = \frac{\left(\frac{c}{u_2} \right)^2}{2x}.$$

In Fig. 5 ist die Abhängigkeit des Wirkungsgrades η von $\frac{c}{u_2}$ und Austritts-Schaufelwinkel β_2 dargestellt. Die Figur enthält weiterhin die zur Querschnittsbemessung erforderliche Komponente c_{2a} , bzw. $\frac{c_{2a}}{u_2}$.

Für die Berechnung der Kurven ist $\varphi = 0,8$, $\psi = 0,85$ angenommen. Schaufeln mit $\beta_2 < 90^\circ$ (rückwärtsgekrümmte Schaufeln) ergeben einen besseren Wirkungsgrad als vorwärtsgekrümmte Schaufeln.

Für die Gültigkeit der Kurven in Fig. 5 ist erforderlich, daß $\frac{c_2}{u_2} < 1,48$ ist.

Stufenzahl. Ist H = adiabatisches Gesamtgefälle des Kompressors, so ist bei z Stufen:

$$h = \frac{H}{z}; \quad c = \sqrt{\frac{2gH}{A \cdot z}}$$

Es folgt:

$$\frac{c}{u_2} = k = \frac{1}{u_2} \sqrt{\frac{2gH}{A \cdot z}};$$

$$\frac{z \cdot u_2^2}{H} = \frac{2g}{A} \cdot \frac{1}{k^2}$$

$$= \frac{2g}{A} \cdot \frac{1}{\left(\frac{c}{u}\right)^2} = K.$$

Die rechte Seite der Gleichung ist eine Konstante für einen bestimmten Winkel β_2 und einen bestimmten Wirkungsgrad.

Aus Fig. 5 folgt beispielsweise für $\beta_2 = 60^\circ$.

$\frac{c}{u} = 1,2$, entsprechend $\eta = 0,821$:

$$K = \frac{z \cdot u_2^3}{H}$$

$$= \frac{8370}{1,2^3} = 5820.$$

Es ist also für Turbo-kompressoren die gleiche Beziehung vorhanden wie für Dampfturbinen.

z wird auf die nächste Zahl abgerundet und $c = 91,5 \sqrt{\frac{H}{z}}$ berechnet. Mit β_2 und η_{\max} ist $\frac{c}{u_2}$ aus Fig. 5 zu entnehmen, woraus u_2 folgt. $u = 200$ bis 250 m/sek ist durch die Festigkeitsverhältnisse bestimmt.

Spaltverluste. Diese Verluste treten nur bei den schon erwähnten Überdruckkompressoren auf und sind aus Fig. 6 ersichtlich. Zunächst strömt Gas von b nach a zurück, so daß im Raume $b-a$ annähernd der Druck p_2 herrscht, wenn die Dichtung bei a und nicht bei b gelegt wird. Daraus folgt der Axialschub

$$P_a = (D_2^2 - D_1^2) \frac{\pi}{4} (p_2 - p_1).$$

Die Spaltmenge hat den Wert:

$$G_{\text{sek}} = \frac{\mu \cdot D_1 \pi \cdot s_a \cdot 91,5 \sqrt{h'}}{v_1'}$$

worin μ = Geschwindigkeitskoeffizient, h' = Laufradgefälle, v_1' = spezifisches Volumen am Ende der Expansion im Spalt. Mit großer Annäherung kann $v_1' = v_1$ gesetzt werden.

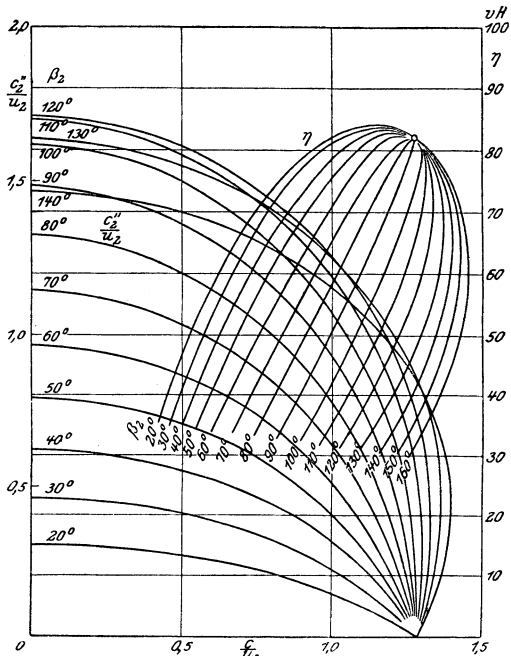


Fig. 5.

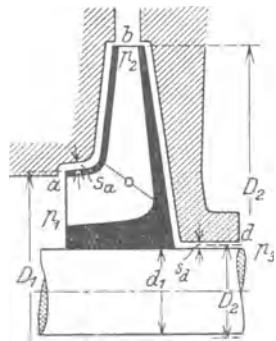


Fig. 6.

Die durch a zurückgetretene Luftmenge muß wieder durch die Laufschaufeln gefördert werden, so daß diese für das sek. Gewicht $G + G_s$ zu bemessen sind, wenn G = effektiv gefördertes Gasgewicht in kg/sek.

Als Verlust durch die Zwischenstopfbüchse folgt:

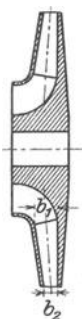


Fig. 7 und 8.

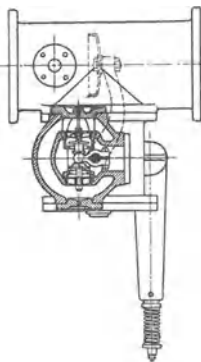
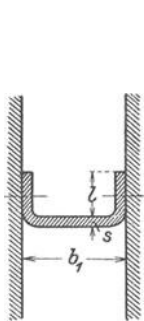


Fig. 9.

$$G_{st} = \mu' \cdot \frac{D_2 \pi \cdot s_d \cdot 91,5 \sqrt{h''}}{v'_2}$$

h'' = Leitradgefälle.

$v'_2 \cong v_2$ = spezifisches Volumen am Ende der Expansion in der Stopfbüchse.

Es empfiehlt sich, für $\mu \cdot s_d$ und $\mu' \cdot s_d$ „resultierende“, durch Erfahrung bestimmte Spaltbreiten zu setzen.

Querschnittsbemessung.

Ist z = Schaufelzahl, b_1 und b_2 die axialen Schaufelbreiten am Ein- und Austritt, V_1 und V_2 die Luftmengen am Ein- und Austritt, so wird mit den Beziehungen der Fig. 7 und 8:

$$\text{am Eintritt: } F_1 = \frac{V_1}{c_{1a}} = \left(D_1 \pi - \frac{z_1 \cdot s}{\sin \beta_1} \right) \cdot b_1 - z_1 \frac{2 l s}{\sin \beta_1},$$

$$\text{am Austritt: } F_2 = \frac{V_2}{c_{2a}} = \left(D_2 \pi - \frac{z_2 \cdot s}{\sin \beta_2} \right) \cdot b_2 - z_2 \frac{2 l s}{\sin \beta_2}.$$

$$\text{Hieraus folgen: } b_1 = \frac{\frac{V_1}{c_{1a}} + z_1 \cdot \frac{2 l s}{\sin \beta_1}}{D_1 \pi - z_1 \frac{s}{\sin \beta_1}} \quad \text{und} \quad b_2 = \frac{\frac{V_2}{c_{2a}} + z_2 \frac{2 l s}{\sin \beta_2}}{D_2 \pi - z_2 \frac{s}{\sin \beta_2}}.$$

Allgemein soll $b_2 \geq \frac{b_1}{3}$ sein, es ist also — um eine nicht zu große Radialkomponente c_{2a} zu erhalten — Winkel α_2 klein zu wählen, wodurch auch der Wirkungsgrad verbessert wird. Um F_1 , bzw. b_1 möglichst klein zu halten, ist $\alpha_1 \sim 90^\circ$ zu nehmen.

Ausführung und Einzelheiten. Antrieb durch Dampfturbinen (vielfach Abdampfturbinen) oder Drehstrommotor. Dampfturbinen bieten infolge der Beweglichkeit ihrer Umlaufzahl größere Regulierfähigkeit bezüglich Enddruck und Luftmenge. Regelung meist von Hand.

Konstanthaltung des Druckes durch Drosseln der Saug- oder Druckleitung oder durch Änderung der Umlaufzahl der antreibenden Dampfturbine. Regelung selbsttätig, indem ein unter Einfluß des Luftdruckes stehender, am Regulatorhebel angreifender Kolben den Regler be- oder entlastet.

Ausführung des Notauslasses nach Fig. 9. Sinkt der Druckluftbedarf, so nimmt der Druck der strömenden Luft auf einen im Druckrohr beweglich angeordneten Ventilteller ab und eine an diesem als Gegenkraft angebrachte Feder verschiebt einen Kolbenschieber, der je nach Stellung eine Verbindung des Druckraumes mit der Atmosphäre herstellt oder abschließt.

Die durch die Verdichtung und Reibung verursachte Temperaturzunahme ist am stärksten in den ersten Laufrädern, während in den letzten Stufen infolge der größeren Dichte der Luft und des stärkeren Temperaturunterschiedes zwischen dieser und dem Kühlwasser die Temperatur wieder sinkt. Fig. 10 gibt Ergebnisse von Versuchen an einem zweigehäusigen Kom-

pressor mit 28 Laufrädern wieder. Die Temperatur erreicht ihren Höchstwert in Stufe 15. Der letzte Diffusor war nicht gekühlt, um durch Temperaturerhöhung ein Einfrieren der mit Druckluft betriebenen Maschinen zu verhindern.

Bei den AEG.-Turbokompressoren zeigt sich, daß der Exponent n der polytropischen Zustandsänderung am Anfang etwa 1,5 bis 1,6 beträgt, während am Ende der Verdichtung unter Umständen $n < 1$ ist. Endtemperatur bei 6 bis 8 at Überdruck etwa 75°C oder weniger, je nach Kühlwassertemperatur.

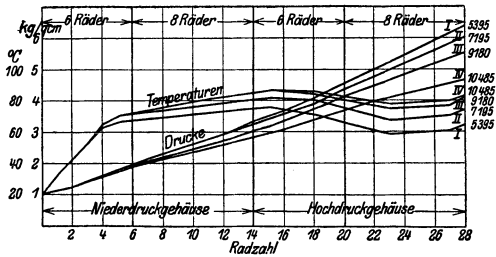


Fig. 10.

Gehäusekühlung erfordert verwickelte Gußstücke und wird wegen ihrer geringen Wirksamkeit nur selten ausgeführt, meist Anordnung von drei Zwischenkühlern, deren Rohrsystem von der Luft durchströmt wird. Fig. 11 und 12 zeigen eine eingehäusige Bauart von Brown, Boveri & Co., Mannheim, mit 6 Zwischenkühlern, von denen je zwei symmetrisch gegenüberliegen und parallel geschaltet sind.

In Fig. 13 ist das Entropiediagramm eines Turbokompressors mit Zwischenkühlung dargestellt. In der aus 4 Stufen bestehenden Niederdruckgruppe steigen Druck und Temperatur von 1 at abs. und 15° auf ungefähr 100° und 1,95 at abs., worauf die Temperatur im ersten Kühler auf rund 30° fällt. Die folgenden Gruppen bestehen aus je drei Stufen, in der Hochdruckstufe wird ein Druck von 7,5 at erreicht, die Luft tritt mit rund 80° aus.

Der Kühlwasserbedarf der AEG-Kompressoren beträgt etwa $0,75\text{ m}^3/\text{min}$ bei 1000 PS, $1,5\text{ m}^3/\text{min}$ bei 2000 PS, $3\text{ m}^3/\text{min}$ bei 4000 PS, eine Eintrittstemperatur des Kühlwassers von 20° vorausgesetzt.

Entsprechend dem Enddruck wird die Anordnung von 1 bis etwa 30 Rädern erforderlich, von denen bis zu 15 auf einer Welle in demselben Gehäuse laufen.

Damit der Austrittsquerschnitt am Radumfang und damit die Radbreite nicht zu klein werden, werden die Laufräder kleiner Kompressoren klein genommen und ihre Umlaufzahl erhöht, um die Stufenzahl durch die Vergrößerung der Umfangsgeschwindigkeit zu verringern. Dementsprechend sollen Kompressoren von z. B. folgenden Leistungen: $4000\text{ m}^3/\text{h}$ auf 5 bis 6 at Überdruck, $3000\text{ m}^3/\text{h}$ auf 4 at, $1000\text{ m}^3/\text{h}$ auf 1,5 at mit Umlaufzahlen $n = 4200$ bis 5000 arbeiten. Antrieb durch Drehstrommotoren ($n = 3000$ bei 50 Perioden) ist sonach bei diesen Leistungen ausgeschlossen.

Die AEG führt große und größte Einheiten, die Luftmengen von 20 000 bis $40\,000\text{ m}^3/\text{h}$ auf 5 bis 8 at Überdruck verdichten, normal mit $n = 3000$, bei geringerem Druck und besonders großen Luftmengen mit $n = 1500$ aus. Für Kompressoren von etwa 8000 bis $20\,000\text{ m}^3$ stündlicher Saugleistung wird $n = 3800$, für kleinere Leistungen wie vorstehend angegeben.

Das „Pumpen“ der Turbokompressoren. Sinkt die Fördermenge unter einen bestimmten Betrag, so hört nicht nur die Förderung auf, sondern es strömt auch in periodischem Spiel Druckluft aus dem Netz in den Saugraum zurück.

In Fig. 14 ist $D C B A$ die „Charakteristik“ eines Kompressors; in normalem Betrieb sei A der Arbeitspunkt (vgl. S. 267). Wird die Fördermenge verringert, so wandert A zunächst nach B , wobei im Netz der zu B gehörige Druck p_b herrscht. Bei weiterer Verringerung des Fördervolumens beispielsweise auf v_c wird der Punkt C mit p_c als Druck erreicht. Da p_c kleiner als der noch im Netz vorhandene Druck p_b ist, so strömt nunmehr Luft zurück, so daß die Förderung auf Null

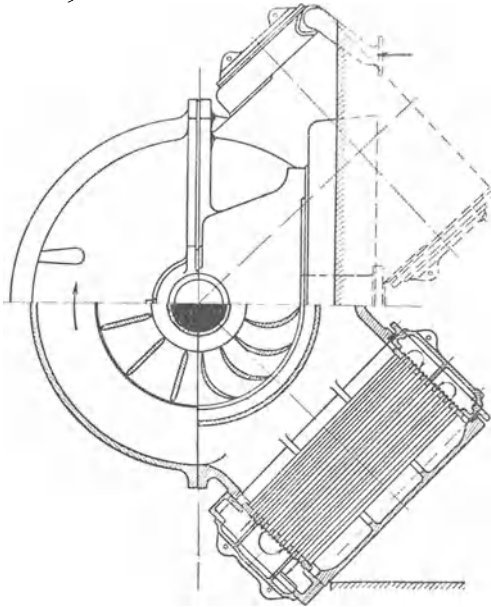


Fig. 12.

sinkt oder sogar negativ wird. Der Druck sinkt infolgedessen auf den Leerlaufbetrag p_0 ; infolge der Luftentnahme an der Verbrauchsstelle springt der Kompressor auf das Fördervolumen $v_0 > v_e$ über, so daß — da die Erzeugung größer als der Bedarf — wieder die Wanderung des Arbeitspunktes nach links beginnt. Das Spiel wiederholt sich.

Diese Verhältnisse werden um so eher eintreten, je größer das Druckluftnetz ist, da bei kleineren Netzen der Druck so schnell sinkt, daß der Kompressor vor Einstellen des Leerlaufdruckes erreicht wird.

Mittel gegen das Pumpen: Es ist zu verhüten, daß das Fördervolumen unter v_b sinkt, etwa dadurch, daß stets eine Menge $\geq v_b$ angesaugt und der Überschuß der Druckluft ins Freie gelassen wird. Auch kann die Pumpgrenze durch Drosselung der Ansaugleitung verlegt werden, wodurch bei gleichzeitiger Abnahme der Drucke die Druck-Volumen-Kurven nach links zusammengedrängt werden.

Beispiel. Ein Turbogebläse soll minutlich 350 m^3 Luft von 20° bei 745 mm Barometerstand (bezogen auf 0°) auf $0,7$ Überdruck fördern. $n = 2900 \text{ Uml./min}$.

Absoluter Luftdruck bei $745 \text{ mm} = 1,012 \text{ at abs.}$, sonach Enddruck $= 1,71 \text{ at abs.}$ Saugspannung $= 0,98 \text{ at abs.}$ geschätzt, sonach Kompressionsverhältnis $1,71 : 0,98 = 1,745$. Das TS-Diagramm — vgl. Bd. I, S. 414 — gibt die Endtemperatur zu $70,8^\circ \text{ C}$ bei adiabatischer Verdichtung an. Wärmegefälle $H = 0,238 \cdot (70,8 - 20) = 12,06 \text{ kcal}$ ($0,238 = c_p$ für Luft).

Nach Fig. 5 werde zur Erzielung hohen Wirkungsgrades

$$\beta_2 = 60^\circ, \frac{c}{u_2} = 1,2 \text{ gewählt.}$$

$$u_2 = 135 \text{ m/sek.}$$

Stufenzahl

$$z = \frac{H}{u_2^2} \cdot \frac{2g}{A} \cdot \frac{1}{\left(\frac{c}{u_2}\right)^2} = 3,82.$$

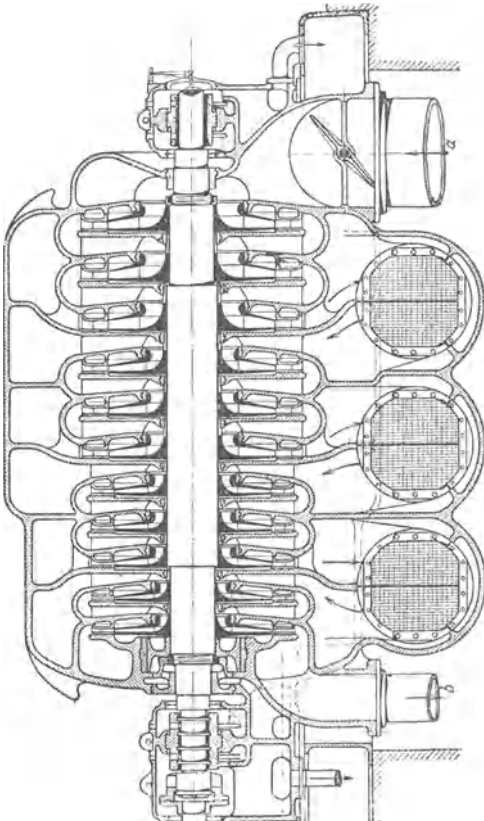


Fig. 11.

Ausführung mit 4 Stufen, wobei Stufengefälle $h = \frac{12,06}{4} = 3,015$ kcal, $c = 91,5\sqrt{3,015} = 158,9$ m/sek., $u_2 = \frac{158,9}{1,2} = 132,3$ m/sek. folgt.

Austritts-Durchm. = 873 mm, aus u_2 und u berechnet. $\frac{D_1}{D_2} = 0,55$ gewählt, $D_1 = 480$ mm, $u_1 = 72,8$ m/sek. Aus der Aufzeichnung des Rades ergibt sich $\beta_1 = 24^\circ$.

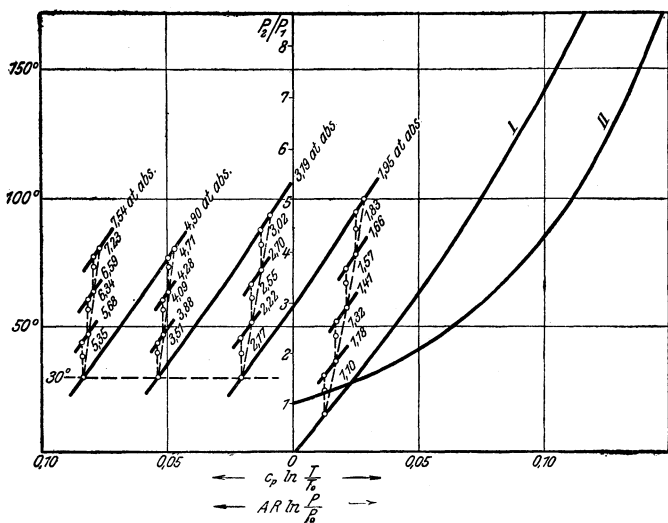


Fig. 13.

Geschwindigkeitsdiagramme. Nach Fig. 5 ist für $\beta_2 = 60^\circ$ und $\frac{c}{u_2} = 1,2$ der Wirkungsgrad am Rad = 0,821 und $\frac{c_2 a}{u_2} = 0,21$, also $c_2 a = 27,8$ m/sek.

Wird senkrechter Eintritt vorausgesetzt, so können die Diagramme nach Fig. 15 aufgezeichnet werden. Es folgt:

$$\text{das gesamte Stufengefälle } h_i = \frac{A}{g} \cdot u_2 \cdot c_2 u = \frac{A}{g} \cdot 132,3 \cdot 116,2 = 3,675 \text{ kcal,}$$

$$\text{das Laufradgefälle } h_1 = \frac{A}{2g} [(u_2^2 - u_1^2) + (w_2^2 - w_1^2)] = 2,085 \text{ ,,}$$

$$\text{das Leitradgefälle } h_2 = \frac{A}{2g} (c_2^2 - c_1^2) = 1,590 \text{ ,,}$$

Zur Ermittlung der Drücke am Ein- und Austritt sind noch die adiabatischen Gefälle im Lauf- und Leitrad zu bestimmen.

$$h'_1 = h_1 - A V' = h_1 - b \cdot \frac{A}{2g} \cdot w_2^2 = 2,038 \text{ kcal (mit } \psi = 0,85, b = 0,385),$$

$$h'_2 = h_2 - A V' = h_2 - a \cdot \frac{A}{2g} \cdot c_2^2 = 0,977 \text{ kcal (mit } \varphi = 0,80, a = 0,36),$$

$$h = 3,015 \text{ kcal.}$$

Diesen Gefällen entsprechen folgende Temperatursteigerungen:

Adiabatisches Gefälle	Indizierte Gefälle
$\frac{h'_1}{c_p} = 8,55^\circ \text{ C}$	$\frac{h_1}{c_p} = 8,75^\circ \text{ C}$
$\frac{h'_2}{c_p} = 4,10^\circ \text{ C}$	$\frac{h_2}{c_p} = 6,70^\circ \text{ C}$
$\frac{h}{c_p} = 12,65^\circ \text{ C}$	$\frac{h_1}{c_p} = 15,45^\circ \text{ C.}$

Nach S. 414, Bd. I, ergeben sich die Drucksteigerungen:

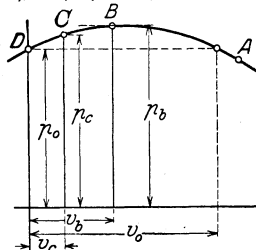


Fig. 14.

Stufe	1	2	3	4
Drucksteigerung im Laufrad $\frac{p_2}{p^1} =$	1,0104	1,272	1,458	1,666
Drucksteigerung in der Stufe $\frac{p_2}{p^1} =$	1,155	1,330	1,523	5,745

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

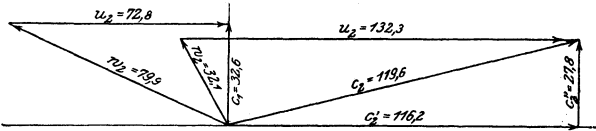


Fig. 15.

Aus den dadurch bestimmten Isobaren ergibt sich mit den Temperatursteigerungen $\frac{h_1}{c_p}$ und $\frac{h_2}{c_p}$ der Verlauf der Zustandskurve. Fig. 16. Aus den bekannten Drucken und Temperaturen können die spezifischen Volumina und damit die Querschnitte berechnet werden.

Es folgt z. B. das spezifische Volumen am Eintritt zum zweiten Laufrad mit 11,310 kg/m³ abs. Druck und $T = 273 + 35,45 = 308,45^\circ \text{C}$ abs.:

$$v = \frac{R \cdot T}{p} = \frac{29,3 \cdot 308,45}{11\,310} = 0,799 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

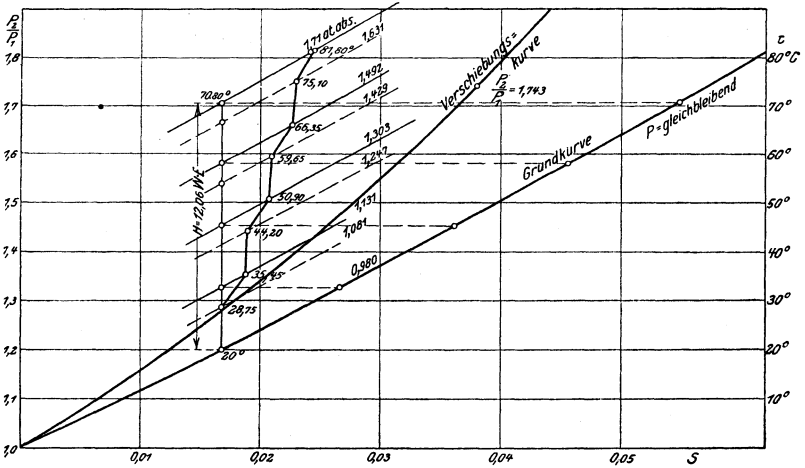


Fig. 16.

Sekundliches Fördervolumen: $\frac{350}{60} = 5,833 \text{ m}^3/\text{sek}$. Spezifisches Volumen bei 20° und

10 120 kg/m³ Druck: $v = \frac{29,3 \cdot 293}{10\,120} = 0,848 \text{ m}^3/\text{kg}$, $\gamma = \frac{1}{v} = \frac{1}{0,848} = 1,18 \text{ kg/m}^3$. Sekundliches Fördergewicht $G = 5,833 \cdot 1,18 = 6,9 \text{ kg/sek}$.

Spalt- und Stopfbuchsenverlust. Mit $D_1 = 470 \text{ mm}$ Spaltdurchmesser und einer angenommenen „resultierenden Spaltweite“ $s_a = 1 \text{ mm}$ wird die freie Spaltfläche 1475 mm². Indiziertes Laufradgefälle in allen Stufen $h_1 = 2,085 \text{ kcal}$, also $c_a = 91,5 \cdot \sqrt{2,085} = 130,5 \text{ m/sek}$ Spaltverlust $v_s = 0,193 \text{ m}^3/\text{sek}$, $G_s = 0,22 \text{ kg/sek}$ 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 $h_s' = 0,977$ 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 $H_i = 4 \cdot 3,675 = 14,70$ kcal

$$N_i = \frac{G_s \cdot 3600}{632} \cdot H_i = \frac{6,9 \cdot 3600}{632} \cdot 14,70 = 577 \text{ PS}_i.$$

Spalt- und Stopfbuchsenverluste: $11,9 + 1,42 = 13,3$ PS.
Gesamte Radleistung: $577 + 13,3 = 590,3$ PS_i.
Rad- und Lagerreibung (zu 70 vH geschätzt): $42,0$ PS_i.
Antriebsleistung an der Welle: $632,0$ PS.

Stufe	1	2	3	4
Spez. Volumen am Laufradeintritt v_1	0,874	0,799	0,726	0,665
Spez. Volumen am Leitradeneintritt 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. gefördert. Luftgewicht G	6,9	6,9	6,9	6,9
Schaufelreihen am Ein- und Austritt				
Sek. von der Laufschaufel gefördert. Luftgewicht $G + G_s$	7,12	7,14	7,17	7,19
Sek. Luftvolumen am Laufschaufeleneintritt V_1	6,22	5,70	5,20	4,78
Sek. Luftvolumen am Laufschaufelaustritt V_2	5,80	5,31	4,89	4,48
$c_{1a} = c_1$	32,6	32,6	32,6	32,6
Freie Schauffeläche $F_1 = \frac{V_1}{c_{1a}}$ am Eintritt	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)	0,1944	0,1784	0,1630	0,1504
Freier Umfang $D_1 \pi - z_1 \frac{s_1}{\sin \beta_1}$	1,409	1,409	1,409	1,409
Schaufelbreite am Eintritt b_1	138	127	116	107
$c_{2a} = c_2$	27,8	27,8	27,8	27,8
Freier Austrittsquerschnitt $F_2 = \frac{V_2}{c_{2a}}$	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)	0,2125	0,1947	0,1797	0,1647
Freier Umfang $D_2 \pi - z_2 \frac{s_2}{\sin \beta_2}$	2,647	2,647	2,647	2,647
Schaufelbreite am Austritt b_2	80,4	73,6	68,0	62,2

Pumpen und Kompressoren verschiedener Bauart.

1. 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. Größere Druckhöhen erfordern sonach Hintereinanderschaltung mehrerer Apparate. Das einzuführende Dampfolumen beträgt das Zwei- bis Dreifache der zu fördernden Wassermenge. 1 kg Dampf leistet in gehobenem Wasser 4000 bis 5000 mkg (in Einzelfällen bis zu 7000 mkg).

2. Injektoren werden hauptsächlich zur Kesselspeisung benutzt, wobei die Dampfwärme in das Speisewasser übergeht. Der durch eine Düse strömende Dampf reißt das der Düsenmündung zufließende Wasser infolge seiner lebendigen Kraft in die sich verengende „Mischdüse“, worauf das Gemisch in der sich anschließenden „Fangdüse“ seine Geschwindigkeit in Druck umsetzt. Die Saugwirkung des Injektors ist um so stärker, je vollständiger die Kondensation des

Dampfes ist. Zwischen Misch- und Fangdüse ist der „Schlabberraum“ angeordnet, in dem sich anfänglich nicht mitgerissenes Wasser sammelt und durch das „Schlabberventil“ nach außen abfließt.

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. „Restarting“-Injektoren setzen sich selbsttätig in Betrieb, wenn die Ursache der Außerbetriebsetzung (Eintritt von Luft in das Saugrohr, Wassermangel usw.) beseitigt ist. „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. Körtingsche Doppelinjektoren fördern

kalt	Wasser bei Saughöhen von . . .	5 bis 9	10 bis 11	12 bis 13	at
heißes	Wasser bei 2 m Saughöhe von .	60°	57°	54°	
gegen absolute	Kesseldrucke von . . .	5 bis 9	10 bis 11	12 bis 13	at

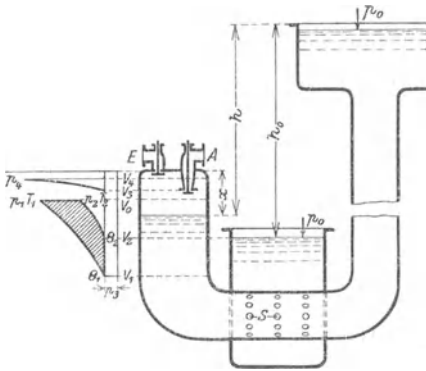


Fig. 1.

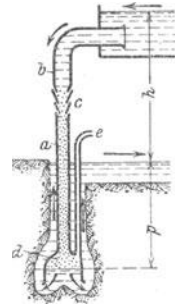


Fig. 2.

3. Mammutpumpen (gebaut von A. Borsig, Berlin-Tegel). 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, so daß die Eintauchtiefe in der Regel das 1- bis 1½fache der Förderhöhe betragen muß. Infolge der Luftexpansion sinkt die Wassertemperatur um einen kleinen Betrag (etwa 1 bis 1,5° C). Die eingeführte Luft verursacht eine Enteisung des Wassers.

Es sind erforderlichlich:

- 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.

Versuche ergaben einen günstigsten Wirkungsgrad von 45 vH zwischen indizierter Kompressorleistung und gehobenem Wasser.

4. Humphrey-Gaspumpe, Fig. 1¹⁾. Der Kolben des senkrechten Gaszylinders wird durch die Wasseroberfläche gebildet. Wird beim Druck p_2 und Volumen V_0 gezündet, so geht infolge der Trägheit der Wassersäule die Verbrennung bei annähernd konstantem Volumen vor sich. Ist n ach der Expansion

¹⁾ Lorenz, Z. V. deutsch. Ing. 1911, S. 1852.

das Volumen V_1 und ein Druck < 1 at erreicht, so öffnen Auslaßventil A und Saugventile S . Das einströmende Wasser folgt nicht nur der noch über V_1 hinausschwingenden Wassersäule, sondern füllt auch noch (nach dem Gesetz der kommunizierenden Röhren) den Zylinder bis V_2 auf. Die Saugventile S schließen und die Verbrennungsgase werden ausgetrieben, bis in V_3 das Auslaßventil A schließt. Der Rest der Verbrennungsgase wird durch die weiter steigende Wassersäule auf V_4 und p_4 verdichtet. Die infolge der Rückexpansion dieser verdichteten Gase zurückschwingende Wassersäule saugt durch das Einlaßventil E frisches Gemisch an, bis die Wassersäule in V_4 zur Ruhe gelangt. Hierauf wieder Aufsteigen des Wasserspiegels, Verdichtung von V_3 auf V_0 und Zündung.

In dem den Viertaktprozeß wiedergebenden Indikatordiagramm wird die Arbeitsfläche von den zwei Adiabaten mit den absoluten Temperaturen T_1 , Ω_1 und T_2 , Ω_2 begrenzt. Die Druckkurve V_3V_4 ist für den Arbeitsvorgang ohne Bedeutung, da sie in annähernd gleicher Weise vor- und rückwärts durchlaufen wird.

5. Hydraulischer Kompressor, Fig. 2¹). Das unter dem Gefälledruck h stehende Wasser saugt freifallend bei c Luft an, die sich in dem Luftabscheider d vom Wasser trennt und durch die Steigleitung e unter dem Druck p zum Verwendungsort geführt wird.

Der Luftdruck ist unabhängig von der Wasserdruckhöhe und wird nur von der Länge des Fallrohres unterhalb des Unterwasserspiegels bestimmt.

Ein Gemisch von 1 l Wasser auf 5 l Luft ergibt einen auf die Isotherme bezogenen Wirkungsgrad von 60 bis 70 vH.

¹) Bernstein, Z. V. deutsch. Ing. 1910, S. 1903.

Abwärmeverwertung.

Bearbeitet von H. Dubbel.

A. Gegendruckanlagen.

Die Dampfkraftanlage wandelt etwa 10 bis 12 vH, in besten Ausführungen 15 vH der zugeführten Wärme in Arbeit um. Die im Abdampf enthaltene in die Atmosphäre oder den Kondensator geleitete Wärme beträgt rd. 60 vH und kann zu Koch- und Heizzwecken verwertet werden. Die wirtschaftlich günstigsten Verhältnisse liegen dann vor, wenn der gesamte Auspuffdampf bei wenig veränderlichem Heizdampfbedarf und annähernd gleichbleibender Maschinenleistung verwertet werden kann. Ist die Heizdampfmenge kleiner als die Abdampfmenge, die der erforderlichen Maschinenleistung entspricht, so kommen Anlagen nach Beck und solche mit Zwischendampfentnahme, mit Kolbendampfmaschinen oder Dampfturbinen ausgeführt, in Betracht.

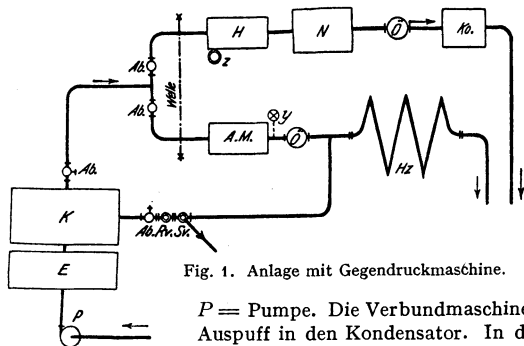


Fig. 1. Anlage mit Gegendruckmaschine.

P = Pumpe. Die Verbundmaschine arbeitet in üblicher Weise mit Auspuff in den Kondensator. In die irgendwie mit der Verbundmaschine gekuppelte und ohne Geschwindigkeitsregler arbeitende Einzylindermaschine gelangt nur die dem Heizdampfbedarf entsprechende Dampfmenge, indem durch den Regler y , der sich in der Heizleitung hinter der Maschine befindet, die Steuerung der Gegendruckmaschine so eingestellt wird, daß der Heizdruck konstant bleibt. Verringert sich der Heizdampfbedarf, so steigt der Heizdampfdruck, der Kolben des Druckreglers wird gegen die Federkraft gehoben und stellt kleinere Füllung ein, umgekehrt bei sinkendem Druck. Die Leistung der Maschine, die als Druckminderventil wirkt, richtet sich sonach lediglich nach dem Heizdampfbedarf. Die Belastungsschwankungen werden von der Verbundmaschine ausgeglichen. Ein Sicherheitsregler verhindert Durchgehen der Gegendruckmaschine im Falle völliger Entlastung; ein Druckminderventil führt selbsttätig den Heizvorrichtungen gedrosselten Frischdampf zu, wenn der Heizdampfbedarf die von der Gegendruckmaschine lieferbare Abdampfmenge übersteigt und infolgedessen der Heizdampfdruck eine Mindestgrenze unterschreitet.

Fig. 2 gibt die Hauptergebnisse von Versuchen wieder, die Eberle über die Zunahme des Dampfverbrauches mit steigendem Druck bei gesättigtem und überhitztem Dampf von 8, 10, 12 und 14 at und Gegendrücken von 1,0, 1,5, 2,0, 2,5, 3 und 4 at absolut angestellt hat. Bei Betrieb mit Überhitzung war der Dampf am Austritt mäßig überhitzt. Überhitzung 260 bis 275°. Der Gütegrad stieg auf 92 vH.

In Fig. 3 sind Dampfverbrauchsziffern Wolfscher Gegendruck-Lokomobilen in Abhängigkeit von der Belastung bei Gegendrücken $p_0 = 1, 2$ und 3 at abs. dargestellt.

Anlage nach Beck mit Gegendruckmaschine.

Schema: Fig. 1. H = Hochdruckzylinder, N = Niederdruckzylinder, O = Olabscheider, Ko = Kondensator, AM = Einzylindermaschine, y = Druckregler, H_z = Heiz- oder Kochanlage, Ab = Absperrventil, Rv = Reduzierventil, Sv = Sicherheitsventil, K = Dampfkessel, E = Rauchgasvorwärmer,

„Gegendruckturbinen“ arbeiten im Hochdruckgebiet, das hier allein in Betracht kommt, ungünstiger als Kolbendampfmaschinen, die demnach ersteren in allen Fällen überlegen sind, wo aus einer bestimmten Heizdampfmenge die größtmögliche Leistung erzielt werden soll. Andererseits weisen Gegendruckturbinen den Vorteil auf, daß sie — meistens aus nur einem Curtis-Rad bestehend — äußerst einfach sind und ihr ölfreier Abdampf infolge der Umsetzung der Düsen- und Schaufelverluste in Wärme hochwertiger als der der Kolbenmaschinen ist.

Erreichbarer Wirkungsgrad am Umfang des Curtis-Rades von A. E. G.-Gegendruckturbinen bis über 72 vH. Für kleinere Gegendrucke zwischen 1,0 und 2,0 at abs. baut die A. E. G. mehrstufige Gegendruckturbinen mit zweikräftigem Curtis-Rad und einem oder mehreren einkräftigen Rädern. Wirkungsgrad bis über 75 vH, an der Welle gemessen.

Dampfverbrauch einer 3000 kW-A. E. G.-Gegendruckturbine bei 12 at Überdruck, 325° und 3 at abs. Gegendruck etwa 16,8 kg/kWh bei Vollast.

Das Wärmeäquivalent von 1 PS_i beträgt 632 kcal, das von 1 PS_e etwa 680 kcal, also etwa die Dampfwärme von 1 kg Dampf. Bei vollkommener Abdampfausnutzung wird 1 kg Dampf pro PS_eh verbraucht.

In Fig. 4 ist dieser Verbrauch durch Linie *d* wiedergegeben, während Linie *b* den Verbrauch einer Kondensationsmaschine, die Linien *a*₄ bis *a*₁ die Verbrauchsziffern einer Gegendruckmaschine bei den angegebenen Gegendrucken darstellen. Der Dampfverbrauch der Gegendruckmaschinen nimmt mit der ausgenutzten Abdampfmenge linear ab. Bei dem Vergleich der Gegendruckmaschinen mit der Kondensationsmaschinenanlage, bei der gedrosselter Frischdampf als Heizdampf benutzt wird, ist die größere Wertigkeit des ersteren dadurch berücksichtigt, daß die Frischdampfmenge gleich der 0,9fachen Auspuffdampfmenge gesetzt ist. Den Gesamtverbrauch der Kondensationsmaschinenanlage an Heiz- und Kraftdampf geben unter dieser Voraussetzung die Linien *c*₁ bis *c*₄ an. Die durch die Schnittpunkte der *a*- und *c*-Linien gelegte Kurve bestimmt (ohne Rücksicht auf die durch die verschiedenen Anlagekosten bedingten Ausgaben) das wirtschaftliche Verwendungsgebiet beider Maschinenarten.

Anlage mit „Vakuumheizung“. Anlagekosten hoch bei bester Dampfausnutzung. Fig. 5 zeigt Schema einer Anlage von Franz Wagner, Krimmitschau. Der Abdampf strömt durch Entöler und Vorwärmer entweder zur Heizanlage oder unmittelbar zum Kondensator. Von den Heizkörpern führt eine Rückleitung von kleinerem Durchmesser Dampf, Luft und das Kondenswasser der Heizung zur Luftpumpe. Gibt die Maschine mehr Dampf ab, als die Heizung benötigt, so wird zur Vermeidung einer Steigerung des Kolbengegendruckes der Dampfüberschuß durch einen Vakuumregler unmittelbar in den Kondensator geleitet. Genügt der Abdampf nicht, so wird durch einen in die Rückleitung eingesetzten Thermostat ein Frischdampfeinlaßventil geöffnet, ohne daß der Heizdruck eine gewisse Höhe überschreitet. Anheizen durch Frischdampf.

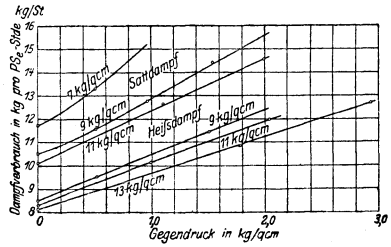


Fig. 2.

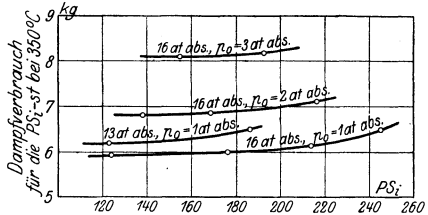


Fig. 3.

Bei Versuchen des Bayerischen Revisionsvereins betrug die Temperatur in der Heizung etwa 50° bei einer Luftleere im Kondensator von 65,0 cm. Der Vakuumregler öffnete bei 0,095 at Druckunterschied zwischen Heiz- und Rückleitung, so daß ein Teil des Abdampfes hierbei direkt

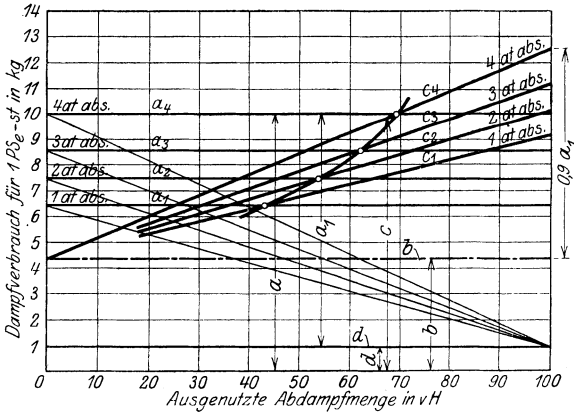


Fig. 4.

zum Kondensator gelange. Druckverbrauch der Heizung je nach Belastung höchstens 7 cm (stündl. Leistung 780 000 kcal). Bei angeschlossener Heizung stieg die Luftleere im Kondensator um 5,6 cm. Die Luftleere in den Zylindern blieb dagegen gleich.

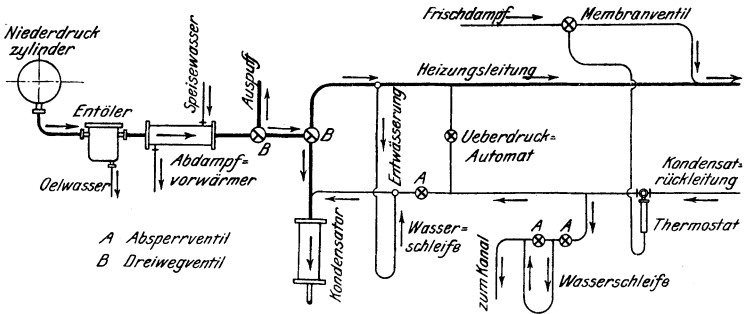


Fig. 5.

B. Zwischendampfentnahme.

Fig. 6 zeigt eine Anlage dieser Art. Der dem Aufnehmer zu entnehmende Heizdampf expandiert im Hochdruckzylinder einer Verbundmaschine auf den Heizdampfdruck. Der überschüssige Dampf verrichtet Arbeit im Niederdruckzylinder, Fig. 7. Braucht die Heizung weniger Dampf oder wird infolge größerer Belastung die Hochdruckfüllung vergrößert, so stellt der unter dem Aufnehmerdruck stehende Druckregler größere Niederdruckfüllung ein. Die vermehrte Niederdruckarbeit verursacht Steigen des den Hochdruckzylinder beeinflussenden Geschwindigkeitsreglers und dementsprechend Verkleinerung der Hochdruckfüllung, bis sich die Maschine dem neuen Beharrungszustand anpaßt.

Ausführung der Sächsischen Maschinenfabrik, Chemnitz: Die Hochdrucksteuerung wird durch einen Druckregler, die Niederdrucksteuerung durch einen Geschwindigkeitsregler verstellt.

Die „Anzapfturbinen“ arbeiten in gleicher Weise; das Gehäuse wird durch eine Scheidewand in einen durch den Geschwindigkeitsregler beeinflussten Hochdruckteil und einen, durch den Druckregler beeinflussten Niederdruckteil (oder umgekehrt, wie bei der Ausführung der Sächsischen Maschinenfabrik) zerlegt.

In Fig. 8 sind die Dampfverbrauchsziffern, sowie die Ersparnisse bei verschiedenen Entnahmemengen und Belastungen einer A. E. G.-Anzapfturbine dargestellt. Wie ersichtlich, können bis zu 300 vH des Dampfverbrauches bei Kondensationsbetrieb als Heizedampf entzogen werden, während bei der Kolbenmaschine nur bis 150 vH entnommen werden können.

Der niedrigere Gütegrad der Hochdruckturbine zeigt sich im spezifischen Dampfverbrauch bei Gegendruckbetrieb, der schneller als bei der Kolbenmaschine ansteigt. Turbine und Kolbenmaschine zeigen insofern gegensätzliches Verhalten, als bei ersteren die äußerste Entnahmemenge mit abnehmender Belastung zunimmt, bis der Niederdruckteil keinen Dampf mehr erhält.

Die Bemessung hängt von der Art des Betriebes ab: konstanter Kraftlieferung bei veränderlichem Heizedampfbedarf, konstanter Heizedampfbedarf bei veränderlicher Kraftlieferung oder Veränderlichkeit beider. Ist die von der gegebenen, größten Heizedampfmenge im Hochdruckteil bei leerlaufendem Niederdruckteil verrichtete Arbeit kleiner als die verlangte, so ist der Fehlbetrag durch Einführung gedrosselten Frischdampfes in den Aufnahme zu ersetzen.

Versuche von Eberle ergaben folgendes (Z. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 2070):

Dampfdruck at absolut		Indizierte Leistung		Von der Maschine verbrauchte Wärmemenge $W_x = W_2 - W_3$ in kcal pro PS _i	Wärmeverbrauch ohne Zwischendampfentnahme in kcal pro PS _i	Wärmeersparnis durch die Zwischendampfentnahme in vH
vor der Maschine	im Aufnehmer	Hochdruckzylinder PS _i	Niederdruckzylinder PS _i			
10,1	2,12	36,0	9,5	1915	3690	48
10,1	2,55	32,7	12,4	2320		37
12,1	2,69	52,5	12,3	1760	3505	50
12,1	3,53	45,9	17,7	2230		36,5
12,1	2,65	33,3	12,7	2230	3620	38,5
12,1	3,64	26,6	18,6	2960		18
14,1	1,90	47,3	39,3	3600	3600	—
14,1	3,97	63,7	21,6	1973		45
14,1	4,04	43,1	21,5	2505		3440

Dampf von 270° Temperatur; Niederdruckmantel geheizt. $W_2 =$ Wärmemenge, für 1 PS_i zugeführt, W_3 die mit dem Zwischendampf entzogene Wärmemenge. Das Zylinderverhältnis war ungünstig. Die angegebene Ersparnis bezieht sich nur auf die Maschine, nicht auf die Gesamtanlage.

In Fig. 9 gibt Linie *c* den Dampfverbrauch für 1 PS_i h einer Gegendruckmaschine bei 2 at als Gegendruck an, die schräg verlaufende Gerade dasselbe bei zunehmender Abdampfausnutzung. Linien *a* und *b* sind in gleicher Weise auf eine Verbundmaschine mit Zwischendampfentnahme zu beziehen. Linie *e* gibt den Dampfverbrauch einer normalen Verbundmaschine, Linie *f* für diesen Fall den Gesamtverbrauch an Kraft- und gedrosseltem Heizedampf wieder.

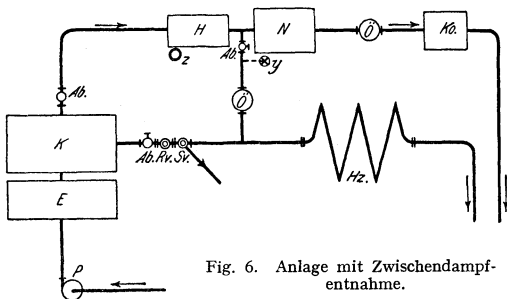


Fig. 6. Anlage mit Zwischendampfentnahme.

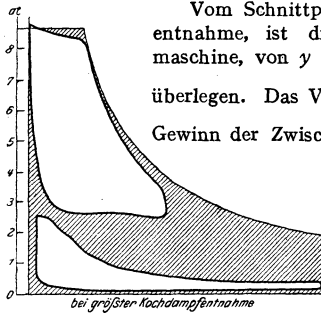


Fig. 7.

Vom Schnittpunkt x ab, d. h. bei etwa 75 vH Heizdampfentnahme, ist die Gegendruckmaschine der Zwischendampfmaschine, von y ab diese der getrennten Heizdampfherzeugung überlegen. Das Verhältnis $\frac{z-z_1}{z} \cdot 100$ gibt den prozentuellen Gewinn der Zwischendampfanlage bei 100 vH Entnahme gegenüber der Anlage mit getrennter Heizdampfherzeugung an.

Beispiel: Es sind die Abmessungen und die größtmögliche Heizdampfentnahme einer Maschine von 200 PS_i festzustellen.

Größte Hochdruckfüllung 50 vH; bei stärkster Entnahme soll der Niederdruckzylinder mit 3 vH Füllung arbeiten, um Trockenlaufen des Kolbens zu vermeiden.

Abs. Eintrittsdruck 14 at, Dampftemperatur 300°, $n = 150$, schädliche Räume in beiden Zylindern je 7 vH; Heizdampfdruck 2,5 at abs., Auspuffdruck des Hochdruckzylinders 2,6 at,

Eintrittsdruck des Niederdruckzylinders 2,4 at, Gegendruck 0,2 at.

$$\frac{v}{V} = 0,5.$$

Bestimmung des Hochdruck-Expansions-Enddruckes:

$$p_{e_h} = 14 \left(\frac{57}{107} \right)^{1,8} = 6,2 \text{ at}$$

$$(p_1 v_1^n = p_2 v_2^n).$$

Niederdruck-Expansions-Enddruck:

$$p_{e_n} = 2,4 \cdot \frac{10}{107} = 0,225 \text{ at}$$

$$(p_1 v_1 = p_2 v_2).$$

Geschätzt: Gütegrad des Hochdruckzylinders: $\eta_g = 0,9$, des Niederdruckzylinders $\eta_g = 0,55$.

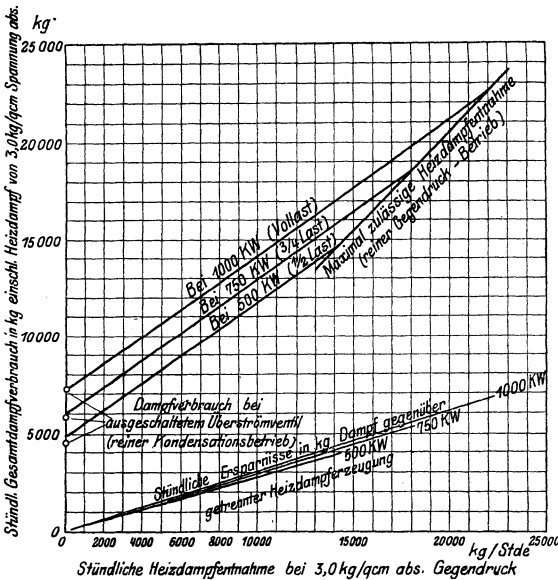


Fig. 8.

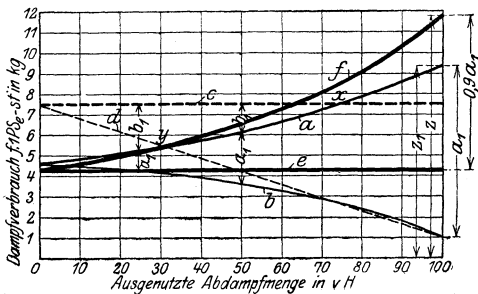


Fig. 9.

1. Bestimmung der mittleren Drücke.

a) Hochdruckzylinder:

$$p_m = 427 (i_1 - i_e) + p_e - p'.$$

$$10000 \cdot v_e$$

Nach der IS-Tafel ist $(i_1 = i_e) = 46$ kcal. Die in der IS-Tafel vom Schnittpunkt 14 at und 300° bis auf 6,2 at gezogene Senkrechte führt auf 200°, zu p_{e_h} gehörend. Also Volumen:

$$v_e = \frac{RT}{p} - C = \frac{0,0047 \cdot 473}{6,2} - 0,016 = 0,34 \text{ m}^3/\text{kg}.$$

$$p_m = \frac{427 \cdot 46}{10000 \cdot 0,34} + (6,2 - 2,6) = 9,35 \text{ kg/cm}^2. \quad (\text{S. S. 145.})$$

$$p_{m_h} = \eta_g \cdot p_m = 0,9 \cdot 9,35 = 8,4 \text{ kg/cm}^2.$$

b) Niederdruckzylinder. Der Dampf wird im Aufnehmer als trocken gesättigt vorausgesetzt ($\alpha = 1$). Die in der IS-Tafel gezogene Senkrechte vom Schnittpunkt 2,4 at und der Grenzkurve auf 0,225 at ergibt $i_1 - i_e = 90$ kcal, $\alpha = 0,89$.

Volumen $(v_e)_e$ des Dampfes von 0,225 at.:

$$\text{Spez. Gewicht } \gamma = 0,59 \cdot 0,225^0,84 = 0,145 \text{ kg/m}^3$$

$$(v_e)_e = \frac{1}{\gamma} = 6,9 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$v_e = \alpha \cdot (v_e)_e = 0,89 \cdot 6,9 = 6,14 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$p_m = \frac{427 \cdot 90}{10000 \cdot 6,14} + 0,025 = 0,65 \text{ kg/cm}^2$$

$$p_{m_n} = \eta_\theta \cdot p_m = 0,55 \cdot 0,65 = 0,36 \text{ kg/cm}^2.$$

2. Bestimmung der Zylinderabmessungen.

Leistung 200 PS, Zylinderverhältnis $\frac{v}{V} = 0,5$, $n = 150$. Gewählt $s = 0,6$ m, $c = 3$ m/sek p_{m_h} , reduziert auf Niederdruckzylinder:

$$p_{m_h} \cdot \frac{v}{V} = 8,4 \cdot 0,5 = 4,2 \text{ kg/cm}^2.$$

$$\text{Gesamtdruck: } 0,36 + 4,2 = 4,56 \text{ kg/cm}^2 = p_{m_n} + \frac{p_{m_h}}{2}.$$

$$N_i = \frac{O \cdot c \cdot p_m}{75}, \quad O_n = \frac{75 \cdot 200}{4,56 \cdot 3}; \quad O_h = \frac{O_n}{2}; \quad D_h = 265 \text{ mm}, \quad D_n = 375 \text{ mm}.$$

3. Leistungen der Zylinder.

$$\text{Hochdruckleistung: } \frac{26,5^3 \pi \cdot 3 \cdot 8,4}{4 \cdot 75} = 185 \text{ PS}_i.$$

$$\text{Niederdruckleistung: } \frac{37,5^3 \pi \cdot 3 \cdot 0,36}{4 \cdot 75} = 16 \text{ PS}_i.$$

4. Dampfverbrauch.

$$L_o = 427 \cdot (i_1 - i_e) + 10000 \cdot (p_e - p') \cdot v_e;$$

$$\text{Hochdruckzylinder: } L_{o_h} = 427 \cdot 46 + 10000 \cdot 3,6 \cdot 0,34 = 31850;$$

$$\text{Niederdruckzylinder: } L_{o_n} = 427 \cdot 90 + 10000 \cdot 0,025 \cdot 6,14 = 39935;$$

$$\text{Dampfverbrauch im Hochdruckzylinder: } \frac{270000}{\eta_\theta \cdot L_o} = \frac{270000}{0,9 \cdot 31850} = 9,5 \text{ kg/PS}_i \text{h}.$$

$$\text{Dampfverbrauch im Niederdruckzylinder: } \frac{270000}{0,55 \cdot 39935} = 12,3 \text{ kg/PS}_i \text{h};$$

$$\text{Heizdampfentnahme: } 185 \cdot 9,5 - 16 \cdot 12,3 = 1561 \text{ kg}.$$

5. Nutzen.

Zum Vergleich wird eine 200 PS-Verbundmaschine mit 4,8 kg/PS_ih Verbrauch angenommen. Die größere Wertigkeit des gedrosselten Frischdampfes wird dadurch berücksichtigt, daß dem Kessel nur 90 vH der benötigten Abdampfmenge entnommen werden. Dann ist der Gesamtverbrauch dieser Anlage:

$$200 \cdot 4,8 + 0,9 \cdot 1561 = 2365 \text{ kg/h}$$

$$\text{Gewinn durch Zwischendampfentnahme: } \frac{2365 - 1755}{2365} \cdot 100 = 26,50 \text{ vH}.$$

C. Abdampfturbinen.

Der Abdampf von Förder-, Walzenzugmaschinen, Dampfhämmern usw. wird unter Zwischenschaltung von Abdampfpeichern, die ausgleichend wirken, Niederdruckturbinen zugeführt. Reine Abdampfturbinen sind gegenüber den im nachfolgenden behandelten Zweidruckturbinen nur da am Platz, wo die Abdampfmenge regelmäßig und Betrieb der Turbine ohne gedrosselten Frischdampf möglich ist.

Die Zahlentafel gibt Dampfverbrauchszahlen für die nutzbare PS-Stunde wieder.

Kondensatordruck	Eintrittsdruck at absolut		
	2	1	0,5
0,08	9,3	12	16,5
0,13	10,7	14,4	21,5
0,18	12	16,5	28

Wärmespeicher Rateau. Der Dampf wird durch Verteilungsrohre, die mit einer großen Anzahl Öffnungen versehen sind, in feinen Strahlen in Wasser geleitet, das die Wärme aufnimmt.

Ist die zugeführte Dampfmenge größer als die abgehende, so steigt der Druck im Sammler, und das Wasser kann eine dem größeren Druck entsprechende höhere Temperatur annehmen; ein Teil des Dampfüberschusses wird niedergeschlagen. Sinkt der Sammlerdruck, so verdampft das Wasser. Die mit der Größe des Sammlers abnehmenden Druckschwankungen bewegen sich meist in den Grenzen von 0,1 bis 0,3 at. Ein Rückschlagventil zwischen Speicher und dem diesem meist vorgeschalteten Sammler schließt selbsttätig den Speicher von der Abdampfleitung ab, wenn bei längeren Stillständen im Speicher eine Luftleere durch Kondensation des Dampfes entsteht. Ein Spannungsregler läßt bei Unterschreitung eines bestimmten Mindestdruckes gedrosselten Frischdampf zu.

Abdampfpeicher Harlé-Balcke sammeln den Dampf in einer Gasometerglocke, die in einem mit Wasser gefüllten Ringbehälter schwimmt. Der vom Glockengewicht abhängige Speicherdruck beträgt im allgemeinen nur 1,03 bis 1,04 at absolut. Erreicht die Glocke ihren höchsten Stand, so wird durch einen Anschlag ein Sicherheitsventil geöffnet, und der überschüssige Dampf entweicht. Sinkt die Glocke, so strömt durch ein Einlaßventil dem Speicher so viel Dampf zu, als zum Ersatz der Niederschlagverluste nötig ist. Die Glocke wird hierbei an einer bestimmten Stelle in der Schwebe gehalten, bis erneut Dampfmenge zufließen. Beim Abstellen der Anlage geht die Glocke in die tiefste Lage und öffnet ein Lufteinlaßventil, um mit Sicherheit jeden Unterdruck zu vermeiden.

Abdampfpeicher Estner-Ladewig. Der Abdampf wird in großen Behältern mit konstantem Volumen unter Drucksteigerung aufgespeichert. Die Wirtschaftlichkeit dieser durch umgebendes Mauerwerk gegen Wärmeverluste geschützten Speicher kann durch Beheizung mittels der Abgase von Kesseln oder Koksöfen erhöht werden. Zu diesem Zweck wird der Speicher in den Fuchs der betreffenden Anlage eingeschaltet.

Ruths-Wärmespeicher, s. S. 81.

D. Zweidruckturbinen.

Bei unregelmäßiger Dampfzufuhr empfiehlt sich Aufstellung von Zweidruckturbinen, deren Hochdruckstufe bei nicht genügender Abdampfmenge durch Frischdampf beaufschlagt wird. Bei ausbleibendem Abdampf arbeitet die Turbine als reine Hochdruckturbinen. Die Zweidruckturbinen bezwecken nicht die Vermeidung der Abdampfpeicher, sondern verhindern die Zufuhr gedrosselten Frischdampfes bei nicht genügender Abdampfmenge. Fig. 10 zeigt das Verhalten einer derartigen Turbine.

Das Diagramm bezieht sich auf eine A. E. G.-Turbine (Frischdampf: 12 325 °; Abdampf: 1,1 at, satt; Luftleere 95 vH $n = 3000$). Die Eigenschaften der Turbine lassen sich mit großer Annäherung wie folgt ermitteln: In den einer bestimmten Abdampfzufuhr (von z. B. 10 000 und 12 000 kg in Fig. 10) entsprechenden Punkten der Abszissen werden Senkrechte

errichtet und zum Schnitt mit der gestrichelten Geraden für „Maximale Leistung bei Frischdampfzufuhr = 0“ gebracht. Parallele, durch diese Schnittpunkte zur Geraden für „Abdampfzufuhr = 0“ gezogen, geben die Verhältnisse für gemischten Betrieb an. Siehe auch Fig. 13.

In Fig. 11 ist schematisch die Regelung einer M.-A.-N.-Zweidruckturbine dargestellt. Der Druckregler *G* wirkt unmittelbar auf das Abdampfventil *E* und mittelbar durch ein vom Fliehkraftregler *A* beeinflusstes Gestänge auch auf das Frischdampfventil *D*.

Bei genügender Abdampfmenge hält der Dampfdruck im Abdampfspeicher der Feder des Druckreglers *G* das Gleichgewicht. Sinkt der Abdampfdruck, so dreht sich der dreiarmlige Hebel im Sinne des Uhrzeigers und schließt das Abdampfventil, wobei gleichzeitig und ohne Beeinflussung des Fliehkraftreglers das Frischdampfventil geöffnet wird. Umgekehrt ist der Vorgang bei steigendem Sammlerdruck, so daß in dieser Weise das Frischdampfventil unabhängig von der Regelung der Umlaufzahl zu- und abgeschaltet wird. Steigt z. B. diese infolge einer Entlastung, zunächst das Frischdampfventil, wobei der Druckregler das Abdampfventil festhält, bis das Frischdampfventil ganz geschlossen ist.

Fig. 12 zeigt schematisch die Oerlikon-Dampfturbine. Da die Abdampfmenge zur Erzielung der gleichen Leistung wie bei Frischdampf ungefähr doppelt so groß sein muß, infolge des etwa halb so großen Wärmegefälles, so ist der Niederdruckteil für den Frischdampf in den Querschnitten zu reichlich bemessen. Die Turbine arbeitet bei Frischdampfbetrieb mit verringertem Wirkungsgrad. Diesem Uebelstand begegnet Oerlikon dadurch, daß der Frischdampf in einer getrennten, entsprechend bemessenen Abteilung des Niederdruckteils zur Wirkung kommt. Beim Betrieb mit Frischdampf werden der Hochdruckteil und vom Niederdruckteil die Abteilung *N*₁ beaufschlagt, beide Teile sind sonach hintereinandergeschaltet. Beim Betrieb mit Abdampf hingegen wird dieser in den parallelgeschalteten Teilen *N*₁ und *N*₂ ausgenutzt.

Pokorny & Wittekind unterteilen die Abdampfturbine in zwei auf derselben Welle angeordnete Radgruppen, so daß bei Frischdampfbetrieb nur eine Radgruppe an die Frischdampfturbine angeschlossen wird und die vor dieser Abdampfgruppe herrschende Dampfspannung der Spannung für gleiche Belastung bei Abdampfbetrieb gleich oder nahezu gleich ist. Über Betrieb einer derartigen Turbine ohne Abdampfspeicher siehe „Glückauf“ 1923, Nr. 20.

Bei den Zweidruckturbinen stellt sich eine weitere Betriebsschwierigkeit ein, wenn — wie häufig — die größte Frischdampfleistung größer als die größte Abdampfleistung gewählt

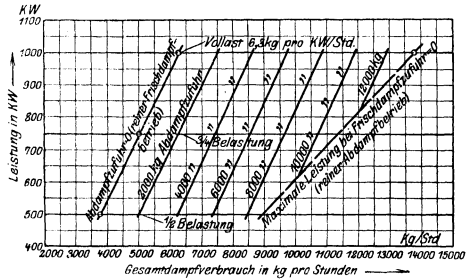


Fig. 10.

steigendem Sammlerdruck, so daß in dieser Weise das Frischdampfventil unabhängig von der Regelung der Umlaufzahl zu- und abgeschaltet wird. Steigt z. B. diese infolge einer Entlastung, zunächst das Frischdampfventil, wobei der Druckregler das Abdampfventil festhält, bis das Frischdampfventil ganz geschlossen ist.

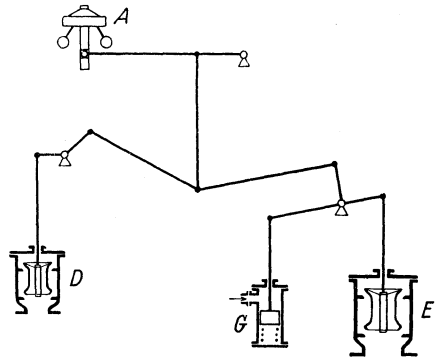


Fig. 11.

wird¹⁾. Soll die mit Frischdampf zu erreichende Höchstleistung z. B. 1500 PS bei 7500 kg/h Dampfverbrauch, die bei 10 000 kg/h Abdampfverbrauch zu erreichende Höchstleistung 1000 PS betragen, so wird sich vor dem Leitrad der Abdampfturbine annähernd ein Druck von 1 at abs. einstellen, während hier bei Frischdampfbetrieb ein Druck von ungefähr 0,75 at abs. herrschen wird. Wird während der größten Frischdampfleistung Abdampf zuströmen, so steigt der Druck vor dem ersten Leitrad der Abdampfradgruppe, der Regler — so eingerichtet, daß in erster Linie Abdampf verwertet werden soll — verringert die Frischdampfzufuhr und schließt diese ganz ab, wenn die Abdampfmenge 10 000 kg beträgt. Die Leistung ist auf 1000 PS gesunken.

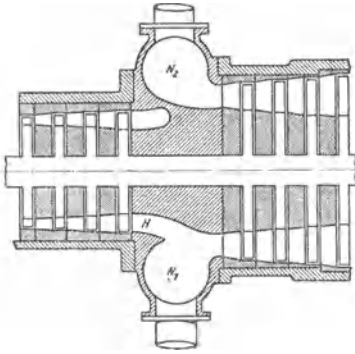


Fig. 12.

Hiergegen können verschiedene Mittel zur Anwendung gelangen: 1. Bei Höchstleistung wird auf die Verwertung des Abdampfes verzichtet. Ausführbar bei Anlagen mit Wärmespeichern. 2. Die Abdampfradgruppe ist so zu bemessen, daß sie bei Höchstleistung und Zuströmung des gesamten Abdampfes die ganze Dampfmenge zu verarbeiten vermag. Nachteil, wie vorhin erwähnt: Bei ausschließlichem Abdampfbetrieb sind die Niederdruckquerschnitte zu groß. Der Druck vor dem Abdampfleitrad beträgt bei größter Abdampfmenge z. B. nur 0,8 at. Das Regelventil drosselt den Druck von 1 at auf 0,8 at herab. 3. Es wird vor dem ersten Abdampfleitrad eine Drucksteigerung zugelassen, die eine Erhöhung des Gegendruckes in den an den Abdampfteil angeschlossenen Maschinen bedeutet. 4. Ein Teil des Abdampfes wird nach Art der Überlastungsventile in eine Radgruppe mit größeren Querschnitten eingeführt.

E. Dampfverbrauch der Turbinen mit Abwärmeverwertung²⁾.

Bezüglich der Bezeichnungen siehe S. 286.

$$\text{Abdampfturbinen. } D_n = 70 \left(1 - \frac{V}{115}\right) \cdot \left(1 + \frac{60}{N_n}\right) \text{ in kg/kWh} \quad (1)$$

Für kg/PS_h ist 49 statt 70 zu setzen.

Spezifischer Verbrauch bei Teillast:

$$D_x = D_n \cdot \frac{\gamma}{\beta}. \quad (2)$$

Bei $\beta = \frac{N_x}{N_n} = 0$	0,25	0,50	0,75	1,0	
wird $\frac{\gamma}{\beta} = \infty$	1,355	1,088	1,02	1,0	(Drosselregelung)
$\frac{\gamma}{\beta} = \infty$	1,13	1,012	0,993	1,0	(Düsenregelung).

Gegendruckturbinen.

$$D_n = 7,80 \cdot \frac{\left(1 - \frac{t_1}{740}\right) \cdot \left(1 + \frac{70}{N_n}\right)}{(1 - \varepsilon^{0,21})} \text{ in kg/kWh} \quad (3)$$

$$D_n = 5,45 \cdot \frac{\left(1 - \frac{t_1}{740}\right) \cdot \left(1 + \frac{50}{N_n}\right)}{(1 - \varepsilon^{0,21})} \text{ in kg/PS}_h$$

ε = Verhältnis $p_2 : p_1$ der absoluten Drücke hinter und vor der Turbine. Für Teillasten gelten annähernd dieselben Beziehungen wie bei den Abdampfturbinen.

Anzapfturbinen mit einer Anzapfstelle. Die bei Betrieb ohne Anzapfung und beim Belastungsgrad $\beta = \frac{N_x}{N_n}$ durch die Turbine fließende Dampf-

¹⁾ Dr.-Ing. K. Roeder, Stahl und Eisen 1913, S. 1646.

²⁾ Nach Dr.-Ing. Georg Forner, Z. des V. d. I. 1922. S. 955. (Vgl. auch Kapitel „Dampfturbinen“, S. 286.)

menge G_r in kg/h wird erhalten, wenn der nach S. 286 berechnete Verbrauch der reinen Kondensationsmaschine mit

$$m_0 \cong [1,02 + 0,2 (0,65 - \beta)^2] \quad (3a)$$

multipliziert wird.

	$\beta = 0$	0,25	0,50	0,75	1,00
$m_0 \cong$	1,1055	1,052	1,025	1,022	1,045
entsprechend Mehrverbrauch vH	10,5	5,2	2,5	2,2	4,5

Bei reinem Gegendruckbetrieb, d. h. Entnahme der ganzen zugeführten Dampfmenge wird bei der Belastung $N_x = \beta \cdot N_n$ der Verbrauch

$$G_r \cong G_x + 0,05 G_n, \quad (4)$$

worin der Verbrauch G_n bei Nennleistung nach Gleichung (3) zu berechnen ist. G_x = Dampfverbrauch bei Teillast einer gleichwertigen Gegendruckturbine, nach Gleichung (3) und (2) zu bestimmen.

Zur Bestimmung des Dampfverbrauches bei Anzapfbetrieb empfiehlt sich Aufzeichnung nach Fig. 13 mit Anzapfmenge G_a als Abszisse; auf die Ordinatenachse wird Gesamtverbrauch G ohne Entnahme für verschiedene Belastungen aufgetragen, ebenso — bei gleichem Maßstab für alle Dampfmen gen — der Gesamtverbrauch G_r bei reinem Gegendruckbetrieb für dieselben Belastungen auf eine durch den Nullpunkt gehende und unter 45° geneigte Gerade. Die Punkte gleicher Belastung werden durch Geraden verbunden, die den Gesamtverbrauch bei der betreffenden Belastung und Entnahme angeben.

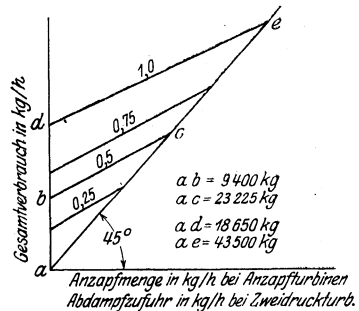


Fig. 13.

Zweidruckturbinen. a) Betrieb ohne Abdampffuhr. Es wird der Verbrauch der reinen Kondensationsturbine bei den Teillasten festgestellt (s. S. 286), dieser nach Gleichung (3a) mit m_0 multipliziert. b) Betrieb nur mit Abdampf. Es wird der Verbrauch G_x der reinen Abdampfturbine nach Gleichung (1) und 2) ermittelt, diese Werte werden in Gleichung (4) eingesetzt, womit sich der Verbrauch G_r bei reinem Abdampfbetrieb ergibt. Darstellung nach Fig. 13.

Beispiel. Es sind die Dampfverbrauchszahlen einer 5000 PS-Zweidruckturbine fest zustellen. $p_1 = 18$ at abs., $t_1 = 350^\circ$, $V = 95$ v. H. Luftleere.

a) Betrieb mit Frischdampf allein.

Nach S. 286 beträgt der Verbrauch der reinen Kondensationsturbine bei der Nennleistung 3,44 kg/PS_h. Für die Teillasten folgt:

	$\beta = 0,25$	0,5	0,75	1,0
$D_x = 3,44 \frac{\gamma}{\beta}$	= 4,30	3,67	3,49	3,44 kg/PS _h
$m_0 = 1,052$		1,025	1,022	1,045
$D_x' = m_0 \cdot D_x$	= 4,52	3,76	3,57	3,73 kg/PS _h
Belastung N_x	= 1250	2500	3750	5000 PS _e
Gesamtverbrauch G_x'	= 5650	9400	13 388	18 650 kg/h.

b) Reiner Abdampfbetrieb.

Verbrauch der Abdampfturbine bei der Nennleistung (Gleichung 1):

$$D_n = 49 \left(1 - \frac{95}{115}\right) \left(1 + \frac{60}{5000}\right) = 8,33 \text{ kg/PS}_h.$$

Verbrauch bei den Teillasten $\beta = 0,25$ 0,5 0,75 1,0

$$D_x = 8,33 \cdot \frac{\gamma}{\beta} = 11,28 \quad 9,06 \quad 8,50 \quad 8,33 \text{ kg/PS}_h$$

$$m_0 = 1,052 \quad 1,025 \quad 1,022 \quad 1,045$$

$$D_x' = m_0 \cdot D_x = 11,87 \quad 9,29 \quad 8,69 \quad 8,70 \text{ kg/PS}_h$$

$$\text{Gesamtverbrauch } G_x' = N_x \cdot D_x' = 14 838 \quad 23 225 \quad 32 587 \quad 43 500.$$

Auftragen dieser Werte nach Fig. 13 ergibt den Gesamtverbrauch bei den verschiedenen Belastungen und Abdampfszufuhren. Punkte auf den Verbindungsgeraden geben an, wie sich der Dampfverbrauch aus Frischdampf und Abdampf zusammensetzt.

F. Abwärmeverwertung bei Großgasmaschinen.

Die Abwärmeverwerter werden als stehende oder ausziehbare liegende Rohrkessel ausgeführt. Die Rohre werden von den Auspuffgasen durchströmt. Die stehende Anordnung wird für Heißwassererzeugung, die liegende Ausführung für Dampferzeugung bis zu einem Überdruck von 12 at wegen der günstigeren Verdampfungsoberfläche bevorzugt. Die Abwärmeverwerter bestehen aus Vorwärmer, dem eigentlichen Dampfkessel und dem Überhitzer. Durch Führung der Abgase im Gegenstrom wird die Gastemperatur am Ende des Vorwärmers bis auf 150° erniedrigt. Die Auspuffleitungen werden bei Aufstellung von Abwärmeverwertern, die so nahe wie möglich an die Maschine herangerückt werden müssen, sorgfältig isoliert, arbeiten ohne Wassereinspritzung und ihre Ausdehnung ist durch entsprechende Konstruktionen, wie Stopfbuchsen, aufzunehmen. Je nach der Temperatur der Abgase sind 400 bis 600 kcal pro PS_eh zu gewinnen.

G. Abwärmeverwertung für Dieselmotoren.

(Hottinger, Z. Ver. deutsch. Ing. 1911 und 1912). Sollen möglichst große Warmwassermengen von etwa 50° erhalten werden, so wird das Kühlwasser unmittelbar verwendet und mit den Auspuffgasen werden weitere Kaltwassermengen erwärmt. Soll jedoch die Warmwassertemperatur höher sein, so wird das Kühlwasser, das gewöhnlich mit 50 bis 60° austritt, mittels der Abgase nachgewärmt. Aus dem Kühlwasser sind für 1 PS_eh etwa 500 kcal zu gewinnen, doch kann dieser Wert bei abnehmender Belastung auf 700 kcal und mehr steigen. In den Abgasen stehen etwa 400 kcal/PS_eh zur Verfügung, so daß insgesamt mit 900 kcal/PS_eh bei Normalbelastung der Maschine gerechnet werden kann.

Flußeiserne Heizflächen sind zu vermeiden, da diese bei schwefelhaltigem Brennöl rasch zerstört werden. Als Baustoff für die Heizflächen ist säurebeständiges Gußeisen zu verwenden. Sind Abgasverwerter und Motor parallelgeschaltet, so ist eine gußeiserne Heizfläche von 0,2 m²/PS_e reichlich, wobei 1 m² mit 2000 bis 3000 kcal/h beansprucht wird. Bei Hintereinanderschaltung, also Nachwärmung des gebrauchten Kühlwassers, ist infolge des geringeren Temperaturunterschiedes zwischen Wasser und Gasen die Heizfläche etwas reichlicher zu wählen. Die angegebenen Ziffern setzen Gegenstromwirkung von Wasser und Gasen voraus. Günstig für großen Wärmedurchgang sind große Wasser- und Gasgeschwindigkeiten bei langen Wegen.

Erwähnenswert ist die Wirkung Sulzerscher Abwärmeverwerter als das Auspuffgeräusch verhindernde Auspufftöpfe.

Schwunräder und Regulatoren.

Bearbeitet von H. Dubbel.

I. Schwungradberechnung.

Festigkeitsberechnung s. Bd. I, S. 518.

I. Die Wirkungen der Massen.

a) Unendliche Pleuelstangenlänge (Fall der Kurbelschleife).

Nach Bd. I, S. 793 ist:

Beschleunigung b der Kurbelschleife gleich Horizontalkomponente der

Zentripetalbeschleunigung $\frac{w^2}{R}$, $b_u = \frac{w^2}{R} \cdot \cos \alpha$.

Die Darstellung der Beschleunigung ist für $L = \infty$ eine Gerade.

Beschleunigungskraft $K_u = \frac{G}{g} \cdot \frac{w^2}{R} \cdot \cos \alpha$; G = Gewicht der

hin und her gehenden Massen.

Auf 1 cm² der Kolbenfläche F entfällt:

$$K_u = \frac{G}{g} \cdot \frac{w^2}{R \cdot F} \cdot \cos \alpha.$$

Für die Totlagen ist:

$$k_u = \frac{G}{g} \cdot \frac{w^2}{R \cdot F}$$

= Zentrifugalkraft der im Kurbelzapfen vereinigt gedachten Gewichte G .

Werte für $\frac{G}{F}$: Kolbenhub $s \leq 0,7$ m: $\frac{G}{F} = 0,3$ kg,

$$s \geq 0,7$$
 m: $\frac{G}{F \cdot s} = 0,42$ kg.

Die Gestängegewichte der Niederdruckseiten von Verbundmaschinen sind denen der Hochdruckseiten bis auf das Kolbengewicht gleich. In Ausdruck $\frac{G}{F}$ ist Niederdruck-Kolbenfläche einzusetzen.

b) Endliche Pleuelstangenlänge. (S. Bd. I, S. 793.)

Beschleunigung:

$$b_e = \frac{w^2}{R} \cdot \left(\cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cdot \cos 2\alpha \right).$$

Beschleunigungskraft:

$$K_e = \frac{G w^2}{g \cdot R \cdot F} \cdot \left(\cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cdot \cos 2\alpha \right). \text{ Für Totlage wird:}$$

$$k_e = \frac{G w^2}{g \cdot R \cdot F} \left(1 \pm \frac{R}{L} \right) = k_u \cdot \left(1 \pm \frac{R}{L} \right).$$

Darstellung der Beschleunigungen und Beschleunigungskräfte ergibt für endliche Pleuelstangenlänge eine parabelförmige Kurve, deren Aufzeichnung durch Zahlentafel erleichtert wird. Fig. 1.

Werte von $\left(\cos \alpha \pm \frac{R}{L} \cdot \cos 2\alpha \right)$ für $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$:

→ Hingang. Ordinate	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
	1,2	0,92	0,64	0,38	0,126	-0,09	-0,3	-0,465	-0,613	-0,717	-0,8
← Rückgang. Ordinate	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0

2. 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 Horizontalalkräfte P auf den Kurbelzapfen dar. Aus diesen folgt Tangentialdruck

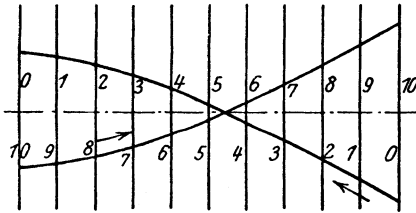


Fig. 1.

$T = P \cdot \sin \alpha$ für $L = \infty$,
 $T = P \cdot \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$

für endliche Pleuelstangenlänge. $\beta =$ Neigungswinkel der Pleuelstange.

Zeichnerische Ermittlung von P nach Fig. 2d (für $L = \infty$) und Fig. 2e für endliche Länge (s. Bd. I, S. 792).

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 Kraft durch Riemen, Seil oder Zahnrad hat im Beharrungszustand Widerstandsdiagramm konstante Höhe; 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 unterschließenden Flächen, deren Arbeitsmaßstab durch Druckmaßstab und Vergleich der Länge $s\pi$ im Diagramm mit wirklichem Kurbelkreisumfang gegeben ist.

$A = M \cdot \frac{v_{\max}^2 - v_{\min}^2}{2}$,
 $M =$ Schwungradmasse.

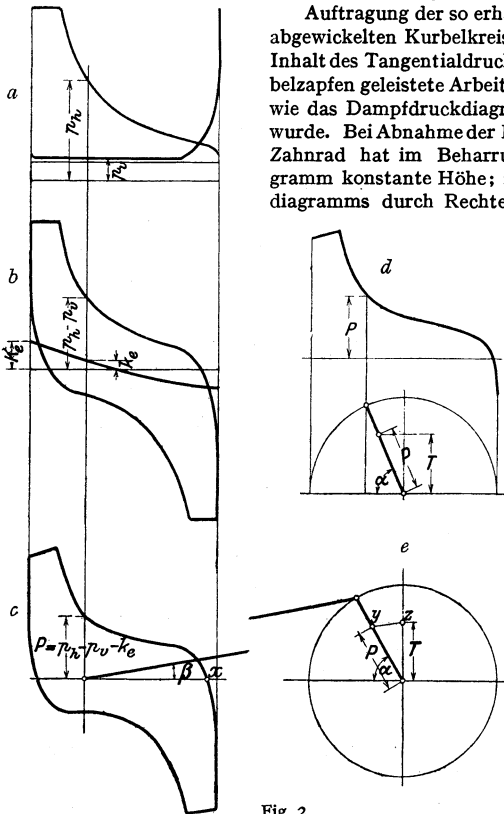


Fig. 2

Es ist annähernd:

$$\frac{v_{\max} + v_{\min}}{2} = v \quad \text{und} \quad \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v} = \delta, \quad \text{folglich} \quad A = M v^2 \cdot \delta.$$

δ = Ungleichförmigkeitsgrad = Verhältnis größter Geschwindigkeitsschwankung zur mittleren Geschwindigkeit.

Mittlere Werte von δ :

Antrieb von Pumpen und Schneidewerken	$\delta = 1 : 25$
„ „ 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).

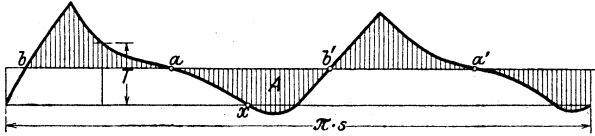


Fig. 3.

Mit Annäherung kann das Schwungradgewicht ohne Aufzeichnung des Tangentialdruckdiagramms berechnet werden aus der Formel:

$$G = \frac{C}{\delta} \cdot \frac{N}{n v^2},$$

worin: N = Anzahl der PS_n , v = Schwerpunktgeschwindigkeit des Schwungradkranzes in m/sek.

Es ist $C = 7000$ für Einzylindermaschinen und Tandemverbundmaschinen, $C = 2500$ bis 4000 für Verbundmaschinen mit versetzten Kurbeln.

Wird angenommen, daß 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:

$$\frac{F \cdot 2 R \cdot \pi \gamma}{10} = G_r; \quad F = 0,22 \cdot \frac{G_r}{R}.$$

Die Elektriker schreiben meist das „Schwungmoment“ GD^2 vor. (S. 326.) Obige Formel für G kann auf folgende Form gebracht werden:

$$GD^2 = \frac{C}{\delta} \cdot \frac{N}{n^3},$$

worin für Einkurbelmaschinen: $C = 2,5 \cdot 10^6$,

für Verbundmaschinen mit versetzten Kurbeln $C = 0,9$ bis $1,4 \cdot 10^6$.

3. Schwungradberechnung bei Gasmaschinen. (Nach Güldner.)

Ist A_a die absolute Arbeit eines Viertaktes in mkg,

W die Arbeit des Widerstandes eines Viertaktes in mkg, so folgt der Arbeitsüberschuß $A = A_a - \frac{W}{4}$.

Die negative Arbeit des Ansaugens und Ausstoßens der Ladung wird wegen ihrer geringen Größe vernachlässigt. Fig. 4 gibt die Drehkraftkurve des Arbeitshubes wieder.

Arbeit A_a wird durch Fläche $a b c d e$ dargestellt.

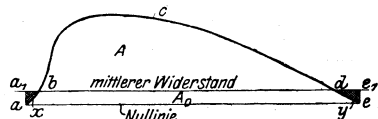


Fig. 4.

Der Streifen A_0 ist nur um die beiden kleinen Dreiecke x und y kleiner als das $\frac{W}{4}$ darstellende Rechteck $a a_1 e_1 e$.

Unter Vernachlässigung der Dreiecke $a a_1 b$ und $d e e_1$ ist $A = A_a - A_0$ die das Schwungradgewicht bestimmende Überschubfläche.

Ist p_i = mittlerer, indizierter Spannung, der Nutzleistung $A_i = (A_a - A_0)$ entsprechend, A_c = Kompressionsarbeit.

p_c = mittlerer, indizierter Spannung des Verdichtungshubes,

$$\varrho = \frac{p_c}{p_i},$$

p_w = mittlerer Tangentialkraft des Widerstandes, so folgt:

$$A_a = A_i \left(1 + \frac{p_c}{p_i}\right) = A_i(1 + \varrho); \quad A_i = p_i \cdot O \cdot 2r; \quad W = p_w \cdot O \cdot 4r\pi.$$

Es ist $A_i = W$, sonach die Überschubarbeit $A = (1 + \varrho) \cdot W = 0,25 W = (0,75 + \varrho) \cdot W = (0,75 + \varrho) \cdot p_w \cdot O \cdot 4r\pi \text{ mkg}$. $P = O \cdot p_w$. Mit $Pr = 716,2 \frac{N}{n}$

$$G = \frac{(0,75 + \varrho) \cdot 88290 N_i}{\delta \cdot v^2 \cdot n}.$$

Diese Gleichungen gelten nur für die Viertaktmaschine. Bei Zweitaktmaschinen rückt die Linie $a_1 e_1$ entsprechend höher, und es können die Dreiecke x und y nicht mehr vernachlässigt werden. Für alle Fälle eignet sich die Gleichung:

Schwungradkranzgewicht $G = \frac{C \cdot N_i}{\delta \cdot D^2 \cdot n^3}$, D = Schwerekreisdurchmesser.

Mit $\varrho = 0,35$ und β = Kurbelbahn zwischen je zwei Zündungen ergeben sich folgende Erfahrungswerte für C :

	Viertakt: einfachwirkend	$\beta = 720^\circ$	$C = 40 \cdot 10^6$.	
		doppeltwirkend	$\beta = 540$ und 180°	$C = 25 \cdot 10^6$.
	2 Zylinder: einfachwirkend ¹⁾	$\beta = 360^\circ$	$C = 17 \cdot 10^6$.	
		doppeltwirkend ²⁾	$\beta = 180^\circ$	$C = 3,3 \cdot 10^6$.
	4 Zylinder: doppeltwirkend ³⁾	$\beta = 90^\circ$	$C = 1,4 \cdot 10^6$.	
	Zweitakt: 1 Zylinder: einfachwirkend	$\beta = 360^\circ$	$C = 16 \cdot 10^6$.	
		doppeltwirkend	$\beta = 180^\circ$	$C = 2,4 \cdot 10^6$.
	2 Zylinder: einfachwirkend ⁴⁾	$\beta = 180^\circ$	$C = 2,52 \cdot 10^6$.	
		doppeltwirkend ¹⁾	$\beta = 90^\circ$	$C = 1,25 \cdot 10^6$.

4. Berücksichtigung der Resonanz bei Wechselstrommaschinen. Bei der Bestimmung des Schwungmomentes für Antriebsmaschinen parallel zu schaltender Wechselstromdynamis ist Resonanz zwischen der Antriebschwingung und der Eigenschwingung der parallel geschalteten Dynamomaschine zu vermeiden. Nach Rosenberg ist der kritische Wert des Schwungmomentes: $GD_{\text{krit}}^2 = 710 \gamma \cdot \eta \cdot p \cdot \frac{\vartheta^2}{n} \cdot N_e$. Hierin bedeuten:

γ = Verhältnis des Kurzschlußstromes zum normalen Wattstrom,

η = (92 bis 96 vH) = Wirkungsgrad der Dynamo,

p = Polpaarzahl,

ϑ = Dauer eines Antriebszyklus.

Bei völlig gleichartigen Diagrammen für Vor- und Rückwärtsgang des Kolbens wäre z. B. ϑ = Dauer einer Umdrehung bei einer Zweitaktgasmaschine, ϑ = Dauer einer halben Umdrehung bei einer Dampfmaschine, ϑ = Dauer zweier 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 Antriebszyklusdauer eine halbe Umdrehung beträgt, und ein darübergelageretes mit Antriebszyklusdauer gleich einer ganzen Umdrehung. (Vgl. Bd. I, S. 104.) Auch diese

1) Kurbelversetzung $\alpha = 0^\circ$. 2) Tandemanordnung. 3) $\alpha = 90^\circ$. 4) $\alpha = 180^\circ$.

übergelagerte Welle kann zur Resonanz mit den elektrischen Schwingungen führen. Bei Maschinen, die bei jeder Kurbelstellung parallel geschaltet werden sollen, ist das Schwungmoment größer als sein kritischer Wert zu wählen. Soll nur bei Kurbelsynchronismus parallel geschaltet werden, so ist das Schwungmoment gleich oder kleiner als der kritische Wert zu nehmen.

Der Ungleichförmigkeitsgrad ist insofern von Bedeutung, als durch ihn Regulatorschwingungen entstehen können, die einen periodischen Wechsel im Antriebsimpuls verursachen.

Kritische Werte des Schwungmomentes für 1 PSe
(für Dynamomaschinen mit Frequenz 50 und einem Kurzschlußstrom gleich dem 3,75fachen Wert des normalen Wattstromes).

Umlaufzahl $n =$	300	250	214	188	166	150	125	107	94	83	75
Polpaarzahl $p =$	10	12	14	16	18	20	24	28	32	36	40

1. Resonanz mit Schwingungen von der Dauer einer ganzen Umdrehung.

$\frac{GD^2_{krit}}{N}$	3,33	6,92	12,9	21,6	35,5	53,2	111	206	344	568	852
-------------------------	------	------	------	------	------	------	-----	-----	-----	-----	-----

2. Resonanz mit Schwingungen von der Dauer einer halben Umdrehung.

$\frac{GD^2_{krit}}{N}$	0,83	1,73	3,2	5,4	8,9	13,3	27,7	51,5	86	142	213
-------------------------	------	------	-----	-----	-----	------	------	------	----	-----	-----

3. Resonanz mit Schwingungen von der Dauer einer doppelten Umdrehung (Viertakt).

$\frac{GD^2_{krit}}{N}$	13,3	27,7	51,6	86,4	142	213	444	824	1380	2270	3410
-------------------------	------	------	------	------	-----	-----	-----	-----	------	------	------

5. Widerstand unmittelbar an der Kolbenstange. Wirkt der Widerstand unmittelbar an der Kolbenstange, wie dies häufig bei Pumpen und Gebläsen zutrifft, so sind nach Fig. 5 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 $\frac{N_f}{N_e}$ vergrößert worden sind.

6. 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_0 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_0 , der Größe des Spieles zwischen Lager und (Kurbel, sowie Kreuzkopf-) Zapfen und der Schmierung. Für kleine Werte von p_0 ist P praktisch überhaupt nicht vorhanden, steigt dann erst langsam, solange die Ölschicht nicht übermäßig weggequetscht wird, dann schneller, um schließlich linear mit $\sqrt{p_0}$ 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_0 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_0 und k_e wie in Fig. 2c ermittelt, nur auf die Zeitachse bezogen) zwischen t_0 und t_1 als geradlinig angesehen, so ist p_0 durch $\tan \alpha$ des Winkels α dieser Geraden mit der Zeitachse bestimmt.

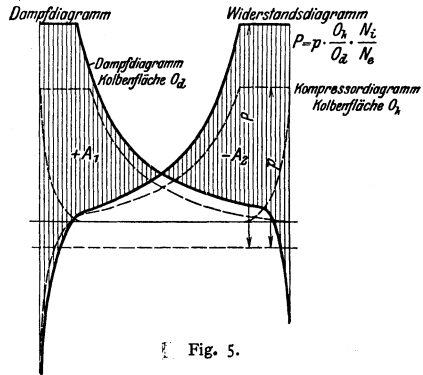


Fig. 5.

II. Die Regelung.

1. Die 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. Kegel- und Flachregler, letztere auch Achsen- oder Exzenterregler genannt. Die Schwunggewichte der Kegelregler schlagen in einer Ebene parallel zur Regulatorachse aus, während die der Flachregler sich in einer Ebene senkrecht zur Achse bewegen.

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 abnimmt, so daß für größeren Ausschlag die Geschwindigkeit für den Fall des Gleichgewichtes kleiner sein muß als bei geringerem Ausschlag.

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:

$$\delta = \frac{n_2 - n_1}{n}$$

Hierbei ist der Regulator 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.

$$\varepsilon = \frac{\Delta C}{C}$$

Diejenige Kraft, die nach unten wirkend der Zentrifugalkraft das Gleichgewicht hält und am ruhenden Regler durch Auswägen des Muffendruckes leicht praktisch bestimmt werden kann, wird als **Energie** E bezeichnet.

Aus: $\Delta C : P = C : E$ folgt:

$$\frac{P}{E} = \frac{\Delta C}{C} = \varepsilon.$$

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.

$$P = R + W; \quad \varepsilon = \frac{W + R}{E}.$$

Entsprechend setzt sich gesamter Unempfindlichkeitsgrad ε zusammen aus:

$$\varepsilon_r = \frac{R}{E} \quad \text{und} \quad \varepsilon_w = \frac{W}{E}.$$

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:

$$\varepsilon = \varepsilon_w + \varepsilon_r = \frac{W}{E} + \frac{R}{E} = \frac{W}{E} + \varepsilon_r, \quad \text{somit} \quad E = \frac{W}{\varepsilon - \varepsilon_r}.$$

(Ist z. B. $\varepsilon_r = 1$ vH und soll für $\varepsilon = 4$ vH der Regler 10 kg Verstellkraft aufbringen, so ist die erforderliche Energie:

$$E = \frac{10}{0,04 - 0,01} = 333 \text{ kg.})$$

Gesamtungleichförmigkeitsgrad $\delta_g = \delta + \varepsilon$.

Wird Ungleichförmigkeitsgrad δ zu klein gewählt, so führt der Regler bei Änderung des Beharrungszustandes langdauernde Schwingungen aus, während bei großem δ der Gesamtungleichförmigkeitsgrad zu groß wird.

Es soll nach Tolle sein:

$$\delta = \sqrt[3]{\frac{s_r}{g T^2}}.$$

Hierin bedeuten:

s_r = reduzierter Muffenhub in cm,

$g = 981$ cm,

T = Zeit, welche die Maschine beim leeren Anlaufen mit größter Füllung bis zum Erreichen der normalen Umlaufzahl braucht.

Mit L = Maximalleistung der Maschine.

M = Schwungringmasse,

v = Schwungringgeschwindigkeit wird:

$$T = \frac{M v^2}{75 L}.$$

Es ist: $s_r = \frac{\text{Summe aller Gewichte mal den Quadraten ihrer Wege}}{\text{Arbeitsvermögen des Regulators}}$.

Bei den Gewichtreglern hat der reduzierte Hub ungefähr die Größe des wirklichen Hubes s ; bei Federregulatoren ist s_r bedeutend kleiner. (Z. B. $s_r = \frac{1}{15} s$ bei Jahns-Reglern, $s_r = \frac{1}{13,5} s$ bis $\frac{1}{15} s$ bei Tolle-Reglern.)

Der Unempfindlichkeitsgrad ist nicht kleiner zu nehmen als der Ungleichförmigkeitsgrad der Maschine, der in der Hauptsache von der Schwungringmasse abhängt. Ist $\varepsilon < \delta_s$, so kann infolge der schwankenden Winkelgeschwindigkeit bei jedem Hub eine Verstellung des Stellzeuges eintreten. Dieses „Tanzen“, für die Regulierung nicht ungünstig, bewirkt schnellen Verschleiß.

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:

$$C = m x \omega^2 = \frac{G}{g} \cdot \omega^2 \cdot x; \quad \omega = \sqrt{\frac{C \cdot g}{x \cdot G}}; \quad n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{x} \cdot \frac{g}{G}}.$$

Nach Fig. 6a ist $\operatorname{tg} \varphi = \frac{C}{x}$, sonach:

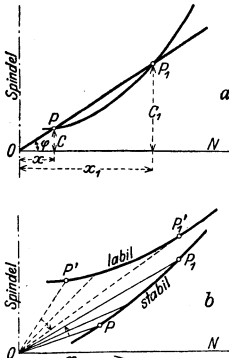


Fig. 6a und b.

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{G}} \cdot \sqrt{\operatorname{tg} \varphi}; \quad n = k \sqrt{\operatorname{tg} \varphi}, \quad k = \text{konst.}$$

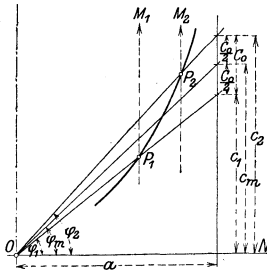


Fig. 7.

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. 6a, 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. 6b. Es folgt weiterhin, Fig. 7,

$$\delta = \frac{c_0}{2 c_m}.$$

Arbeitsvermögen $A = \int E \cdot ds$ wird durch Fläche unter $P_1 P_2$ dargestellt. Bei Untersuchung oder Entwurf eines Reglers sind getrennt aufzuzeichnen: 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.

Berechnung und Untersuchung der Kegelregler. Größe der Eigenreibung ε , werde in Fig. 7 a wie folgt bestimmt.

Dreht sich Hängestange $I II$ um $d\alpha$, so entspricht dem eine Winkeländerung der Stange $II III$ um $d\beta$, bezogen auf Pol \mathfrak{B} . Sonach Drehung von Zapfen II in seinem Lager um $(d\alpha + d\beta)$. Bezeichnen:

d_1, d_2, d_3 die Durchmesser der Zapfen I, II und III, Z die Zapfendrucke,

$\mu = 0,1 =$ Zapfenreibungskoeffizient, so entsteht durch Drehung von $I II$ die Zapfenreibrbeitsarbeit

$$\frac{\mu}{2} \cdot d\alpha (Z_1 \cdot d_1 + Z_2 \cdot d_2).$$

Die dieser Reibrbeitsarbeit entsprechende Kraft kann durch eine in Richtung von $II III$ wirkende Kraft R_1 ersetzt werden, die mit Bezug auf Zapfen I am Hebelarm p_1 angreift und bei einer Drehung um $d\alpha$ die Arbeit $R_1 \cdot p_1 \cdot d\alpha$ leistet:

$$R_1 p_1 \cdot d\alpha = \frac{\mu}{2} \cdot d\alpha (Z_1 d_1 + Z_2 \cdot d_2).$$

$$R_1 = \frac{\mu}{2 \cdot p_1} \cdot (Z_1 d_1 + Z_2 \cdot d_2).$$

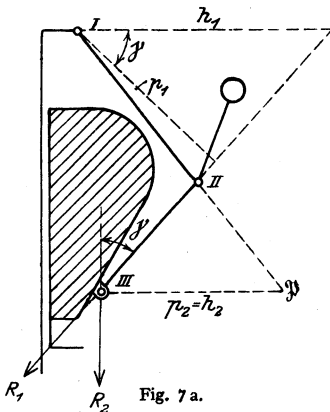


Fig. 7a.

In gleicher Weise findet sich für die Drehung der Stange $II III$ um \mathfrak{B} :

$$R_2 = \frac{\mu}{2 p_2} \cdot (Z_2 \cdot d_2 + Z_3 \cdot d_3).$$

Wird R_1 im Punkt III in eine wagerechte und eine senkrechte Komponente zerlegt, so ergibt sich durch Addition der letzteren zu R_2 der gesamte, auf die Muffe reduzierte Reibungswiderstand R .

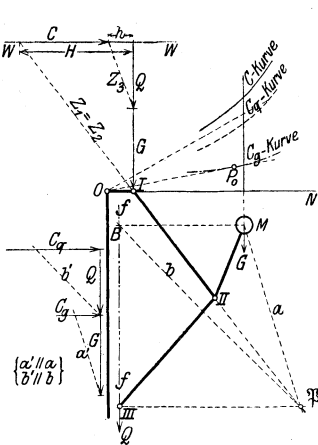


Fig. 8.

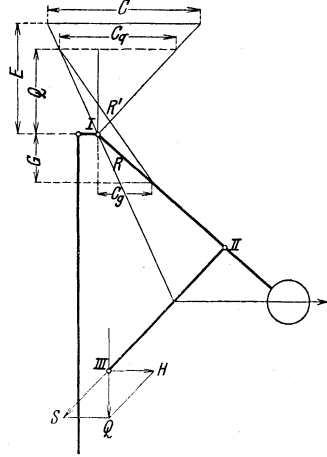


Fig. 9.

Die senkrechte Komponente von R_1 hat die Größe:

$$R_1^{\perp} = R_1 \cdot \cos \gamma = \frac{\mu}{2} \frac{Z_1 \cdot d_1 + Z_2 \cdot d_2}{h_1}, \quad \text{da} \quad h_1 = \frac{p_1}{\cos \gamma}.$$

$$\epsilon_r = \frac{R_2 + R_1^{\perp}}{E} = \frac{R}{E}.$$

In den Fig. 8 und 9 ist die Ermittlung der C_g und C_q -Kurven, sowie der Zapfendrucke Z_1 , Z_2 , Z_3 durchgeführt. Fig. 8 behandelt den in Fig. 7 a schematisch dargestellten Proellischen Regulator mit „umgekehrter“ Aufhängung.

C_g und G , sowie C_q und Q sind nur dann im Gleichgewicht, wenn ihre jeweilige Mittelkraft durch den augenblicklichen Drehpunkt \mathfrak{P} geht. Werden in den Endpunkten der Strecken Q und G Parallele b' und a' zu den Verbindungslinien b und a gezogen, so werden auf den Wagerechten die Strecken C_q und C_g abgemessen.

Da die Führung ff des Zapfens III nur eine wagerechte Reaktion leisten kann, so wird Gesamtgewicht $Q + G$ durch Zapfen I aufgenommen. Sonach ist $Q + G$ Vertikalkomponente des Zapfendruckes $Z_1 = Z_2$, dessen Horizontalkomponente mit H bezeichnet ist. Auf Zapfen III wirken: Gewicht Q und Horizontalschub $h = H - C$. Z_3 ist somit die Resultierende aus h und Q .

Fig. 9 zeigt die Ermittlung derselben, oben genannten Größen für einen Regulator mit „direkter“ Aufhängung.

Zwischen G und C_g besteht Gleichgewicht, wenn die Mittelkraft R durch Zapfen I geht. Die Richtungen des Armes $I II$ schneiden auf der im Abstände G von I gelegten Wagerechten die Größen C_g ab.

Die als Komponente von Q auftretende Spannung S ist am Arm $I III$ mit C_q im Gleichgewicht, wenn Resultierende R' durch I geht. Auf der im Abstände Q von I gezogenen Wagerechten schneiden die Richtung von R' und eine durch I gelegte Parallele zu $II III$ den Wert C_q ab. Fig. 9 zeigt weiterhin Ermittlung der Energie E , da $C_q : Q = C : E$. Zapfendruck für II und III beträgt S . Zapfendruck von I gleich der Mittelkraft von R' und R , dargestellt durch die Verbindungslinie der Endpunkte von R und R' .

In Fig. 10 ist die Ermittlung von C_q , C_g und C_f für den Regler nach Fig. 16 durchgeführt.

Besonders einfach wird die Berechnung für den in Fig. 15 wiedergegebenen Hartung-Regler bei Ausführung des Winkelhebels mit rechtem Winkel. Es folgt nach Fig 11:

$$C_q = \frac{b}{a} \cdot Q = \text{konst.}, \quad C_g = -G \cdot \text{tg } \alpha.$$

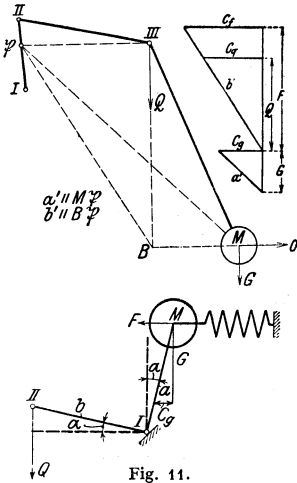


Fig. 11.

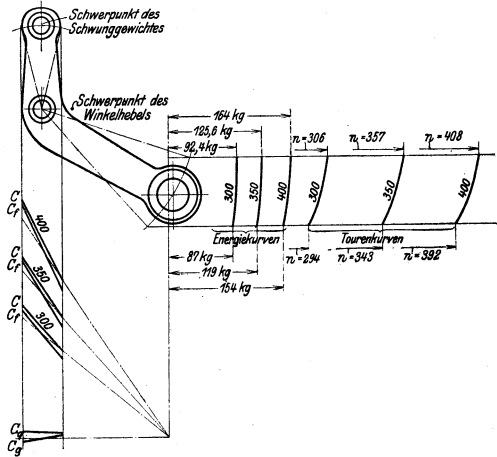


Fig. 12.

Für $\alpha = 0^\circ$ wird Zapfen M durch G , I durch $Q + G$, II durch Q belastet. Es ist:

$$\epsilon_r = \frac{R}{E} = \frac{\mu}{2} \cdot \frac{Q \cdot d + (Q + G)d + G \cdot d}{El}$$

worin $l =$ Armlänge III .

In Fig. 12 sind die Kurven für Winkelhebel mit stumpfem Winkel dargestellt. Die C_q -Kurve wird nunmehr annähernd astatisch.

Änderung der Umlaufzahl: Durch Änderung der Schwunggewichte oder der Hülsenbelastung bzw. der Federspannung.

$$E = a \cdot C = a \cdot m \cdot r \omega^2.$$

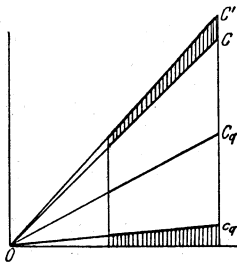


Fig. 13.

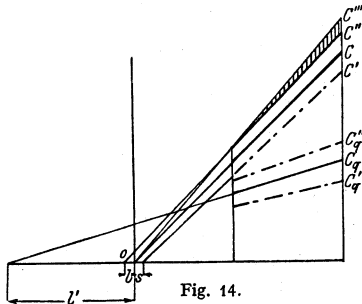


Fig. 14.

Die Energie ändert sich im quadratischen Verhältnis zur Umlaufzahl.

In Fig. 13 zeigt C -Kurve und C_q -Kurve astatischen Verlauf. Die Vergrößerung der Hülsenbelastung bzw. die Anspannung der Feder verursachen Steige-

zung der Zentrifugalkräfte auf $C_q + c_q$ und von C auf C' . Die neuen C -Kurven zeigen die gleiche Lage wie vorhin; der Ungleichförmigkeitsgrad hat sich nicht geändert.

In Fig. 14 ist die C -Kurve wieder astatisch, die C_q -Kurve labil. Vermehrung der Hülsenbelastung ergibt labile C'' -Kurve, Verminderung statische C' -Kurve.

Änderung der Federspannung nur zulässig bei Federregulatoren mit astatischer C_q -Kurve. Wird in Fig. 14 die C'' -Kurve jedoch in Lage C''' gebracht, so ist Regelung brauchbar. Einrichtung der Hülsenbelastung also derart, daß mit steigender Muffe die senkrecht schraffierten Zentrifugalkräfte auftreten.

1. Anbringung sog. Federwagen, die an die Hülse angeschlossen werden. Starke Zunahme der Eigenreibung infolge der hinzukommenden Zapfenbelastung.

2. Längenänderung der Feder. Dem Spannen der Feder entspricht Hinzufügung einer konstanten Kraft, so daß die C -Kurve labil wird. Diese erhält ihre richtige Lage wieder durch Verkürzung der Feder beim Einschrauben in den Federteller. Die Kräfte zum Zusammendrücken der Feder nehmen zu, und die verursachte statische Wirkung gleicht sich mit der Labilität der C -Kurve aus.

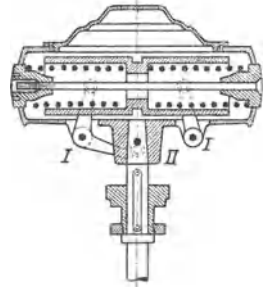


Fig. 15.

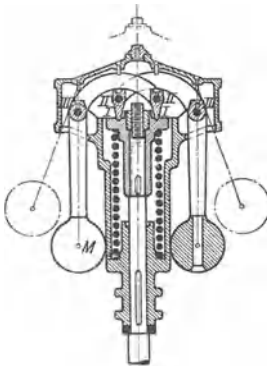


Fig. 16. (R. Trenck, Erfurt.)

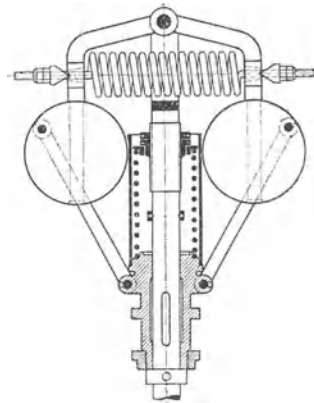


Fig. 17.

Bei Reglern mit astatischer C_q -Kurve kann ohne weiteres Umlaufzahl durch Hinzufügung einer konstanten Belastung geändert werden. Beim Tolle-Regulator, Fig. 17, wird die konstante Belastung ohne Gewichte durch Spannen der senkrechten Feder eingestellt. Das statische Verhalten dieser wird durch labile Wirkung der wagerechten Feder ausgeglichen. Spannen der Querfeder verändert den Ungleichförmigkeitsgrad, die eintretende Änderung der Umlaufzahl wird durch Spannen der Längsfeder beseitigt. Anziehen der Längsfeder allein vergrößert Energie und Umlaufzahl ohne Beeinflussung des Ungleichförmigkeitsgrades.

2. Die Flachregler.

Vgl. S. 128. Ausführungen siehe Fig. 18 bis 20. Fig. 18 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. 19 zeigt Doerfel-Regler. Die Federn hängen an kleinen Exzentern, die durch Schneckenräder zwecks Änderung der Umlaufzahl verstellt werden. Die die Schneckenräder für Exzenterverstellung tragende Welle wird durch federndes Reibrad verdreht, wenn dieses an einem von Hand eingestellten Hebel mit entsprechenden Reibflächen streift. Wird Lösung der Regulatorschaltung vom Maschinen vergessen, so dreht Exzenter seine Be-

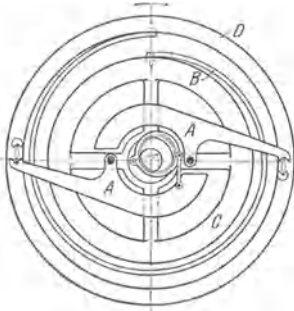


Fig. 18.

wegungsrichtung um, und die Feder wird entspannt.

Auch bei diesen Reglern ist Beharrungswirkung vorhanden, wenn der Schwerpunkt des vorausseilenden Pendels außerhalb des Halbkreises liegt, der über der Verbindungslinie von Wellenmitte und Aufhängepunkt des Pendels als Durchmesser geschlagen wird. Der Regler arbeitet mit „Drehexzenter“.

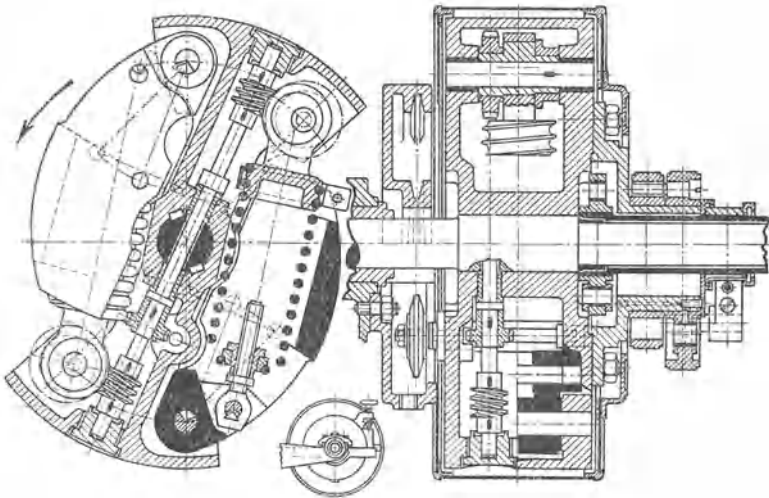


Fig. 19.

Fig. 20. Proell-Regler. Die am Gehäuse aufgehängten Zugfedern sind an Bolzen *P* befestigt, deren Rollen auf geradlinigen Bahnen *c* am Umfange der Pendel laufen. Mittelpunkt *M* der von den Bolzen *P* beschriebenen Kreisbögen kann durch Winkelhebel *w*₁, Stange *s* und Winkelhebel *w*₂, dessen anderer Schenkel in einem Schlitz der Welle liegt und von Hand verstellbar werden kann, verlegt werden. Rollenbewegung auf Bahn *c* während des Pendelausschlages nur gering, da die Kreisbögen aus *M* und *B* nahezu zusammenfallen. Wird *M*

nach *B* hin bewegt, so wird Federmoment verkleinert und Umlaufzahl sinkt. Ungleichförmigkeitsgrad bleibt fast konstant.

Bei den Flachreglern würde (wie bei den Kegelreglern) Nachspannen der Federn allein den Ungleichförmigkeitsgrad verringern, stärkere Änderungen der Federkraft würden somit Labilität herbeiführen. Es ist demnach neben der Beeinflussung der Federkraft entweder der Angriffspunkt (Fig. 20) oder der feste Drehpunkt (Fig. 19) der Federn zu verlegen.

In Fig. 21 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 *ASJ*. Sonach:

$$\mathfrak{M} = M \cdot \omega^2 \cdot a \cdot x .$$

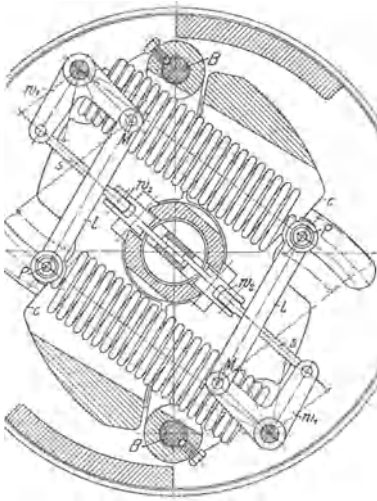


Fig. 20.

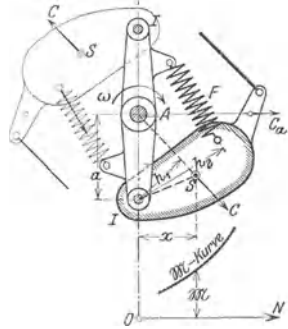


Fig. 21.

Durch Auftragung der Werte \mathfrak{M} auf den durch *S* gelegten Senkrechten ergibt sich die \mathfrak{M} -Kurve, die für Flachregler dasselbe bedeutet wie die *C*-Kurve bei Kegelreglern. 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.

Der Inhalt der unter der \mathfrak{M} -Kurve liegenden Fläche gibt nicht das Arbeitsvermögen des Reglers an. Eine auch in dieser Hinsicht der *C*-Kurve der Muffenregler entsprechende Kurve wird nach Fig. 22 erhalten, indem die im Schwerpunkt *S* angreifend gedachten, der Federkraft das Gleichgewicht haltenden Fliehkkräfte als Ordinaten zu den Entfernungen *r* als Abszissen aufgetragen werden.

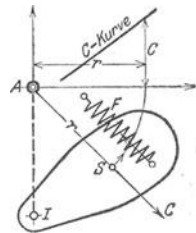


Fig. 22.

Beispiel. Es ist ein Flachregler zu berechnen, der in der innersten Lage an der Zugstange eine Verstellkraft von 22 kg entwickelt. Der Unempfindlichkeitsgrad ϵ soll 4 vH, ebenso der Ungleichförmigkeitsgrad $\delta = 4$ vH betragen. Die Verstellung des Drehzentrums erfordert eine Bewegung des Punktes *C* um 145 mm. Mittlere Umlaufzahl $n = 180$, damit folgt:

$$n_u = n \left(1 - \frac{\delta}{2} \right) = 176,5 \text{ Uml/min}, \quad n_o = n \left(1 + \frac{\delta}{2} \right) = 183,5 \text{ Uml/min},$$

Es ist nur eine Hälfte des Reglers zu bestimmen, da die andere symmetrisch ausgeführt wird. Dann ist das Moment in bezug auf den Hebeldrehpunkt O_1 :

$$M_{wu} = 11 \cdot 23,7 = 260,7 \text{ cmkg.}$$

Moment der Feder:
$$M_u = \frac{M_{wu}}{\varepsilon} = \frac{260,7}{0,04} = 6530 \text{ cmkg.}$$

Berechnung des Schwunngewichtes.

$$M_u = C_u \cdot l_u = \frac{G}{g} \cdot \omega_u^2 \cdot r_u \cdot l_u = \frac{G}{g} \cdot \omega_u^2 \cdot a \cdot x_u,$$

da: $r_u \cdot l_u = a \cdot x_u$ (vgl. S. 335)

$$\omega_u = \frac{\pi \cdot n_u}{30} = 18,5 \text{ sek}^{-2}.$$

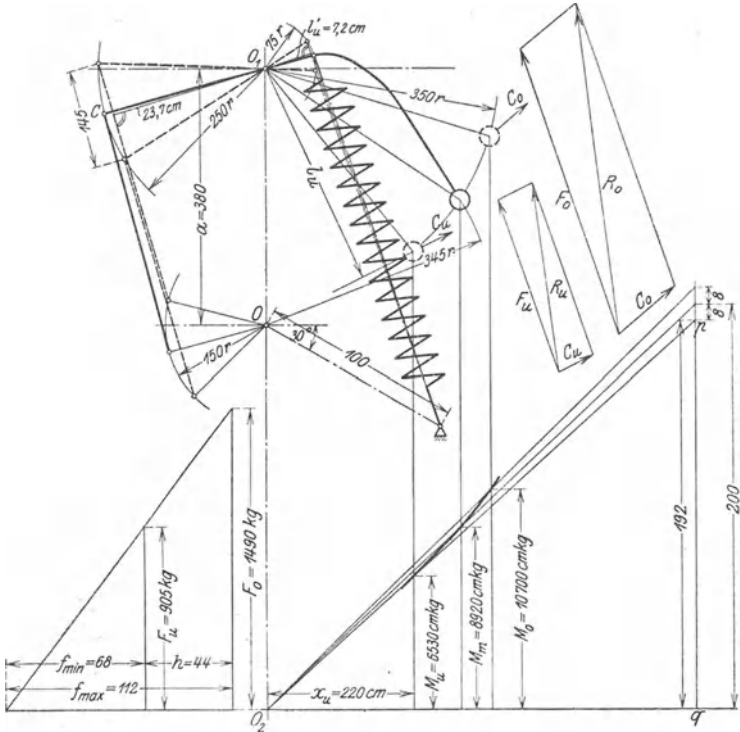


Fig. 23/25.

Mit den gewählten Abmessungen $a = 380$ mm, $x_u = 220$ mm wird

$$G = \frac{M_u \cdot g}{\omega_u^2 \cdot a \cdot x_u} = 22,4 \text{ kg.}$$

Durch Aufzeichnen des Dreiecks $O_2 p q$ mit $p q = 192$ mm und Auftragen von 8 mm werden nach Fig. 23 M_m und M_0 gefunden. $M_0 = 10700$ cmkg.

Berechnung der Feder. Fig. 24.

Es bedeutet: n = Anzahl der wirksamen Windungen,
 d = Drahtdurchm. in cm,
 r = Windungshalbmesser in cm,

$$\varphi = \frac{f_{\max}}{n} = \text{Einsenkung einer Windung in cm unter der Kraft } F_0,$$

$k_d = 3600 \text{ kg/cm}^2$ = zulässige Beanspruchung,
 $G = 850\,000$ = Schubmodul in kg/cm^2 für Stahl,

$$\begin{aligned}
 F_0 : F_u &= f_{\max} : f_{\min} \\
 &= (f_{\min} + h) : f_{\min} \\
 f_{\min} &= \frac{h}{\frac{F_0}{F_u} - 1} = h \cdot \frac{F_u}{F_0 - F_u} \\
 n &= \frac{f_{\min} + h}{\varphi}
 \end{aligned}$$

Mit $l'_u = l'_0 = 7,2$ cm wird:

$$F_u = \frac{M_u}{7,2} = 905 \text{ kg}; \quad F_0 = \frac{M_0}{7,2} = 1490 \text{ kg}. \quad r = 5 \text{ cm gew\u00e4hlt.}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{F_0 \cdot r}{0,2 \cdot k_d}} = \sqrt[3]{\frac{1490 \cdot 5}{0,2 \cdot 3600}} \approx 22 \text{ mm}$$

$$\varphi = \frac{f_{\max}}{n} = \frac{64 r^2}{d^4} \cdot \frac{F_0}{G} = 0,63 \text{ cm (s. Bd. I, S. 524).}$$

$$f_{\min} = h \cdot \frac{F_u}{F_0 - F_u} = 44 \cdot \frac{905}{1490 - 905} = 68 \text{ mm.} \quad (h \text{ ist aus dem Federdiagramm zu entnehmen.})$$

$$n = \frac{f_{\min} + h}{\varphi} = 17,8 \text{ Windungen.}$$

Eigenreibung. Die Feder ist in einer Schneide gelagert, deren Eigenreibung vernachl\u00e4ssigt werden kann. Der Drehpunkt O_1 des Gewichthebels wird durch die Resultierende R aus Feder- und Fliehkraft belastet. Wie die Energie, ist auch die Eigenreibung auf die Federachse zu beziehen. Es ist eine Kraft K zu bestimmen, die, am Hebelarm der Feder angreifend, dem Zapfenreibungsmoment das Gleichgewicht h\u00e4lt. Zapfendurchm. $d = 28$ mm berechnet.

$$R_u \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = K_u \cdot l'_u; \quad R_0 \cdot \mu \cdot \frac{d}{2} = K_0 \cdot l'_0.$$

$$C_u = m \cdot r_u \cdot \omega_u^2 = 191 \text{ kg}; \quad C_0 = 365 \text{ kg}.$$

Aus C_u, F_u , sowie C_0, F_0 k\u00f6nnen die Resultierenden R_u und R_0 zeichnerisch (s. Fig. 25) ermittelt werden. Zapfenreibungszahl $\mu = 0,1$ gesch\u00e4tzt.

Es findet sich: $K_u = 17,5 \text{ kg}, \quad K_0 = 27,2 \text{ kg}.$

Unempfindlichkeitsgrad, von der Eigenreibung herr\u00fchrend:

$$\varepsilon_{r u} = \frac{K_u}{F_u} = \frac{17,5}{905} = 0,019; \quad \varepsilon_{r 0} = \frac{K_0}{F_0} = \frac{27,2}{1490} = 0,0185$$

$$\varepsilon_{w u} = 0,04 - 0,019 - 0,021; \quad \varepsilon_{w 0} = 0,04 - 0,0185 = 0,022.$$

N\u00fctzliche Verstellkraft: $W_0 = \varepsilon_{w 0} \cdot F_0 = 32,8 \text{ kg}; \quad W_u = \varepsilon_{w u} \cdot F_u = 19 \text{ kg}.$

Keinste Verstellkraft, in der Federachse gemessen: $P_u = \varepsilon \cdot E_u = 0,04 \cdot F_u.$

Ebenso gr\u00f6\u00dftte Verstellkraft: $P_0 = 0,04 F_0.$

3. Die Leistungsregler.

Pumpen, Kompressoren usw. arbeiten mit gleichbleibender F\u00fcllung; der Regler nimmt stets dieselbe Lage ein, wenn Dampfdruck und Verdichtungsdruck unver\u00e4ndert bleiben. Wird z. B. durch \u00c4nderung der L\u00e4nge der Stellzeug und Steuerhebel verbindenden Zugstange der Schieber auf kleinere F\u00fcllung eingestellt, so l\u00e4uft die Maschine langsamer, der Regler sinkt und stellt bei tieferer Lage die fr\u00fchere Beharrungsf\u00fcllung wieder ein. Der tieferen Muffenlage entsprechend l\u00e4uft die Maschine langsamer. Die Umlaufzahl wird um so st\u00e4rker ver\u00e4ndert, je statischer der Regler. Statische Regler sind jedoch bei pl\u00f6tzlicher Entlastung der Maschine durch Rohrbruch z. B. gef\u00e4hrlich, da ihrer h\u00f6chsten Lage zu gro\u00dfe Umlaufzahl entspricht. Vermeidung des „Durchgehens“ durch besondere Ausklinkvorrichtungen, die vor Erreichen h\u00f6chster Lage der Regulatormuffe in T\u00e4tigkeit gesetzt werden oder durch astatischen Sicherheitshub nach Stumpf. Dementsprechend zerf\u00e4llt 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 ausgef\u00fchrt. Umlaufzahl und Muffendruck wachsen proportional mit dem Hube. Eigenreibung = 1,2 vH.

Der Weißsche Leistungsregler hat Gewichtbelastung und ist ebenfalls stark statisch. Die Eigenreibung beträgt je nach Lage der Muffe 16 bis 40 v. H.

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.

Über Flachregler mit weitgehender Verstellung der Umlaufzahl s. Z. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 1287.

4. 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. 26 zeigt schematisch eine derartige Vorrichtung.

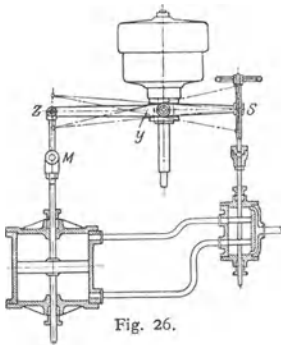


Fig. 26.

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.

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 erkaufenden Anlaufzeit oder

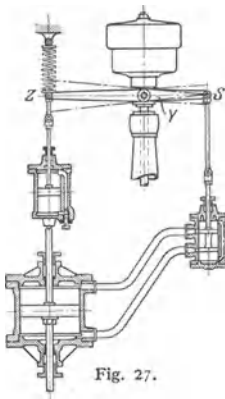


Fig. 27.

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 hoch, wie eingangs angenommen wurde, 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.

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. 27 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* wagrecht 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 H. Dubbel.

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 der Zunahme der Eintrittsverluste geringer, doch (nach den auf S. 144 erwähnten Doerfelschen Versuchen) nicht in dem Maße, als untere Temperatur sinkt.

Für die Beurteilung der Verhältnisse ist das Daltonsche Gesetz maßgebend: Die Sättigungskapazität eines Raumes für den Dampf einer beliebigen Flüssigkeit ist unabhängig von dem Vorhandensein eines anderen in dem Raume befindlichen Gases. Gesamtdruck im Raume gleich Summe der Einzeldrücke (s. Bd. I, S. 405).

Ist p_o = Kondensatordruck, d = Druck des anwesenden Dampfes, l = Luftdruck, so folgt:

$$p_o = l + d.$$

Der Kondensatorraum ist stets mit Dampf gefüllt, der aus dem Kondensat entsteht und 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.

1. Mischkondensation. Ausführung in Parallel- und Gegenstrom. Kühlwassermenge n in kg für 1 kg Dampf folgt aus:

$$\lambda - t_a = n(t_a - t_e),$$

worin bedeuten: λ = Gesamtwärme des auspuffenden Dampfes. Infolge Abkühlung in Rohrleitung beträgt ungefähr $\lambda = 600$ kcal.

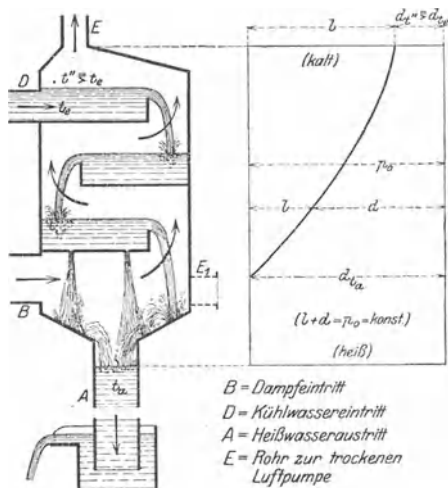


Fig. 1.

t_e = Eintrittstemperatur des Kühlwassers,
 t_a = Austrittstemperatur des Kühlwassers,
 $t_e \cong 10^\circ$ bis 15° bei Brunnenwasser,
 $t_e \cong 20^\circ$ bei Wasser aus Teichen,
 $t_e = 25$ bis 35° bei Rückkühlung.

Im Mittel: $n = 25$ bis 30 kg.

Fig. 1 zeigt die Druckverteilung in einem Weißschen Gegenstromkondensator. Die an dem Kühlwasser-Eintritt sich sammelnde Luft hat wegen der hier herrschenden niedrigen Dampfspannung hohen Druck und geringe Temperatur. Daher Verringerung der Abmessungen und des Kraftbedarfes der Luftpumpe. Am Kühlwasser-Austritt herrscht eine dem Gesamtdruck p_0 entsprechende Dampftemperatur, daher Erwärmung des Kühlwassers bis auf diese und Verringerung des Kühlwasserbedarfes. Absaugung der Luft oben durch besondere Luftpumpe. Ablauf des Kühlwassers durch barometrisches Abfallrohr. Absaugen des Kühlwassers durch Kolbenpumpen veranlaßt leicht Schläge in diesen, da Wasserzufluß wechselnd und Wasser entlüftet ist.

2. Oberflächenkondensation. a) Geschlossene Kondensatoren. Das Wasser strömt 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. 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 130 mal Rohrweite. Rohrteilung $d + 9$ bis $d + 15$ mm.

Bei größeren Längen sind die Rohre durch Scheidewände zu unterstützen. Versteifung der Rohrwände durch Anker oder eingeschraubte Kühlrohre.

Abdichtung der Rohre in den Rohrwänden durch Einwalzen, mittels Stopfbuchsen, durch Gummiringe, die durch den atmosphärischen Druck angepreßt werden oder durch aufquellende Holzringe. Fig. 2.

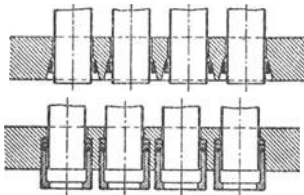


Fig. 2.

Mitunter wird auch mit „Unterkühlung“ gearbeitet, d. h. in dem vom kältesten Kühlwasser bespülten Teil des Kondensators wird das flüssige Kondensat auf eine Temperatur gebracht, die möglichst tief unterhalb der Sättigungstemperatur im Kondensator liegt. Mit diesem Kondensat wird die abziehende Luft gemischt, wobei Temperaturausgleich stattfindet.

Diese Luftkühlung bedingt starke Verringerung des Luftvolumens, aber auch Wärmeverlust des zur Kesselspeisung verwendeten Kondensats.

Fig. 3, Balcke-Kondensator. Zur Verteilung des Dampfes auf beide Seiten sind Führungsbleche am Eintritt angeordnet. Um tote Räume zu vermeiden, wird die Luft längs des ganzen Kondensators durch trompetenförmige Rohre, die sich zu einem Sammelrohr vereinigen, abgesaugt. Das Kondensat sammelt sich in einem besonderen Behälter. Es kann dadurch der Kondensatorkessel bis unten hin mit Kühlrohren ausgefüllt werden, ohne daß das sonst hier befindliche Kondensat zu stark unterkühlt wird. Dem abnehmenden Dampfvolument entsprechend wird die Rohrteilung von oben nach unten hin enger. Die in der Nähe des Dampfeintrittes liegenden und dem Anfröhen

am ersten ausgesetzten Rohre sind mit Stopfbuchsen eingesetzt; die unteren Rohre sind eingewalzt.

Die der Luftleere entsprechende Dampfsättigungstemperatur liegt 0,5 bis 3,0° 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 Dampftritt 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 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.

Diese Nachteile vermeidet der OV-Kondensator von Brown, Boveri & Co. nach Fig. 4. 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, die Tiefe des Rohrbündels dadurch verringert. 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.

Unreinigkeiten des Kühlwassers sind durch Rechen, Siebe und Schlammbecken schon vom Zufluß zur Kühlwasserpumpe fernzuhalten. Ist genügende

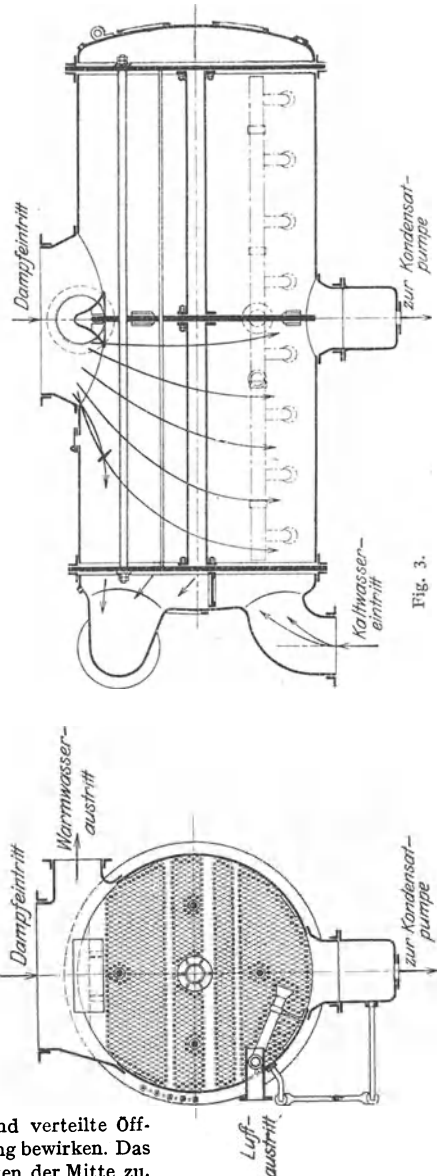


Fig. 3.

Vorreinigung nicht möglich, so wird die Entstehung einer festen Schmutzschicht durch vorübergehende Steigerung der Wassergeschwindigkeit mittels Verkleinerung des Gesamtquerschnittes bei annähernd gleichbleibender Wassermenge (Bauart Hülsmeier der M.A.N.) 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.)

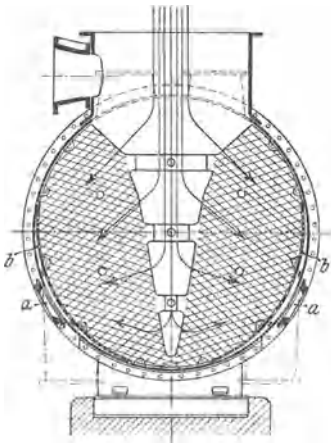


Fig. 4.

Zerstörung der Kondensatorrohre nach O. Lasche (Z. Ver. deutsch. Ing. 1911, S. 1202) durch zu hartes Rohrmaterial, ungeeignete Kühlwässer und elektrische Einwirkungen. Bei saurem Grubenwasser und ammoniakhaltigem Wasser beginnt Mulmigerwerden des Materials von der Wasserseite aus, und zwar werden häufig die vom warmen Wasser durchzogenen Rohre stärker angegriffen. Hilfsmittel: Neutralisierung der Beimengungen. In Seewasserkondensatoren treten galvanische Ströme auf. Zur Verhinderung der dadurch verursachten Anfrassungen werden Zink- und Aluminiumschutzplatten angeordnet, wobei die Zinkplatte als elektropositiver Teil eines galvanischen Elementes beim Auftreten galvanischer Ströme zerstört wird¹⁾.

Bei dem Entwurf ist zu beachten: Die Temperatur der Luft an der Absaugstelle muß kleiner als die der Kondensatorspannung entsprechende Sättigungstemperatur sein, da sonst überhaupt kein Teildruck der Luft vorhanden wäre. Aufgabe des Kondensators ist sonach, nicht nur dem Dampf, sondern auch der Luft Wärmemengen zu entziehen.

Übergehende Wärmemenge $Q = k \cdot F (t_d - t_m)$, worin

$$t_m = \frac{t_e + t_a}{2};$$

t_d = Dampftemperatur, F = Kühlfläche in m^2 , $t_d = t_a + 20$ bis $t_a + 50$.

Die Wärmedurchgangszahl für Dampf ist durch Versuche von Josse, Weighton, Ser festgestellt worden:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2},$$

worin α_1 = Übergangszahl von Dampf und Wandung

α_2 = Übergangszahl von Wasser und Wandung

λ = Wärmeleitzahl durch die Wandung

δ = Wandstärke in m (s. Bd. I, S. 380).

Für Messing $\lambda = 90$, für 1 mm Wandstärke ($\delta = 0,001$) $\frac{\delta}{\lambda} = \frac{1}{90\,000}$.

$$\alpha_2 = 4500 \sqrt{c}; \quad \alpha_1 = 19\,000.$$

Wird die Wassergeschwindigkeit c von 0,5 m/sek auf 1,2 m/sek erhöht, so steigt k von 2640 auf 4530. α_1 ändert sich mit der Dampfgeschwindigkeit, was aber k nur ganz unerheblich beeinflusst.

Für die Luftkühlung ist in der Gleichung für $\frac{1}{k}$ der Wert α_1 für die Größe von k maßgebend. α_2 und damit die Wassergeschwindigkeit beeinflussen k nur sehr wenig. (Nach Josse ist $\alpha_1 = 1$ bis 5 bei verdünnter Luft, sonach k sehr klein.)

¹⁾ S. auch „Taschenbuch für den Fabrikbetrieb“. Verlag Julius Springer, Berlin.

Hieraus ergibt sich: Stagnierende Luftmengen sind im Kondensator möglichst zu vermeiden, da die von ihnen umgebenen Rohre für die Kühlwirkung praktisch ausgeschaltet sind. In dem hauptsächlich der Luftkühlung dienenden Teile des Kondensators verursachen große Wassergeschwindigkeiten nur unnötige Reibungsverluste. In dem dampfkühlenden Teile ist jedoch Anwendung hoher Wassergeschwindigkeit mit Rücksicht auf die starke Vergrößerung des Wärmedurchganges von Vorteil.

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, wie Josse gezeigt hat. Eine Vorausberechnung des Kondensators auf physikalischer Grundlage ist sonach nicht möglich.¹⁾

Josse ordnet in den Rohren sog. Wirbelstreifen an, so daß auch der Kern des Kühlwassers zur Kühlung herangezogen wird. Die von den meisten Firmen mit $k = 1500$ bis 1800 kcal/h/m² eingesetzte Wärmedurchgangszahl kann dadurch auf 2500 bis 3000 kcal gesteigert werden. Balcke empfiehlt reichliche Bemessung, 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 die im Beispiel auf S. 289 behandelte Turbine (1000 KW Leistung) sollen Kühlfläche und Kühlwassermenge berechnet werden. Kondensatordruck 0,035 at entsprechend 26,5° Sättigungstemperatur. $t_e = 15^\circ$, $t_a = 26,5 - 2,5 = 24^\circ$ angenommen. Wärmeinhalte des Frischdampfes: $\lambda + c_p(t_d - t_e) = 737$ kcal, in Arbeit verwandelt 155 kcal, sonach nimmt der Kondensator pro 1 kg Dampf auf: $i = 737 - 155 = 582$ kcal.

Insgesamt beträgt die stündlich zu übertragende Wärmemenge:

$$Q = 1430 \cdot 4,33 \cdot (582 - 24) = 3\,455\,100 \text{ kcal}$$

$$t_m = \frac{t_e + t_a}{2} = 19,5^\circ; \quad t_d \cong 26^\circ; \quad k = 1600 \text{ kcal/m}^2/\text{h} \text{ geschätzt.}$$

$$F = \frac{Q}{k(t_d - t_m)} = \frac{3\,455\,100}{1600(26 - 19,5)} \cong 330 \text{ m}^2.$$

Kühlwassermenge $n = \frac{i - 22}{24 - 15} = \frac{560}{9} = 62$, wobei Unterkühlung des abfließenden Kondensats um 26,5 — 22 = 4,5° angenommen wurde.

b) Offene Kondensatoren. Entweder in Wasserbehältern liegend oder als stehende Kesselkondensatoren angeordnet. Im letzteren Fall fließt das Wasser durch die eine Hälfte der Rohre nach unten, durch die andere nach oben, oder nur von unten nach oben.

c) Berieselungskondensatoren. Das Kühlwasser rieselt über Rohrschlangen oder Kühlplatten und entzieht dem Dampf Wärme sowohl durch direkte Abkühlung als auch durch Verdunstung. Infolge der kräftigen Verdunstungswirkung nur etwa $\frac{2}{3}$ der Kühlwassermenge gegenüber den Kondensatoren unter a) und b) erforderlich.

d) Kondensatoren mit Luftkühlung, Fig. 5. (Bauart Balcke). Der Dampf durchströmt Rippenrohre, an denen die durch Ventilatoren angesaugte und zu den Verwendungsstellen gedrückte Luft vorbeistreich, wobei sie getrocknet und auf 35 bis 45° C erwärmt wird. Praktisch erreichbare Luftleere im Kondensator rund 85 vH.

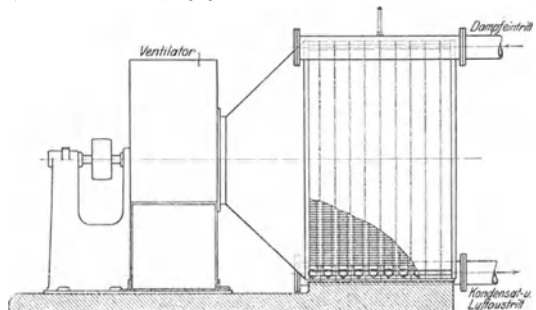


Fig. 5.

¹⁾ Vgl. Hoefler, Z. d. Ver. deutsch. Ing. 1919, S. 629.

3. Strahlkondensatoren. Dampf und Kühlwasser mischen sich in einem luftleeren Raume, aus dem das Gemisch durch die Strömungsenergie des Dampfes selbst hinausgeschafft wird. Der Dampf tritt durch düsenartige Öffnungen in das vom Kühlwasser in geschlossenem Strahl durchströmte Rohr ein, das sich am Austrittsende erweitert, so daß hier die Geschwindigkeit in Spannung umgesetzt wird. Ausführung der Wasserstrahlkondensatoren nach Körting mit verschiebbarer Aufnahmedüse, so daß auch bei kleinem Dampfverbrauch durch Verdeckung vieler Düsenöffnungen große Dampfgeschwindigkeit erreicht wird. Verbindung der Aufnahmedüse mit Stellzeug des Regulators. Saughöhe höchstens 3 m.

4. Die Luftpumpen.

„Nasse“ Luftpumpen fördern aus dem Kondensator das Luft- und Dampf- gemisch, sowie das Kondensat und mitunter auch das Kühlwasser. „Trockene“ Luftpumpen fördern nur das Luft- und Dampf- gemisch.

Mittel zur Erhöhung des räumlichen Wirkungsgrades: Verbundwirkung, Überströmung und Ausfüllung des schädlichen Raumes mit Kondensat.

a) Die nassen Luftpumpen. Sekundl. Fördervolumen für 1 kg Dampf bei Förderung auch der Kühlwassermenge:

$$V_i = n + 1 + v.$$

(vgl. S. 339).

$$V_i = \eta \cdot O \cdot c \text{ bei doppelwirkenden Pumpen,}$$

$$V_i = 0,5 \cdot \eta \cdot O \cdot c \text{ bei einfachwirkenden Pumpen.}$$

η = Lieferungsgrad = 0,75 bis 0,85.

Auf 1 kg Dampf werden in Kolbendampfmaschinen 2 bis 3 l 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:

$$v = \frac{2 \text{ bis } 3}{p_0 - d} \text{ l.}$$

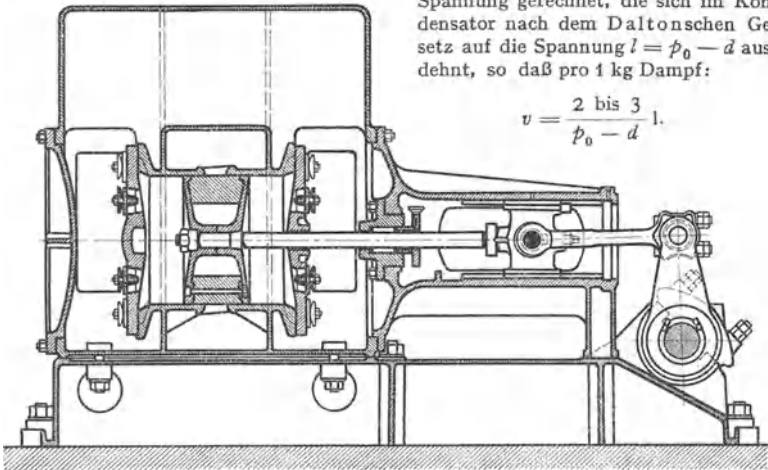


Fig. 6.

wobei die geringe Temperaturerhöhung eindringender Luft unberücksichtigt bleibt.

Nach Stodola kann die Luftmenge bei Dampfturbinen auf 3 bis 5 kg in der Stunde für je 1000 kW Leistung geschätzt werden. (Versuche von Josse an einer 300 kW-Parsonsturbine ergaben 0,25 kg/h Luft auf 3000 kg/h Dampf.

Vielfach wird das stündl. Pumpenvolumen V_i' (in ltr) gleich dem 120 fachen der niederzuschlagenden Dampfmenge gewählt. Ist D = stündl. Dampfmenge in kg, so folgt:

$$V_i = \frac{D}{n} \quad \text{bei doppeltwirkenden (da } 2n \cdot 60 \cdot V_i = V_i' = 120 D),$$

$$V_i = 2 \frac{D}{n} \quad \text{bei einfachwirkenden Luftpumpen.}$$

Für die auch Kondensat fördernden Luftpumpen der Oberflächenkondensation genügt ein Hubvolumen gleich dem 45fachen der stündlichen Dampfmenge.

Bei den nassen Luftpumpen wird der Saugwiderstand durch Anordnung von Schlitzn (nach Edwards) statt Saugventilen wirksam verringert.

In den Fig. 6—12 sind Ausführungen stehender und liegender Luftpumpen wiedergegeben. Bauart Fig. 6 ist auch zum unmittelbaren Antrieb durch die verlängerte Dampfkolbenstange geeignet. Bei den „Dreiventilpumpen“ (Verbundpumpen) wird der Enddruck unter dem Kolben verringert, die Expansion aus dem schädlichen Raum ist dadurch nur geringfügig. Fig. 7 zeigt die Doerfelsche Verbundpumpe; der Raum über dem Kolben ist mit einem Luftsack ausgeführt. Der Inhalt dieses Luftsackes dehnt sich beim Abwärtsgang des Kolbens aus, die Spannung über dem Kolben nimmt beträchtlich ab, und die Kolben-

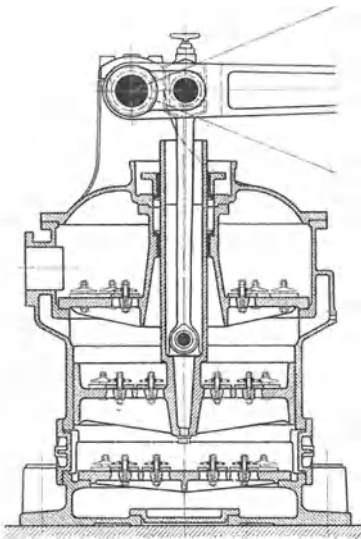


Fig. 7.

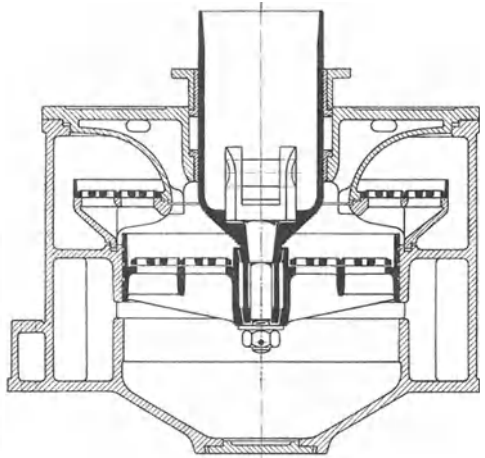


Fig. 8.

ventile öffnen später bei kleinerer Kolbengeschwindigkeit. Diese Belüftung des Oberteils bewirkt weichen Pumpengang ohne Beeinträchtigung der Luftleere. Die Ausführungen nach Fig. 6, 8 bis 12 arbeiten mit Saugschlitzn.

Fig. 10 zeigt die Brown-Kuhn-Pumpe. Beim Abwärtsgang des Kolbens steigt der äußere Wasserspiegel, das Wasser fließt durch die Schlitzn in den Innenraum, um bei Aufwärtsgang durch die Druckventile ausgestoßen zu werden. In der tiefsten Stellung nach Fig. 11 a muß zwischen oberer Gehäusewand und äußerem Wasserspiegel ein gewisser Spielraum e_1 bleiben. Um mit

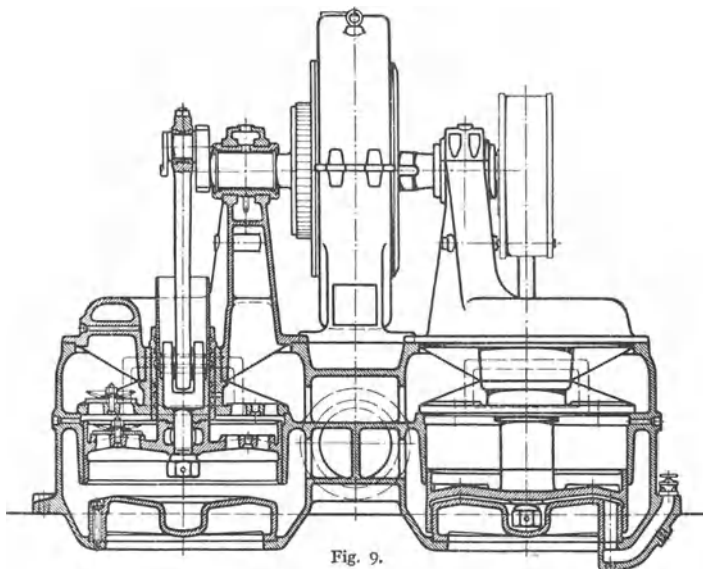


Fig. 9.

Sicherheit eine Rückströmung des im Hohlraum des Kolbens befindlichen Wassers durch die Schlitze in den äußeren Pumpenraum zu verhindern, muß

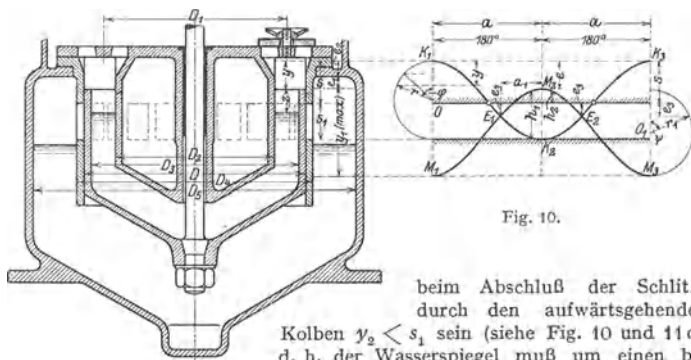
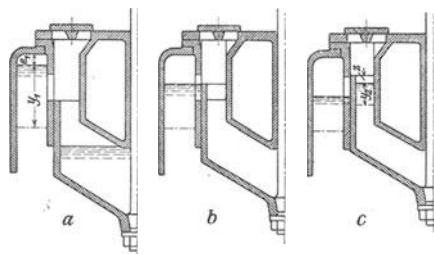


Fig. 10.

beim Abschluß der Schlitze durch den aufwärtsgehenden Kolben $\gamma_2 < s_1$ sein (siehe Fig. 10 und 11 c), d. h. der Wasserspiegel muß um einen bestimmten Betrag vom oberen Kolbenrand abstehen.

Die Berechnung der Schlitzpumpe bezweckt in der Hauptsache die Feststellung der Zeit und der Druckhöhe beim Abfließen des Wassers durch die Schlitze nach dem Verdränger-raum. Die Bewegung des äußeren Wasserspiegels gegenüber dem oberen Kolbenrand ist festzustellen¹⁾.



¹⁾ Nach Prof. Berg - Stuttgart, Z. Ver. deutsch. Ing. 1899, S. 92.

Es bezeichnen:

F_1 bis F_4 die zu den Durchmessern D_1 bis D_4 gehörigen Querschnitte,
 V den Luftinhalt des Raumes zwischen den Ventiplatten und dem mit Wasser ausgefüllten Kolben bei dessen oberer Totlage,
 W die pro Hub fortzuschaffende Wassermenge,
 L die pro Hub fortzuschaffende Luft- und Dampfmenge,
 s die Entfernung von Oberkante der Schlitzbohrung bis zur höchsten Stellung des Kolbenrandes
 Geht der Kolben aus oberer Totlage um y abwärts, so wird Volumen $F y$ verdrängt und im äußeren Pumpenraume steigt das Wasser um y_1 :

$$y_1 (F_5 - F_4) = y \cdot F ;$$

$$y_1 = \frac{F}{F_5 - F_4} \cdot y .$$

Für $y_{\max} = 2r$ wird

$$y_{1,\max} = \frac{F}{F_5 - F_4} \cdot 2r .$$

Wird e_1 (Fig. 11 a) gewählt, so ist die tiefste Lage $e_1 + y_{1,\max}$ des äußeren Wasserspiegels und damit die Lage M_1 und M_3 der die Bewegung des äußeren Wasserspiegels wiedergebenden Sinuskurve $M_1 M_2 M_3$ bekannt, deren höchster Punkt M_2 dadurch gegeben ist, daß er um $e = e_1 + e_2$ tiefer liegt als die höchste Stellung des Kolbenrandes; e_2 folgt aus der Aufzeichnung.

Verzeichnung der Sinuskurve $M_1 M_2 M_3$ mit dem Radius

$$r_1 = \frac{F}{F_5 - F_4} \cdot r .$$

Bewegung des inneren Wasserspiegels. Bei der Abwärtsbewegung des Kolbens um y wird der Pumpenraum um $F y$ vergrößert. Es wird

$$F \cdot y = V + (F - F_2) \cdot y + (F_3 - F_2) \cdot z ; \quad z = \frac{F_2 \cdot y - V}{F_3 - F_2} .$$

Beim Aufwärtsgang des Kolbens ist das Luftvolumen V um den Betrag der eingeströmten Wassermenge W kleiner:

$$F y - W = V + (F - F_2) \cdot y + (F_3 - F_2) \cdot z .$$

$$z = \frac{F_2 \cdot y - V - W}{F_3 - F_2} .$$

Das Wasser reicht bis zu den Ventilen, wenn $F \cdot y = W$, also $y = \frac{W}{F}$ ist, womit die zum Beginn des Wasserdurchganges gehörige Kurbellage berechnet werden kann.

Gang der Berechnung. Bedeuten

- i = Anzahl der Ventile,
- f = freier Ventildurchgangsquerschnitt im Sitz,
- c_m = mittlere Wassergeschwindigkeit,
- T = Zeit des Wasserdurchganges,

so wird

$$f = \frac{W}{i \cdot c_m \cdot T} .$$

Damit ist der Ventilkreisdurchmesser D_1 gegeben, und es kann Kolbendurchmesser D gewählt werden. Es folgt s aus $F \cdot s = W + L$; $s = \frac{W + L}{F}$.

Verdrängerdurchmesser D_2 ist so zu bestimmen, daß in der Kolbenlage nach Fig. 11 c, d. h. für $y = s$, das Wasser um einen zu wählenden Betrag z tiefer als die Kolbenoberkante steht:

$$z = \frac{F_2 \cdot s - V - W}{F_3 - F_2} ;$$

$$F_2 = \frac{F_3 \cdot z + V + W}{s + z} .$$

Schlitzhöhe s_1 ist anzunehmen, dann ist Kolbenhub $2r = s + s_1$, womit Kurve $K_1 K_2 K_3$ aufgezeichnet werden kann. Von Kurve $M_1 M_2 M_3$ ist Lage des Punktes M_2 bekannt, der um $e = e_1 + e_2$ tiefer liegt als Kolbenkante in oberer Totlage. Punkte E_1 und E_2 dieser Kurve müssen um den anzunehmenden Betrag e_3 tiefer als Schlitzoberkante liegen, damit vor und nach Einströmung des Wassers die Luft übertreten kann. Radius r_1 so zu bestimmen, daß Sinuskurve durch M_2, E_1 und E_2 geht:

$$r_1 = \frac{e_2 + s - e}{1 - \cos \varphi} , \quad \varphi = \frac{\alpha_1}{\alpha} \cdot 180^\circ .$$

Gehäusedurchmesser D_5 folgt aus

$$r_1 = \frac{F}{F_5 - F_4} \cdot r ; \quad F_5 = F \cdot \frac{r}{r_1} + F_4 .$$

Einteilung der Einströmdauer von E_1 bis E_2 in kleine Zeitabschnitte t , während deren Dauer die Druckhöhen annähernd konstant sind.

$$w = \frac{2}{3} \cdot \mu \sqrt{2g} \cdot (h_1^{\frac{3}{2}} - h_2^{\frac{3}{2}}) \cdot b \cdot t.$$

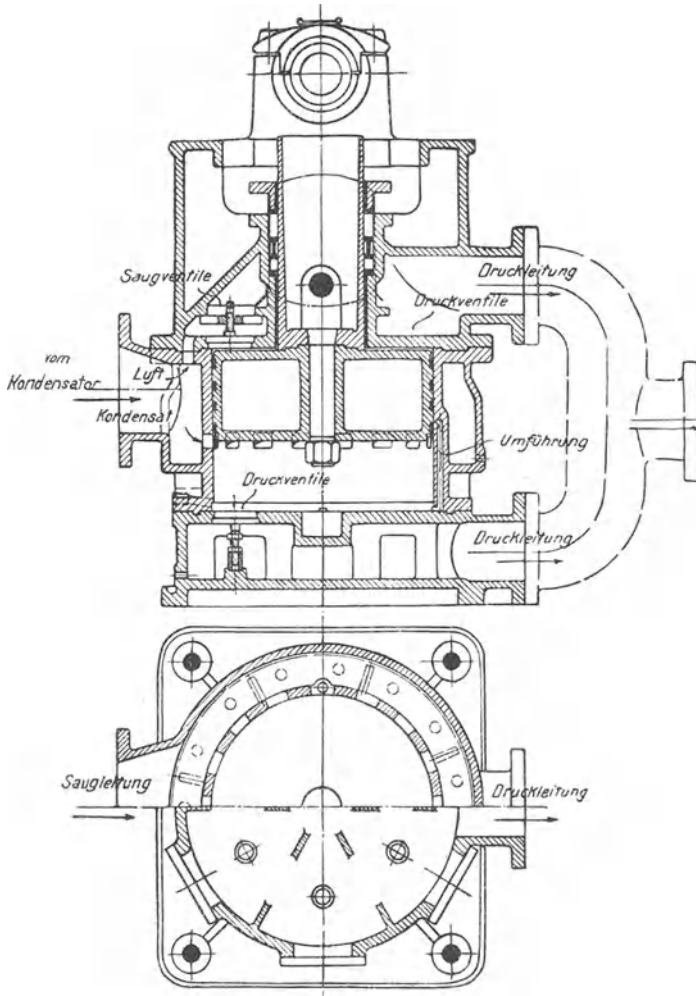


Fig. 12.

$\mu = 0,6$ = Ausflußkoeffizient, h_1 und h_2 folgen aus dem Diagramm Fig. 10, b = Breite aller Schlitze. Es muß sein $\Sigma w = W$. Trifft diese Beziehung nicht zu, so ist zu ändern.

Wassergeschwindigkeit c in den Ventilen. Aus $y = \frac{W}{F}$ folgt Kurbellage bei Beginn des Wasseraustrittes. Die zugehörige Kolbengeschwindigkeit hat die Größe (Fig. 10): $u = v \cdot \sin \varphi$, worin v = Kurbelzapfengeschwindigkeit.

$$i \cdot f \cdot c = F \cdot u; \quad c = \frac{F \cdot u}{i \cdot f}.$$

Fig. 9 zeigt die Tosische Verbund-Luftpumpe. Das Kondensat tritt durch einen durch Stege nicht verengten Ringraum zu. Fig. 12 zeigt die nur Luft und Kondensat fördernde Jossesse Pumpe. In der oberen Totlage fließen Kondensat und ein Teil der Luft in den Raum unterhalb des Kolbens. Beim Kolbenniedergang wird der Rest der Luft oben angesaugt. Kurz vor unterer Kolbentotlage legt der Kolben einen Umföhrungskanal frei, Wasser strömt von unten nach oben, dort den schädlichen Raum ausfüllend. Geringe Rückexpansion der Luft aus dem schädlichen Raum.

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 $V m^3$ die Arbeit erfordert:

$$L = l_s \cdot V \cdot \ln \frac{p - d}{l_s}.$$

Beispiel: Berechnung der Luftpumpe zu der auf S. 343 behandelten Turbine bzw. Oberflächenkondensation.

Luftmenge = 10 kg/h geschätzt. Teildruck des abziehenden Dampfes bei 22° Unterkühlungstemperatur: $d = 0,025$ at, sonach Teildruck der Luft $l = p_s - d = 0,035 - 0,025 = 0,01$ at.

Mit $T_s = 273 + 22 = 295^\circ$, $R = 29,3$ wird

$$\text{Luftmenge } v = 10 \cdot \frac{29,3 \cdot 295}{100} = 864,4 \text{ m}^3/\text{h} = 240 \text{ ltr/sek.}$$

Hierzu die Kondensatmenge $1430 \cdot 4,33 = 6200$ kg/h = 1,72 l/sek, so daß sich als sek. Förder-
volumen der Pumpe mit $\eta_{\text{vol}} = 0,8$ ergibt:

$$\frac{240 + 1,72}{0,8} \approx 300 \text{ l} = 0 \cdot c \text{ für eine doppeltwirkende Pumpe.}$$

Mit $n = 180$, $s = 0,15$ m wird $D = 575$ mm.

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 fast ausschließlich mit Überströmung ausgeführt, womit jedoch ein Arbeitsverlust verbunden ist. In der Nähe der Kolbentotlage werden beide Zylinderseiten durch einen Kanalschieber miteinander verbunden, und die hochgespannte Luft im schädlichen Raum strömt auf die Saugseite, dort den Anfangsdruck der Kompression erhöhend. Fig. 13 zeigt die Ausführung eines derartigen Schiebers. Die angesaugte Luft tritt durch den mittleren Kanal zu und wird durch die mit Druckventilen ausgeführten Durchlaßkanäle des Schiebers in den Schieberkasten ausgestoßen.

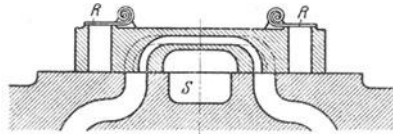


Fig. 13.

Nach K. Schmidt ist der theoretische Wirkungsgrad von der Saugspannung wie folgt abhängig.

Saugspannung:	0,02	0,03	0,05	0,1
Wirkungsgrad:	0,87	0,91	0,935	0,955.

Bezüglich Verbundwirkung s. S. 179.

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. Beispiele entsprechender Diagramme siehe Fig. 14 und 15. In Fig. 14 ist der Luftinhalt be-

sonders klein, infolgedessen plötzliches Anprallen des Wassers gegen die Druckklappen.

In Fig. 15 Änderung dieses Zustandes durch Öffnen der Schnüffelventile.
Baustoff der Ventilkappen: Gummi, besser Dermatine. Bedeuten:

O = Kolbenfläche der Luftpumpe,
 c = mittlerer Kolbengeschwindigkeit,
 f = engster Durchtritts-Querschnitt der Ventile,
 v = zulässiger Geschwindigkeit in diesen,
 μ = Kontraktionskoeffizient, so folgt:

$$\mu \cdot v \cdot f = O \cdot c.$$

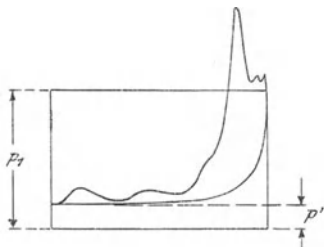


Fig. 14.

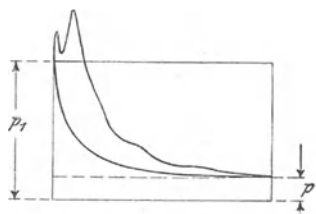


Fig. 15.

Die Größe $\mu \cdot v$ 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
$\mu \cdot v$:	1,3	1,33	1,45	1,5	1,62	1,82	2,17	4,65

Für Dreiventilpumpen kann die Geschwindigkeit in den Kolben- und Saugventilen um 50 vH. größer genommen werden, bei Schlitzpumpen sind Geschwindigkeiten von

$$\mu \cdot v = 2,5 \text{ m/sek}$$

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 = $\frac{1}{3}$ 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.

Antrieb am einfachsten durch verlängerte Dampfkolbenstange bei Aufstellung der Luftpumpe über Maschinenhausflur. Hierbei muß Leitung zum Saugraum mit Steigung ausgeführt werden, wodurch Leitungsquerschnitt durch Wasser-Ansammlungen verengt wird. Größte Kolbengeschwindigkeit 2 bis 2,5 m/sek.

Besser Anordnung unter Maschinenhausflur. Geringere Saughöhe, fallende Dampfleitung unter Verringerung der Kolbengeschwindigkeit bei Antrieb mit Übersetzung von Kolbenstange, Kreuzkopf oder — wie meist üblich — vom Kurbelzapfen aus.

5. Strahler und Schleuderluftpumpen.

Diese Vorrichtungen wirken grundsätzlich wie der auf S. 344 behandelte Strahlkondensator, nur daß hier ausschließlich Luft und nicht auch der Abdampf in die Vorrichtung eintritt.

1. Wasserstrahl-Luftpumpe. Durch eine Pumpe wird das Wasser mit hoher Geschwindigkeit durch eine Düse gepreßt, an deren Austritt sich die Luft mit dem mitgerissenen Wasser mischt. Das Gemisch strömt durch einen Diffusor, in dessen Erweiterung die Geschwindigkeit in Druck umgesetzt wird.

Ausführungsbeispiel. Bauart Paul H. Müller der MAN, Werk Nürnberg, Fig. 16. 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 vermieden wird.

Das Strahlwasser wird, wenn möglich, in geschlossenem Kreislauf verwendet, die Kompressionswärme des verdichteten Gemisches durch Zusatzwasser abgeleitet.

Josse - Gensecke leiten das gesamte Kühlwasser durch den Strahler, womit bei mäßigen Strömungsgeschwindigkeiten von 20 bis 30 m/sek der Vorteil großer Querschnitte, die sich nicht verstopfen können, erreicht wird. Der Apparat wird in die Druckleitung der Pumpe oder in die Kühlwasserleitung hinter dem Kondensator — Fig. 22 — eingeschaltet oder in den Kondensator selbst hineingelegt. In diesem Falle wird eines der Kühlwasserrohre als Düse ausgebildet. (Ausführung Louis Schwarz & Co., Dortmund.)

2. Kreiseluftpumpen. 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.

Ausführungsbeispiel. Bauart Westinghouse - Leblanc - Balcke. Fig. 17. Das Kreiselrad ist nur teilweise beaufschlagt. Beim Anlassen wird bei *a* Dampf eingeführt, bis Luftleere entsteht.

Berechnungsbeispiel s. unten. Der Teildampfdruck p_d wird durch die Temperatur des Aufschlagwassers bestimmt, nimmt also wirksam ab. Wirkungsgrad dieser Pumpen, auf isothermische Verdichtung bezogen, höchstens 12 bis 14 vH gegenüber 30 bis 40 vH bei trockenen Luftpumpen.

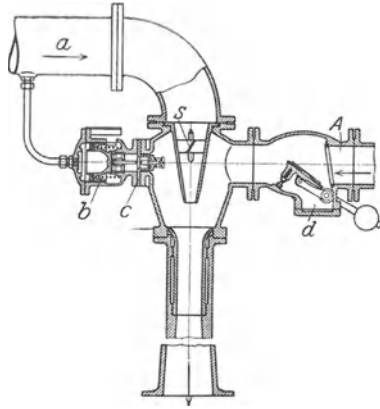


Fig. 16.

a von der Wasserpumpe; *b* Belüftungsventil; *c* Sicherheitsventil; *d* Rückschlagklappe; *A* Luftabsaugleitung.

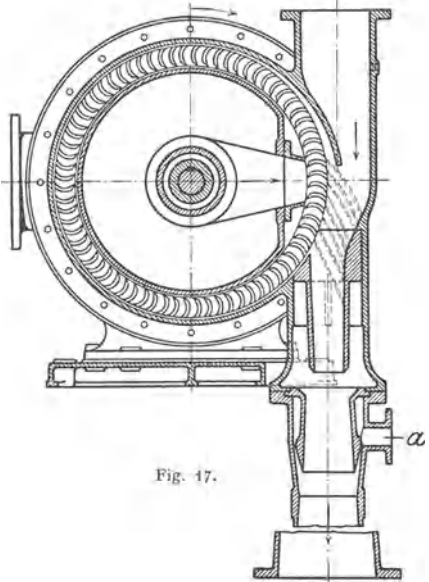


Fig. 17.

3. Dampfstrahlluftpumpen. Wirkungsweise wie unter 1., nur daß der Wasserstrahl durch einen Dampfstrahl ersetzt ist. Ausführung bei mehr als 85 vH Luftleere zweistufig.

Ausführungsbeispiele. Bauart Hoefler. Die zweite Stufe zeigt eine ringförmige Dampf-
düse, Fig. 18. Die lebendige Kraft beim Austritt aus der ersten Stufe wird in der zweiten ver-
wertet.

Die amerikanische Radojet-Pumpe arbeitet mit einem „Zwischenkühler“. Dampf und Luft strömen aus der ersten Stufe einem Kondensator zu, in dem der

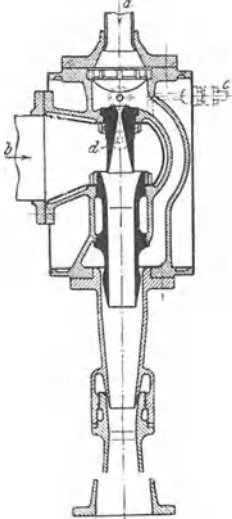


Fig. 18.

a Dampftritt; b Lufttritt; c Manometeranschluß; d Vakuummeteranschluß.

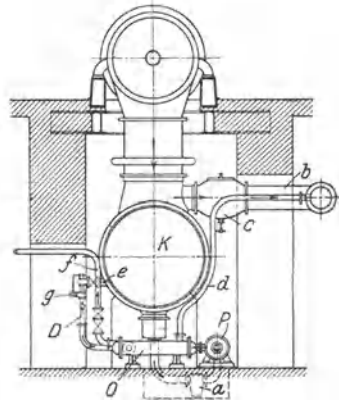


Fig. 19.

K Kondensator; b Notauspuffleitung; c Sicherheitsauspuffventil; d Dunstanzug; P Kondensatpumpe; a Seher; O Oberflächenaustauschapparat; D Dampfstrahl-Luftpumpe; g Frischdampftritt; e Luftsaugleitung; f Kondensatdruckleitung.

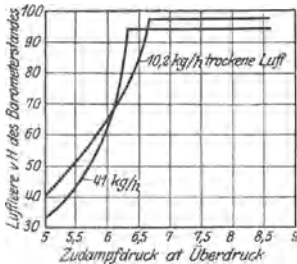


Fig. 20.

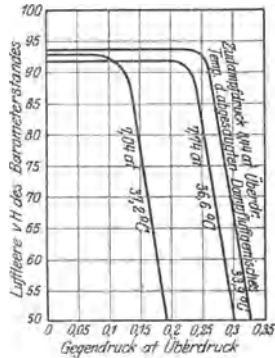


Fig. 21.

Dampf niedergeschlagen wird, während die Luft zur zweiten Stufe strömt. Diese Dampfmenge braucht sonach nicht auf atm. Druck verdichtet zu werden, was eine erhebliche Arbeitersparnis bedeutet. Der Dampfersparnis von etwa 40 vH stehen jedoch als Nachteile erhebliche Vermehrung von Gewicht und Raumbedarf, sowie die verwickeltere Bauart gegenüber.

In Fig. 19 ist eine Anlage der Maschinenbau-A.-G. Balcke dargestellt.

Die Arbeitsweise der Dampfstrahler hängt in hohem Maße von der Höhe des Zudampfdruckes und des Gegendruckes ab. Beide Einflüsse sind für einen Radojet-Sauger aus den Fig. 20 und 21 ersichtlich. Mit Abnahme des Zudampfdruckes und Anwachsens des Gegendruckes nimmt die Luftleere plötzlich stark ab.¹⁾ Ist L_a die zur adiabatischen Verdichtung des Gemisches erforderliche Arbeit in kcal, so wird das theoretische Wärmegefälle des Dampfes

$$H = A \cdot \frac{c_0^2 - c_2^2}{2g} = L_a.$$

c_0 = Dampfgeschwindigkeit am Austritt aus der Düse infolge der Expansion vom Frischdampfdruck auf Kondensatorspannung, c_2 = Gemischgeschwindigkeit am Austritt der Vorrichtung.

4. Vereinte Dampf- und Wasserstrahler. Diese Ausführung hat den Zweck, vorübergehend in den Kondensator eindringende, große Luftmengen zu entfernen.

Ausführungsbeispiel: Bauart Josse - Gensecke. Fig. 22. Der von der Hauptturbine mit ungefähr atm. Pressung abgezapfte Dampf oder der Abdampf einer Hilfsturbine fördert die aus dem Kondensator abgesaugte Luft vorverdichtet in einen Wärmeaustauschapparat, aus dem die Luft durch den unter 1. erwähnten Kühlwasserstrahler in die Atmosphäre gefördert wird. Der Dampf wird durch das Kondensat kondensiert, seine Abwärme also für die Speisewasservorwärmung nutzbar gemacht.

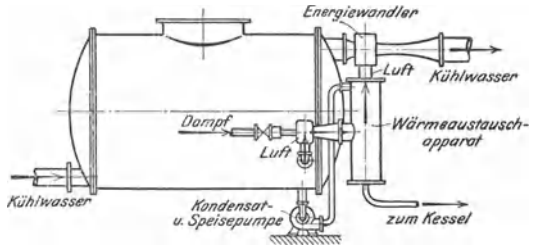


Fig. 22.



Fig. 23.

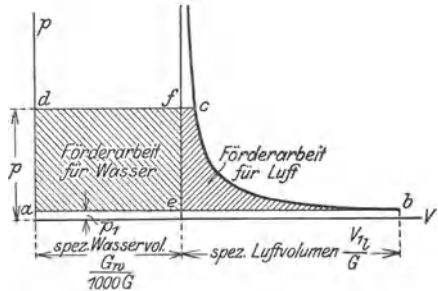


Fig. 24.

Berechnung der Wasserstrahl-Luftpumpen²⁾.

Mit Bezug auf Fig. 23 bezeichnen:

- p_{max} den größten durch die Gemischgeschwindigkeit noch erreichbaren Druck in kg/m^2 ,
- p einen beliebigen Druck innerhalb der Fangdüse in kg/m^2 ,
- f den zugehörigen Querschnitt in m^2 ,
- c die zugehörige Geschwindigkeit in $m/sek.$,
- G_w das durchtretende Wassergewicht in $kg/sek.$,
- G_l das durchtretende Luftgewicht in $kg/sek.$,
- $G = G_w + G_l$ = Gesamtgewicht,
- t, T die Wassertemperaturen,
- V_{11} das sek. Ansaugvolumen von im Druck p_1 und Temperatur T $m^3/sek.$:
- V_1 das Luftvolumen im Querschnitt f in $m^3/sek.$

$$V_1 = V_{11} \cdot \frac{p_1}{p}. \tag{1}$$

¹⁾ Hoefler, Zeitschr. Ver. deutsch. Ing. 1921, S. 201.

²⁾ Nach Pfleiderer. Zeitschr. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 965.

Volumen auf 1 kg Gemisch:
$$v = \frac{V_{11} \cdot \frac{p_1}{p} + \frac{G_w}{1000}}{G} \quad (2)$$

Die Förderarbeit ist in Fig. 24 für 1 kg Gemisch in mkg als Fläche dargestellt.

$$L = \frac{V_{11}}{G} \cdot p_1 \ln \frac{p}{p_1} + \frac{G_w}{G} \cdot \frac{p - p_1}{1000} = (1 - \zeta) \cdot \frac{c_1^2 - c^2}{2g},$$

worin ζ ein die Verluste berücksichtigender Beiwert ist. Es folgt:

$$c = \sqrt{c_1^2 - 2g \frac{V_{11} \cdot p_1 \ln \frac{p}{p_1} + G_w \frac{p - p_1}{1000}}{G(1 - \zeta)}} \quad (3)$$

Der hierzu gehörige Düsenquerschnitt f ergibt sich zu

$$f = \frac{G \cdot v}{c} = \frac{V_{11} \cdot \frac{p_1}{p} + \frac{G_w}{1000}}{c} \quad (4)$$

Nach Fig. 25 ist

$$\frac{c_1^2}{2g} = \frac{p_e - p_1}{1000} \cdot \frac{1}{\varphi} \quad (5)$$

φ gibt den Strömungsverlust in der Eintrittsdüse an.

Der von Pumpe A zu überwindende Druck beträgt in kg/m^2 $p_e - p_{\text{max}}$ oder in m W.-S.

$$H = \frac{p_e - p_{\text{max}}}{1000}$$

Mit Bezug auf Gl. 5 ist:

$$H = \frac{p_e - p_{\text{max}}}{1000} = \frac{p_e - p_1}{1000} - \frac{p_{\text{max}} - p_1}{1000} = \frac{c_1^2}{2g \cdot \varphi} - \frac{p_{\text{max}} - p_1}{1000} \quad (5a)$$

Aus Gl. 3 folgt für den größten erreichbaren Druck bei $c = 0$:

$$\frac{c_1^2}{2g} = \frac{p_1 V_{11} \ln \frac{p_{\text{max}}}{p_1} + G_w \cdot \frac{p_{\text{max}} - p_1}{1000}}{G(1 - \zeta)} \quad (3a)$$

Die notwendige Förderhöhe der Pumpe wird mit $G_w \propto G$:

$$H = \frac{p_e - p_{\text{max}}}{1000} = \frac{p_1 V_{11} \cdot \ln \frac{p_{\text{max}}}{p_1} + G_w \frac{p_{\text{max}} - p_1}{1000}}{G_w(1 - \zeta) \cdot \varphi} - \frac{p_{\text{max}} - p_1}{1000} \quad (6)$$

Pumpenleistung in m/kg:

$$G_w \cdot H = \frac{p_1 \cdot V_{11} \ln \frac{p_{\text{max}}}{p_1} + G_w \frac{p_{\text{max}} - p_1}{1000} [1 - (1 - \zeta) \cdot \varphi]}{(1 - \zeta) \cdot \varphi} \quad (7)$$

Das erste Glied im Zähler ist durch Schaulinie I in Fig. 26 dargestellt, worin die Abszissen die Drücke p_1 wiedergegeben, das zweite Glied – Verlust infolge doppelter Umsetzung der Wassergeschwindigkeit – durch Schaulinie II. Die Luftförderarbeit erreicht ihr Maximum beim Druck $\frac{p_{\text{max}}}{e}$ (e = Grundzahl der natürlichen Logarithmen), die Gesamtarbeit $G_w \cdot H$ beim kritischen Druck p_k , der durch entsprechende Wahl des Wassergewichtes stets beherrscht werden kann. Bei einer nicht abschnappenden Pumpe muß Pumpenarbeit mindestens den nach Gl. 7 zu berechnenden Höchstwert aufweisen.

Je größer Wassermenge gegenüber Luftvolumen, um so steiler Gerade II, um so kleiner p_k .

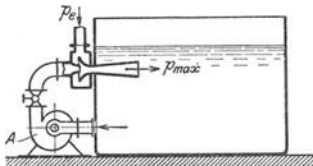


Fig. 25.

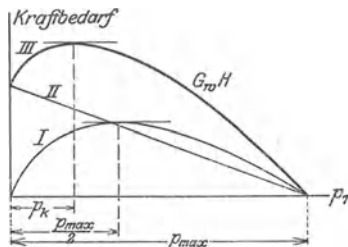


Fig. 26.

Beispiel: Bei 94 v. H. Luftleere sind 10 kg/h Luft zu fördern. Barometerstand entsprechend 10 200 kg/m². Temperatur im Kondensator: 30°, Aufschlagwassertemperatur: 15°. Für letztere Temperatur ist $p_d = 0,0173$ at und da Gesamtdruck rd 0,06 at: Luftdruck $p_1 = 0,06 - 0,0173 = 427$ kg/m².

$$V_{11} = \frac{G_1 \cdot R \cdot T_1}{p_1} = 0,055 \text{ m}^3/\text{sek. mit } G_1 = \frac{10}{3600} \text{ kg/h, } R = 29,3, T = 288^\circ.$$

Partialdruck der Luft bei Austritt aus Pumpe: $p_{\max} = 10\,200 - 173 = \text{rd. } 10\,000 \text{ kg/m}^2$.

Angenommen: $\zeta = 0,5$, $\varphi = 0,9$, $G_w = 39$ kg/sek.

Abschnappen der Pumpe wird bei $p_0 = 0,12$ at als, entsprechend $p_1 = 0,12 - 0,0173 = 0,1027$ at = 1027 kg/m² zugelassen.

$$\frac{c_1^2}{2g} = \frac{0,055 \cdot 1027 \ln \frac{10000}{1017} + 39 \cdot \frac{10000 - 1027}{1000}}{39(1 - 0,5)} = 24,5. \quad (\text{nach Gl. 3 a})$$

$$H = \frac{24,5}{0,9} - 8,97 = 18,25 \text{ m.} \quad (\text{nach Gl. 5 a})$$

$$\frac{G_w \cdot H}{75} = \frac{39 \cdot 18,25}{75} = 9,5 \text{ Pumpen-PS.}$$

Berechnung der Querschnitte nach Gl. 4, wobei angenommen werden kann, daß sich Druckzunahme gleichmäßig auf Düsenlänge verteilt.

6. Abdampfleitung. Weiß macht Bemessung der Abdampfleitung abhängig vom Volumen des sekundlich durchströmenden Dampfes. Ist $V =$ spez. Volumen des Dampfes bezogen auf Druck im Abdampfrohre, $D =$ minutlicher Dampfverbrauch, so wird:

$$v \cdot \frac{d^2 \pi}{4} = \frac{V \cdot D}{60} \quad \text{und mit } V = \frac{1}{\gamma}: \quad d^2 = \frac{D}{47 \cdot \gamma \cdot v}.$$

Da erfahrungsgemäß mit $v = 143\sqrt{d}$ kein merklicher Druckverlust eintritt, so folgt mit diesem Wert:

$$d^{\frac{5}{2}} = \frac{D}{6720 \cdot \gamma}; \quad \gamma = 0,13 \text{ im Mittel:} \quad d^{\frac{5}{2}} = \frac{D}{873}.$$

Für lange Leitungen wird d nach dieser Formel bestimmt und sodann gesetzt

$$d_e = \left(1 + \frac{l}{600}\right) \cdot d \quad (l = \text{Leitungslänge}).$$

Bei Turbinen wird der Überströmungsquerschnitt möglichst groß gewählt, der Kondensator nahe an die Turbine herangerückt, um Spannungsabfall auf den geringsten Betrag zu beschränken.

Ausrüstung der Abdampfleitung mit Sicherheitsventil, das bei steigendem Druck selbsttätig auf Auspuff umschaltet. Wechselventil, das bei Ausbesserungen, Verwendung des Dampfes zu Heizzwecken usw. Umstellung des Betriebes auf Auspuff gestattet. Schwimmervorrichtung, um Aufsteigen des Wassers in den Zylinder zu verhüten.

7. 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.

Fig. 27.

5. Auf elektrolytischem Wege (Hanomag); zum Niederschlagen des Öles in Flockenform wird Gleichstrom benutzt. Hinter den Elektrolytentöler wird ein Kiesfilter geschaltet.

Nach Versuchen des Bayerischen Revisionsvereins läßt sich Abdampf so weit reinigen, daß in 1 m³ Kondensat 10 bis 15 g Öl zurückbleiben. Für Kesselspeisung ist das Öl noch zu filtrieren.

8. Rückkühlung. In Anwendung bei Mangel an Kühlwasser. 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.

Zur Rückkühlung werden verwendet:

a) Kühlteiche. Anlage einfach. Wasserdichte Ausführung des Bodens. Kühlwirkung im Sommer gering. 1 PS_e erfordert ungefähr 3 m² Grundfläche.

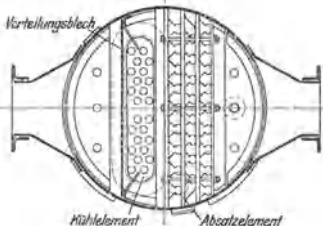
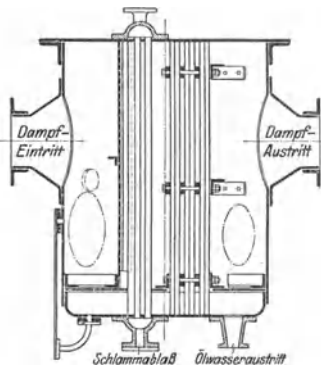


Fig. 27. (Balcke)

b) Streudüsen nach Koerting. Ein im Innern der Düse angebrachter Schraubengang gibt dem Wasser eine drehende Bewegung, so daß Zerstäubung durch die Fliehkraft eintritt. Aufstellung der Düsen über Behältern, in denen sich das zerstäubte Wasser sammelt. Entfernung der Düsen voneinander mindestens 1,5 m. Wasserdruck vor den Düsen ungefähr 1 at. Grundfläche für eine Düse von 10 mm Durchmesser 6 m², für 18 mm Durchmesser 9 m². Pumpenarbeit = 1,5 bis 2 vH der Maschinenarbeit.

c) Gradierwerke. In mehreren Stockwerken sind Reiser, Latten usw. angebracht, auf die das Wasser aus Kühltrögen fein verteilt herunterrieselt. Wasserstaub und Dunst für Nachbarschaft belästigend. Nach Weiß ist: $F = \frac{1}{3} V$, worin F = Ansichtfläche, V = minutliche Luftmenge in m³, um die verlangte Anzahl kg Wasser zu kühlen.

d) Kaminkühler. Fig. 26. Diese stellen die am häufigsten zu findende Rückkühlanlage dar. Ausführung in Holz, Mauerwerk, Beton oder Eisen. Nach Weiß ist $F = \frac{1}{1} V$, worin F = Grundfläche des Kühlers. Wasserkühlvorrichtung in etwa $\frac{1}{4}$ 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. 28 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. 28 wagerechte Luftströmung durch das herunterrieselnde Wasser vorgesehen. Die um den Kühlurm herumgebaute Kühlvorrichtung ist durch Scheidewände so geteilt, daß jeder Teil für sich zwecks Reinigung oder Ausbesserung ausgeschaltet werden kann, während die übrigen Teile weiter arbeiten. Der rings um den Turm gelegte Hauptverteilungstrog ist während des Betriebes leicht zugänglich.

e) Theorie der Rückkühler. Bedeuten:

L das für die Zeiteinheit durch den Kühler streichende Luftgewicht,
 t_e und t_a die Eintritts- und Austritts-Temperatur der Luft,

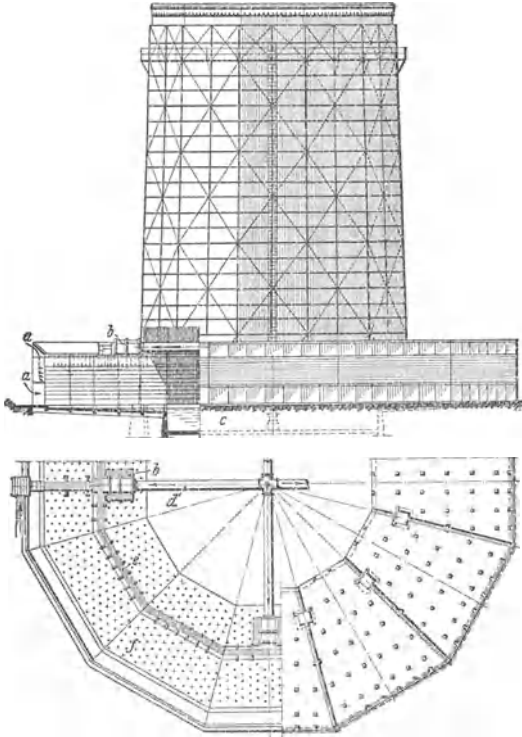


Fig. 28.

a Luftzutritt, b Meßtrög,
 c Kühltrög, d Wasserleitung,
 e Hauptverteilungstrog,
 f Verteilungs-Öffnungen.

v_e und v_a die zugehörigen spez. Luftvolumina $\left(v_e = \frac{R \cdot T_e}{p}\right)$,

α_e und α_a die Sättigungsgrade des Gemisches,

λ_e und λ_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:

$$W = L [c_p \cdot (t_a - t_e) + \alpha_a \lambda_a \gamma_a v_a - \alpha_e \lambda_e \gamma_e v_e],$$

da nach dem Daltonschen Gesetz das Volumen v , von 1 kg Luft gleichzeitig vom Dampf erfüllt ist.

Die Verdunstung wird sonach wesentlich durch den Feuchtigkeitsgehalt der Luft beeinflusst. Mit wachsender Feuchtigkeit nimmt die Aufnahmefähigkeit der Luft für Wasserdünste ab.

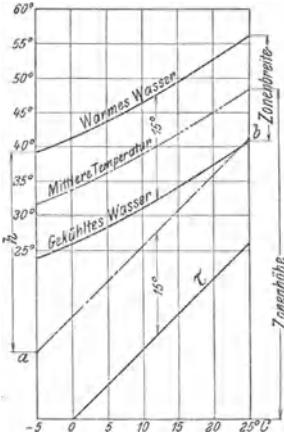


Fig. 29.

Sind z. B. stündlich 10000 kg Dampf zu kondensieren, so sind (bei $\lambda = 600$) 6 000 000 kcal durch das Kühlwasser aufzunehmen und bei vierzigfacher Kühlwassermenge sind stündlich 400 m³ in Umlauf zu setzen. Die Breite der „Kühlzone“, ist dadurch mit $\frac{6\,000\,000}{40\,000} = 15^\circ\text{C}$ 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. 29 gibt die τ -Linie die bei den angegebenen Temperaturen möglichen Kühlgrenzen an, im Abstand von 15° darüber liegt entsprechend die Linie $a b$ der tiefsten Warmwassertemperaturen. Der Abstand h der wirklich ermittelten Linien gibt ein Maß für den Gütegrad des Kühlers.

Nimmt die Belastung der Maschine ab, sinkt z. B. der Dampfverbrauch auf 8000 kg stündlich, so ist bei gleichbleibender Umlaufmenge $\frac{4\,800\,000}{40\,000} = 12^\circ$ die Breite der Kühlzone, deren Höhe jedoch unverändert bleibt.

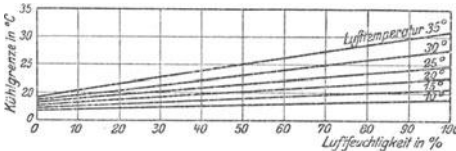


Fig. 30.

Fig. 30 zeigt den Zusammenhang zwischen Luftfeuchtigkeit, Lufttemperatur und Kühlgrenze für eine Abkühlung von 40 auf 20°.

Das physikalisch mögliche, tiefste Wärmeniveau, die „Kühlgrenze“, ist die von einem feuchten Thermometer angegebene, niedrigste Temperatur. (Träufeln von Wasser auf die einem Luftzuge ausgesetzten Leinwand-Umhüllung der Quecksilberkugel eines Thermometers, wodurch infolge der Verdunstung die Temperatur niedriger als die Lufttemperatur wird.)

Wird jedoch in Anpassung an den neuen Beharungszustand die Kühlwassermenge geändert, so daß wieder 40 l auf 1 kg Dampf entfallen, so stellt sich wieder die frühere Zonenbreite von 15° ein; ihre Höhe ist jedoch kleiner geworden.

Rohrleitungen¹⁾.

Bearbeitet von H. Dubbel.

1. Dampfleitungen.

Der Dampf strömt den Kolbenmaschinen absatzweise zu; die mittlere Dampfgeschwindigkeit u wird auf das sek/Hubvolumen bezogen. Es folgt der Rohrquerschnitt:

$$f = \frac{O \cdot c}{u}.$$

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.

Die Abdampfleitungen der Auspuffmaschinen werden mit $u = 25$ bis 30 m/sek berechnet. Bezüglich der Leitungen von Kondensationsmaschinen siehe S. 355.

Für die Bemessung der Überströmleitung vom Hoch- zum Niederdruck zylinder 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: $f = \frac{G \cdot v}{u}$.

Man wählt: für Satttdampf: $u = 25$ m/sek; für überhitzten Dampf: $u = 25$ m/sek bei kleinen Turbinen, $u = 30$ bis 35 m/sek bei mittelgroßen Turbinen, $u = 35$ bis 40 m/sek bei großen Turbinen.

Diese Werte gelten für die Leitung an der Maschine, also zwischen Wasserabscheider und Regelorgan. Für die Leitung vom Kessel zum Wasserabscheider werden um 5 bis 10 m/sek höhere Geschwindigkeiten zugelassen²⁾.

Bei Leitungen von größerer Länge ist zu beachten, daß der Wärmeverlust mit dem Leitungsdurchmesser zunimmt, während der Spannungsabfall abnimmt, so daß vermittelt werden muß.

Nach Gutermuth hat der Druckverlust die Größe (in kg/cm²):

$$z = \beta \cdot \gamma \cdot \frac{l}{d} \cdot u^3$$

Hierin bedeutet:

- γ das spez. Dampfgewicht,
- l die Leitungslänge in m,
- d den Leitungsdurchmesser in m,
- β den Leitungswiderstand.

Nach Versuchen von Eberle³⁾ ist $\beta = \frac{10,5}{10^8}$. Der Widerstand eines Ventils kommt dem Verlust in 17 m der eines Krümmers dem Verlust in 12 m gerader Rohrleitung gleich. Wärmeverlust in der nackten Leitung:

$$Q_n = F \cdot k \left(t_d - \frac{x}{2} - t_e \right) = G_s \cdot c_{pm} \cdot x$$

F = Leitungsoberfläche in m²,

x = Temperaturverlust in der Leitung,

t_d = Dampftemperatur am Anfang der Leitung,

t_e = Lufttemperatur,

G_s = stündl. Dampfmenge,

k = Ziffer des Wärmeüberganges zwischen Dampf und Luft,

c_{pm} = mittl. spez. Wärme für das Temperaturgebiet t_d bis t_n , wenn t_n = Dampftemperatur am Ende der Leitung.

¹⁾ Vgl. auch „Rohrleitungen“ im „Taschenbuch für den Fabrikbetrieb“, herausgegeben von Prof. H. Dubbel. Verlag Julius Springer, Berlin.

²⁾ Nach dem Bericht von Prof. Dr. Klingenberg (Z. Ver. deutsch. Ing. 1911, S. 2128) über das Märkische Elektrizitätswerk hat die A. E. G. in diesem eine höchste Dampfgeschwindigkeit von 80 m/sek zugelassen. Das von derselben Firma erbaute Transvaal-Kraftwerk zeigt 70 m/sek Dampfgeschwindigkeit bei vollem, 50 m/sek bei normalem Betrieb.

³⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 481 u. f.

x ist zunächst zu wählen, worauf c_{pm} zu bestimmen und h aus folgender Zahlentafel zu entnehmen ist.

Der Wärmeverlust eines Ventils ist dem von 1 m Leitung gleichzusetzen.

Wärmeverlust in der umhüllten Leitung (für F m² Oberfläche der nackten Leitung):

$$Q_i = F \cdot \frac{t_d - \frac{x}{2} - t_e}{\frac{1}{\alpha_1} \cdot \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{k'} \cdot \frac{d_2}{d_3} + \frac{d_2}{2\lambda} \cdot \ln\left(\frac{d_3}{d_2}\right)} = c_{pm} \cdot G_s \cdot x.$$

$\alpha_1 = 150$ = Übergangsziffer vom Dampf zur Rohrwand,

k' = Übergangsziffer von der Umhüllung zur Luft,

λ = Wärmeleitfähigkeit der Umhüllung,

d_1 = innerer Rohrdurchmesser in m,

d_2 = äußerer Rohrdurchmesser in m,

d_3 = äußerer Durchmesser der Umhüllung in m.

Zahlentafel der Werte h , λ und k' .

Dampf- temperatur	h für nackte Leitung	λ der umhüllten Leitung	h der umhüllten Leitung
100	11,6	0,089	5,7
125	12,5	0,094	5,7
150	13,4	0,100	5,8
175	14,4	0,104	5,9
200	15,3	0,113	6,2
225	16,2	0,117	6,4
250	17,1	0,122	6,6
275	18,0	0,130	6,9
300	18,9	0,136	7,1
325	19,8	0,140	7,3
350	20,8	0,146	7,5
375	21,7	0,152	7,8
400	22,6	0,158	8,1

Ist Q_n der Wärmeverlust der nackten Leitung, Q_i deren Wärmeverlust bei (auch an Flanschen und Ventilen) vollständig umhüllter Leitung, so berechnet sich die Wärmeersparnis durch die Umhüllung zu:

$$\eta = \frac{Q_n - Q_i}{Q_n}$$

Ist die sonst umhüllte Leitung an den Flanschen und Ventilen frei und verursacht deren Nichtisolierung den Verlust Q_n' , so entsteht für den vorliegend gedachten Fall ein Mehrverlust von der Größe $\eta \cdot Q_n'$ und der Gesamtverlust der umhüllten Leitung mit nackten Flanschen und Ventilen beträgt $Q_i + \eta \cdot Q_n' = G_s \cdot x \cdot c_{pm}$, woraus x berechnet werden kann.

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. Absperrentil 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. Heißdampf kondensiert erst dann, wenn die Wandungstemperatur die Sättigungstemperatur unterschreitet, doch 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.

Bezüglich der Ausführung der Leitung siehe Bd. I, S. 823.

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. 1 bis 3 erfüllt. Fig. 1. Einfache Sammelleitung. Fig. 2. Ringleitung. Fig. 3. Doppelte Sammelleitung.

In Fig. 2 bewegen sich in der Längsrichtung der Ringleitung größere Dampfmen- gen als in Fig. 1, daher größere Querschnitte und Abkühlungsverluste. Die

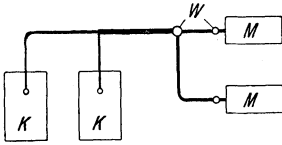


Fig. 1.

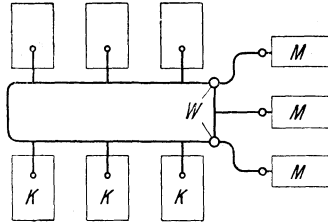


Fig. 2.

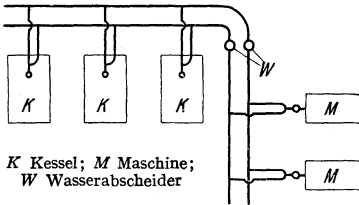


Fig. 3.

K Kessel; M Maschine;
W Wasserabscheider

einfache Sammelleitung hat hin- gegen den Nachteil, daß bei Schad- haftwerden einer Stelle die Maschi- nen- und Kesselanlage in zwei nicht mehr durch die Leitung verbundene Hälften getrennt wird.

In Fig. 2 kann durch die in die Ringleitung eingeschalteten Ventile jede schadhafte Stelle abgeschlossen werden. Anlagen nach Fig. 3 verbilligen sich, da in die doppelte Sammel- leitung keine Ventile eingebaut werden.

2. Luftleitungen für Kompressoren.

Die Rohranschlüsse der Kompressoren werden für folgende Geschwindig- keit (u_s für Ansaugen, u_d für Fortdrücken), bezogen auf das sek. Hubvolumen $O \cdot c$, berechnet:

für kleine Kompressoren:

$$u_s = 12 \text{ m/sek,}$$

$$u_d = 20 \text{ ,,}$$

für mittelgroße Kompressoren:

$$u_s = 16 \text{ ,,}$$

$$u_d = 25 \text{ ,,}$$

für sehr große Kompressoren:

$$u_s = 20 \text{ ,,}$$

$$u_d = 30 \text{ ,,}$$

für sehr große Gebläsemaschinen:

$$u_s = 20 \text{ ,,}$$

$$u_d = 25 \text{ bis } 30 \text{ m/sek.}$$

Die Saugleitungen der Turbokompressoren werden mit $u_s = 18$ bis 23 m/sek, bezogen auf das maximale sek. Ansaugvolumen, berechnet. Die Druckleitungen erhalten bei den üblichen Drücken einen Querschnitt, der gleich oder größer ist als der mit dem Kompressionsverhältnis multiplizierte Saugrohrquerschnitt.

Bei Leitungen von großer Länge ist wieder der Druckverlust z zu berücksichtigen.

$$z = \beta \cdot \gamma \cdot \frac{1}{d} u^2.$$

Hierin ist nach Fritzsche¹⁾:

$$\beta = \frac{0,0602}{d^{0,269} \cdot (\gamma \cdot u)^{0,148}}, \quad d \text{ in mm.}$$

3. Leitungen der Gasmaschinen.

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,

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1900, S. 81.

$u = 10$ 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 nach Gildner 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 Reinigungsclappen, die gleichzeitig als Sicherheitsventile auszubilden sind. Dämpfung der Schwingungen durch Gaskessel oder Drosselvorrichtungen vor der Maschine.

Auspuffleitungen von den Ventilen sollen tangential in die Hauptleitung einmünden. Da bei doppeltwirkenden Viertaktmaschinen zwei Auspuffhübe aufeinanderfolgen, also bei Vorausströmung Auspuffgase von hohem Druck auf die andere Kolbenseite gelangen können, so sind die Rohrleitungen mit Gaskesseln, oder getrennt, oder mit Düsen anzuordnen, welche die Abgase der anderen Seite herausaugen. Häufig Einspritzung von Wasser in die Rohrleitung zur Verkleinerung des Gasvolumens und des Auspuffgeräusches. Ausgleich der Druckstöße durch Wasserverdrängung nach Dorfs.

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 Gefahre unrichtiger, vom Regler nicht mehr beherrschter Gemischbildung eintreten. Derartige Schwankungen sind nach Untersuchungen von Sommerfeld-Debye, die durch Versuche von Voissel¹⁾ bestätigt wurden, als Longitudinalschwingungen aufzufassen. Es besteht die Beziehung:

$$m \cdot \frac{n}{60} = (2k + 1) \cdot \frac{a}{4l},$$

worin l = Saugrohrlänge, n = kritischer Umlaufzahl, k = Null oder eine beliebig, ganze Zahl ist, m = Periodenzahl der vorherrschenden Einzelwelle für eine Kurbeldrehung, a = Schallgeschwindigkeit.

Es ist $m = 1, 2, 4, 6, 8 \dots$ beim einfachwirkenden Kompressor,
 $m = 2, 4, 6, 8 \dots$ „ doppeltwirkenden Kompressor,
 $m = 1, 2, 3, 4, 5 \dots$ „ einfachwirkenden Viertaktmotor,
 $m = 1, 3, 4, 5 \dots$ „ doppeltwirkenden Viertaktmotor.

4. Wasserleitungen für Pumpen.

Für Pumpen ohne Windkessel ist der Leitungsquerschnitt $f = \frac{O \cdot c}{u}$, für Pumpen mit Windkessel wird $f = \frac{Q}{u}$, worin Q = sek. Wassermenge.

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1912, S. 720.

Durchschnittlich $u_s = 0,8$ bis 1 m/sek, bei kleiner Saughöhe und kurzer Leitung kann u_s größer gewählt werden. $u_d = 1,0$ bis $2,0$ m, bei größeren Druckhöhen mehr.

Niederdruckzentrifugalpumpen $u_s = 2$ bis $2,5$ m/sek, $u_d = 2,5$ bis 3 m/sek.

Hochdruckzentrifugalpumpen $u_s = 2$ bis $2,5$ m/sek, $u_d = 3$ bis $3,5$ (bis 4) m/sek.

Über Widerstandshöhen s. Band I, S. 366.

Literatur.

- A. Dahme, Die Kolbenpumpe. München 1908, R. Oldenbourg.
- H. Dubbel, Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen. 6. Aufl. Berlin 1922, Julius Springer.
- H. Dubbel, Großgasmaschinen. Ihre Theorie, Wirkungsweise und Bauart. Berlin 1910, Julius Springer.
- H. Dubbel, Die Steuerungen der Dampfmaschinen. Berlin 1923, Julius Springer.
- R. Grassmann, Anleitung zur Berechnung einer Dampfmaschine. 3. Aufl. Karlsruhe 1912, C. F. Müller.
- H. Güldner, Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmaschinen und Kraftgasanlagen. 3. Aufl. Berlin 1921, Julius Springer.
- K. Hartmann und J. O. Knoke, Die Pumpen. Berechnung und Ausführung der für die Förderung von Flüssigkeiten gebräuchlichen Maschinen. 3. Aufl. Berlin 1906, Julius Springer.
- Mitteilungen aus dem Maschinen-Laboratorium der Kgl. Technischen Hochschule zu Berlin. Herausgegeben von E. Josse, Professor und Vorsteher des Maschinenlaboratoriums.
- V. Heft: Über Kondensation, insbesondere für Dampfturbinen. Versuche über die Wärmeübertragung von Dampf an Kühlwasser. Kesselfeuerungsversuche mit Teeröl. München. R. Oldenbourg.
- A. Nägel, Die neuere Entwicklung der ortsfesten Ölmaschine. Berlin 1913, Julius Springer.
- F. Neumann, Die Zentrifugalpumpen, mit besonderer Berücksichtigung der Schaufelschnitte. 2. Aufl. Berlin 1912, Julius Springer.
- P. Ostertag, Theorie und Konstruktion der Kolben- und Turbo-Kompressoren. Berlin 1923, Julius Springer.
- A. Pohlhausen, Die Dampfmaschinen. Bd. I: Kolbendampfmaschinen. Bd. II: Dampfturbinen. 3. Aufl. Mittweida 1910. Polytechn. Buchh. (R. Schulze).
- E. Reutlinger, Die Zwischendampfverwertung. Berlin 1912, Julius Springer.
- Riedler-Löffler, Ölmaschinen. Berlin 1916, Julius Springer.
- K. Schmidt, Die Berechnung der Luftpumpen für Oberflächenkondensationen unter besonderer Berücksichtigung der Turbinenkondensationen. Berlin 1909, Julius Springer.
- L. Schneider, Die Abwärmeverwertung. Berlin 1912, Julius Springer.
- A. Stodola, Die Dampfturbinen. 6. Aufl. Berlin 1922. Julius Springer.
- Taschenbuch für den Fabrikbetrieb. Berlin 1922, Julius Springer. Herausgegeben von Prof. H. Dubbel.
- M. Tolle, Die Regelung der Kraftmaschinen. 3. Aufl. Berlin 1922, Julius Springer.
- F. J. Weiß, Kondensation. 2. Aufl. Berlin 1910, Julius Springer.

Hebe- und Fördermittel.

Bearbeitet von Dipl.-Ing. R. Hänchen.

Literatur.

André e, Die Statik des Kranbaues. 3. Aufl. München 1922. R. Oldenbourg. — André e, Die Statik der Schwerlastkrane. München 1918. R. Oldenbourg. — Aumund, Hebe- und Förderanlagen. I. Bd. Berlin 1916. Julius Springer. — Benoît, Die Drahtseilfrage. Karlsruhe 1915. F. Gutsch. — Bessel, Hebemaschinen. 2. Aufl. Berlin 1911. Julius Springer. — Bethmann, Hebezeuge. 6. Aufl. Braunschweig 1922. Vieweg & Sohn. — Bethmann, Aufzugbau, Braunschweig 1913. Vieweg & Sohn. — Böttcher, Krane. München 1906. R. Oldenbourg. — Bü lz, Hebezeuge. Leipzig 1921. S. Hirzel. — Dub, Der Kranbau. 2. Aufl. Wittenberg (Bez. Halle) 1922. A. Ziemsen Verlag. — Dubbel, Taschenbuch für Fabrikbetrieb. Berlin 1921. Julius Springer. — Ernst, Hebezeuge. 3 Bde. 4. Aufl. Berlin 1903. Julius Springer. — Fischer, Statik. 3. Aufl. Berlin 1912. Herm. Meuß er. — Förster, Taschenbuch für Bauingenieure. 3. Aufl. Berlin 1920. Julius Springer. — Genzmer, Die elektr. Druckknopfsteuerungen für Aufzüge. 1905. — Haase, Die modernen Lös- und Ladeeinrichtungen und ihre Bedeutung für den Seeschiffahrtbetrieb. 1913. — Handbuch d. Ing.-Wiss. IV. Bd. Leipzig 1908. W. Engelmann. — v. Hanffstengel, Förderung von Massengütern. 2 Bde. 2. Aufl. Berlin 1913—15. Julius Springer. — v. Hanffstengel, Billig Verladen und Fördern. 2. Aufl. Berlin 1919. Julius Springer. — Herzog, Elektr. betr. Krane und Aufzüge. Zürich 1905. — Hill, Electric Crane Construction. 1911. — Hintz, Handbuch der Aufzugstechnik. Berlin 1908. A. Seydel. — Hrabak, Die Drahtseile. Berlin 1903. Julius Springer. — Illustr. Techn. Wörterbücher. VII. Bd. Hebemaschinen. München 1910. R. Oldenbourg. — Lindner, Maschinenelemente. Stuttgart 1910. Deutsche Verlagsanstalt. — Löffler, Mechanische Triebwerke und Bremsen. München 1912. R. Oldenbourg. — Michenfelder, Kran- und Transportanlagen. Berlin 1912. Julius Springer. — Michenfelder, Die Materialbewegung in chemisch-technischen Betrieben. 1915. — Peter, Seile und Ketten. Halle a. S. 1914. W. Knapp. — Pfeleiderer, Dynamische Vorgänge beim Anlauf von Maschinen mit besonderer Berücksichtigung der Hebemaschinen. (Diss.) — Pickersgill, Lasthebemaschinen. Stuttgart 1905. K. Witwer. — Piétrkowski, Die Umladung der Massengüter. Wittenberg 1918. A. Ziemsen. — Stephan, Die Drahtseilbahnen. Berlin 1921. Julius Springer. — Ver. deutsch. Rev.-Ing., Anleitung zum Untersuchen von Hebezeugen. 5. Aufl. Berlin 1916. A. Seydel. — Wettich-Göt z, Hebezeuge. 3. Aufl. Hannover 1922. M. Jänecke. — Wörnle, Beitrag zur heutigen Berechnung der Drahtseile. Karlsruhe 1914. F. Gutsch. — Zimmer, The mechanical handling of material. 1905.

Allgemeines.

Arbeitsweise und Einteilung der Hebe- und Fördermittel.

Nach der Arbeitsweise unterscheidet man:

Aussetzend arbeitende Förderer und stetig arbeitende Förderer (Dauerförderer).

Nach der Förderrichtung Einteilung der Hebe- und Fördermittel in:

Mittel für wagerechte und schwach geneigte Förderung.

„ „ senkrechte Förderung (Hubförderer).

„ „ wagerechte und senkrechte, sowie für stark geneigte Förderung.

Bei verschiedenen Transportmitteln kann auch in Kurven gefördert werden. Spiralbecherwerke, Schaukelförderer, Luftförderer u. a. fördern auch in Raumkurven.

Antriebsarten.

Handantrieb kommt nur für kleine Lasten, kurze Förderwege und für selten benutzte Förderer in Betracht, sonst allgemein mechanischer Antrieb.

1. Elektrischer Antrieb.

Hauptvorteile: Zentralisierung der Kräfteerzeugung, einfache Kraftzuleitung, hohe Betriebssicherheit und einfache Regelung. Da sich der Stromverbrauch der jeweiligen Arbeitsleistung anpaßt und während des Stillstandes keinerlei Leerlaufarbeit geleistet wird, so ist der elektrische

Antrieb den übrigen motorischen Antriebarten bedeutend überlegen. Infolge dieser großen Vorzüge hat der elektrische Antrieb die übrigen Antriebarten auf dem Gebiete der Hebe- und Fördermittel fast vollkommen verdrängt.

Stromarten: Gleichstrom von 110, 220, 440 und 500 Volt; Drehstrom (meist 50 Perioden/sek) und einphasiger Wechselstrom.

Der Betrieb ist bei Drehstrom ebenso einwandfrei wie bei Gleichstrom. Im allgemeinen wird man den Gleichstrom der Eigenschaften der Motoren, der Möglichkeit der Aufspeicherung des Stromes in Akkumulatoren, sowie der billigeren Zuleitung wegen vorziehen. Sind die Hebezeuge dagegen in einem ausgedehnten Gebiet verstreut, so ist Drehstrom mit höherer Spannung anzuwenden.

Einphasenstrom ist in letzter Zeit zu größerer Bedeutung gelangt. Für seine Umformung in Gleichstrom oder Drehstrom kommen nur wirtschaftliche, nicht betriebstechnische Gründe in Betracht. Vorteil: Einfache Steuerung der Motoren infolge Wegfalls der Controller.

Elektrische Ausrüstung der Winden und Krane s. S. 450.

2. Transmissionsantrieb (Riemenantrieb). Anwendung nur noch gelegentlich für Aufzugs- und Speicherwinden sowie für stetige Förderer.

3. Dampfantrieb. Anwendung bei Förderhaspeln, Schiffswinden, Bauwinden und fahrbaren Drehkränen (Dampfkränen).

4. Antrieb durch Verbrennungsmotoren, wenn keine elektrische Energie erhältlich. Daher Anwendung zum Antrieb von fahrbaren Winden und Kränen auf Bauplätzen u. dgl.

5. Druckwasserantrieb, für Winden und Krane nur noch in beschränktem Maße angewendet.

Unmittelbar wirkende Druckwasser-Hebezeuge mit eigener Druckerzeugung s. S. 371.

Mittelbar wirkende Druckwasser-Hebezeuge finden im Aufzugbau und in Hüttenwerken bei vorhandener Druckwasserzentrale noch Verwendung.

6. Antrieb durch Druckluft kommt nur in Betracht, wenn eine Druckluftzentrale vorhanden ist.

Unmittelbar wirkende Druckluft-Hebezeuge s. S. 372.

Mittelbar wirkende Druckluft-Hebezeuge finden in Bergwerken als Förderhaspel Verwendung, werden jedoch in neuerer Zeit meist durch elektrisch betriebene Förderhaspel ersetzt.

I. Aussetzend arbeitende Förderer.

A. Mittel für wagerechte und schwach geneigte Förderung.

Gleislose Fördermittel (einfache Transportgeräte, von Hand bediente Transportwagen, Hubtransportwagen, fahr- und lenkbare Aufzüge und Krane, elektrische Transportwagen und Elektroschlepper) s. *Dubbel*, Taschenbuch für Fabrikbetrieb, Abschnitt Werkstattförderwesen.

Standbahnen (Regelspur- und Schmalspurbahnen). Gleisanlage und Betriebsmittel s. *Dubbel*, Taschenbuch für Fabrikbetrieb; Förster, Taschenbuch für Bauingenieure. — Winden für Seilverschiebeanlagen s. S. 381 Motorisch betriebene Winden.

Hängebahnen.

Vorteile: Gute Ausnutzung von Grund und Boden, die Gleise können nicht verschmutzen oder beschädigt werden, auch wird der ebenerdige Verkehr nicht behindert.

Fahrbahn. Für Innenräume Anordnung einer I-Trägerlaufbahn, die von Untergurt-Laufkatzen (s. S. 463) befahren wird. Vorteile: Niedrige Bauhöhe, leichte Befestigung an der Decke. Beliebige Verzweigung der Bahn durch Einbau von Krümmungen, Weichen und Drehscheiben.

Weichenanordnungen von I-Trägerbahnen s. *Aumund*, Hebe- und Förderanl. 1. Bd., S. 294.

Bei den Hängebahnen in engerem Sinne laufen die Wagen meist auf dem Obergurt einer Doppelkopfschiene (Hängebahn-Sonderschiene), deren Form und Ver-

laschung aus Fig. 1 und 2 ersichtlich. Abgerundete Flacheisenschienen der geringeren Tragkraft wegen nur für leichtere Lasten bei kleineren Spannweiten verwendbar. I-Träger mit aufgesetzter Vignolschiene (Fig. 10) für größere Tragkräfte und Spannweiten. Aufhängung der

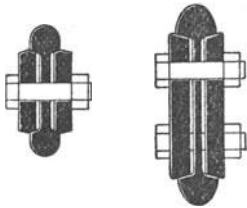


Fig. 1 u. 2.

Fahrbahn bei Doppelkopfschienen mittels Hängebahnschuhen nach Fig. 3. Befestigung der Schiene am Schuh derart, daß die Schrauben entlastet sind.

Zulässiger kleinster Krümmungshalbmesser der Fahrbahn: 2 bis 3 m.

Die Doppelkopfschienen ermöglichen einfache Bauart der Drehscheiben und Weichen,

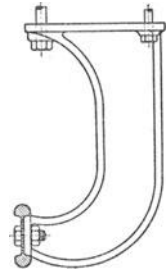


Fig. 3.

die entweder Kletterweichen, Drehweichen oder Klappenweichen sind.

Mechanische oder elektrische Sicherheitsvorrichtungen verhindern ein Befahren der unrichtig eingestellten, ordnungsgemäß liegenden, aber nicht verriegelten

Drehscheiben und Weichen sowie der jeweils offenen Strecke.

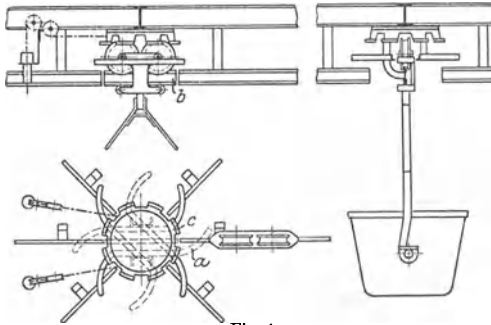


Fig. 4.

Fig. 4. Selbsttätige Hängebahndrehscheibe¹⁾.

Der ankommende Wagen fährt gegen ein am drehbaren Teil befindliches Kurvenstück *a* und stellt dadurch das bewegliche Schienenstück *b* in seine Fahrtrichtung. Anschläge *c* verhindern ein Herunterfahren des Wagens bei nicht ordnungsgemäß eingestellter Scheibe. Umstellen der auf Kugeln gelagerten Drehscheibe vom Fußboden aus durch Seilzüge.

Für unbegrenzt große rollende Lasten führt Bleichert eine Drehscheibenbauart mit nachgiebiger oberer Lagerung aus, deren drehbarer Teil durch die feste Fahrbahn und durch ein Gegenlager abgestützt wird und während des Drehens sich über das Lager an der festen Fahrbahn hinweg bewegt. Verstellen der Drehscheibe von Hand oder selbsttätig.

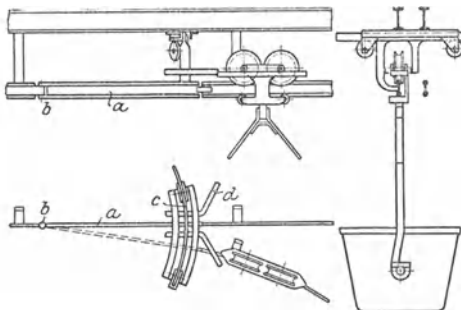


Fig. 5.

Fig. 5. Selbsttätige Hängebahnweiche¹⁾.

a Bewegliches Schienenstück, das bei *b* drehbar und bei *c* an einer kreisförmigen Rollenführung aufgehängt ist; *d* Kurvenstücke, durch die der anführende Wagen die Weiche in seine Fahrtrichtung einstellt. Umstellen der Weiche vom Fußboden aus durch Zugseilzüge.

Bei den zweischienigen Hängebahnen dienen als Schienen zwei \square -Eisen oder zwei I-Eisen. Zweischienige

Handhängebahnen Bauart Kaiser, A. T. G. u. a. ermöglichen weitgehende Verzweigung mit festen Weichen [Fig. 6]²⁾.

¹⁾ J. Pohlh A.-G., Köln.

²⁾ A. T. G., Leipzig-Großschocher.

a) Handhängebahnen.

Anwendung zur Förderung von Stückgütern und Schüttgütern bei kleiner und mittlerer Leistung. Höhe der Fahrbahnschienen über Fußboden so, daß die Wagen in Handhöhe fortgeschoben werden können. Schienenmindesthöhe 2 m.

Wagen. Bei sachgemäßer Bauart und Anwendung von Kugellagern kann ein Arbeiter auf gerader Strecke noch etwa 2000 kg ohne Anstrengung verschieben.

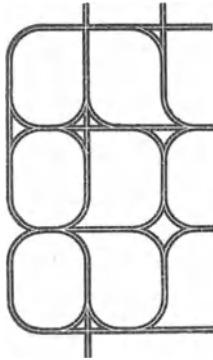


Fig. 6.

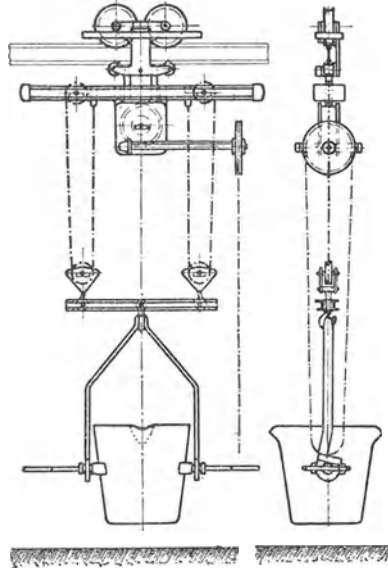


Fig. 7.

Laufrollendurchmesser: 250 bis 300 mm.

Bei Förderung von Schüttgütern Ausrüstung der Wagen mit Kippkübeln oder Fördergefäßen mit Boden- oder Seitenentleerung. Zum Heben und Senken von Lasten Ausführung auch mit Hubwerk, das durch Handkette und Haspelrad bedient wird.

Fig. 7. Handhängebahnwagen mit Hubwerk zum Transport von Gießpfannen¹⁾.

Weitere Ausführungsarten von Handhängebahnwagen siehe „Der Betrieb“ 1920, S. 398. Pietrkowski, Die Hängebahnförderer im Werkstätten- und Fabrikbetriebe.

Kreuz der niedrige Schienenstrang einer Handhängebahn ein Werkgleis oder eine Fabrikstraße, so wird der Verkehr auf diesen nicht beeinträchtigt, wenn man in der Hängebahngleisanlage ein aufklappbares Schienenstück anordnet. Der gleiche Zweck wird durch ein heb- und senkbares Gleisstück erreicht, das in einem torartigen Gerüst geführt ist (J. Pohlig A.-G., Köln).

b) Elektrohängebahnen

kommen für höhere Leistungen und größere Förderstrecken in Betracht.

Linienführung. Bei kurzer Förderstrecke und kleinerer stündlichen Leistung Anordnung einer Pendelbahn (Fig. 8) mit meist einem Wagen, der in bestimmten Zeitabständen zwischen den beiden Endpunkten der Bahn verkehrt.

Für größere Entfernungen und höhere Förderleistungen Ausführung als Ring- oder Schleifenbahn (Fig. 9), die von mehreren Wagen befahren wird.

Da die Elektrohängebahnen Adhäsionsbahnen sind, werden zur Überwindung größerer Höhenunterschiede Aufzüge, Zahnradstrecken oder Schrägstrecken mit Seilzug angeordnet.

Zulässige Steigung der Fahrbahn (bei reinem Adhäsionsbetrieb) etwa 6 vH.

¹⁾ J. Pohlig A.-G., Köln.

Hängebahnwagen. Ausführung für Lasten von wenigen hundert Kilogramm bis 5000 kg und mehr als Wagen ohne oder mit Hubwerk (Fig. 10). Fahr-
geschwindigkeit: 1 bis 2 m/sek; bei Bahnen mit Krümmungen von kleinem Halb-

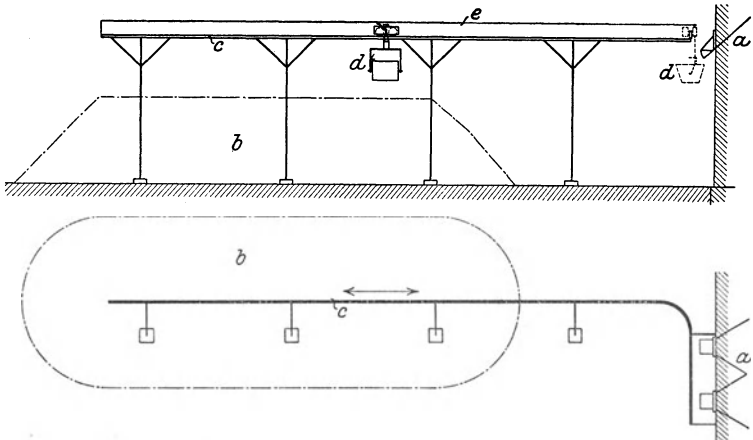


Fig. 8. Elektrohängebahn einfachster Bauart. *a* Beladestelle; *b* Lagerplatz; *c* Gleisanlage; *d* Hängebahnwagen; *e* Schleifleitungen.

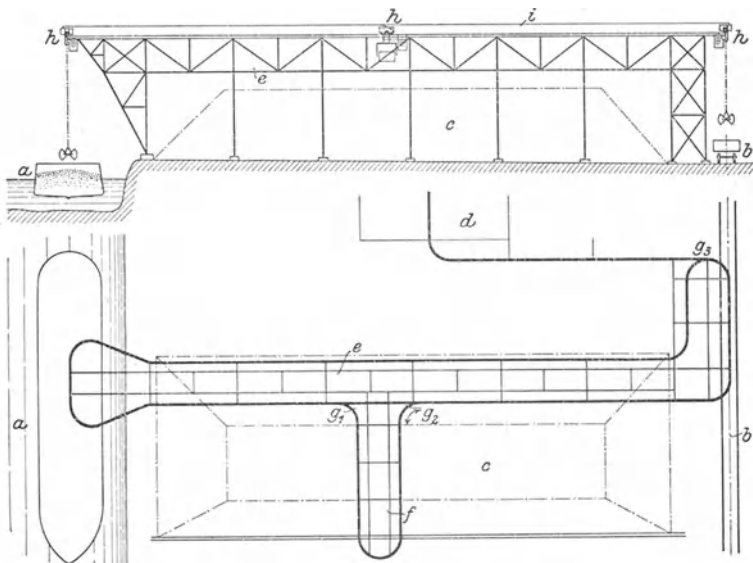


Fig. 9. Elektrohängebahn mit fahrbarer Brücke. *a* Wasserstraße; *b* Gleisanschluss; *c* Lagerplatz; *d* Fabrikgebäude; *e* Gleisanlage; *f* fahrbare Brücke; *g*₁—*g*₃ Weichen; *h* Hängebahnwagen für Greiferbetrieb; *i* Schleifleitungen.

messer weniger. Entladung der Kippkübel und Klappgefäße meist dadurch, daß die Verriegelungsvorrichtung der Gefäße bei Vorbeifahren des Wagens gegen einen an der Fahrbahn vorgesehenen Anschlag stößt. Beladung entweder von Hand oder aus einem Schüttrumpf.

Antrieb des Fahrgestells (Fig. 10) durch kleinen geschlossenen Flanschmotor, der ohne Vorschaltwiderstände durch einen einfachen Schalter ein- und ausgeschaltet wird. Stromart: Gleichstrom oder Drehstrom. Leistung der Fahrmotoren: 0,5 bis 1 PS. Bei Gleichstrom in Rücksicht auf gleichbleibende Drehzahl und großes Anzugsmoment Verbundwicklung. Der Fahrmotor arbeitet bei Wagen mit kleiner Tragkraft und wagerechter Fahrbahn mittels eines Stirnrädervorgeleges auf das angetriebene Laufrad. Bei größeren Tragkräften und bei Steigungen Antrieb beider Laufräder oder Antrieb jedes Laufrades durch einen besonderen Motor.

Damit die Wagen sofort nach Ausschalten des Stromes anhalten, erhält das Fahrwerk eine gewichtbelastete, elektromagnetisch gelüftete Haltebremse.

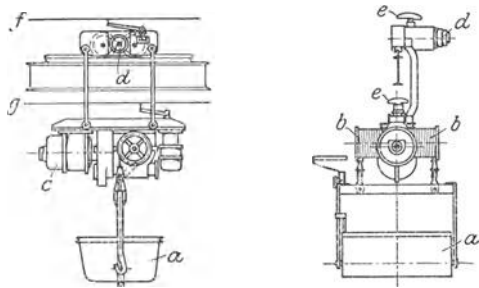


Fig. 10. Elektrohängebahnwagen mit Hubwerk. *a* Kippgefäß; *b* Seiltrommeln; *c* Hubmotor; *d* Fahrmotor; *e* Stromabnehmer; *f*—*g* Schleifleitungen.

Der Strom wird den einzelnen Wagen durch federnd anliegende Schleifbügel zugeführt. Bei Gleichstrom kann die geerdete Laufschiene als Rückleitung benutzt werden.

Steuerung und Sicherheitsvorrichtungen. Jeder Wagen wird für sich in Bewegung gesetzt, worauf er die Strecke selbsttätig durchläuft. An den vorgesehenen Haltestellen halten die Wagen von selbst oder durch Fernsteuerung an. Bei Pendelbahnen (Fig. 8) selbsttätiges Umschalten der Fahrtrichtung an den Endstellungen der Strecke. Einschalten des Stromes für die Abfahrt durch Zugschalter, durch Fernsteuerung oder, wenn die Fördergefäße selbsttätig beladen werden, durch das zunehmende Gewicht nach vollzogener Beladung.

Der führerlose Betrieb erfordert bei den Ring- oder Schleifenbahnen eine selbsttätige Steuerung, die durch Blocksicherungen ein Zusammenstoßen zweier aufeinanderfolgender Wagen verhindert.

Zu diesem Zweck ist die Stromzuleitung der Fahrstrecke in einzelne Blöcke unterteilt, an deren Enden sich elektromechanische Schalter befinden. Hat ein Wagen einen Block verlassen, so wirft er den hier befindlichen Schalter um und macht damit die hinter ihm befindliche Strecke stromlos, setzt aber gleichzeitig die übernächste Strecke hinter sich unter Strom. Zwischen zwei Wagen befindet sich also stets eine stromlose Strecke, die durch den Widerstand der Fahrzeuge gewahrt wird.

Schema der Blocksicherung Bauart Bleichert, bei der die Wagen die mit Armkreuzen versehenen Blockschalter umstellen, siehe Dubbel, Taschenbuch für den Fabrikbetrieb, S. 765.

Fig. 11. Schema einer rein elektrischen Blocksicherung¹⁾.

a, b, c sind die isolierten Strecken der Fahrleitung, die unmittelbar an die Speiseleitung *d* angeschlossen sind und durch Magnetschalter *e, f, g* mit den Teilstrecken *a, b, c* verbunden werden. *h, i, k* sind die Teilstrecken einer Hilfsleitung, an der die Hilfsstromabnehmer *l₁, l₂, l₃* schleifen. Rückleitung des Stromes durch Fahrchiene *m*. Da der Magnet *e* stromlos ist, ist der Schalter heruntergefallen und verbindet die Fahrleitungsstrecke *a* mit der Speiseleitung *d*, so daß der Wagen *I* anfahren kann. Da der Hilfsstromabnehmer *l₁* gleichzeitig *d* mit *m* über *h* verbindet, so erhält der Magnetschalter *f* Strom und wird angezogen. Die Leitung *b* wird daher abgeschaltet und der Wagen *II* muß so lange halten, bis der Wagen *I* die Blockstrecke *h* verlassen hat. Hierauf wird der Magnet *f* stromlos, der Schalter fällt herab und setzt die Leitung *b* unter Strom, so daß der darauf folgende Wagen *II* weiterfahren kann.

¹⁾ Bauart A. E. G. (D. R. P. 244 414), v. Hanffstengel, Förderung der Massengüter. 2. Aufl. II. Bd.

Außer diesen von den Wagen selbst betätigten oder rein elektrischen Steuerungen, die hauptsächlich für einfache Elektrohängebahnen verwendet werden, kommen für Elektrowinden- und Elektrogreiferbahnen, bei denen noch eine Bewegung in senkrechter Richtung hinzutritt, Fernsteuerungen in Betracht, welche die verschiedenen Bewegungen von einer beliebigen Stelle aus einleiten.

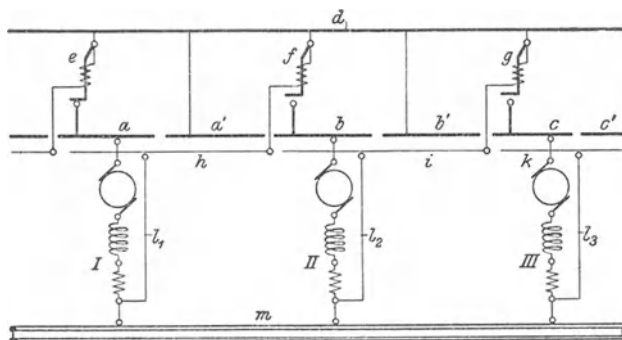


Fig. 11. A. E. G.-Blöcksicherung.

Zur Förderung größerer Lasten ordnet man auf der Fahrbahn nur eine schnell-fahrende Laufwinde mit angebautem Führerstand an (Führerstands-Laufkatze). Hierbei Steuerung der Motoren unmittelbar vom Führer. Für Befahren von Kurven erhält das Fahrwerk bei größerem Radstand zwei zweirädrige Drehgestelle.

Veröffentlichungen über Hängebahnen: St. u. E. 1909, S. 1377, Schmidt, Elektrische Hängebahnen in Gießereien. — Desgl. 1913, S. 607, Hängebahn mit Schubvorrichtung. — Desgl. 1913, S. 899, Leber, Verwendung und neuere Anordnung der Zweischienenhängebahn. — Desgl. 1914, Wettich, Neuere Elektrohängebahnen in Gießereien. — Werkstattstechnik 1915, S. 493, Santz, Hängebahnen in Fabriken. — Desgl. 1919, S. 161, Hermanns, Interessante Hängebahnanlage zur Beförderung von Geschoßhülsen. — Z. Ver. deutsch. Ing. 1916, S. 217, Kirchhoff, Zugdeckungseinrichtungen und Steuerungen von Elektrohängebahnen. — Zeitschr. f. prakt. Masch. 1915, S. 1, Nuß, Aus den Werkstätten der Neckarsulmer Fahrzeugwerke A.-G. — Desgl. S. 391, Viall, Interessante Einzelheiten an Fabrikhängebahnen. — Fördertechn. u. Frachtverk. 1919, S. 120, Speck, Moderne Elektrohängebahnen (für Drehstrombetrieb). — Desgl. 1920, Heft 17, Wintermeyer, Die Elektrohängebahnen. — El. Kr. u. B. 1919, S. 45, Dörr, Über Blockierung und Fernsteuerung von Elektrohängebahnen. — Ind. u. Techn. 1920, S. 184, Hänchen, Elektrohängebahnen im Gießereibetriebe.

B. Mittel für senkrechte Förderung.

1. Kleinhubige Hebemittel.

Der kleinen Förderhöhe wegen arbeiten sie ohne Huborgan (Seil oder Kette). Antrieb von Hand, durch Druckwasser oder Druckluft. In Rücksicht auf Tragbarkeit ist geringes Eigengewicht Hauptbedingung.

Zahnstangenwinden.

Tragkraft: 1,5 bis 20 t. Gewicht je nach Tragkraft und Ausführung: 20 bis 180 kg.

Wirkungsgrad: 50 bis 70 vH.

Antrieb durch Kurbel und je nach Tragkraft mit einem oder zwei Stirnräder-vorgelegen, die auf das Zahnstangengetriebe arbeiten. Die Last selbst stützt sich entweder unmittelbar auf den drehbaren Kopf der Zahnstange oder auf eine an der Zahnstange angebrachte Pratze. Statt der Stirnrädervorgelege kann auch ein Schneckengetriebe eingebaut werden.

Kurbelarm $a = 250$ bis 300 mm. Kurbeldruck P bis 35 kg. Kleinste Zahnzahl bei Stirnrädergetrieben (Übersetzung meist $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{2}$) $Z_{\min} = 4$.

Hierbei werden die Zähne unmittelbar in die Welle eingefräst und gehärtet. Hohe zulässige Beanspruchung der Zähne. Werkstoff: Flußstahl, $k_b = 2000$ bis 3500 kg/cm². Spezifische Pressung in den Lagern k bis 400 kg/cm².

Gehäuse meist aus gepreßtem Stahlblech. Festhalten der Last durch ein Zahngesperre. Zur Vermeidung von Unglücksfällen durch die herumschlagenden Kurbeln werden mitunter Bremsvorrichtungen, Sicherheitskurbeln u. dgl. angeordnet.

Schraubenwinden.

Tragkraft: 5 bis 20 t. Hub: $0,24$ bis $0,4$ m. Gewicht je nach Tragkraft und Ausführung: 20 bis 60 kg; bei Schraubenschlittenwinden (Fig. 12), die noch eine wagerechte Bewegung der Last (Weg: $0,2$ bis $0,4$ m) zulassen, 60 bis 100 kg.

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 (Fig. 12). Werkstoff der Spindel: S.-M.-Stahl, der Mutter: Ph.-Br. Gewinde: Flachgewinde oder Halbtrapezgewinde. Steigungswinkel der Selbsthemmung wegen $\alpha = 4$ bis 6° ; Reibungswinkel $\rho = 6^\circ$ entsprechend $\mu = 0,1$. Zulässige Flächenpressung im Gewinde: Stahl auf Ph.-Br. bis $k = 100$ kg/cm².

Berechnung der Hubspindel auf Druck und Verdrehung, Nachprüfung des zur erforderlichen Knicksicherheit notwendigen Trägheitsmomentes bei höchster Laststellung. Zulässige Beanspruchung bei S.-M.-Stahl $k = 900$ kg/cm²; $k_a = 600$ kg/cm².

Der Reibungswiderstand zwischen Schaftschlitten und Führung ergibt sich für Tragkraft Q zu $W_r = Q \cdot \mu \dots$ kg, bei Gußeisen auf Gußeisen ist $\mu = 0,5$ zu setzen.

Hebeböcke (Schraubenhebeböcke).

Anwendung zum Heben von Lokomotiven, Tendern, Dampfkesseln, Eisenbahnwagen u. dgl.

Das Heben der genannten Lasten erfordert vier Hebeböcke von denen je zwei durch einen Querträger miteinander verbunden sind. Der Querträger des einen Bockpaares greift am Vorderteil, der des anderen am Hinterteil der zu hebenden Last an.

Die senkrechten Schraubenspindeln der Hebeböcke sind in den Ständern drehbar gelagert und werden durch Handkurbeln sowie ein Kegelräder- und ein oben an der Spindel angeordnetes Stirnrädervorgelege angetrieben.

Die Querträger je zweier Hebeböcke sind an ihren Enden durch Bronzemuttern an den Schraubenspindeln beweglich aufgehängt.

Tragkraft eines Hebebocksatzes: Bis 50 t und mehr.

Spannweite der Querträger: 2500 bis 3500 mm.

Die Hebeböcke „Bauart Kuttruff“ haben keine Querträger. Jeder Hebebock ist mit einer Tragklauenausgerüstet, die an der Spindel angreift und durch Rollen am Bockgestell geführt wird.

Ausladung der Tragklauen entweder fest oder veränderlich. Kraftübertragung von der Kurbelwelle zur Spindel durch Kettenbetrieb und ein unteres Schneckenvorgelege.

Schnelleres Arbeiten der Hebeböcke wird durch elektrischen Antrieb erreicht. Siehe Z. d. V. d. I. 1900, S. 230. — Desgl. 1914, S. 87.

Statt der Hebeböcke werden in neuerer Zeit in den Eisenbahnbetriebswerkstätten Lokomotivlaufkrane verwendet.

Druckwasserhebezeuge (Daumenkräfte und Hebeknechte)

werden zum Heben und Verschieben schwerer Lasten auf kurzem Weg sowie zum Ausrichten schwerer Werkstücke an Bearbeitungsmaschinen, Auf- und Lospressen

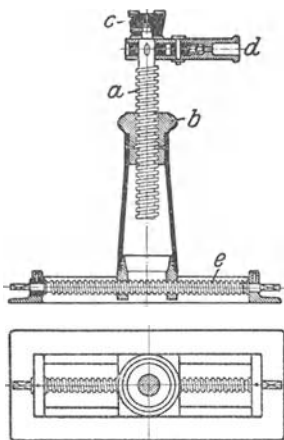
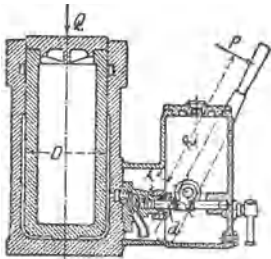


Fig. 12. Schrauben-Schlittenwinde. a Spindel; b Bronzemutter; c Drehbare Lastplatte; d Ratsche; e Verschiebespindel.

von Rädern u. dgl. verwendet. Arbeitsweise nach Art der Druckwasserpresse. Druckerzeugung durch eine einfach wirkende Handpumpe, deren Behälter mit Öl oder Wasser gefüllt wird. Gefrieren des Druckwassers wird durch Beigabe von Glycerin verhindert. Wirkungsgrad 60 bis 75 vH.

Bei den Daumenkräften (Fig. 13) stützt sich die Last auf den auf- und abbewegbaren Stempel.

Bedeutung (Fig. 13) D den Durchmesser des Arbeitskolbens, d den Plungerdurchmesser, r und R die Hebelarme des Antriebhebels und η den Wirkungsgrad, so beträgt das Verhältnis zwischen Antriebskraft und Nutzlast



$$\frac{P}{Q} = \frac{1}{\eta} \cdot \frac{r}{R} \cdot \left(\frac{d}{D}\right)^2 \quad (1)$$

Zylinder und Stempel werden zweckmäßig aus Stahlguß hergestellt. Abdichtung durch Ledermanschette. Ausführung der Pumpenteile in Deltametall, des Gehäuses, das gleichzeitig als Wasserbehälter dient, in Gußeisen.

Außer Saug- und Druckventil sind noch ein Entleerungsventil und ein Sicherheitsventil vorgesehen.

Vorteile: Der erforderliche Druck ist von der Größe der Last abhängig. Den Zahnstangen- und Schraubenwinden gegenüber bieten die Druckwasserhebeböcke beliebig große Übersetzung zwischen Kraft und Last bei kleinstem Raumbedarf.

Herstellung für 20 bis 200 t Tragkraft¹⁾. Hub: 180 bis 500 mm. Gewicht: 85 bis 300 kg.

Im Gegensatz zu den Daumenkräften wird bei den Hebeknechten¹⁾ die Last durch das sich bewegende Gehäuse entweder durch dessen Kopf oder durch eine am Gehäuse angebrachte Pratze getragen, die aber nur zu einem Viertel der Tragkraft beansprucht werden darf. Tragkraft: 3 bis 60 t. Hub: 200 bis 315 mm. Gewicht: 30 bis 160 kg.

Druckluftbezeuge

sind meist unmittelbar wirkend und erfordern große Bauhöhe. Das Hubwerk besteht im wesentlichen aus dem Zylinder, dem Kolben, an dessen Stange der Lasthaken hängt und dem Steuerhahn, der durch Kettenzüge vom Fußboden aus bedient wird. Der Zylinderraum unter dem Kolben steht mit der Druckluftleitung in Verbindung, während der obere Raum zum Steuern benutzt wird. Zum genauen Festhalten der Last wird der Luftzylinder auch mit einem Ölbremszylinder versehen.

Druckluftbezeuge arbeiten stoßfrei, haben jedoch den Nachteil, der unvermeidlichen Undichtheiten wegen die Last nicht lange schwebend halten zu können.

Anwendung, wenn eine Druckerzeugungsstelle vorhanden. Die unmittelbar wirkenden Druckluftbezeuge (Druckluftzylinder) lassen sich am Haken der von Hand bedienten Laufwinden und Krane aufhängen und ermöglichen beliebiges Einstellen der Hub- und Senkgeschwindigkeit. Zuführung der Druckluft durch biegsamen Schlauch.

Liegend angeordnete Druckluftzylinder mit Übersetzung durch Rollenzug gestatten große Hubhöhen (bis etwa 10 m). Anwendung nur in Sonderfällen.

¹⁾ Fried. Krupp A.-G., Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

2. Flaschenzüge.

Die Tragbarkeit erfordert, ebenso wie bei den kleinhubigen Hebemitteln, geringes Eigengewicht.

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.

Differentialflaschenzüge sind Kettenflaschenzüge mit Selbsthemmung. Ihres niedrigen Wirkungsgrades wegen (30 bis 45 vH) werden sie kaum mehr angewendet.

Schraubenflaschenzüge mit Drucklagerbremse.

Tragkraft: 0,5 bis 10 t; Hub 3 bis 10 m.

Wirkungsgrad in eingelaufenem Zustande 0,55 bis 0,70.

Huborgan: Kalibrierte Kette, über 5 t Tragkraft Gallsche Kette.

Übersetzung in Rücksicht auf guten Wirkungsgrad doppelgängiges Schneckengetriebe mit einem Steigungswinkel $\alpha = 18$ bis 21° (im Mittel 20°).

Der unter dem Einfluß des Lastzuges an der Kettenuß bzw. am Kettenrad auf die Schneckenwelle wirkende Längsdruck betätigt die Drucklagerbremse.

Fig. 14. Beckerscher Schraubenflaschenzug¹⁾.

a Haken zum Einhängen des Flaschenzuges; b lose Rolle; c Kettenuß; d Schneckenrad mit c aus einem Stück hergestellt; e Kettenbügel; f Kettenabstreifer; g Haspelrad; h Schneckenwelle mit Vollkonus i; k Hohlkonus mit Sperrrad; l federbelastete Sperrklinke; m Druckschraube.

Beim Heben wird der Vollkegel der Bremswelle mit dem Sperrhohlkegel unter dem Einfluß der Last gekuppelt. Der Längsdruck wird durch eine Druckschraube aufgenommen, während das mit der Welle gekuppelte Sperrrad unter der federbelasteten Klinke fortgleitet. Hört die Antriebskraft auf, dann dreht das auf der Lastwelle sitzende Schneckenrad die Schneckenwelle in entgegengesetztem Sinne. Der Sperrhohlkegel 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.

Weitere Bauarten von Drucklagerbremsen: Piechatzek (Patent Lüders), E. Weiler, Gebr. Bolzani u. a.

Schraubenflaschenzüge mit ausrückbarem Schneckenrade²⁾ ermöglichen schnelles Senken der Last, sind jedoch in baulicher Hinsicht umständlich und auch im Preis wesentlich höher als die einfachen Schraubenflaschenzüge.

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 Antriebswelle wird durch Schrägstellung der Zähne oder durch ein flächgängiges Gewinde hervorgerufen.

Ausführung mit Bremskupplung (Gebr. Bolzani, Berlin N) erfordert keinen Längsschub bzw. schräge Zahnstellung. Festhalten der Last in jeder Höhenlage, Senken durch Zug an der Handkette, geringer Reibungsverlust beim Heben, daher guter Wirkungsgrad (etwa 0,75). Schnelles Senken des leeren Hakens durch Ausrücken der Sperrklinke.

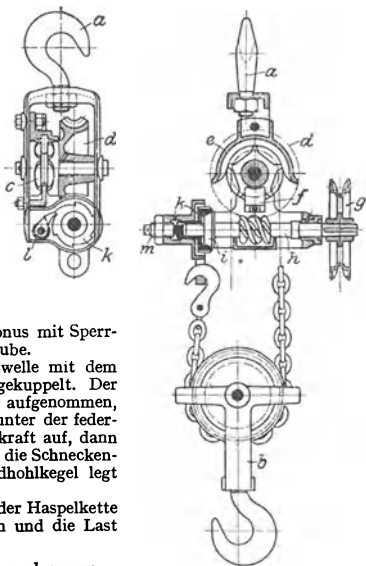


Fig. 14.

¹⁾ E. Becker, Maschinenfabrik, Berlin-Reinickendorf (Ost).

²⁾ de Fries & Co., Düsseldorf

Ausführung der Stirnradflaschenzüge für Tragkräfte von 0,25 bis 10 t und Hubhöhen von 3 bis 10 m.

Die Anordnung von Haken an beiden Enden der Lastkette und entsprechende doppelte Bremsvorrichtung hat bei den Flaschenzügen kleiner Tragkraft (250 kg) den Vorteil, daß die Last an dem jeweils tiefst befindlichen Haken einhängbar ist; das zeitraubende Herabhaspeln des leeren Hakens wird daher erspart.

Infolge günstigeren Wirkungsgrades und schnelleren Arbeitens werden die Stirnradflaschenzüge den Schraubenflaschenzügen gegenüber vielfach bevorzugt.

b) Elektroflaschenzüge.

Herstellung für Tragkräfte von 0,5 bis 5 t und Hubhöhen bis 8 m. Huborgan: Kalibrierte Kette, Gelenkkette, meist jedoch Drahtseil. Ausrüstung mit Gleichstromhauptstrom- oder Drehstrommotor. Übersetzung: Schneckengetriebe und Stirnrädervorgelege oder reine Stirnrädersetzung.

Bremse: Bei kleinerer Tragkraft Drucklagerbremse, bei größerer Tragkraft gewichtbelastete, elektromagnetisch gelüftete Bandbremse. Auch doppelte gewichtbelastete Backenbremse, die durch ein auf der Kontrollerröelle angeordnetes Exzenter gelüftet wird. Ohne Drucklagerbremse und bei Gleichstrombetrieb Senkbremsschaltung.

Kontroller kann an beliebiger Stelle und in Reichweite des Arbeiters angeordnet oder am Flaschenzuggehäuse angebaut werden. Im letzteren Falle Bedienung durch Zugseil vom Fußboden aus.

Fig. 15. Elektroflaschenzug mit Drahtseiltrommel und Drucklagerbremse¹⁾.

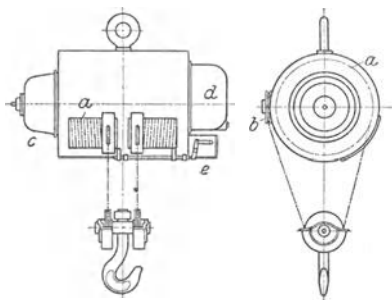


Fig. 15.

a Trommel; b Ausgleichrolle des Zwillingsrollenzuges, der ein genaues senkrecht aufsteigen der Last ermöglicht. Die Trommel ist im Flaschenzug auf Rollen gelagert. Hubmotor c arbeitet mittels Planetengetrieben auf im Innern der Trommel befestigte Zahnkränze (mit Innenverzahnung). d Drucklagerbremse, deren Bremsdruck durch das eine mit Gewinde auf seiner Welle sitzende Ritzel hervorgerufen wird. Die Flaschenzüge über 3 t Tragkraft erhalten statt der Drucklagerbremse eine gewichtbelastete, elektromagnetisch gelüftete Bandbremse. e Endschalter für höchste und tiefste Hakenstellung.

Der Flaschenzug ist vollkommen geschlossen.

Zahlentafel 1. Elektroflaschenzüge. (Fig. 15.)

Tragkraft	500	1000	2000	3000	5000 kg
Hub	6	7	7	7	7,5 m
Hubgeschwindigkeit	7	6	4	4	4 m/min
Gewicht (einschl. Anlasser)	140	200	300	320	560 kg

Die Elektroflaschenzüge können am Haken jedes von Hand bedienten Kranes aufgehängt werden, wodurch dessen Leistung entsprechend gesteigert wird.

Laufkatzen zum Einhängen von Flaschenzügen s. S. 463.

Veröffentlichungen über Flaschenzüge: E.T.Z 1908, S. 391: Elektrisch betriebene Flaschenzüge. — El. u. Masch. 1911, S. 731: Hermanns, Moderne Kleinhebezeuge mit elektr. Betrieb. — Förd.-Techn. 1911, S. 21: Wintermeyer, Sonderausbildung von Flaschenzügen unter Berücksichtigung des elektr. Antriebes. — Desgl. 1913, S. 145: Flaschenzüge der Firma F. Piechatzek. — Dingl. Polyt. Journ. 1913, S. 385: Wintermeyer, Der moderne Flaschenzug in Werkstättenbetrieben. — Werkst.-Technik 1917, S. 363: Kroll, Selbsthemmender Stirnräderflaschenzug. — Schweiz. Bauzeitung 1920, S. 29: Blüthe, Die Bedeutung d. elektr. betr. Kleinhebezeuge f. d. Industrie. — Maschinenbau 1923, S. 581: K r a h n e n, Entwicklung und Gestaltung von Kleinhebezeugen.

3. Ortfeste Winden

dienen zum Heben von Lasten auf größere Förderhöhen und arbeiten daher mit Huborgan (Seil oder Kette). Anordnung des Lasthakens bei Winden kleinerer

¹⁾ Demag, Duisburg.

Tragkraft unmittelbar am Huborgan, bei solchen mittlerer und großer Tragkraft an der Unterflasche des Rollenzuges.

Übersetzungsmittel zwischen der Antriebswelle und Trommel (bzw. Kettenuß oder -rad): Rädergetriebe (Räderwinden).

Im besonderen werden die ortfesten Winden auch zur Bewegung rollender Lasten in wagerechter bzw. schwach geneigter Richtung verwendet. Vgl. S. 381, Winden für Seilverschiebeanlagen.

Berechnung des Hubwerks.

Wirkungsgrad. Bedeuten Q die Nutzlast, h deren Weg, (Hub), P_0 die ideale Antriebskraft (des reibungslos gedachten Hubwerks), P die tatsächlich erforderliche Antriebskraft (an der Kurbel oder am Motor), s deren Weg, v die Hubgeschwindigkeit und c die Geschwindigkeit am Krafthebelarm, so ist der Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{Q \cdot h}{P \cdot s} = \frac{Q \cdot v}{P \cdot c} = \frac{P_0}{P} \quad (2)$$

Bezeichnen η_0 den Wirkungsgrad des Rollenzuges [einschl. Trommel¹⁾], $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \dots$ die Wirkungsgrade der angewendeten Vorgelege, so ist der Gesamtwirkungsgrad:

$$\eta = \eta_0 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \quad (3)$$

Für den Entwurf des Hubwerks ist der Gesamtwirkungsgrad überschläglichs zu berechnen. Nachstehende Zahlentafel gibt die Wirkungsgrade der hauptsächlich angewendeten Getriebe.

Zahlentafel 2.

Wirkungsgrade der Winden- und Krangetriebe.

Art des Getriebes	$\eta^2)$	Art des Getriebes	$\eta^2)$
Ketten-Rollen	0,94 bis 0,96	Stirn- und Kegelräder, Zähne gefräßt . . .	0,95 bis 0,98
„ -Nüsse und Haspelräder	0,93 „ 0,95	Schneckengetriebe ³⁾ ,	
Ketten-Trommeln . . .	0,94 „ 0,96	eingängig	0,50 „ 0,60
„ -Räder (für Ge- 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 ⁴⁾ ,	
Stirn- und Kegelräder, Zähne roh	0,90 „ 0,93	eingängig	0,25 „ 0,30
		zweigängig	0,40 „ 0,60
		dreigängig	0,70 „ 0,75

Für selbsthemmende Getriebe ist der Wirkungsgrad stets $< 0,5$. Eingängige selbsthemmende Schneckengetriebe werden daher im allgemeinen vermieden.

Von Hand bediente Hubwerke. Antrieb entweder durch Handkurbel oder bei größerer Entfernung der Winde vom Fußboden durch Kette und Haspelrad.

Übersetzung. Hängt die Last unmittelbar an der Trommel oder an dem verzahnten Kettenrad, so ist die erforderliche Übersetzung (Fig. 16)

$$i = \frac{Q \cdot R}{\eta \cdot P \cdot a} = \frac{\text{Lastmoment}}{\eta \cdot \text{Kraftmoment}} \quad (4)$$

worin Q die Tragkraft, R den Halbmesser der Trommel bzw. des verzahnten Kettenrades, P den Kurbeldruck bzw. den Zug an der Haspelkette, a den Halb-

¹⁾ Wirkungsgrade der Rollenzüge s. S. 415.

²⁾ Einschl. Lagerreibung.

³⁾ Stahl auf Ph.Br. Zähne bearbeitet und in Öl laufend. Schneckenwelle mit Ringschmierlager und Kugelspurlager.

⁴⁾ Schraube: Stahl. Mutter Ph.Br., Kugelspurlager.

messer der Kurbel bzw. des Haspelrades und η den Gesamtwirkungsgrad des Hubwerkes bedeuten.

Bei Anwendung eines Rollenzuges ist statt Q in Fig. 16 der an der Trommel angreifende Lastzug zu setzen. Übersetzung der gebräuchlichen Rollenzüge s. S. 415.

Das Lastmoment hängt von dem gewählten Huborgan und dem Halbmesser der Trommel oder des verzahnten Kettenrades ab. Kalibrierte Kette und Nuß, Gallsche Kette und Kettenrad ergeben kleinere, Ketten- und Drahtseiltrommel größere Lastmomente.

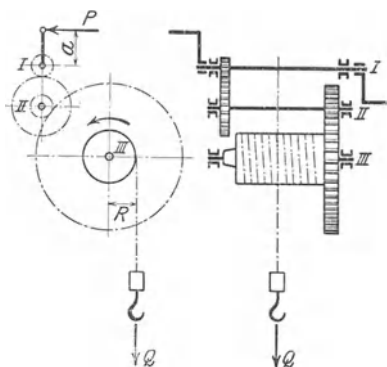


Fig. 16.

Kurbeldruck bzw. Zug des Arbeiters an der Haspelkette s. S. 424.

Rädervorgelege. Der errechnete Wert der Übersetzung i ist entweder auf- oder abzurunden und in gebräuchliche Übersetzungsgrößen zu zerlegen.

Z. B. $i = 98 = \infty 100$. Entweder drei Stirnrädervorgelege mit den Übersetzungen 4 : 1, 5 : 1 und 5 : 1 oder ein Schnecken- vorgelege mit 25 : 1 und ein Stirnrädergetriebe mit 4 : 1.

Kleinste Zähnezahl bei Stirnrädergetrieben $Z = 12$. Verhältnis von Zahnbreite zu Teilung $\frac{b}{t} = 2$; Zahnbeanspruchungsziffer: für Gußeisen $c = 20$ bis 30,

für Stahlguß das Doppelte.

Schnecken- vorgelege geben große Übersetzung und damit gedrängte Bauart der Winde, haben jedoch den Stirnrädervorgelegen gegenüber schlechteren Wirkungsgrad. Dies gilt besonders für eingängige selbstsperrende Schneckengetriebe. Man wendet daher, wie bei den Schraubenflaschenzügen, S. 373, meist doppelgängige Schneckengetriebe in Verbindung mit einer Drucklagerbremse an.

Weiterer Nachteil: Die Last muß zwangsläufig durch Zurückdrehen der Kurbel gesenkt werden.

Berechnung und Entwurf der Stirnräder- und Schneckengetriebe s. Bd. I, S. 714 „Zahnräder“.

Geschwindigkeit der Last bei Handantrieb:

$$v = \frac{\eta \cdot P \cdot c}{Q} \text{ m/sek,} \quad (5)$$

wobei P den Kurbeldruck (oder Zug am Haspelrad) und c die zugehörige Geschwindigkeit bedeuten. Bei Kurbelantrieb kann je nach den Betriebsverhältnissen eine mittlere Geschwindigkeit $c = \infty 0,5$ bis $0,8$ m/sek angenommen werden.

Bauliche Ausbildung des Hubwerkes, Geschwindigkeitswechsel und Anordnung der Sperrwerke und Bremsen s. S. 379.

Motorisch betriebene Hubwerke. Der motorische Antrieb ermöglicht — im Gegensatz zu dem langsamen Handantrieb — hohe Arbeitsgeschwindigkeiten.

Wahl der Hubgeschwindigkeit je nach Tragkraft und Hub. Hubgeschwindigkeit normaler elektrischer Laufkrane s. Zahlentafel 18 S. 474.

Motorleistung. Bedeutet v_1 die gewählte Hubgeschwindigkeit in m/min, so wird die Leistung des Hubmotors:

$$N_1 = \frac{Q \cdot v_1}{75 \cdot 60 \cdot \eta} \dots \text{ PS.} \quad (6)$$

Wirkungsgrade der Winden- und Krangetriebe s. S. 375.

Während der Anlaufzeit ist zur Beschleunigung der Massen ein erhöhter Arbeitsaufwand erforderlich.

Für Hauptstrommotoren ist die Zeit-Geschwindigkeitskurve (Fig. 17) eine Parabel.

$$\text{Anfangsbeschleunigung } p_a = \text{tg } \alpha = \frac{2v}{t_a}$$

Anlaufzeit t_a etwa 2 bis 4 sek.

Übersetzung. Bei kleineren Tragkräften hängt die Last unmittelbar an der Trommel, bei größeren ist zwischen Haken und Trommel ein Rollenzug geschaltet.

Übersetzungen der Rollenzüge s. S. 415.

Übersetzung zwischen Motor und Trommel (Fig. 18):

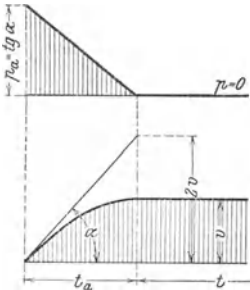


Fig. 17.

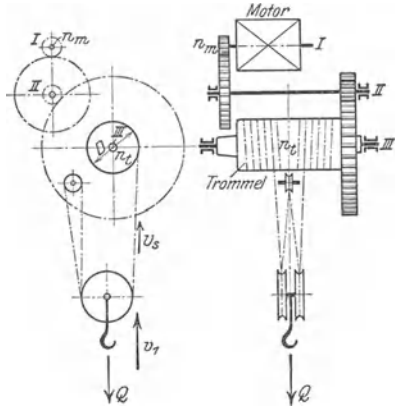


Fig. 18.

$$i = \frac{\text{Drehzahl des Motors}}{\text{Drehzahl der Trommel}} = \frac{n_m}{n_t} \quad (7)$$

Drehzahl der Trommel: $n_t = \frac{v_s}{D \pi}$; v_s = Seilgeschwindigkeit an der Trommel in m/min.

Übliche Drehzahlen der Antriebmotoren:

Elektromotoren	300 bis 1400 Uml./min
Dampfmaschinen	150 „ 250 „
Verbrennungsmotoren	200 „ 300 „
Transmissionswellen	200 „ 300 „

Rädervorgelege. Man wählt ein oder mehrere Stirnrädervorgelege oder ein Schneckengetriebe als erstes Vorgelege und ein bzw. zwei Stirnrädergetriebe. Reine Stirnräderübersetzung gibt günstigeren Wirkungsgrad, jedoch werden langsamer laufende und damit teure Motoren nötig.

Planung der Elektromotoren s. S. 452, elektrische Ausrüstung.

Bei Berechnung der Zahnräder ist zwischen schnelllaufenden (Arbeitsrädern) und langsamlaufenden (Krafrädern) zu unterscheiden. Für die Berechnung der ersteren ist neben der Festigkeit auch die Abnutzung maßgebend. Die Zahnbeanspruchungsziffern sind daher der Umfangsgeschwindigkeit der Räder entsprechend zu wählen.

Motorvorgelege (erstes Vorgelege): Für Stirnrädervorgelege kleinste Zähnezahzahl $Z = 15$ bis 20.

Verhältnis von Zahnbreite zur Teilung $\frac{b}{t} = 2,5$ bis 4.

Werkstoff: S.M.-Stahl auf G.E. oder Stahlguß.

Zahnbeanspruchungsziffer für Gußeisen $c = 10$ bis 20, für Stahlguß das Doppelte.

Schneckengetriebe: 2- oder 3gängig. Schnecke aus gehärtetem Stahl, Rad aus G.E. mit aufgesetztem Kranz aus Ph.-Br. Verhältnis von Zahnbreite (im

Bogen gemessen) zur Teilung $\frac{b}{t} = 2,5$ bis 3. Zahnbeanspruchungsziffer $c = 30$ bis 50.

Zur Vermeidung einer zu starken Erwärmung und Abnutzung des Getriebes gilt bei Schneckengetrieben für aussetzenden Betrieb:

$$\frac{P \cdot v_1}{\pi \cdot b \cdot \eta_s} \leq 320. \quad (8)$$

Hierbei bedeuten P die Umfangskraft des Schneckenrades in kg, v_1 = Umlaufgeschwindigkeit der Schnecke in m/sek; b = Zahnbreite in cm im Teilkreis gemessen, η_s = Wirkungsgrad des Schneckengetriebes, $x = \sqrt{\frac{Z_2}{10}}$ einen Erfahrungswert für die Zahl der tragenden Zähne Z_2 des Schneckenrades.

Der Wirkungsgrad η_s des Schneckengetriebes beträgt $\eta_s = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \varrho)}$, wobei α = Steigungswinkel der Schnecke. Der Reibungswinkel ϱ kann zu $\sim 4^\circ$ angenommen werden.

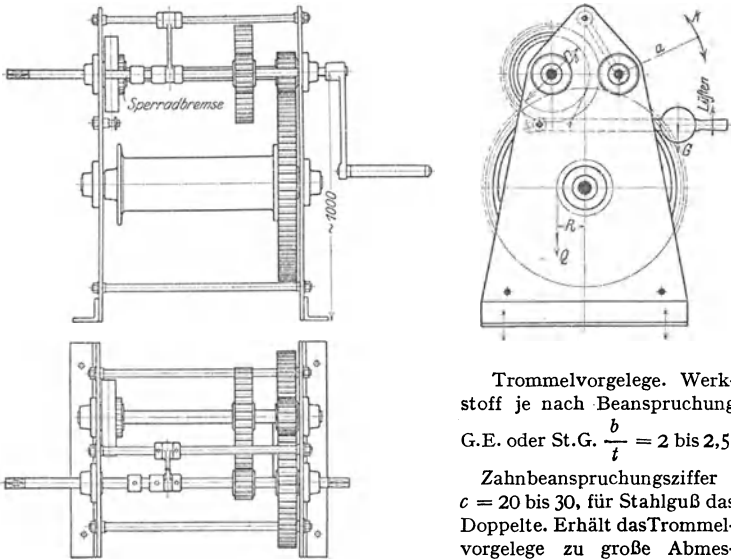


Fig. 19.

Bei motorischem Antrieb sind Zähne zu bearbeiten.

Änderung der Hubgeschwindigkeit s. S. 466.

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 Band- oder doppelte Backenbremse, die von Hand oder elektromagnetisch gelüftet wird.

Die Senkbremse hat die Geschwindigkeit der sinkenden Last zu regeln. Wird bei einer Stirnräderübersetzung eine gewichtbelastete Sperrad- oder Reibungsklinkenbremse oder eine gewichtbelastete, elektromagnetisch gelüftete Bandbremse als Haltebremse angeordnet, so kann sie bei mechanischer Verbindung mit dem Controllerhebel auch als Senkbremse dienen. Im allgemeinen gibt man jedoch bei elektrischen Winden der Senkbremsschaltung den Vorzug (s. S. 455).

Endausschalter ist für höchste, mitunter auch für tiefste Hakenstellung vorzusehen.

a) Handwinden.

Handkabelwinden oder Bockwinden (Fig. 19). Verwendung vorwiegend für Bauzwecke.

Trommelvorgelege. Werkstoff je nach Beanspruchung G.E. oder St.G. $\frac{b}{t} = 2$ bis 2,5.

Zahnbeanspruchungsziffer $c = 20$ bis 30, für Stahlguß das Doppelte. Erhält das Trommelvorgelege zu große Abmessungen, so wird es unterteilt ausgeführt.

Tragkräfte von 0,5 bis 5 t. 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 1 t mit einem, von 1 t bis 4 t mit zwei Stirnrädervorgelegen (Fig. 19). Kurbelwelle derart verstellbar, daß mit einem oder zwei Vorgelegen gearbeitet werden kann und die Kurbelwelle beim Senken der Last ausrückbar ist. Festhalten der Last in der jeweiligen Höhenlage durch ein Sperrwerk. Regeln der Senkgeschwindigkeit durch einfache Bandbremse oder Differentialbremse, zweckmäßiger jedoch Anordnung einer Sperrad- oder Lüftbremse (Fig. 113). Bei Verwendung einer Sicherheitskurbel und Einbau einer Fliehkraftbremse selbsttätige Regelung des Lastniederganges.

Ausführung der Windenschilde meist in Flußeisen mit angeschraubten gußeisernen Lagern.

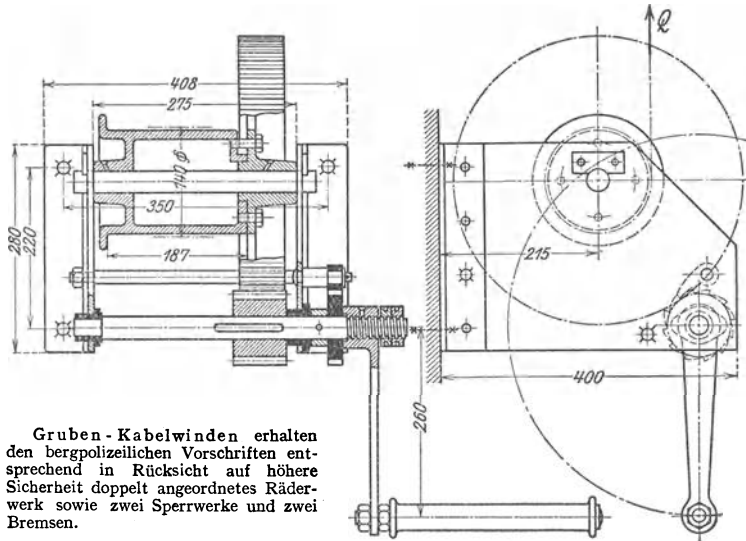


Fig. 20.

Gruben-Kabelwinden erhalten bergpolizeilichen Vorschriften entsprechend in Rücksicht auf höhere Sicherheit doppelt angeordnetes Räderwerk sowie zwei Sperrwerke und zwei Bremsen.

Wandwinden. Ausführung als Stirnräderwinden nach Art der Handkabelwinden, jedoch mit Schilden zum Anschrauben an die Wand. Tragkraft 0,3 t bis 2 t.

Beispiel: Fig. 20. Wandwinde mit einem Stirnrädervorgelege von 300 kg Tragkraft¹⁾. Die Kurbel ist als Sicherheitskurbel ausgebildet und sitzt mit Flachgewinde auf der Welle. Wird im Hubsinne gedreht (entgegengesetzt dem Uhrzeigersinn), so wird das lose auf der Welle sitzende Sperrrad gegen den Stellring gedrückt und mit der Welle gekuppelt, so daß es unter der Klinke durchläuft. Bei Loslassen bleibt die Kurbel in jeder Lage stehen und das Sperrrad verhindert den Niedergang der Last. Soll gesenkt werden, so wird die Kurbel zurückgedreht, wobei die Lastgeschwindigkeit von der Kurbelgeschwindigkeit abhängig ist.

Schneckenwinden erhalten doppelgängiges Schneckengetriebe und Drucklagerbremse. Ausführung für Tragkräfte von 0,5 bis 3 t.

b) Motorische Winden.

Fig. 21. Elektrisch betriebene Reibungswinde von 750 kg Tragkraft²⁾. Hubgeschwindigkeit: 25 m/min.

Motor *a* arbeitet mittels Stirnrädervorgeleges *b*, Reibungsgetriebes *c-d* und Stirnrädervorgeleges *e-f* auf die Trommel *g*. Reibungsrad *d* und Ritzel *e* des Trommelvorgeleges sitzen auf

¹⁾ F. Piechatzck, Berlin N.

²⁾ Paul Weyermann G. m. b. H., Berlin-Tempelhof.

einer Welle h . Diese ist in kräftigen gußeisernen Hebeln i gelagert, die auf der Trommelwelle k angeordnet sind und um einen kleinen Betrag ausschlagen können.

Durch den gewichtbelasteten Hebel l , der mit den kurzen Hebeln m auf der Welle n aufgekeilt ist, werden die Schwinghebel i mittels Laschen o nach unten gezogen, Reibungsrad d also ausgerückt. Durch Anziehen des Steuerseiles p (nach oben) wird Reibungsgetriebe $c-d$ eingerückt und die Trommel mit Motor gekuppelt. Nach Loslassen des Steuerseiles legt sich Reibungsrad d auf einen festen Bremsklotz und hält die Last in jeder Höhenlage fest. Durch teilweises Anziehen des Steuerseiles gelangt Reibungsrad d in die Mittellage zwischen Reibungsrad c und Bremsklotz, so daß sich die Last senkt.

Fliehkraftbremse g regelt die Senkgeschwindigkeit; eine selbsttätig wirkende Endausrückung begrenzt die höchste Hakenstellung.

Bei Gleichstrom ist Anwendung eines Nebenschlußmotors erforderlich, der bei Ausrücken des Reibungsgetriebes mit unveränderter Drehzahl weiterläuft.

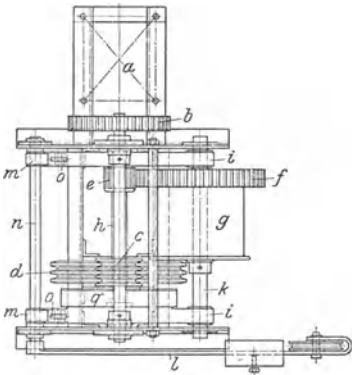
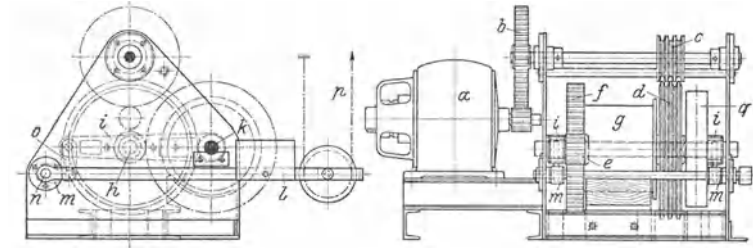


Fig. 21.

1. Senken des geöffneten Greifers. Hub- und Entleerungstrommel laufen im Senksinne.
2. Schließen des Greifers. Festhalten der Entleerungstrommel und Umlauf der Hub- und Schließstrommel im Hubsinne.
3. Heben des geschlossenen Greifers. Beide Trommeln laufen im Hubsinne.
4. Öffnen des Greifers. Festhalten der Entleerungstrommel und Umlauf der Hub- und Schließstrommel im Senksinne.

Fig. 22. Greiferwindwerk von 4 t Tragkraft¹⁾. Das Windwerk ist sowohl für den Einbau in einen Drehkran wie auch für eine Kranlaufwinde geeignet. Hubgeschwindigkeit: 0,58 m/sek. Leistung des Hubmotors: 35 PS bei $n = 320$.

a sind die beiden Hub- und Schließstrommeln, b lose auf der Welle sitzende Entleerungstrommel. Hubmotor c ist mit Triebwerk durch eine elastische Kupplung d verbunden und arbeitet durch Stirnrädergetriebe e auf die Hubtrommeln und durch Umlauf- oder Planetengetriebe f und Stirnrädervorgelege g auf die Entleerungstrommel.

Bremse i für die Hubtrommeln und die auf dem Räderkasten des Umlaufgetriebes sitzende Bremse k für die Entleerungstrommel sind gewichtbelastete doppelte Backenbremsen und werden durch Bremsmagnete gelüftet. Ist i gelüftet und k angezogen, so werden die Hubtrommeln bewegt, ist umgekehrt i angezogen und k gelüftet, so werden die Hubtrommeln und die Entleerungs-

Die Speicherwinden werden in Verbindung mit einem Lukenausleger verwendet, wobei durch Anordnung einer durch Kettenzug bewegten Untergurt-Laufkatze die Last wagerecht bewegt wird. Für das Katzenfahrwerk genügt Antrieb durch Handkette und Haspelrad.

c) Greiferwindwerke.

Der Betrieb mit Zweiseilgeiern erfordert ein besonderes Hubwerk mit zwei Trommeln, Hub- und Schließtrommel und Entleerungstrommel.

Für einen neueren Greifer (Fig. 143 S. 447), der zweckmäßig mit zwei Hub- und zwei Entleerungsseilen ausgerüstet wird (Vierseilgreifer), ist der Bewegungsvorgang des Hubwerks während eines Greiferspiels folgender:

¹⁾ Bauart der Maschinenfabrik E. Becker, Berlin-Reinickendorf (Z. V. d. I. 1915, S. 139 u. 140).

trommel mit gleicher Geschwindigkeit bewegt. Bei Anziehen beider Bremsen sind die Hubtrommeln und die Entleerungstrommel festgehalten, so daß eine besondere Halte- und Senkbremse überflüssig ist.

Ein Endschalter begrenzt die höchste Greiferstellung. Ein weiterer Schalter vermeidet ein Schlaffwerden der Entleerungsseile.

Die Winde wird durch einen besonderen Anlasser gesteuert, so daß mit dem Anlasserhebel allein sämtliche Bewegungen des Greifers ausgeführt werden können. Zu diesem Zweck ist der Anlasserhebel in einem Schlitz geführt, an dessen Enden einander gegenüberstehende, aber zueinander versetzte, senkrechte Schlitz angebracht sind. Die einander gegenüberstehenden Schlitz der einen Seite geben den Zustand beim Heben und Senken des Greifers an, ohne daß dieser sich öffnen oder schließen kann. Die Schlitz auf der andern Seite entsprechen dem Zustande beim Öffnen und Schließen des Greifers. Ein Übersteuern, wie vom

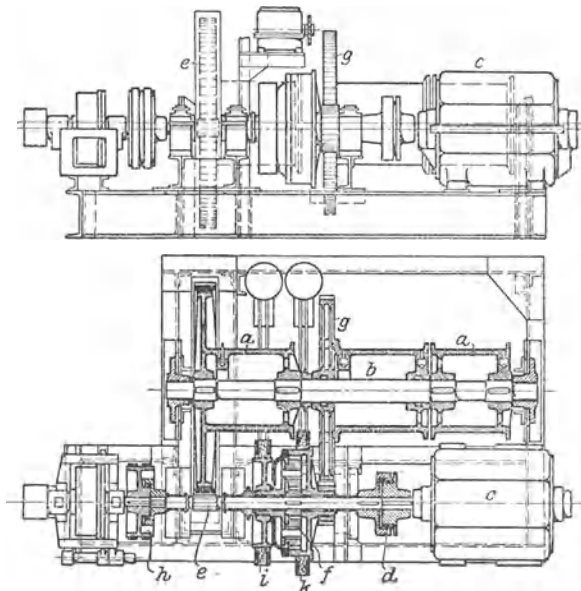


Fig. 22.

Heben auf Senken und umgekehrt, wird dadurch verhindert, daß der Anlasserhebel bei jeder Ausschaltung durch die Anschläge in der Mittellage festgehalten wird, bevor er in die andere Stellung gebracht werden kann.

Da der Führer nur ein Steuerorgan zu handhaben hat, so hat er die andere Hand zur Bedienung des Kranes frei.

Die Winde ist noch mit einem Senkbremnsregler ausgerüstet, der durch eine, als Bremse ausgebildete Kupplung mit der verlängerten Motorwelle verbunden ist.

d) Winden für Seilverschiebeanlagen.

Elektrische Spills (Fig. 23). Arbeitsweise: Das Zugseil wird mittels Haken an den zu verschiebenden Wagen eingehängt und in einer oder mehreren Umschlingungen um den Spillkopf gelegt. Nach Ingangsetzen des Spills und infolge der Seilreibung (vgl. S. 421) kann der Arbeiter durch einen Zug von Hand am ablaufenden Seiltrumm einen entsprechend großen Zug am ablaufenden Trumm ausüben.

Vergrößerung des Arbeitsbereiches der Spille bei den Seilverschiebeanlagen durch Anordnung von Leit- oder Umlenkrollen.

Herstellung der Spills für eine Zuggeschwindigkeit mit einfachem Spillkopf (Fig. 84, S. 421) oder für zwei verschiedene Geschwindigkeiten mit doppeltem Spillkopf (Fig. 23).

Stromart: Gleichstrom oder Drehstrom.

Ausführung. Bei Gleichstrom Anwendung eines Nebenschluß- oder Hauptstrommotors. Ersterer ist jedoch seines geringen Anzugmomentes, sowie der bei häufigem Einschalten auftretenden Induktionserscheinungen wegen weniger geeignet. Letzterer gibt dagegen großes Anzugmoment und bewegt leichtere Lasten mit höherer Geschwindigkeit.

Eine Gefahr des Durchgehens ist bei Motoren mittlerer Drehzahl und Anwendung eines Schneckenvorgeleges so gut wie ausgeschlossen. In Fällen, wo eine größere Steigerung der Drehzahl unerwünscht ist, kann ein Compoundmotor zum Spillantrieb verwendet werden. Bei Drehstrom sind Motoren mit Sonderwicklung für erhöhtes Anzugmoment vorteilhaft. Trotzdem die Spillmotoren in einem vollkommen geschlossenen Gehäuse untergebracht sind, werden, da eine Bildung von Tropf- und Schwitzwasser möglich ist, meist gekapselte Motoren verwendet. Änderung des Drehsinnes läßt sich durch Rechts- oder Linksumlegen des Zugseiles ermöglichen. Ebenso ist eine Bremsvorrichtung unnötig, da das Seil vom Spillkopf abgeworfen und so die Last vom Spill getrennt werden kann.

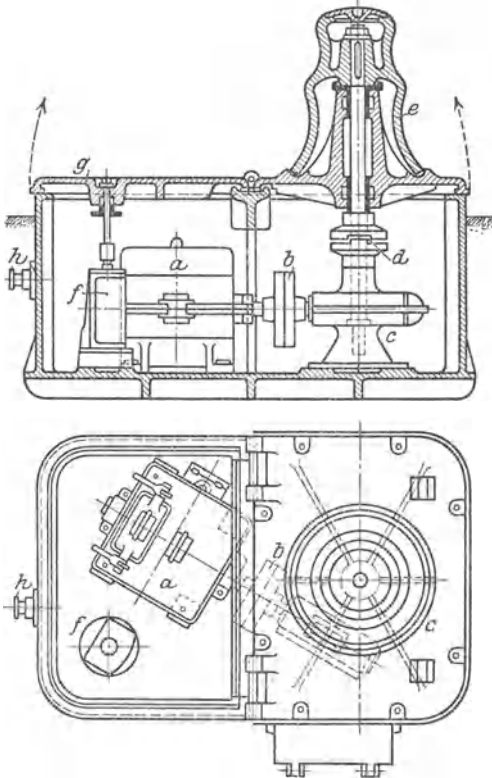


Fig. 23. Elektrisches Spill für zwei Seilgeschwindigkeiten. *a* Motor; *b* Elastische Kupplung; *c* Wagerectes Schneckengetriebe; *d* Klauenkupplung; *e* umklappbarer Spillkopf; *f* Anlasser; *g* Aufklappbarer Deckel; *h* Kabelanschluß.

am einfachsten und billigsten wird. Sie erfordert jedoch von dem Führer ein gewisses Maß von Selbständigkeit und Zuverlässigkeit. Bei Fußtrittsteuerung ist der Anlasser vollkommen unabhängig von der Bedienungsweise des Führers.

Zahlentafel 3.

Zugkräfte, Seilgeschwindigkeiten und Motorleistungen der normalen Spille der Demag, Duisburg. (Fig. 23.)

Zugkraft kg	300	500	1000	1500	2000	3000
Seilgeschwindigkeit m/min	30—45	30—45	30	30	30	25
Motorleistung PS	3,5—5,5	5,5—8	9	12	18	24

Für Zugkräfte über 1000 kg sind die Spille doppelköpfig.

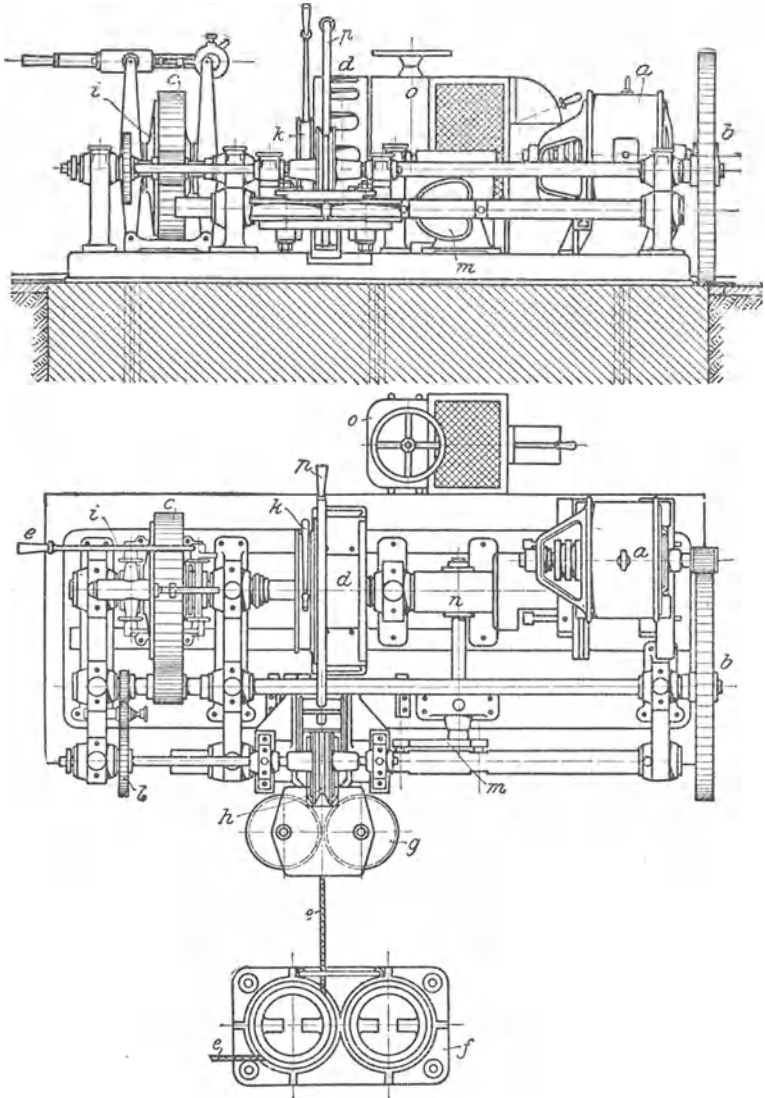


Fig. 24. Elektrisch betriebene Verschiebewinde; *a* Elektromotor; *b* und *c* Stirnrädervorgelege; *d* Seiltrommel; *e* Zugseil; *f* Feste Leitrollen vor der Winde; *g* Leitrollen, parallel zur Trommel verschiebbar; *h* Seilauwurfrolle; *i* Reibungskupplung; *k* Bandbremse; *l* Antrieb der Seilauwurfrolle; *m* Herzscheibe zum Verschieben der Leitrollen *g* und der Seilauwurfrolle *h*; *n* Schneckengetriebe zum Antrieb der Herzscheibe; *o* Anlasser mit Widerstand und Hebelausschalter; *p* Bedienungshebel für die Seilauwurfrolle.

Die Spille werden bis Kastenoberkante versenkt eingebaut. Bei den neueren Ausführungen ist entweder der Spillkopf zwecks Untersuchung des Triebwerkes umklappbar (Fig. 23) oder das ganze Spill ist als Klappspill ausgebildet und um eine wagerechte Achse des halbzylindrischen Gehäuses umklappbar. (J. Vögele, Mannheim, und Fried. Krupp, A.-G., Grusonwerk, Magdeburg.)

Vögele-Mannheim führt die Spille auch mit einer selbsttätigen Seilauwicklung aus, die in einem Betonschacht neben dem Spill untergebracht ist. Diese Bauart gestattet die Anwendung von Seillängen bis zu 300 m, während bei Spillen ohne selbsttätige Seilauwicklung die größte Seillänge höchstens 120 m beträgt.

Verschiebewinden. Da der Arbeitsbereich der Spille beschränkt ist, so verwendet man für größere Fahrstrecken Verschiebewinden, bei denen mit Seillängen bis etwa 400 m noch bequem gearbeitet werden kann. Bei den Verschiebewinden wird das über Umlenkrollen geführte Seil an den zufahrenden Wagenzug angehängt und auf der Seiltrommel der in Gang gesetzten Winde aufgewickelt.

Fig. 24 gibt die neueste Bauart einer elektrisch betriebenen Verschiebewinde¹⁾ von 2000 kg Zugkraft und 60 m/min mittlerer Seilgeschwindigkeit.

Der Elektromotor *a* arbeitet mittels zweier Stirnrädervorgelege *b* und *c* auf die Trommelwelle. Die eingekapselte Trommel *d* wird durch eine Reibungskupplung *i* mit dem Triebwerk gekuppelt oder von ihm gelöst. Der Anpressungsdruck der Kupplung ist durch eine einstellbare Feder so bemessen, daß die Kupplung bei Überschreiten der höchsten Zugkraft zu schleifen beginnt.

Um das verhältnismäßig lange Verschiebeseil *e* ordnungsgemäß aufwickeln zu können, erhält die Winde eine selbsttätige Seilauwicklungsvorrichtung, mit der noch eine Seilauwurfvorrichtung verbunden ist, die das Seil selbsttätig von der Trommel abzieht, so daß es von der Bedienungsmannschaft leicht fortgezogen werden kann. Beim Austragen des Seils sind daher keinerlei Widerstände im Triebwerk zu überwinden, so daß also lediglich das Seilgewicht fortzuschleppen ist. Ein Nachlaufen der Trommel beim Auf- und Abwickeln des Seiles wird durch eine Bandbremse verhindert, die auch ein Abbremsen von im Gefälle laufenden Wagen ermöglicht.

Über Verschiebeanlagen mit endlosem Seil s. Ind. u. Techn. 1921, S. 271. Hänchen, Verschiebemittel für Eisenbahnwagen.

4. Aufzüge.

Für den Bau und Betrieb der Aufzüge ist die „Polizeiverordnung, betreffend die Einrichtung und den Betrieb von Aufzügen (Fahrstühlen) in Preußen“²⁾ maßgebend. Die Vorschriften der übrigen Gliedstaaten des Reiches weichen von den für Preußen geltenden nur in wenigen Einzelheiten ab.

In den Geltungsbereich der Polizeiverordnung (Titel I) fallen alle Aufzugvorrichtungen, deren Fahrkörbe, Kammern oder Plattformen zwischen festen Führungen bewegt werden, sofern ihre Hubhöhe 2 m übersteigt.

Nicht in den Geltungsbereich fallen die Aufzüge in den den Bergbehörden unterstehenden Betrieben, ferner Schrägaufzüge, die nicht zwischen festen Führungen, sondern auf Führungen laufen, und Paternosterwerke für Lasten.

Einteilung der Aufzüge (Titel II) in: Personen- und Lastenaufzüge.

Zu ersteren gehören auch die Aufzüge mit Führerbegleitung.

Die Aufzüge werden von den behördlichen Sachverständigen geprüft und abgenommen. In Betrieb befindliche Aufzüge sind regelmäßigen Prüfungen unterworfen (Titel VI, §§ 33 bis 37 der Polizeiverordnung). Über Betrieb der Aufzüge s. Titel V der genannten Verordnung.

a) Handaufzüge.

Anwendung nur zum Heben von Lasten von 250 bis 750 kg bei kleiner Förderhöhe und gelegentlicher Benutzung.

Kleinaufzüge (20 bis 25 kg) für Speisen, Akten, Bücher, Warenproben und dergl. erhalten bei öfterer Benutzung und größerem Hub elektrischen Antrieb (s. S. 386).

Für Bedienung der Handaufzüge durch einen Mann kann man mit einer größten Tragkraft von 500 kg bei etwa 0,5 m/min Geschwindigkeit rechnen. Handaufzüge größerer Tragkraft (bis etwa 1000 kg) erfordern zwei bis drei Mann.

Wirkungsgrad im Mittel etwa 50 vH.

Durchschnittliche Arbeitsleistung eines Mannes etwa 8 bis 10 kgm/sek.

¹⁾ Rheiner Maschinenfabrik Windhoff, A.-G., Rheine (Westfalen).

²⁾ Nebst Ausführungsanweisung. Berlin 1910, Carl Heymann.

Huborgan: Drahtseil, mitunter auch Hanfseil.

Antrieb durch Haspelrad (Fig. 25) oder durch Kurbel.

Zugkraft am Haspelseil bei kleiner Förderhöhe und mittlerer Geschwindigkeit etwa 15 bis 20 kg, bei großer Hubhöhe und größerer Haspelgeschwindigkeit etwa 10 kg.

Kurbelantrieb kommt nur für geringe Förderhöhen (etwa vom Keller zum Erdgeschoß) in Betracht. Hauptnachteil: Der Aufzug kann nur von einer Stelle aus bedient werden.

Kurbel- und Haspelradantrieb s. auch Einzelteile der Hebemaschinen, S. 424.

Ausführung bei Haspelradantrieb meist mit Treibscheibe, bei Kurbelantrieb Trommel. Aufzüge größerer Tragkraft (über 2500 kg) erhalten besser zwei Tragsseile.

Als Übersetzung des Windwerks dienen meist ein oder zwei Stirnrädervorgelege. Mitunter ordnet man zum schnelleren Heben kleinerer Lasten umschaltbare Vorgelege an.

Die Bremsvorrichtung kann in einer geräuschlosen Sperrrad- oder Lösungsbremse bestehen, die durch Ziehen an einem Seil betätigt wird (Fig. 25). Um die Senkgeschwindigkeit innerhalb der zulässigen Grenzen zu halten, kann nebenbei eine Geschwindigkeits- (Fliehkraft-) Bremse angeordnet werden.

Das Gewicht des Fahrkorbes wird durch ein Gegengewicht ausgeglichen, das so zu bemessen ist, daß der Fahrkorb bei Lüften der Bremse noch selbsttätig herabgeht.

Für die Sicherheitsvorrichtungen gelten bestimmte Polizeivorschriften.

b) Transmissionsaufzüge.

(Aufzüge mit Riemenbetrieb).

Liegt eine Transmissionswelle in nächster Nähe des aufzustellenden Aufzuges, so kann der Aufzug mit offenem und gekreuztem Riemen angetrieben werden. Verwendung der Riemenbetriebaufzüge ausschließlich zur Förderung von Lasten, unter Umständen mit Führerbegleitung.

Tragkraft im allgemeinen nicht über 1500 kg, Geschwindigkeit bei selbsttätigem Anhalten 0,1 bis 0,3 m/sek, bei Führerbegleitung mehr.

Wirkungsgrad etwa 30 bis 40 vH. Huborgan fast ausschließlich Drahtseil. Ausführung der Winden als Trommelwinden.

Übersetzung in der Regel ein- oder zweigängiges Schneckengetriebe, seltener eine mehrfache Stirnräderübersetzung.

Die Bremse sitzt auf der Schneckenwelle und ist durch ein Gewicht belastet. Sie wird gelüftet, wenn der Riemenausrücker auf Fahrtstellung kommt.

Steuerung, je nachdem Führerbegleitung vorhanden oder nicht, durch ein innerhalb oder außerhalb des Schachtes befindliches Steuerseil oder Gestänge.

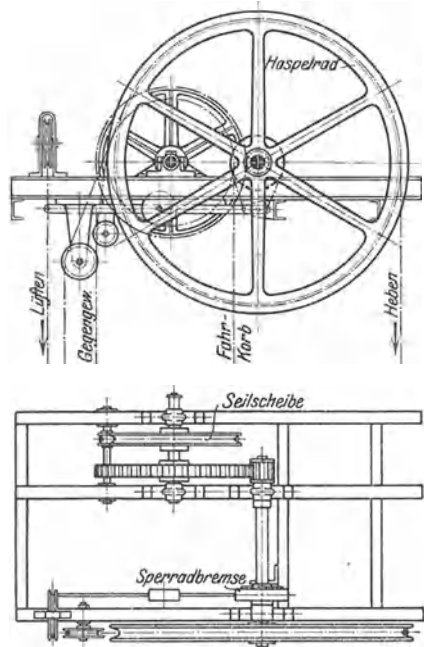


Fig. 25.

Dieses verdreht die Steuerscheibe dem jeweiligen Sinne gemäß und betätigt so die Riemenführung.

Endausschaltung in der höchsten und tiefsten Stellung des Fahrkorbes durch am Steuergestänge angebrachte Schellen oder Knaggen. An der Winde selbst ist eine weitere Sicherheitsvorrichtung gegen Überschreiten der Grenzstellungen vorzusehen.

Über Fangvorrichtungen s. S. 398, Schlaffseil-Ausrückung S. 400.

Bei Aufzügen mit Führerbegleitung muß das im Innern des Fahrkorbes befindliche Steuergestänge derart von den Türverschlüssen abhängig sein, daß die Steuerung nicht betätigt werden kann, wenn eine Türe offen steht. Auch müssen die Türen so lange verriegelt sein, bis der Fahrkorb genau in das jeweilige Stockwerk eingefahren ist.

Ferner ist an jedem Aufzug ein Zeigerapparat anzuordnen, der durch ein kleines Drahtseil bewegt wird und die jeweilige Stellung des Fahrkorbes an allen Schachtzugängen anzeigt.

Die wesentlichen Nachteile der Transmissionsaufzüge sind die Leerlaufarbeit während des Stillstandes des Aufzuges, der starke Riemenverschleiß, sowie die höheren Betriebskosten dem elektrischen Antrieb gegenüber.

c) Druckwasser-Aufzüge (hydraulische Aufzüge)

spielen nur noch eine untergeordnete Rolle. Ihre Anwendung kommt auch, wenn bereits zu anderen Zwecken eine Druckerzeugungsstelle vorhanden ist, nur unter besonderen Umständen in Frage. Hauptvorteile: Einfacher Bau, ruhiger, sanfter Gang, hohe Betriebssicherheit und verhältnismäßig geringe Wartung. Nachteil: Der Kraftverbrauch entspricht auch bei kleinen Lasten der vollen Tragkraft.

Die Druckwasseraufzüge arbeiten für geringe Hubhöhen unmittelbar und für größere mittelbar (durch Einschaltung eines umgekehrten Faktorenflaschenzuges).

Bau und Berechnung der Druckwasseraufzüge s. Bethmann, Der Aufzugsbau, 1. Aufl. S. 631.

d) Elektrische Aufzüge.

Stromarten: Gleichstrom, Drehstrom und einphasiger Wechselstrom.

Die elektrischen Aufzüge sind als reine Lastenaufzüge, solche mit Führerbegleitung und reine Personenaufzüge bei verschiedener Tragfähigkeit und Hubhöhe gleich geeignet.

Als Huborgan bedient man sich fast ausschließlich des Drahtseiles.

Lastenaufzüge¹⁾.

Kleinaufzüge werden in der Regel für eine Tragkraft von 25 kg, mitunter auch bis 100 kg gebaut. Hubgeschwindigkeit etwa 0,5 m/sek, Bemessung des Gegengewichtes derart, daß der Förderkasten ganz und die Nutzlast zur Hälfte ausgeglichen wird. Leistung des Motors je nach Tragkraft 0,5 bis 1 PS. Bei Gleichstrom Anwendung von Hauptstrommotoren. Anlassen der kleineren Motoren ohne, der größeren mit Widerstand.

Die Steuerung ist in der Regel eine einfache Druckknopfsteuerung. Der Aufzug wird in Handhöhe (etwa 700 mm) bedient und ist nicht betretbar. Vom Einbau einer Fangvorrichtung kann Abstand genommen werden.

Reine Lastenaufzüge. Tragkraft 500 bis 2000 kg, im besonderen auch bis 40 000 kg. Fahrgeschwindigkeit 0,2 bis 0,5 m/sek.

Das Mitfahren von Personen ist gesetzlich verboten.

Als Huborgan ist bei den reinen Lastenaufzügen — im Gegensatz zu den Personenaufzügen — nur ein Tragseil vorgeschrieben. Die neueren gesetzlichen Bestimmungen haben jedoch das Bestreben, auch bei Lastenaufzügen die Anwendung zweier Seile zu fördern.

Aufzugmaschine s. S. 388.

Die Steuerung der Lastenaufzüge liegt außerhalb des Aufzuges. Betätigung bei mechanischer Steuerung durch ein Seil oder Gestänge, daß in allen Stockwerken zugänglich sein muß. Auch ist ein Zeigerapparat vorzusehen, der die jeweilige Stellung des Fahrkorbes angibt. Als Führung für die Lastenaufzüge sind eiserne Straßen zugelassen. Über Sicherheitsvorrichtungen s. S. 398.

¹⁾ Paternosteraufzüge für Lasten s. stetige Förderer (Dauerförderer).

Doppelaufzüge sind dann zweckmäßig, wenn nur eine obere und untere Ladestelle vorhanden sind. Bei dieser Aufzugsart gleicht ein Fahrkorb den andern aus. Gegengewichte sind daher nicht erforderlich. Für die Bemessung des Antriebmotors kommen nur die Nutzlast und die Reibungswiderstände in Betracht.

Lastenaufzüge mit Schraubenspindel finden als Plateaufzüge für kleinere Hubhöhen insbesondere auf Bahnhöfen Verwendung. Der Schacht ist meist durch einen mit Scharnieren ausgerüsteten Blechbelag abgedeckt, der durch einen am Fahrkorb angebrachten Stoßbügel geöffnet wird.

Der Motor arbeitet mittels elastischer Kupplung auf ein wagrechtes als Mutter ausgebildetes Schneckenrad aus Phosphorbronze. Dieses bewegt die mit der Fahrbühne fest verbundene, stählerne Schraubenspindel auf- bzw. abwärts. In Rücksicht auf schnellen Gang und guten Wirkungsgrad Spindel steil- (drei- oder vier-) gängig.

Auf der Motorwelle ist eine gewichtbelastete, elektromagnetisch gelüftete Backenbremse anzuordnen. Anordnung von Gegengewichten, deren Seile (oder Ketten) unmittelbar an der Fahrbühne angreifen.

An dieser Stelle sind auch die sog. Eisenbahnwagen-Versenkvorrichtungen zu erwähnen. Bei diesen wird ein Eisenbahnwagen, der be- oder entladen werden soll, auf die Plattform des Aufzuges gefahren und so weit gesenkt, bis die Ladefläche des Wagens mit dem Fußboden bündig ist, wodurch ein bequemes Beladen des Wagens sowie ein Befahren mit Handkarren ermöglicht wird. Auch hier ist Spindelantrieb des geringen Hubes wegen vorteilhaft.

Lastenaufzüge mit Führerbegleitung sind den gleichen gesetzlichen Bestimmungen unterworfen wie die Personenaufzüge. Sie sind dann angebracht, wenn viele Stockwerke zu bedienen sind und genaues Einfahren in das jeweilige Stockwerk verlangt wird. Für Geschwindigkeiten bis 0,7 m/sek werden diese Aufzüge mit Seilsteuerung ausgerüstet. Bei größerer Fahrgeschwindigkeit mechanische oder elektrische Rad- oder Hebelsteuerung. Steuerung der Aufzüge s. S. 393.

Personenaufzüge¹⁾.

Gewicht einer Person 75 kg; Tragfähigkeit bei 3 bis 20 Personen 225 bis 1500 kg. Fahrgeschwindigkeit 0,5 bis 1,5 m/sek.

Höhere Fahrgeschwindigkeiten sind nur mit Genehmigung der Behörde zulässig²⁾.

Kleinsten Flächenraum der Kabine 0,25 m² für eine Person.

Bei Aufzügen ohne regeren Verkehr (wie in Privathäusern u. dgl.) wird die Steuerung durch die Fahrgäste selbst bedient (Selbstfahrer). Für Aufzüge ohne Führerbegleitung ist die Geschwindigkeit geringer zu wählen als für solche mit Führerbegleitung.

Von den Personenaufzügen wird ein sanfter, stoßfreier und geräuschloser Gang sowie ein genaues Anhalten des Fahrkorbes an der Schachttür verlangt.

Für Personenaufzüge sind gesetzlich zwei Trageile vorgeschrieben.

Sicherheitsvorrichtungen s. S. 398.

Bei Neuanlage eines Aufzuges ist in erster Linie auf bequeme Lage der Zugänge Rücksicht zu nehmen.

Für Personenaufzüge kommen folgende Aufstellungsarten in Betracht.

Aufzüge in gemauertem Schacht werden meist in einer Wand des Treppenhauses angeordnet.

Fig. 26 zeigt die normale Ausführung eines elektrisch betriebenen Personenaufzuges mit Druckknopfsteuerung³⁾.

a Aufzugmaschine; *b* Fahrkorb; *c* hölzerne Führungsstraßen; *d* Gegengewicht; *e* Führung zu *d*; *f* Leitrollengerüst; *g* Geschwindigkeitsregler, dessen Antriebsseil *h* an der Fangvorrichtung des Fahrkorbes befestigt; *i* Bewegliches Stromkabel; *k*₁ Druckknopfschalter im Fahrkorb; *k*₂ Druckknopfschalter an den Zugangstüren.

¹⁾ Paternosteraufzüge für Personenbeförderung s. stetige Förderer (Dauerförderer).

²⁾ In großen amerikanischen Gebäuden mit vielen Stockwerken sind Geschwindigkeiten von 3 m/sek üblich.

³⁾ Carl Flohr G. m. b. H., Berlin N.

Aufstellung der Personenaufzüge meist im Treppenhause. Das Gerüst wird dann in das Treppenauge eingebaut und ist, soweit es für Personen zugänglich, mit einem 2 m hohen Drahtgeflecht zu versehen.

In besonderen Fällen, hauptsächlich, wenn der Aufzug nachträglich eingebaut wird, kann er außerhalb des Hauses an der Gebäudewand aufgestellt werden. Das Gerüst ist nach den gesetzlichen Vorschriften in einer Höhe von 2,2 m vom Fußboden aus mit Drahtgeflecht zu verkleiden.

Mitunter werden des fertiggestellten Gebäudes wegen oft ungewöhnliche Aufzugskonstruktionen erforderlich, die einen großen Arbeits- und Kostenaufwand bedingen. Es ist daher bei Projektierung eines Gebäudes dringend zu empfehlen, eine Aufzugsfirma zu Rate zu ziehen, damit der für einen normalen Aufzug nötige Schacht richtig angeordnet und die erforderlichen Maße innegehalten werden.

Bau und Berechnung der elektrischen Aufzüge¹⁾.

Aufzugmaschine. Aufstellung zweckmäßig im Keller des Gebäudes. Gestatten dies die örtlichen Verhältnisse nicht, dann kann sie auch in irgendeinem Stockwerk oder über dem Schacht auf dem Tragrollengerüst angeordnet werden.

Die Aufzugmaschine wird in der Regel als Trommelwinde mit Schneckenradübersetzung zwischen Motor und Trommel ausgeführt.

Bei sehr großem Hub Ausführung mit Treibscheibe und Leitrolle. Alsdann unmittelbarer Antrieb der Treibscheibe durch einen langsam laufenden Motor [übersetzungslose Aufzugmaschine²⁾].

Fig. 27 läßt den Bau einer normalen elektrischen Aufzugmaschine³⁾ erkennen.

Der Motor ist durch eine elastische Kuppelung mit dem Schneckengetriebe verbunden, auf dessen verlängerter Radwelle die Trommel sitzt.

Die Bremse ist auf der elastischen Kupplung angeordnet und als doppelte (mit Leder gefütterte) Backenbremse ausgebildet. Sie ist durch Federn belastet und wird durch eine auf der Steuerwelle sitzende Keilscheibe gelüftet.

Der Umkehranlasser sitzt bei Seilsteuerung auf dem Oberteil des Schneckengehäuses und wird von der Steuerwelle aus durch eine Gallsche Kette betätigt. Bei Bruch oder unzulässiger Dehnung der Tragorgane wird der Anlasser durch die Schlafseil-

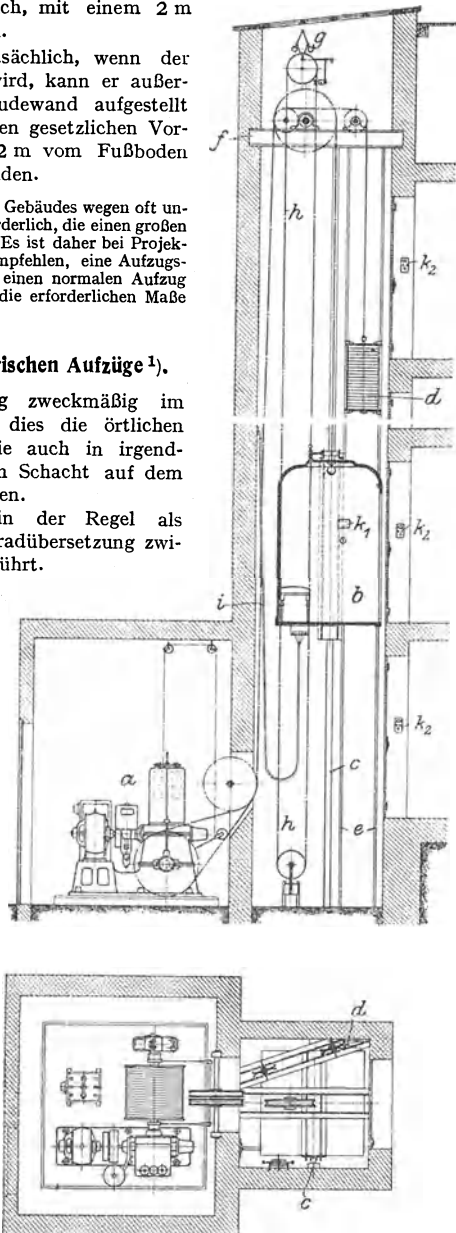


Fig. 26.

¹⁾ S. auch Z. f. Dampfkr. u. Masch.-Betr. 1914, S. 97: Schiffke, Gesichtspunkte für die Konstr. mod. Aufzüge.

²⁾ Z. d. V. d. I. 1914, S. 253.

³⁾ Der Carl Flohr G. m. b. H., Berlin N.

ausrückung (s. S. 400) abgestellt. Werden die Endstellungen des Aufzuges überfahren, so stellt ein auf der Trommelwelle sitzender Endausschalter (s. S. 400) den Steuerapparat ab.

Als zweiter Endauschalter dient ein Grenzschalter, der unmittelbar den Strom unterbricht.

Motor. Werden, wie meist üblich, das Eigengewicht des Fahrkorbes und die halbe Nutzlast ausgeglichen, dann beträgt die Motorleistung für den Beharrungszustand:

$$N = \frac{Q \cdot v}{2 \cdot 75 \cdot \eta} \dots \text{PS.} \quad (9)$$

Q = Nutzlast in kg (bei Personenbeförderung 75 kg für eine Person); v = Hubgeschwindigkeit in m/sek; $\eta = \infty 0,3$ bis $0,4$ = Gesamtwirkungsgrad des Aufzuges.

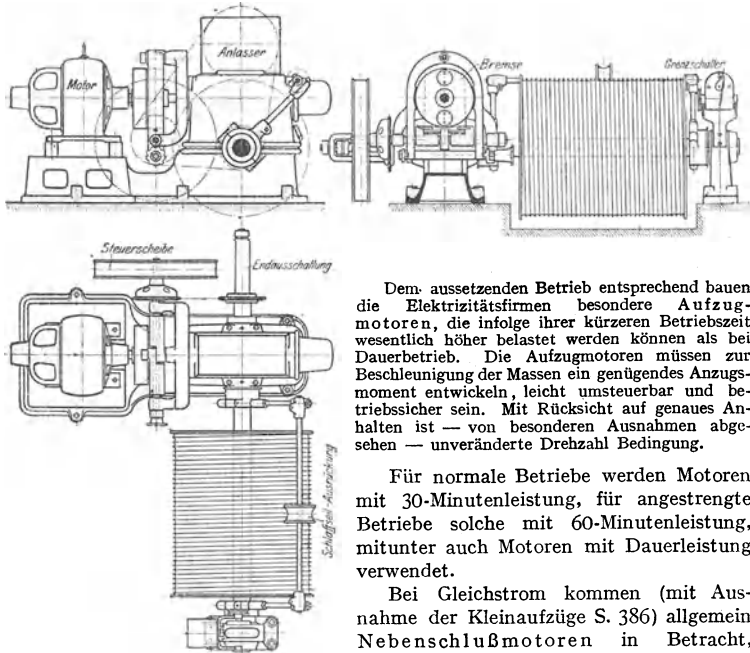


Fig. 27.

Dem aussetzenden Betrieb entsprechend bauen die Elektrizitätsfirmen besondere Aufzugmotoren, die infolge ihrer kürzeren Betriebszeit wesentlich höher belastet werden können als bei Dauerbetrieb. Die Aufzugmotoren müssen zur Beschleunigung der Massen ein genügendes Anzugsmoment entwickeln, leicht umsteuerbar und betriebssicher sein. Mit Rücksicht auf genaues Anhalten ist — von besonderen Ausnahmen abgesehen — unveränderte Drehzahl Bedingung.

Für normale Betriebe werden Motoren mit 30-Minutenleistung, für angestrengte Betriebe solche mit 60-Minutenleistung, mitunter auch Motoren mit Dauerleistung verwendet.

Bei Gleichstrom kommen (mit Ausnahme der Kleinaufzüge S. 386) allgemein Nebenschlußmotoren in Betracht, deren Drehzahl bei verschiedener Belastung fast unveränderlich ist.

Da bei höheren Fahrgeschwindigkeiten ein Abbremsen der in Bewegung befindlichen Massen sowie ein genaues Anhalten des Aufzuges schwer erreichbar ist, verwendet man bei Geschwindigkeiten über 0,6 m/sek Nebenschlußmotoren mit regelbarer Drehzahl. Verminderung der Drehzahl vor dem Anhalten durch Verstärken des Feldes infolge Verringern des Widerstandes. Die Geschwindigkeit läßt sich um so mehr herabsetzen, je größer die Fahrgeschwindigkeit des Aufzuges ist. Bei Fahrgeschwindigkeiten zwischen 0,6 und 1 m/sek ist die Drehzahl des Motors im Verhältnis 1 : 2, bei Geschwindigkeiten zwischen 1 und 1,5 m/sek im Verhältnis 1 : 3 regelbar. Anzugsmoment etwa gleich dem doppelten Drehmoment der Nennleistung.

Das Anzugsmoment der Drehstrommotoren beträgt bei voller Klemmenspannung bei Motoren mit Schleifringanker etwa das 2fache, bei solchen mit Kurzschlußanker etwa das $2\frac{1}{2}$ fache des Drehmomentes bei 30-Minutenleistung. Die Drehzahl ist von der Frequenz abhängig und nahezu unveränderlich. Frequenz meist 50 (= 100 Polwechsel) in der Sekunde. Mit Rücksicht auf zulässige Erwärmung sind die Motoren reichlich zu wählen.

Umstehende Zahlentafel gibt einen Anhalt für die Wahl der Motoren hinsichtlich der Leistung.

Zahlentafel 4.

Leistung	Zahl der täglichen Fahrten	Betriebszeit Std.	Anwendungsgebiet
30-Minuten-Leistung	bis 200	14	Personenaufzüge in Wohn- und Krankenhäusern, in Geschäftshäusern und Hotels mit mäßigem Verkehr, mäßig beanspruchte Lastenaufzüge in Fabriken usw., Speisen- und Aktenaufzüge.
60-Minuten-Leistung	200 bis 400	10 bis 14	Personenaufzüge in Hotels, Büro- und Geschäftshäusern usw. mit stärkerem Verkehr, stark beanspruchte Lastenaufzüge in Fabriken usw.
Dauerleistung	über 400	10	Personenaufzüge für Massenverkehr in Warenhäusern, Schnellbahnhöfen usw., Lastenaufzüge für Massengüterverkehr in Speichern usw.

Die bei den meisten Aufzugswinden angewendete Schneckenübersetzung gestattet — im Gegensatz zu den Kranwinden — bei allen Stromarten schneller laufende Motoren. Kleinere Winden erhalten Antriebmotoren mit einer Drehzahl von $n = 1300$ bis 1400 , solche mittlerer Größe mit einer Drehzahl von 900 bis 1200 . Große Winden mit steilgängigen Schnecken oder Stirnräderübersetzung (z. B. Winden für schwere Lastenaufzüge) werden mit Motoren niedriger Drehzahl $n = 700$ bis 750 ausgerüstet.

Gebräuchliche Schaltungen der Motoren. Einfache Umkehrung für alle Aufzüge mit Fahrgeschwindigkeiten bis $0,6$ m/sek. Anwendbar für alle Stromarten. Halten durch eine gewichtbelastete, elektromagnetisch gelüftete Bremse, die so zu bemessen ist, daß der Fahrkorb nicht plötzlich, sondern mit genügendem Auslaufweg gestellt wird.

Umkehrung mit Verzögerung. Für Aufzüge mit Fahrgeschwindigkeiten über $0,6$ m/sek. In Rücksicht auf die mechanische Abbremsung wird die Fahrgeschwindigkeit des Aufzuges auf die zulässige Größe von $0,3$ bis $0,6$ m/sek vermindert. Dies kann bei Gleichstrom durch regelbare Nebenschlußmotoren (s. S. 389), bei Drehstrom direkt, bei Dreh- und Einphasenstrom durch Leonard-Schaltung geschehen.

Die Leonard-Schaltung (Schaltbild und Wirkungsweise s. S. 457) ist angebracht für Aufzüge mit Fahrgeschwindigkeiten über $1,2$ m/sek, sowie für solche mit Drehstrom- und Einphasenstrombetrieb, deren Geschwindigkeit über $0,6$ m/sek liegt.

Sie ermöglicht eine Regelung der Geschwindigkeit innerhalb weiter Grenzen (bis etwa $1 : 10$) und demgemäß ein langsames Einfahren in die Haltstellung. Die bei Aufzügen ohne Leonard-Schaltung vorhandenen Anlaßverluste entfallen bei dieser, da der stark beanspruchte und hoher Abnutzung unterworfenen Anlaßapparat durch den Nebenschlußregler der Steuerdynamo ersetzt wird. Ein Nachteil der Leonard-Schaltung ist, daß die Steuerdynamo ständig laufen muß und daher während des Stillstandes des Aufzuges Energie verbraucht, welcher Verlust durch den Fortfall der Anlaßverluste nicht aufgehoben wird.

Drahtseile, Trommeln und Rollen. Bei Berechnung der Drahtseile (s. auch S. 412) darf die auf jedes Seil entfallende Gesamtbeanspruchung aus Zug- und Biegungsspannung bei Personenaufzügen nicht mehr als $\frac{1}{4}$, bei Lastenaufzügen nicht mehr als $\frac{1}{4}$ der Bruchbelastung des Seiles betragen.

Gebräuchliche Seilzüge für Aufzüge s. S. 392.

Der Rollen- und Trommeldurchmesser hängt von der Einzeldrahtstärke ab und ist, nachdem das Seil gewählt, durch dessen zulässige Beanspruchung festgelegt. Er beträgt annähernd: Bei Handbetrieb $D \geq 400 \delta$; bei motorischem Antrieb $D \geq 500$ bis 800δ ; bei öfterer Ablenkung des Seiles $D = 600$ bis 1000δ , wenn $\delta =$ Durchmesser des Einzeldrahtes bedeutet.

Übersetzung. Als Übersetzung bedient man sich fast ausschließlich des Schneckengetriebes. Verbindung des Motors mit der Schneckenwelle meist durch eine elastische Kupplung nach Art von Fig. 126, S. 439.

Bedeutend Z_1 die Gangzahl der Schnecke, Z_2 die Zähnezahl des Schneckenrades, so ist die erforderliche Übersetzung:

$$i = \frac{\text{Drehzahl des Motors}}{\text{Drehzahl der Trommel}} = \frac{n_m}{n_t} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (9a)$$

Mit der Fahrgeschwindigkeit v in m/sek ist $n_t = \frac{60v}{D\pi}$, worin der Trommeldurchmesser D in m einzusetzen ist.

Die Schnecke ist meist doppelgängig, bei größerer Übersetzung auch eingängig. Eingängige Schnecken haben bei entsprechendem Steigungswinkel den Vorteil der Selbsthemmung, jedoch einen geringen Wirkungsgrad.

Mit Rücksicht auf die vorhandenen und in Betracht kommenden Maschinen-Größen ist die Übersetzung festgelegt. Die Größe des Trommeldurchmessers ergibt sich alsdann aus der gegebenen Hubgeschwindigkeit und der Drehzahl des gewählten Motors.

Gebräuchliche Übersetzungen der Schneckengetriebe: $\frac{1}{40}$ bis $\frac{1}{120}$.

Zulässige Beanspruchung der Schneckengetriebe für aussetzenden Betrieb s. S. 378.

Nachstehende Tafel gibt die Übersetzungen und Wirkungsgrade der vorhandenen Schneckengetriebe zu der in Fig. 27 dargestellten, elektrisch betriebenen Aufzugmaschine an.

Zahlentafel 5.

Übersetzung φ	Gangzahl Z_1	Steig.-Winkel in Grad	Wirkungsgrad		Steigung
			Kugellager	Kammlager	
1 : 40	2	18°	0,76	0,61	11,325 $\pi = 35,578$ mm
1 : 50	2	14°30'	0,73	0,58	9,06 $\pi = 28,462$ "
1 : 60	2	12°10'	0,695	0,54	7,55 $\pi = 23,718$ "
1 : 80	1	9°12'	0,64	0,47	5,6625 $\pi = 17,789$ "
1 : 100	1	7°25'	0,58	0,41	4,53 $\pi = 14,231$ "
1 : 120	1	6°10'	0,54	0,375	3,775 $\pi = 11,859$ "

Der Schneckendurchmesser ist, um eine geringe Umfangsgeschwindigkeit zu erhalten, möglichst klein zu nehmen.

Berechnung der Schneckenwelle auf zusammengesetzte Festigkeit (Biegung und Verdrehung). Zur Vermeidung unzulässiger, den Zahneingriff störender Durchbiegungen der Welle sind die Lager möglichst nahe an der Schnecke anzuordnen. Eine wesentliche Einschränkung der schädlichen Durchbiegung kann dadurch erlangt werden, daß die Schneckenwelle mit der eingeschnittenen Schnecke auf ihrem ganzen oberen halben Umfang in Weißmetallfutter gelagert wird, während die untere Umfangshälfte für den Zahneingriff frei bleibt (Carl Flohr, Berlin).

Aufnahme des Längsdruckes der Schneckenwelle entweder durch ein doppeltes Kugelspurlager (guter Wirkungsgrad) oder, besonders bei selbsthemmenden Schnecken, durch ein Kammlager mit Weißmetallfutter. Für die Berechnung des Kammlagers ist der Erfahrungswert $k \cdot v \leq 8$ maßgebend. k = spezifischer Druck in kg/cm^2 Ringfläche des Kammlagers, v = Gleitgeschwindigkeit im mittleren Durchmesser der Ringfläche in m/sek.

Die Schnecke wird sowohl oberhalb als auch unterhalb des Schneckenrades angeordnet.

Das in Gußeisen hergestellte Gehäuse des Schneckengetriebes muß gut abgedichtet und reichlich mit Öl gefüllt sein. Mit Rücksicht auf ruhigen Gang der Aufzugmaschine ist ein Auswuchten der Schneckenwelle mit Kupplung, sowie der Trommelwelle mit Trommel und Schneckenrad erforderlich.

Bremse. Sie ist in der Regel eine doppelte Backenbremse und wird meist auf dem Umfang der elastischen Kupplung angeordnet. Ausführung als Lüftbremse und durch ein Gewicht oder eine Feder belastet. Lüften entweder mechanisch oder elektrisch durch einen Bremsmagnet oder Bremslüftmotor (s. auch S. 457 Bremslüfter). Die Bremsbacken sind entweder aus Holz, oder sie werden in Gußeisen hergestellt und mit Leder gefüttert.

Bedeutet k den Druck zwischen Bremsbacke und Scheibe in kg/cm^2 , v die Umfangsgeschwindigkeit der Bremscheibe in m/sek, dann sollte in Rücksicht auf zulässige Erwärmung und Abnutzung bei mittleren Verhältnissen der Er-

fahrungswert $k \cdot v = 20$ bis 25 nicht überschritten werden. Lüftweg der Bremse (radial gemessen) etwa 1 mm.

Fig. 101, S. 429 zeigt eine zu einem Aufzuge von Gebr. Weißmüller, Frankfurt a. M. gehörige doppelte Backenbremse. Die Bremsbacken sind mit Leder armiert. Lüften der Bremse durch einen Bremsmotor für Einphasenstrom.

Gegengewicht. Durch dieses wird die Antriebskraft bzw. die Motorleistung erheblich kleiner, auch wird die Betriebsicherheit des Aufzuges erhöht, da bei Bruch des Trageiles das Gegengewicht die Fallgeschwindigkeit des Fahrkorbes erheblich verringert. Andererseits werden die Anlage- und Betriebskosten infolge des größeren Reibungswiderstandes und der größeren zu beschleunigenden Massen erhöht.

Ist selbsttätiges Senken des unbelasteten Fahrkorbes verlangt, so muß das Gegengewicht kleiner als das Fahrkorbgewicht sein. Wird der unbelastete Fahrkorb — was meist der Fall — durch Betriebskraft gesenkt und ist gleichmäßige Arbeitsverteilung für den Auf- und Niedergang Bedingung, so wird das Gegengewicht für das Gewicht des Fahrkorbes und die halbe Nutzlast bemessen. $G_g = G + \frac{1}{2} Q$.

Anordnung des Gegengewichtes.

α) Aufzüge ohne Gegengewicht (Fig. 28) nur für geringe Tragfähigkeit und untergeordnete Zwecke. Trageil und Aufzugmaschine werden durch das Gewicht des Fahrkorbes (F) und die Nutzlast voll belastet.

β) Am Fahrkorb wirkt ein Gegengewicht G , das kleiner als das Gewicht des unbelasteten Fahrkorbes sein muß (Fig. 29). Entlastung des Trageiles und der Aufzugmaschine um die Größe des Gegengewichtes.

γ) Das Gegengewicht wirkt an der Trommel T der Aufzugmaschine (Fig. 30) und kann beliebig groß sein. Meist Ausgleich des Fahrkorbgewichtes und der halben Nutzlast. Das Trageil ist durch das Gewicht des Fahrkorbes und die Nutzlast voll beansprucht, die Aufzugmaschine durch das Gegengewicht entlastet.

δ) Anordnung zweier Gegengewichte, von denen das eine am Fahrkorb, das andere an der Trommel der Aufzugmaschine angreift (Fig. 31). Ersteres

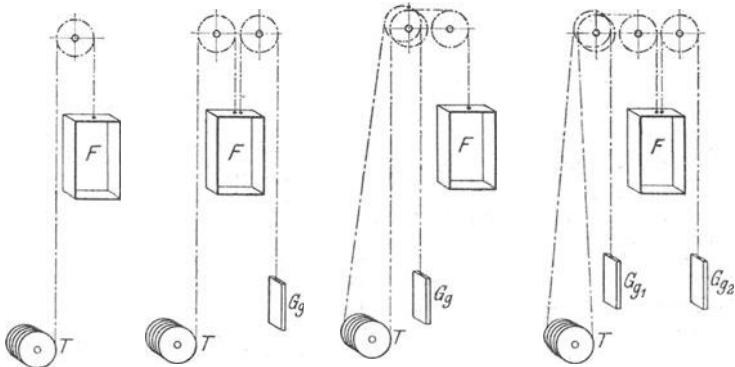


Fig. 28 bis 31.

gleichet einen Teil des Fahrkorbgewichtes aus, letzteres wird meist für die halbe Nutzlast bemessen. Diese Anordnung ist eine Vereinigung von β) und γ) und bietet daher Entlastung des Tragorgans und der Aufzugmaschine.

Beide Gegengewichte können in einer gemeinsamen Führung untergebracht werden, auch kann ein Gegengewicht angeordnet werden, das sowohl am Fahrkorb als auch an der Trommel angreift.

Mit Rücksicht auf Vermeidung des Eckens in der Führung, sowie geringen Raumbedarf im Fahrkorb wird das Gegengewicht verhältnismäßig lang und schmal gehalten. Zum Zweck des Einstellens Herstellung des Gegengewichtes aus übereinander geschichteten gußeisernen Platten.

Das Gegengewicht erhält eine Führung aus Profileisen, die zur Vermeidung des Herausspringens oben geschlossen sein muß.

Bei Doppelaufzügen und Paternosteraufzügen entfällt das Gegengewicht.

Fahrkorb. Herstellung des Gestelles in leichter Eisenkonstruktion. Bodenbelag: Riffelblech oder Eichen- bzw. Kiefernholz. Die Größe des Fahrkorbes der Lastenaufzüge hängt von dem Fördergut ab. Die Grundfläche kann, wenn nicht besonders vorgeschrieben, zu $1,2 \times 1,5$ bis $1,5 \times 1,5$ m bei lichter Höhe von 1,8 bis 2,0 m angenommen werden. Grundfläche für Personenaufzüge mindestens $0,25 \text{ m}^2$ für eine Person. Kleinste Grundfläche $1,2 \times 1,3$ m. Für 3 bis 6 Personen Grundfläche 1 bis 4 m^2 . Geringste zulässige Höhe des Fahrkorbes 2,0 m.

Der Fahrkorb muß an denjenigen Seiten, die keine Zugangsöffnung enthalten, von dichten Wänden oder mit einem Drahtgitter von höchstens 2 cm Maschenweite umgeben sein. Personenaufzüge erhalten Holzverkleidung.

Führung normaler Fahrkörbe, deren Tiefe etwa gleich der Breite ist, in zwei Führungsschienen. Fahrkörbe für schwere Lastenaufzüge, deren Tiefe größer als das Dreifache der Breite, werden in vier Schienen geführt.

Die Führungsschienen sind im Fahrkorb angebracht. Für Lastenaufzüge bestehen sie aus genau gerichteten \perp , \square oder \lfloor -Eisen. Personenaufzüge erhalten Führungsschienen aus imprägniertem Hartholz, die auf kräftigem Profileisen befestigt sind.

Jeder Fahrkorb ist mit je zwei oberen und unteren Führungs- (Gleit-) Schuhen ausgerüstet, die bei Lastenaufzügen fest angeordnet werden. Personenaufzüge erhalten zur Erzielung einer elastischen Führung sowie eines sanften, ruhigen Ganges bewegliche, unter Federkraft stehende und seitlich einstellbare Korbführungsschuhe. Gute und reichliche Schmierung der Korbführungen ist Hauptbedingung.

Fahrkorb. Bei höchster Stellung des Fahrkorbes muß vom Leitrollengerüst noch ein Abstand von mindestens 1 m, bei der tiefsten Stellung ein solcher von 0,5 m vom Schachtboden vorhanden sein.

Fahrkorb entweder Mauerwerk oder stabiles eisernes Gerüst, das mit Drahtgeflecht, Wellblech, Rabitzwänden u. dgl. ummantelt ist.

Unterhalb des Leitrollengerüsts ist der Fahrkorb, um ein Herabfallen von Teilen auf den Fahrkorb zu vermeiden, sicher abzudecken.

Besondere Rücksicht ist bei Bau des Schachtes auf die gesetzlich verlangte Feuersicherheit zu nehmen, auch ist für ausreichende Beleuchtung Sorge zu tragen.

Die Fahrkorbtüren können ein- oder zweiflügelig sein, dürfen jedoch nicht in die Fahrbahn des Korbes hineinschlagen.

Türen zu feuersicheren Schächten müssen gleichfalls feuersicher sein.

5. Steuerung der elektrischen Aufzüge.

Die Steuerung der Aufzüge besteht aus dem eigentlichen Steuerapparat und der Vorrichtung zur Betätigung.

Der **Steuer- oder Umkehrapparat** hat den Motor anzulassen und abzustellen sowie seine Drehrichtung zu ändern.

Umschalter werden für kleinere Motorleistungen (etwa bis 4 PS) verwendet. Zur Herabsetzung des Anlaufstromes wird ein Widerstand in den Ankerstromkreis gelegt, der während des ganzen Betriebes eingeschaltet bleibt. Ausbildung der Umschalter meist als Walzenschalter.

Wendeselbstanlasser kommen für Gleichstrommotoren über 2 PS und Drehstrommotoren über 4 PS in Betracht.

Ist für den Aufzug sanftes Anfahren und geringer Anlaufstrom Bedingung, so ist auch bei kleineren Leistungen statt des Umschalters ein Wendeselbstanlasser anzuordnen.

Einschalten des Motorstromes bei den Wendeselbstanlassern mechanisch oder elektrisch. Das allmähliche Anlassen geschieht jedoch selbsttätig und unabhängig von der Belastung.

Bei mechanischer Steuerung wird der Anlasser durch einen Seilzug oder Gestänge ein- bzw. umgeschaltet, während das allmähliche Anlassen unter dem Einfluß eines Gewichtes oder einer Feder vor sich geht.

Bei den elektrischen Steuerungen geschieht ersteres elektromagnetisch oder durch einen sog. Schütz, letzteres durch einen Hilfsmotor.

α) Mechanische Steuerungen.

Die Seilsteuerung (Fig. 32). Sie kommt nur noch für langsam laufende, reine Lastenaufzüge und solche mit Führerbegleitung bei Geschwindigkeiten von 0,3 bis 0,5 m/sek zur Anwendung.

Für erstere wird das Steuerorgan (Seil, Kette oder Gestänge) außerhalb des Aufzuges angeordnet, damit es von allen Haltestellen aus bedient werden kann. Bei Lastenaufzügen mit Führerbegleitung geht der eine Strang des Steuerseiles durch den Fahrkorb.

Durch Ziehen am Steuerseil (auf- oder abwärts) wird die Steuerwelle gedreht, die Haltebremse gelüftet und der Anlasser betätigt. Der Fahrkorb bewegt sich dann entgegengesetzt dem Sinne des am Steuerseil ausgeübten Zuges.

Hub des Steuerseiles nach auf- oder abwärts je 500 bis 1000 mm. Diesem Hub entspricht ein Drehwinkel der Steuerscheibe — von der Mittelstellung aus — von 90° bis 180° nach beiden Seiten.

Handrad- oder Kurbelsteuerung (Fig. 33). Anwendung bei schnell fahrenden Personenaufzügen in Waren- und Geschäftshäusern, sowie bei Lastenaufzügen mit Führerbegleitung für Geschwindigkeiten über 0,7 m/sek.

Auch bei der Handradsteuerung wird der Anlasser durch Steuerscheibe und Seilzug betätigt. Das Handrad ist in der Kabine angeordnet. Ein Zeiger läßt die jeweilige Stellung der Steuerscheibe bzw. des Anlassers erkennen.

Der Seilzug der Steuerung ist von der Bewegung des Aufzuges unabhängig und aus Fig. 33 ersichtlich. *a* bis *f* sind festgelagerte Leitrollen, während die Rollen *g* und *h* auf schwingenden Hebeln angeordnet sind. Auf der Welle des Handrades ist ein Kettenrad befestigt, das die Stränge der Gallschen Kette *k*₁ und damit das Steuerseil verkürzt oder verlängert. Da nun die Enden des Seilzuges am Fahrkorb befestigt sind, so entspricht jeder Verkürzung bzw. Verlängerung ein Ausschlag der schwingenden Hebel aus ihrer Mittellage. Die an den Enden der Hebel befestigte Gallsche Kette *k*₂ betätigt alsdann die Steuerscheibe und damit den Anlasser.

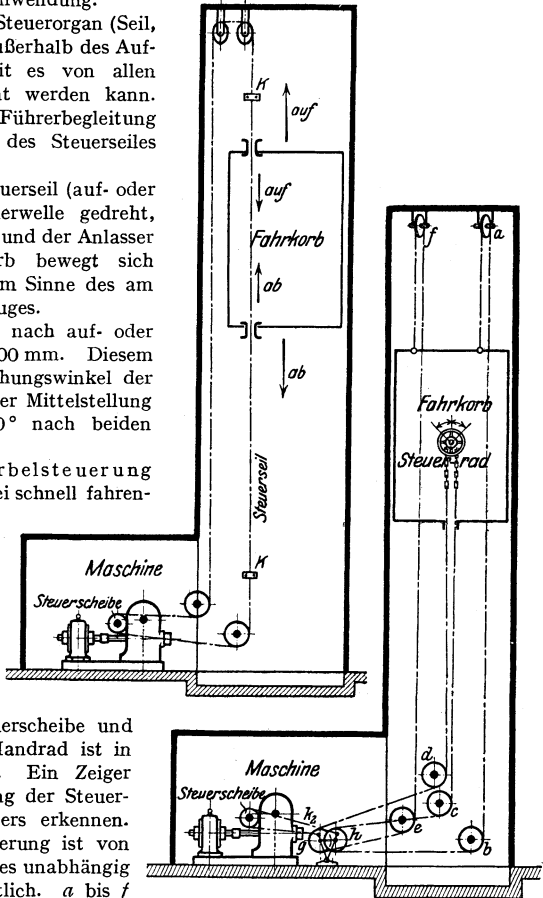


Fig. 32 u. 33.

Nachteil dieser Steuerung: Das Steuerseil ist, da es beim Fahren des Aufzuges mitläuft, starkem Verschleiß unterworfen. Auch fehlt dem Führer infolge des umständlichen Seilzuges und der Elastizität des Seiles das Gefühl für die einzelnen Schaltstellungen.

β) Elektrische Steuerungen.

Bei den rein elektrischen Steuerungen wird die Verbindung zwischen den im Fahrkorb oder an den Schachtzugängen angeordneten Steuerorganen und den im Maschinenraum aufgestellten Anlaßapparaten elektrisch bewirkt. Die elektrischen Steuerungen haben — den mechanischen gegenüber — den Vorteil einer leichten und sicheren Bedienung, einer guten Anpassung an die örtlichen Verhältnisse (z. B. bei versetzten Schachtzugängen), der Bedienungsmöglichkeit durch die Fahrgäste selbst, sowie einer einfachen und billigen Anordnung aller gesetzlich verlangten Sicherheitsvorrichtungen.

Hebel- oder Kabinensteuerung. Sie findet für stark benutzte Personenaufzüge in Hotels, Geschäfts-, Warenhäusern u. dgl. Verwendung.

Der Steuerapparat ist im Fahrkorb angeordnet und durch ein biegsames Kabel mit den im Maschinenraum aufgestellten Anlaßvorrichtungen verbunden. Er ist ein einfacher Umschalter und wird durch einen Hebel oder ein Handrad betätigt.

Zur Bedienung der Steuerung ist ein besonderer, geschulter Führer erforderlich.

Fig. 34 gibt die schematische Darstellung eines Aufzuges mit Hebelsteuerung, wobei der Einfachheit halber nur drei Stockwerke angenommen sind. Es bedeuten:

$A-B$ Anker des Motors, $C-D$ Erregung des Ankers, S = Steuerhebel, k_b = bewegliches Kabel, k_1 = festes Klemmbrett (am Schacht), k_2 = bewegliches Klemmbrett (am Fahrkorb), $U.S.$ = Umschalter für die Erregung, m_1 und m_2 die Magnete zu dessen Betätigung, $S.A.$ = Selbstanlasser, m den Magneten zur Einrückung desselben, M den Bremslüftmagneten, T_k die Türkontakte.

Das Schema enthält in zwei Stromkreise, den Arbeits-(Motor-)Stromkreis und den Steuerstromkreis.

Der Steuerstrom geht vom $+$ -Pol über die Türkontakte T_k , die Leitung I des biegsamen Kabels zum Schalthebel S . Ist dieser für „Aufwärtsfahrt“ geschaltet, so geht der Strom vom Hebel S über die Leitung 3 des biegsamen Kabels, die Magnete m_1 , m und M zum $-$ -Pol. Steht der Steuerhebel S auf „abwärts“, so geht der Steuerstrom vom Hebel S über die Leitung 2 des biegsamen Kabels k_b , die Magnete m_2 , m und M zum $-$ -Pol.

Das Einschalten des Steuerstromes ist nur möglich, wenn sämtliche Türkontakte (T_k) geschlossen sind.

Motorstromkreis: Ist der Magnet m_1 erregt, so wird der Umschalter U auf $I-I$ gestellt. Der Erregerstrom geht dann vom $+$ -Pol über die Erregung des Motors in Richtung $C-D$ zum $-$ -Pol. Bei Erregung des Magneten m_2 wird der Umschalter U auf $II-II$ gestellt und der Erregerstrom geht vom $+$ -Pol über die Erregung in Richtung $D-C$ zum $-$ -Pol. Im ersteren Falle ($C-D$) läuft der Motor im Hubsinne, im zweiten Falle ($D-C$) im Senksinne.

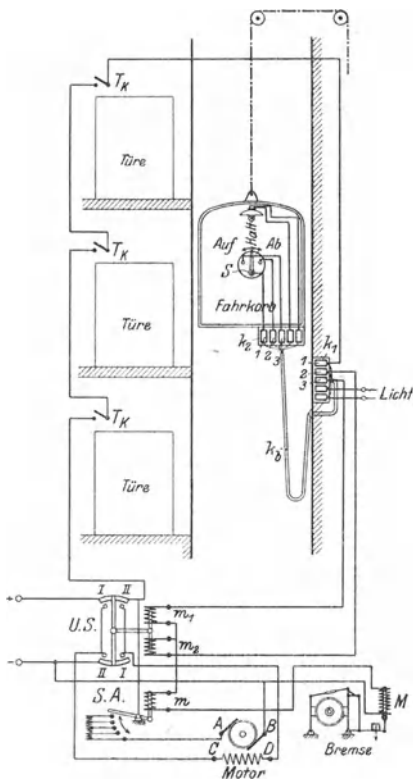


Fig. 34.

Durch die Erregung des Magneten m wird der Anlasser SA eingeschaltet. Der Ankerstrom geht in beiden Fällen vom $+$ -Pol über SA und die Ankerklemmen $A-B$ zum $-$ -Pol.

Der gleichfalls erregte Bremsmagnet M lüftet die Bremse.

Soll der Fahrkorb stillgesetzt werden, so wird der Steuerhebel in die Mittel-(Halt-)Stellung gebracht. Damit wird der Steuerstromkreis unterbrochen, die Magnete m_1 , m_2 und m werden stromlos, der Anlasser geht in seine Nullstellung zurück, und der Motor ist abgestellt. Der gleichfalls stromlos gewordene Lüftmagnet M läßt das Gewicht der Bremse los. Diese wird angezogen, und der Fahrkorb gestellt.

Die elektrische Hebelsteuerung gelangt in vier Arten zur Anwendung.

1. Für einfache Umkehrung (ohne Verzögerung). Nur für Aufzüge mit Fahrgeschwindigkeiten bis etwa 0,6 m/sek.

2. Für Umkehrung und Verzögerung in einer Stufe. Anwendung für Gleichstromaufzüge mit regelbarem Nebenschlußmotor (s. S. 389) und Fahrgeschwindigkeiten von 0,6 bis 1,5 m/sek.

3. Umkehrung und Verzögerung in mehreren Stufen als Schützensteuerung. Nur bei Gleichstrom anwendbar.

4. Umkehrung und Verzögerung in vielen Stufen (Leonard-Schaltung). Anwendbar bei Gleichstrom, Drehstrom und Einphasenstrom für Geschwindigkeiten über 0,6 m/sek. Leonard-Schaltung s. S. 457.

Die Druckknopfsteuerung findet sowohl für elektrisch betriebene Personenaufzüge als auch für Lastenaufzüge mit und ohne Führerbegleitung Verwendung.

Lastenaufzüge ohne Führerbegleitung, wie Akten- und Speisenaufzüge, erhalten nur äußere Steuerung. Ein an jeder Schachttüre angebrachtes Druckknopfregister ermöglicht das Heranholen des Fahrkorbes nach jeder beliebigen Haltestelle, sowie das Verschicken des Fahrkorbes nach jedem einzelnen Stockwerk.

Akten- und Speisenaufzüge können auch mit Schubkontaktsteuerung ausgerüstet werden. Diese ist eine vereinfachte Druckknopfsteuerung, hat jedoch den Nachteil, daß der Fahrkorb von jedem Stockwerk aus in jedes beliebige höhere Stockwerk fahren kann, das Abwärtsfahren jedoch stets nach dem Erdgeschoß erfolgen muß.

Druckknopfsteuerung zeigt, besonders bei Personenaufzügen, den Vorteil einer einfachen und sicheren Bedienung. Benutzung des Aufzuges ohne Führer und durch jede Person ohne besondere Übung (Selbstfahrer). Daher allgemeine Anwendung in Privatgebäuden und Geschäftshäusern ohne regeren Verkehr.

Aufzüge mit Druckknopfsteuerung haben an jeder Schachttüre einen Druckknopf, durch den die Kabine herangeholt wird. Im Innern des Fahrkorbes ist ein Druckknopfregister angeordnet, das die Fahrbewegung des Aufzuges nach jedem gewünschten Stockwerk ermöglicht.

Hierbei gilt für jedes Stockwerk unabhängig von der verlangten Fahrtrichtung stets der gleiche Druckknopf, da die Fahrtrichtung des Korbes selbsttätig durch einen Stockwerkschalter, Kopierapparat u. dgl. eingeleitet wird.

Anhalten der Kabine entweder durch Kontakte, die durch eine an der Kabine angebrachte Gleitbahn ausgerückt werden, oder es ist an der Aufzugsmaschine eine Vorrichtung angebracht, die den Aufzug in dem betreffenden Stockwerk selbsttätig anhält.

Gesetzlich vorgeschriebene Trennung von Innen- und Außensteuerung bei Betreten des Fahrkorbes durch Fußboden- oder Tretkontakt, der zu gleicher Zeit zur Einschaltung der Kabinenbeleuchtung dienen kann.

Fig. 35 zeigt das vereinfachte Schaltungsschema eines elektrisch betriebenen Personenaufzuges mit Druckknopfsteuerung für drei Stockwerke, wobei die Lichtleitung der Einfachheit wegen fortgelassen ist.

Es bedeuten: $A-B$ den Motoranker, $C-D$ die Erregung des Motors, k_1 das bewegliche Stromzuführungskabel, k_2 das feste Klemmbrett (am Schacht), k_3 das bewegliche Klemmbrett (am Fahrkorb). D_1, D_2, D_3 die Druckknöpfe der äußeren Steuerung, $I-II-III$ die Druckknöpfe des Registers im Fahrkorb, S_1, S_2, S_3 die von den Stockwerkrelais einzuschaltenden, elektromagnetisch betätigten Stockwerkkontakte, US den Umschalter für die Erregung, m_1 und m_2 die Magnete zur Betätigung von US , UK einen Unterbrechungskontakt, SA den Selbstanlasser, m den Magneten zur Beeinflussung desselben, M den Bremslüftmagneten, T_k die Türkontakte,

K_1 — K_2 — K_3 , die Stockwerkkontakte zum Ausschalten der Steuerung, G die Gleitbahn am Fahrkorb zum Ausschalten der Stockwerkkontakte, RS den Richtungsschalter zum Einstellen der Fahrtrichtung bei Halten des Fahrkorbes im Zwischenstock, K_F den Fußbodenkontakt zum Abschalten der äußeren Steuerung (und Einschalten der Kabinenbeleuchtung).

Das Schema enthält den Arbeits-(Motor-)Stromkreis und die Steuerstromkreise. Der Motorstromkreis ist der gleiche wie bei der elektrischen Hebelsteuerung (s. S. 395). Der für jedes Stockwerk besondere Steuerstromkreis hat die Einstellung der beabsichtigten Fahrtrichtung, das Einschalten des Motoranlassers, sowie das Abschalten des letzteren bei Eintreffen des Fahrkorbes in dem gewünschten Stockwerk zu bewirken.

Die (drei) Steuerstromkreise gehen vom + - Pol über die geschlossenen Türkontakte T_K , den Unterbrechungskontakt UK , die Kabelleitung 4, die in Ausschaltstellung befindlichen Druckknöpfe I—II—III der inneren Steuerung, den Fußbodenkontakt K_F und die Kabelleitung 5 zur gemeinsamen Verbindungsleitung D_1 — D_2 — D_3 . Von hier aus geht der Strom, je nachdem auf die äußeren Druckknöpfe D_1 , D_2 oder D_3 , gedrückt wird, zu den Stockwerkrelais S_1 , S_2 oder S_3 , dann über die Stockwerkkontakte K_1 , K_2 oder K_3 zu den Umschaltmagneten m_1 oder m_2 . Als dann von diesen mittels gemeinschaftlicher Rückleitung zum Magneten m des Selbstanlassers, zum Bremslüftmagneten M und über die Klemme B zum - - Pol. Der Richtungsschalter RS wird von der Aufzugmaschine oder dem Fahrkorb derart eingestellt, daß er bei Stellung des Fahrkorbes oberhalb des Zwischenstockes Verbindung mit m_2 , bei Stellung unterhalb des Zwischenstockes Verbindung mit m_1 herstellt.

Sobald einer der drei Steuerstromkreise durch die Druckknöpfe D_1 , D_2 oder D_3 der Außensteuerung geschlossen ist, wird das zugehörige Stockwerkrelais S_1 , S_2 oder S_3 erregt. Hierdurch wird der Relaisanker angezogen, der zugehörige Kontakt geschlossen, und der Steuerstrom geht von der Türkontaktleitung aus unmittelbar zur Relaiswicklung, so daß der Steuerstromkreis auch ohne weiteres Drücken auf die Druckknöpfe D_1 , D_2 oder D_3 geschlossen bleibt.

Die Tätigkeit der durch den Steuerstrom erregten Magnete m_1 , m_2 , m und M ist dieselbe wie bei der Hebelsteuerung (s. S. 395). Der Fahrstuhl wird also nach dem betreffenden Stockwerk hin in Bewegung gesetzt. Außerdem wird durch die Magnete m_1 bzw. m_2 der Unterbrechungskontakt UK geöffnet, so daß die Stockwerkrelais S_1 — S_2 — S_3 durch die äußeren Druckknöpfe keinen neuen Impuls erhalten können.

Ist der Fahrkorb an der gewünschten Haltestelle angekommen, so wird durch die am Fahrkorb angebrachte Gleitbahn G der zugehörige Stockwerkkontakt K_1 , K_2 oder K_3 und damit der Steuerstrom unterbrochen und der Aufzug gestellt.

Durch Betreten des Fahrkorbes wird der Fußbodenkontakt K_F unterbrochen und damit ein Schließen des Steuerstromkreises durch die äußeren Druckknöpfe D_1 , D_2 und D_3 unmöglich gemacht. (Vgl. Abs. II der Polizeiverordnung, Trennung von Innen- und Außensteuerung betr.)

Je nachdem nun der Druckknopf I, II oder III der Innensteuerung gedrückt wird, geht der Steuerstrom vom + - Pol über T_K , UK , die Kabelleitung 4, die Kabelleitungen 1, 2 oder 3, die Stockwerkrelais S_1 , S_2 oder S_3 , die Stockwerkkontakte K_1 , K_2 oder K_3 , zu dem Magneten m , oder m_1 und über m und M zum - - Pol. Sobald die Stockwerkrelais den Anker angezogen und die zugehörigen Kontakte geschlossen haben, bleibt der Steuerstrom auch bei Loslassen der Druckknöpfe I, II oder III geschlossen.

Ist der Fahrkorb in dem gewünschten Stockwerk angekommen, so wird durch die Gleitbahn G der Stockwerkkontakt K_1 , K_2 oder K_3 unterbrochen und der Fahrkorb durch Einfallen der Haltebremse gestellt.

Veröffentlichungen über elektrische Aufzugsteuerungen: S. S. W. Techn. Heft 8, II: Steuerungen f. Aufzüge unter besonderer Berücksichtigung der Druckknopfsteuerung. — Z. Ver. deutsch. Ing. 1905, S. 1123; Pollok, Elektr. Aufzugsteuerung. — Desgl. 1911, S. 1935;

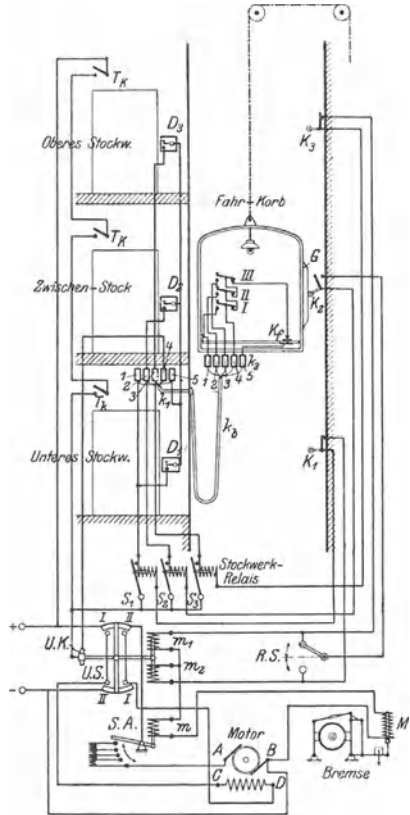


Fig. 35.

Stigler, Druckknopfsteuerung f. e. Personenaufzug. — Dingl. Polyt. Journ. 1911, S. 696; Linker, Die grundlegenden Elemente der Aufzüge m. Druckknopfsteuerung. — E. T. Z. 1903, S. 763; Kahle, Druckknopfsteuerungen. — Desgl. 1909, S. 283; Druckknopfsteuerung für elektr. Aufzüge. — El. Kr. u. B. 1904, S. 169; Druckknopfsteuerung. — Desgl. 1906, S. 1; Klein, Elektr. Aufzugsteuerungen der Firma Kühnscherf. — Z. bayer. Rev. V. 1915, S. 179; Boccalli, Schaltung f. elektr. betr. Personenaufzüge mit Innen- u. Außensteuerung. — Z. f. Dampfkr. u. Masch. 27. 2. 14, S. 102; Ritz, Elektr. Steuerung von Aufzügen. —

6. Sicherheitsvorrichtungen.

a) Fangvorrichtungen. Eine brauchbare Fangvorrichtung darf nur mit geringem Stoß wirken und soll den Fahrkorb erst allmählich zur Ruhe setzen. Der hierbei der lebendigen Kraft entsprechende Bremsweg (an den Führungsschienen gemessen) darf den gesetzlich zulässigen Höchstwert von 0,25 m nicht überschreiten.

Die Wirkung der Fangvorrichtungen beruht im allgemeinen darauf, daß bei Reißen oder Längen des Tragorgans Exzenter oder Keile ausgelöst werden, die den Fahrkorb an den Führungen festklemmen.

Pendel-, Riegel- und Klemmrollenfangvorrichtungen kommen bei den neueren Aufzügen nicht mehr in Betracht.

Ein Nachteil aller Fangvorrichtungen ist ihre unsichere Wirkung, die auf die stete Untätigkeit der Vorrichtung zurückzuführen ist.

1. Einseitige Fangvorrichtungen kommen nur für reine Lastenaufzüge in Betracht; sie werden meist durch eine Federkraft betätigt, die kleiner als das Gewicht des Fahrkorbes sein

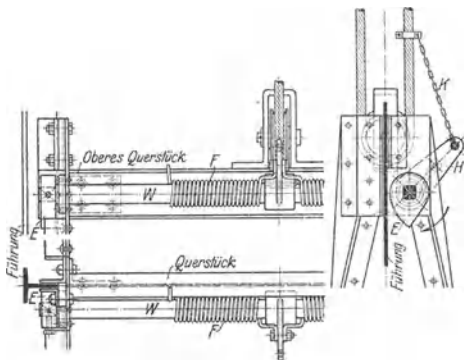


Fig. 36.

muß. Die Wirkung dieser Fangvorrichtungen hängt auch von der Lage der Bruchstelle des Seiles ab und ist am ungünstigsten, wenn sich der Förderkorb an der höchsten Stelle befindet und der Seilbruch unten an der Aufzugwinde eintritt, da die Federkraft alsdann das Gewicht des langen Seilendes zu überwinden hat.

Hierdurch wird die Fangwirkung verzögert und tritt mitunter erst dann ein, wenn der Fahrkorb bereits eine kritische Fallgeschwindigkeit angenommen hat.

Bei der Exzenterfangvorrichtung (Fig. 36) ist im oberen Querstück des Fahrkorbes eine Welle *W* drehbar gelagert. Diese trägt an ihren Enden gezahnte Exzenter *E*, die bei normaler Stellung der Vorrichtung durch den Hebel *H* vermittle einer am Tragorgan befestigten Kette *K* außer Eingriff gehalten werden. Der Hebel *H* hält in dieser Stellung zwei Spiralfedern *F* derart gespannt, daß bei Reißen des Tragorgans die Welle im Sinne des Pfeiles gedreht wird, die Exzenter sich festklemmen und der Fahrkorb gestellt wird.

Die Exzenterfangvorrichtungen sind einfach und zuverlässig, jedoch für größere Lasten nicht geeignet.

Fig. 37 gibt die schematische Darstellung einer Keilfangvorrichtung für ein Trageil.

a Oberes Fahrkorb-Querstück; *b* Fahrkorbführung; *c* Doppelarmige Hebel, bei *d* am Querstück drehbar. *e* Zugstück, am einen Ende der Hebel *d* angreifend. *f* Fangkeile, mittels der Zugstangen *g* an den Hebeln *c* gelenkig aufgehängt; *h* Blattfeder, bei Bruch des Hubseiles *i* die Hebel *c* im Pfeilsinne drehend, wodurch die Fangkeile *f* auf ihrer schrägen Bahn nach oben bewegt werden und sich an den Führungen *b* festklammern.

Ausführung der Keilfangvorrichtungen mit einem, oder mit zwei Fangkeilen.

2. Zweiseilige Fangvorrichtungen gelangen in erster Linie für Personenaufzüge (und Lastenaufzüge mit Führerbegleitung), bei denen gesetzlich zwei Trageile vorgeschrieben sind, zur Anwendung. Auch für Lastenaufzüge, die in neuerer Zeit zweiseilig ausgerüstet werden, kommen sie in Betracht.

Als Fangorgane dienen fast ausschließlich Keile, die bei eisernen Führungsstraßen mit groben Zähnen versehen aus gehärtetem Stahl hergestellt werden. Bei Holzstraßen, die für Personenaufzüge vorgeschrieben sind, werden auch glatte oder messerartige Keile verwendet.

Bei Personenaufzügen steht die Fangvorrichtung noch unter dem Einfluß eines Geschwindigkeitsreglers (s. S. 400). Sie wirkt dann nicht nur bei

Seilbruch oder unzulässigem Längen des Seiles, sondern auch bei Überschreiten der höchstzulässigen Senkgeschwindigkeit (1,5 m/sek).

Fig. 38 zeigt eine zweiseilige Fangvorrichtung von Mohr & Federhaff in Mannheim. Reißt eines der beiden Seile, so wird der Doppelhebel *b* aus seiner normalen, wagerechten Lage gedreht, der Bolzen *i* drückt den Sperrhebel *g* nach links, wobei die Nase desselben von der Brücke *h* abgleitet. Nachdem nun der Sperrhebel *g* ausgelöst, drehen die Federn *k* die doppelarmigen Hebel mit dem Dreieckshebel *m* nach abwärts, wodurch das bei *n* angreifende Hebelwerk der (nicht gezeichneten) Fangkeile freigegeben und die Fangkeile selbst eingerückt werden.

Wird die zulässige Höchstgeschwindigkeit überschritten (oder reißen beide Seile), so klemmt der Regler das Reglerseil fest, das nun seinerseits den Sperrhebel *g* auslöst und so die Fangvorrichtung betätigt. Ein Vorteil dieser Fangvorrichtung ist, daß bei Reißen eines Seiles der Hebel *b* sich auf eine der beiden Brücken *h* legt, wodurch das Hochwinden des Fahrkorbes mit dem anderen Seil unter gleichzeitigem Lösen der Fangkeile ermöglicht wird.

Weitere Ausführungen von Fangvorrichtungen s. Schiffke, Gesichtspunkte für die Konstruktion moderner Aufzüge, Z. f. Dampf- u. Masch.-Betr. 1914, S. 131.

Fallbremsen werden mitunter an Stelle einer Fangvorrichtung eingebaut. Die Bremse selbst ist eine am Fahrkorb angebrachte Fliehkraftbremse, die durch ein Zahnstangengetriebe betätigt wird. Bei eintretendem Seilbruch kein Stillsetzen des Fahrkorbes, sondern Niedergehen mit mäßiger Geschwindigkeit ($v \leq 1,5$ m/sek). Anwendung der Fallbremse auf Lastenaufzüge beschränkt.

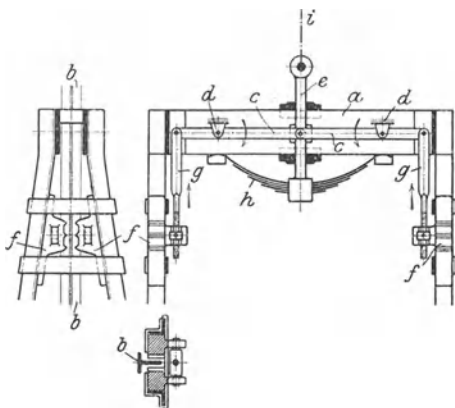


Fig. 37.

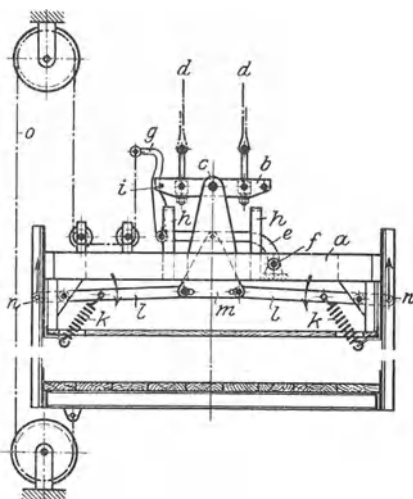


Fig. 38. Zweiseilige Fangvorrichtung. *a* Oberes Fahrkorb-Querstück; *b* doppelarmiger Hebel, in *c* am Querstück gelagert; *d* Trageile; *e* Hebel, bei *f* am Querstück drehbar; *g* Sperrhebel, an *e* gelenkig angreifend und mittels einer Nase an der einen Brücke *h* aufsetzend; *i* Bolzen an *b*; *k* Federn; *l* Doppelhebel; *m* Dreieckshebel; *n* Hebelwerk, an dem die nicht gezeichneten Fangkeile angreifen; *o* Reglerseil.

β) Der Geschwindigkeitsregler hat die Fangvorrichtung bei Überschreiten der höchstzulässigen Senkgeschwindigkeit von $v = 1,5$ m/sek einzurücken. Er ist in der Regel an der höchsten Stelle des Aufzuges aufgestellt und wird durch ein endloses, an den Fahrkorb angeschlossenes Seil angetrieben (Fig. 26, S. 388). Das Seil wird durch ein senkrecht geführtes Gewicht gleichmäßig gespannt. Wird nun die Höchstgeschwindigkeit überschritten, so schlägt das Pendel des Reglers aus, und das Stellzeug dreht zwei durch Zahnradsegmente miteinander in Verbindung stehende exzentrische Rollen, die dann das Seil festhalten. Hierdurch wird der am Seil befestigte Reglerhebel nach oben gezogen und die Fangvorrichtung betätigt. Ein zuverlässiger Aufzugsregler soll bei normaler Geschwindigkeit der Kabine keinen oder nur unwesentlichen Ausschlag geben. Beim Überschreiten der höchstzulässigen Geschwindigkeit soll er sofort in Tätigkeit treten und den Fahrkorb stellen.

Fangböden können unter Umständen als Ersatz für den Geschwindigkeitsregler dienen. Unter dem Fahrkorb ist ein beweglicher Rahmen wagrecht aufgehängt. Dieser ist mit Tuch bespannt und wird bei zu schnellem Senken des Korbes durch den entstehenden Luftdruck angehoben und betätigt so die Fangvorrichtung.

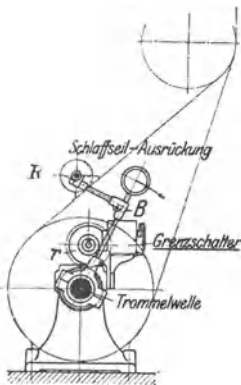


Fig. 39.

γ) Hängeseil-(Schlafseil-)Ausrückung. Sie wird an der Aufzugmaschine angebracht und hat bei Bruch oder Schlawwerden eines Tragseiles die Maschine abzustellen.

Bei der gebräuchlichen Anordnung (Fig. 39) legt sich der auf der Trommelwelle drehbare Bügel *B* mit seiner Rolle *R* gegen den gespannten Seilzug. Tritt ein Reißen oder unzulässiges Längen des Seiles ein, so dreht sich der Bügel unter dem Einflusse eines Gewichtes abwärts, unterbricht den Strom und hält die Maschine an.

δ) Grenzschalter (Endausschalter) haben bei Versagen oder verspätetem Wirken der Steuerapparate ein Überschreiten der höchsten und tiefsten Stellung des Fahrkorbes zu verhindern.

Nach § 16 der preußischen Polizeiverordnung wird für Personenaufzüge und Lastenaufzüge mit Führerbegleitung verlangt: „Die Aufzüge sind zum selbsttätigen Anhalten in ihrer Endstellung mit zwei Einrichtungen zu versehen, die unabhängig voneinander in Wirksamkeit treten und gleichzeitig die Übertragung der Betriebskraft aufheben. Eine dieser Vorrichtungen muß unabhängig von der Steuervorrichtung in Tätigkeit treten.“

Die hiernach verlangten, unabhängig voneinander wirkenden Endausschaltungen läßt man zweckmäßig nicht gleichzeitig, sondern nacheinander in Tätigkeit treten.

Die erste Endausschaltung erfolgt betriebsmäßig und ermöglicht ein sofortiges Zurückfahren des Fahrkorbes. Bei der Seilsteuerung ordnet man als erste Endausschalter Knaggen am Steuerseil (Fig. 32) an, die dieses entsprechend der jeweiligen Fahrtrichtung mitnehmen und den Anlasser abstellen.

Aufzüge mit Hebelsteuerung erhalten für jedes Hubende an der Schachtwand eine Gleitbahn, die den Steuerhebel in seine Haltstellung zurückführt und dadurch den Stromkreis unterbricht. Bei der Druckknopfsteuerung wird das Überfahren der Endhaltstellen entweder durch den Schalter des Kopierapparates oder durch den Stockwerkschalter verhindert.

Der zweite Endausschalter tritt erst in Tätigkeit, wenn der erste versagt hat. Da er nicht betriebsmäßig betätigt wird, so ist ein Zurückfahren des Fahrkorbes nicht möglich. Der zweite Grenzschalter wird in der Regel an der Aufzugmaschine angeordnet und bei Seilsteuerung als einfache Spindelausrückung (Fig. 40) ausgebildet. Die Spindel selbst ist auf der Verlängerung der Trommelwelle aufgeschraubt. Ihre mit Knaggen *k* versehene Wandermutter (Werkstoff: Phosphorbronze) legt einen dem Hub proportionalen Weg zurück. In den End-

stellungen legen sich die Knaggen der Wandermutter gegen die Anschläge der auf der Spindel festen Muttern m_1 oder m_2 , und die Führungshülse h dreht sich mit. Ein auf der Hülse befestigtes Kettenrad r bringt mittels einer Gallschen Kette den Anlasser auf Haltstellung.

Läßt sich die Spindelausrückung nicht auf der Trommelwelle anbringen, so kann an irgendeiner Stelle des Aufzuges ein durch Hilfsstrom betätigter Spindelschalter angeordnet werden, der von einer Vorgelegewelle der Maschine durch eine Kette oder dgl. angetrieben wird. Die für die beiden Endstellungen erforderlichen Schalter sind im Hilfsstrom hintereinandergeschaltet und schalten durch dessen Öffnen einen im Hauptstrom liegenden Schütz aus, der dann den Motorstrom unterbricht.

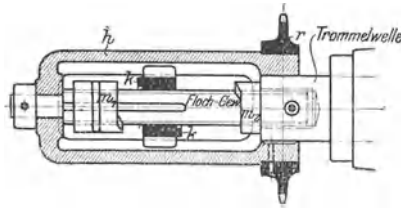


Fig. 40.

Ist der Aufzug mit mechanischer Radsteuerung oder elektrischer Steuerung ausgerüstet, so kann ein Momentschalter angeordnet werden, der bei Überschreiten der Grenzstellungen den Strom unterbricht und den Aufzug sofort anhält.

Fig. 41 gibt die Darstellung eines Grenzschalters, der gleichzeitig auch als Schlaffseilausrückung dient.

Die Vorrichtung wird an das Lager der Trommelwelle angebaut. Sie ist nach Art der Walzenschalter (Kontroller) ausgeführt und mit Momentschaltung versehen. Antrieb für Grenzschaltung durch Zahnräder von der Trommelwelle aus unter Zwischenschaltung einer Spindelausrückvorrichtung. Der Weg der Wandermutter m wird proportional dem Hub des Fahrkorbes eingestellt. Der Mitnehmerstift S legt sich in den Endstellungen an die Stifte s_1 bzw. s_2 der festen Muttern m_1 und m_2 an und dreht die Mutterführung f und damit die Scheibe S_1 . Letztere löst eine federbelastete Sperrnase aus, wodurch der Ausschalter betätigt und der Strom unterbrochen wird.

Für Schlaffseilausrückung (Fig. 39) Antrieb von dem Schlaffseilbügel B aus. Letzterer ist durch ein Seil, das mehrmals um die Rolle r (Fig. 41) geschlungen, mit dieser verbunden.

Bei Eintreten von Schlaffseil bewegt sich der Schlaffseilbügel unter der Einwirkung eines Gewichtes nach abwärts. Hierdurch wird die Rolle r und mit dieser die Scheibe S_1 gedreht, die federbelastete Sperrklinke ausgelöst und der Strom unterbrochen.

Der Apparat kommt als Schlaffseilschalter (ohne Spindelausrückung und Vorgelege) für Aufzüge mit Seilsteuerung und Spindelaufzüge sowohl bei Gleichstrom als auch bei Drehstrom zur Anwendung.

Nach Anordnung von Fig. 41 wird der Grenzschalter bei Aufzügen mit Radsteuerung, Hebelsteuerung und Druckknopfsteuerung, bei Gleich-, Wechsel- und Drehstrom, sowie für Schlaffseilausrüstung verwendet.

ε) Die Türverschlüsse und Steuerungsverriegelungen.

Für kleinere Aufzüge (Akten- und Speisenaufzüge) enthalten die preußischen Vorschriften keine Bestimmungen. Im Interesse der Betriebssicherheit werden sie jedoch mit den bei den Lastenaufzügen üblichen Türverschlüssen ausgerüstet.

Bei Lastenaufzügen ohne Führerbegleitung verlangt § 23 Titel IV der Polizeiverordnung, daß der Fahrkorb nicht bei geöffneten Türen in Betrieb gesetzt werden kann, und daß sich die Türen nur öffnen lassen, wenn der Fahrkorb an der Ladestelle angekommen ist. Dieser Bedingung wird durch Anordnung

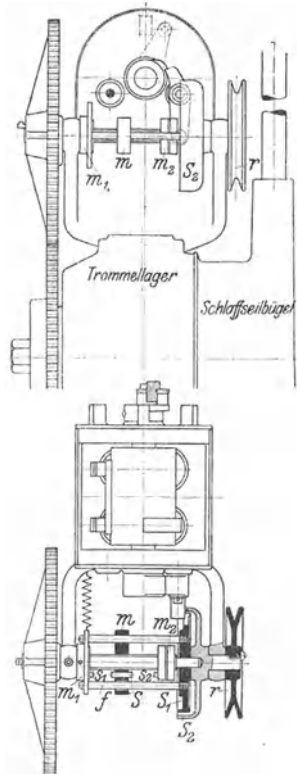


Fig. 41.

einer mechanischen Türverriegelung, die durch eine am Fahrkorb angebrachte Gleitbahn betätigt wird, sowie den Einbau von Tür- bzw. Türschloßkontakten genügt. Der Vorschrift kann auch durch Anordnung einer mechanischen Steuerungsverriegelung entsprochen werden, die unmittelbar das Steuerseil oder -gestänge bei offener Tür verriegelt, sowie die geschlossenen Türen unter Verschuß hält.

Für Personenaufzüge und Lastenaufzüge mit Führerbegleitung sind die §§ 14 und 15 Titel IV der Aufzugsverordnung maßgebend.

§ 14 verlangt: „Die Fahrschachttüren müssen durch die Steuerung unter selbsttätigem Verschuß gehalten werden, solange der Fahrkorb in Bewegung ist, und dürfen sich nur öffnen lassen, wenn der Fahrkorb in gleicher Höhe mit ihnen steht und zur Ruhe gebracht ist. Die Einleitung der Bewegung des Fahrkorbes muß so lange behindert sein, als nicht alle Fahrschachttüren fest verschlossen sind.“

Ferner dürfen die Türen während des Vorbeifahrens der Kabine nicht freigegeben werden. Auch muß es unmöglich sein, den Fahrkorb in Tätigkeit zu setzen, solange nicht alle Schachttüren ordnungsgemäß verschlossen und verriegelt sind.

Für Personenaufzüge ohne Führerbegleitung (Selbstfahrer) ist noch eine Türverriegelung mehr als für solche mit Führerbegleitung vorgeschrieben. Auch darf das Türschloß nur mit besonderem Sicherheitsschlüssel geöffnet werden können.

Die von der Bewegung des Aufzuges abhängigen Türverriegelungen können entweder mechanisch oder elektrisch bewegt werden. Bei den mechanischen Verriegelungen schiebt eine am Fahrkorb angebrachte Gleitbahn die an den Schachttüren angebrachten, durch eine Feder in Verschußstellung gehaltenen Riegel zurück, sobald der Fahrkorb an der Schachttüre angekommen. Ein Nachteil dieser Verriegelung ist das Freigeben der Türe während der Vorbeifahrt des Aufzuges.

Die elektrischen Verriegelungen benutzen den Kern eines Hubmagneten als Riegel. Wird die Steuerung eingeschaltet, so zieht der Magnet den Kern an und bringt die Schachttüre unter Verschuß.

Sollen sämtliche Türen während der Fahrbewegung, also auch während des Vorbeifahrens der Kabine verriegelt sein, so können sämtliche Riegel durch ein im Fahrschacht angeordnetes Gestänge betätigt werden, das von einem gemeinsamen Magneten bewegt wird.

Fig. 42¹⁾ zeigt diese Verriegelung in ausgeschaltetem und eingeschaltetem Zustande. Es bedeuten: *B* Bremslüftmagnet, *V* Verriegelungsmagnet, *K* Kilskontakt am Verriegelungsmagnet, *G* Riegelgestänge, *R* die durch *G* betätigten Riegel, *r* die durch Gleitbahn am Fahrkorb betätigten Riegel, *T* die Schachttüren.

Verhindern die Bewegung des Fahrkorbes bei geöffneten Schachttüren auf mechanischem Wege durch die Steuerungsverriegelung oder elektrisch durch die Türkontakte.

Über mechanische Steuerungsverriegelungen s. Hintz, Aufzugstechnik, und Bethmann, Aufzugsbau.

Bei den elektrischen Aufzügen mit mechanischer Steuerung liegen die Türkontakte im Erregerstromkreis des Motors, so daß ein Fahren des Korbes unmöglich, wenn eine der Schachttüren geöffnet.

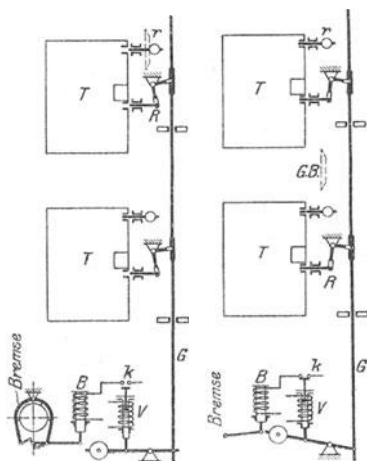


Fig. 42.

1) A. E. G.

Für Aufzüge mit elektrischer (Hebel- oder Druckknopf-) Steuerung werden die Türkontakte in den Steuerstromkreis gelegt. Ist also eine der Schachttüren geöffnet, so ist der Türkontakt offen und der Steuerstromkreis unterbrochen. Die in diesem liegenden Steuer- und Anlaßapparate können also nicht betätigt werden.

Versieht man die elektromagnetische Türverriegelung noch mit einem Kontakt und ordnet die Schaltung derart an, daß der Riegemagnet zuerst Strom bekommt, so verriegelt dieser die Schachttüren und stellt zu gleicher Zeit die Verbindung des Stromkreises für den Umschaltmagnet (s. S. 397) her. Hat nun der Riegemagnet versagt, und ist die Tür ordnungsgemäß nicht verriegelt, so bleibt der Kontakt offen, und die Kabine kann nicht in Gang gesetzt werden.

Die Türkontakte dürfen nicht ohne weiteres zugänglich, auch darf eine Betätigung derselben von Hand nicht möglich sein.

Die vorerwähnten Verriegelungen und Kontakte werden zweckmäßig in einem Türschloß gemeinsam untergebracht, wodurch eine billige Herstellung und bequeme Montage erreicht wird. Das Türschloß kann noch die Vorrichtung zum Heranholen des Fahrkorbes, des Schalter für die Kabinenbeleuchtung und den Besetztanzeiger enthalten.

§) Fußbodenkontakt. Bei Aufzügen mit äußerer und innerer Druckknopfsteuerung ist nach § 15 der gesetzlichen Vorschriften eine Trennung der beiden verlangt. Dieses kann durch den Fußboden- oder Tretkontakt geschehen, der eine Steuerung des Aufzuges durch die an den Schachtzugängen befindlichen Druckknöpfe verhindert, sobald eine Person sich innerhalb des Fahrkorbes befindet. Der Tretkontakt kann gleichzeitig zur Aus- und Einschaltung der Fahrkorbbeleuchtung dienen und ermöglicht, den leeren Fahrkorb auch bei geöffneter Kabinentür herbeizuholen. Ferner läßt sich bei Vorhandensein eines Tretkontaktes die Einrichtung treffen, daß der Fahrkorb, nachdem er verlassen, von selbst nach einer bestimmten Haltestelle, z. B. nach dem Ergdeschoß, zurückkehrt.

Zur weiteren Ausrüstung der Aufzüge gehören:

Hub- und Stockwerksanzeiger. Sie sind bei Aufzügen, deren jeweilige Fahrkorbstellung nicht ersichtlich ist, in jedem Stockwerk anzuordnen.

Ein Läutewerk (bei Führerbegleitung überflüssig), sowie eine Notwinde. Diese kann eine über dem Schacht aufgestellte Handwinde sein, welche bei Bruch des Tragorgans zum Hochziehen des Fahrkorbes dient.

Veröffentlichungen über Sicherheitsvorrichtungen: Z. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1165; Cruikschank, Sicherheitsvorrichtungen f. Aufzüge. — Desgl. 1914, S. 827; Mades, Untersuchung an Fangvorrichtungen in Betrieb befindl. Aufzüge. — Dingl. Polyt. Journ. 1913, S. 220; Speiser, Fangvorrichtungen bei Aufzügen. — Z. f. Dampf- u. Masch. 1916, S. 43; Schrader, Über Fangvorrichtungen an Aufzügen. — Desgl. 1918, S. 65; Krimmer, Bauart und Wirkungsweise von Fangvorrichtungen verschiedener Fahrstuhlfirmen. — Desgl. 1914, S. 117; Über Verriegelungseinrichtungen u. Ladestellenverschlüsse b. Personen- u. Lastenaufzügen. — Z. bayer. Rev. V. 15. 3. 1915, S. 35; Braun, Türverriegelungen an Aufzügen.

Allgemeine Veröffentlichungen über Aufzüge: Z. Ver. deutsch. Ing. 1904, S. 371; Stiglischer Fahrstuhl mit Aufzugmaschine. — Desgl. 1905, S. 541; Stahl, Untersuchung des Auslaufwages elektr. Aufzüge. — Desgl. 857, Schaltungsschema eines Lastenaufzuges Patent Klein. — Desgl. 1906, S. 307; Vergleich zwischen Aufzügen u. beweglichen Treppen. — Desgl. S. 365; Hydraulische u. elektr. Aufzüge f. amerikanische Wolkenkratzer. — Desgl. 1907, S. 1041; Hydraulische Aufzüge i. d. Riesengebäude d. Metropolitan Life Insurance Co. N. J. — Desgl. 1908; Fahrstuhl u. bewegliche Treppen auf der Pariser Untergrundbahn. — Desgl. 1914, S. 1250; Freisler, Amerikanische Personenaufzüge f. große Hubhöhen u. hohe Fahrgeschwindigkeiten. — Dingl. Polyt. Journ. 1908, S. 625; Drews, Moderne Aufzüge. — E. T. Z. 1905, S. 797; Brems-einrichtung f. elektrische Aufzüge. — Desgl. 987; Personen-Aufzug i. Kaufhause Oberpollinger in München. — Desgl. 1906, S. 297; Energieverbrauch elektrischer Aufzüge. — Desgl. S. 553; Elektr. Aufzüge mit hoher Fahrgeschwindigkeit. — Desgl. 1907, S. 171; Amerikanische Aufzugausrüstung. — Desgl. S. 468; Aufzüge mit gemischt elektrischer u. hydraul. Triebkraft. — Förd.-Techn. 1910, S. 926; Elektr. betr. Personenaufzug auf der Brüsseler Weltausstellung. — Desgl. 1911, S. 79; Elektr. betr. Kohlenaufzüge. — Desgl. 1912, S. 82; Herbets, Betriebsbedingungen f. Personenaufzüge. — Desgl. 1913, S. 150; Aufzugsanlagen mit selbsttätiger Schmiering der Führungsschienen. — Desgl. 1916, S. 163; Stephan, Einige Mängel an Personenaufzügen. — El. Kr. u. B. 1906, S. 329; Kammerer, Vergleichsversuche an Aufzugsanlagen. — Desgl. 1909; Mühlmann, Arbeitsverbrauch eines hydraulischen u. eines elektr. betr. Personenaufzuges. — Z. f. El. u. Masch. 1917, S. 549; Dub, Über Aufzüge. — Z. f. Dampf- u. Masch. 1914, S. 105; Kasten, Der Betrieb von Aufzügen. — Desgl. S. 107; Schulz, Elektromotoren f. Aufzüge und Krane. — Desgl. S. 361; Guhlke, Berechnung der Führungsschienen eines Aufzuges. — Werkst.-Techn. 1913, S. 233; Schultze, Über Normalisierung im Bau von Aufzügen und Fördermitteln. — Schweiz. Bauz. 1913, S. 7; Feld, Neuerungen im Bau elektr. Aufzüge.

C. Mittel für wagerechte und senkrechte, sowie stark geneigte Förderung.

1. Laufwinden und Krane.

a) Einzelteile der Winden und Krane.

Außer den allgemeinen Maschinenteilen (siehe Bd. I) kommen für den Hebemaschinenbau noch besondere Maschinenteile in Betracht, deren Normung beim „Normenausschuß der Deutschen Industrie E. V.“¹⁾ zum Teil durchgeführt, zum Teil in Arbeit ist. Der Stand der Normung (Entwurf — Vorstandsvorlage — endgültig) ist bei den in Frage kommenden Einzelteilen angegeben.

1. Lasthaken und Schäkel.

Werkstoff: Siemens-Martin-Stahl.

α) Einfache Haken (Fig. 43). Ausführung für Tragkräfte bis 100 t. Anwendung allgemein für Lasten bis etwa 25 t, mitunter auch bis 50 t und mehr. Je nach Größe der Tragkraft sind die Haken entweder unmittelbar am Huborgan (Seil oder Kette) angeordnet oder sie sind im Querstück einer Kranflasche drehbar gelagert. Die Bauhöhe h_1 ist möglichst niedrig zu halten. Der Hakenschaft muß mit Spielraum in der Bohrung des Querstückes sitzen und unter diesem durch Vergrößern des Durchmessers gegen Abheben gesichert sein.

Berechnung (Fig. 43). Der Schaft wird im Kernquerschnitt des Gewindes auf Zug berechnet.

$$Q = \frac{d_2^3 \pi}{4} \cdot k_z \dots \text{kg.} \quad (10)$$

$k_z = 300$ bis 800 kg/cm^2 für Haken kleinerer bzw. größerer Tragfähigkeit, im Mittel $k_z = 500 \text{ kg/cm}^2$.

Das Gewinde ist auf zulässige Flächenpressung zu untersuchen. Bedeutet z die Anzahl der Gänge auf die Mutterhöhe m , so ist der Flächendruck:

$$k = \frac{Q}{(d^2 - d_1^2) \frac{\pi}{4} \cdot z} \dots \text{kg/cm}^2. \quad (11)$$

Zulässiger Flächendruck (Flußeisen auf Flußstahl) $k = 100$ bis 200 , im Mittel 150 kg/cm^2 .

Sämtliche Hakenquerschnitte vom Schaft bis zum Hakenmaul sind auf Zug und Biegung beansprucht. Daher Berechnung des gekrümmten Haken-teils auf zusammengesetzte Festigkeit.

Gefährlicher Querschnitt bei I—II: Querschnitt für kleinere Haken, die untergeordneten Zwecken dienen, kreisförmig, für größere elliptisch, allgemein jedoch, angenäherte Trapezform üblich.

Bei der einfachen Hakenberechnung wird der Haken als gerader, einseitig belasteter Stab betrachtet. Hierfür gelten mit Bezug auf Fig. 43 die Gleichungen:

$$\left. \begin{aligned} \text{Größte Zugbeanspruchung (bei I)} \quad \sigma_z \leq k_z &= \left. \begin{aligned} &Q + \frac{Q \cdot \left(\frac{w}{2} + \eta_1\right)}{W_1} \dots \text{kg/cm}^2, \\ &Q - \frac{Q \cdot \left(\frac{w}{2} + \eta_1\right)}{W_2} \dots \text{kg/cm}^2. \end{aligned} \right\} (12) \\ \text{größte Druckbeanspruchung (bei II)} \quad \sigma \leq k &= \end{aligned}$$

¹⁾ Arbeitsausschuß für Hebemaschinen.

Unter Vernachlässigung der zur Schonung der Anschlagseile erforderlichen Abrundungen wird für den Trapezquerschnitt:

$$\left. \begin{aligned} \text{Querschnittsfläche:} \quad f &= h \cdot \frac{b_1 + b_2}{2} \dots \text{cm}^2; \\ \text{Trägheitsmoment:} \quad J &= \frac{h^3}{36} \cdot \frac{(b_1 + b_2)^2 + 2b_1b_2}{b_1 + b_2} \dots \text{cm}^4; \\ \text{Faserabstände:} \quad \eta_1 &= \frac{h}{3} \cdot \frac{b_1 + 2b_2}{b_1 + b_2} \dots \text{cm}; \\ &\quad \eta_2 = \frac{h}{3} \cdot \frac{2b_1 + b_2}{b_1 + b_2} \dots \text{cm}; \\ \text{Widerstandsmomente:} \quad W_1 &= \frac{J}{\eta_1}; \quad W_2 = \frac{J}{\eta_2} \dots \text{cm}^3. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Um den Baustoff möglichst auszunutzen, setzt man, was jedoch nicht unbedingt erforderlich, $\sigma_z = \sigma$. Die Höhe h des gefährlichen Querschnittes ist anzunehmen. Das Verhältnis $\frac{b_1}{b_2}$ kann zu 2 bis 3,5 gesetzt werden.

Zulässige Beanspruchung k_z bzw. $k = 600$ bis 800 kg/cm^2 für kleinere bzw. größere Tragkräfte. Genauer können die Spannungen σ_z bzw. σ ermittelt werden, wenn man den Querschnitt als zusammengesetzten Querschnitt (aus zwei Kreisabschnitten und einem Trapez) betrachtet.

Die genauere Hakenberechnung nach Bach betrachtet den Haken, der Tatsache entsprechend, als gekrümmten Stab. Die allgemeine Gleichung für den gekrümmten Stab (s. Festigkeitslehre) ergibt alsdann unter Einführung von $P = Q$; $r = \frac{w}{2} + \eta_1$; $\eta_{\max} = -\eta_1$ bzw. $\eta_{\max} = +\eta_2$;

$$M_b = -Q \cdot \left(\frac{w}{2} + \eta_1 \right) \dots \text{kgcm} \quad (14)$$

für die

$$\left. \begin{aligned} \text{gr. Zugbeanspruchung (bei I)} \quad \sigma_z \leq k_z &= \frac{Q}{f} \cdot \frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{\eta_1}{w} \dots \text{kg/cm}^2; \\ \text{gr. Druckbeanspruchung (bei II)} \quad \sigma \leq k &= -\frac{Q}{f} \cdot \frac{1}{\varepsilon} \cdot \frac{\eta_2}{\frac{w}{2} + \eta_1 + \eta_2} \text{kg/cm}^2. \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Für den Trapezquerschnitt kann gesetzt werden:

$$\varepsilon = -1 + \frac{2r}{(b_1 + b_2) \cdot h} \cdot \left[\left(b_2 + \frac{b_1 - b_2}{h} \cdot (\eta_2 + r) \right) \ln \frac{r + \eta_2}{r - \eta_1} - (b_1 - b_2) \right] \dots \quad (16)$$

Die zulässigen Beanspruchungen k_z bzw. k können bei der Bachschen Berechnung höher zugelassen werden, und zwar für

Siemens-Martin-Stahl: k_z bzw. $k = 800 \sim 1300 \text{ kg/cm}^2$ (für Haken von etwa 1 t Tragkraft ab).

Statt der umständlichen Berechnung des Wertes ε bedient man sich am besten der zeichnerischen Ermittlung nach Tolle¹⁾. S. auch Bd. I, S. 517.

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1903, S. 384 f.

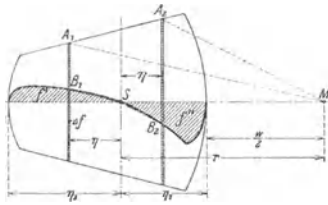


Fig. 44.

Mit Bezug auf Fig. 44 wird:

$$\varepsilon = \frac{1}{f} \cdot \sum_{\eta=\eta_1}^{\eta=\eta_2} \frac{\Delta f \cdot \eta}{r + \eta} = \frac{f'' - f'}{f}; \quad (17)$$

die Flächen f' und f'' ergeben sich dadurch, daß die Flächenteilchen Δf im Verhältnis $\frac{\eta}{r + \eta}$ verkleinert werden.

Zahlentafel 6. Einfache Haken (Fig. 43 S. 404).

Tragkraft Q t	Maulweite w mm	Gewinde			Mutterhöhe m mm	Schaft mm			Querschnitt I—II			Senkrechter Querschnitt		
		d Zoll	d mm	d_1 mm		d_0 1)	d_2	d_3	h	b_1	b_2	h'	b_1'	b_2'
1	70	1	25,4	21,33	35	35	37	42	50	40	18	38	35	20
2,5	80	1 1/2	38,1	32,7	40	40	42	47	70	55	25	60	50	30
5	100	1 3/4	44,4	37,9	55	55	57	65	95	80	30	75	60	32
7,5	110	2	50,8	43,6	65	65	68	75	115	95	40	95	75	42
10	120	2 1/4	57,1	49,0	75	75	78	85	130	110	45	110	90	48
12,5	140	2 1/2	63,5	55,4	80	80	83	90	145	125	48	125	105	53
15	150	2 3/4	68,8	60,5	85	85	88	95	160	140	54	140	110	58
20	160	3 1/4	82,5	72,6	90	90	94	104	170	150	58	150	120	63
25	190	3 1/2	88,9	79	110	100	104	114	190	165	64	165	135	72
30	205	3 3/4	95,2	84,4	130	105	109	120	205	180	70	180	145	77
50	250	4 3/4	120,6	108,4	150	145	149	160	255	230	88	225	190	95

Zahlentafel 7. Kugelspurlager für Lasthaken²⁾ (Fig. 46).

Tragkraft ³⁾ t	Abmessungen in mm							Kugel \varnothing Zoll	Tragkraft t	Abmessungen in mm							Kugel \varnothing Zoll
	d_0	c	D	b	h	a	R			d_0	c	D	b	h	a	R	
3,7	30	32	65	63	24	7	45	7/16	30	105	109	185	178	63	12	145	1 1/8
4,8	35	38	75	72	28	7	55	1/2	34	110	114	190	182	66	13	150	1 3/8
5,2	40	43	80	78	29	7,5	60	1/2	37,5	115	119	200	192	69	14	155	1 1/4
6,6	45	48	90	87	31	9	65	9/16	40	120	125	210	202	71	15,5	160	1 1/4
8,1	50	53	100	97	34	9	75	5/8	41,5	125	130	215	207	74	16	165	1 5/16
10	55	58	105	102	37	9	80	11/16	44	130	135	220	212	75	15	170	1 5/16
10,6	60	63	110	107	38	9	85	11/16	45,5	135	140	225	217	78	15	180	1 3/8
12,5	65	68	120	116	42	10	90	3/4	48,5	140	145	230	222	79	15,5	185	1 3/8
14,5	70	73	130	123	45	9	100	13/16	53	145	150	235	228	80	15,5	190	1 7/8
15,8	75	78	135	128	46	9	105	13/16	56	150	155	250	242	81	17	205	1 7/8
17	80	83	140	132	49	9	110	7/8	61	160	165	260	250	86	19	210	1 1/2
18,4	85	88	145	138	49	9,5	115	7/8	65	170	175	275	267	88	18	225	1 1/2
21	90	93	155	148	52	9,5	120	15/16	66,5	180	185	280	272	90	17,5	230	1 9/16
24	95	98	165	158	55	10	130	1	70	190	195	290	282	92	19	240	1 9/16
27	100	104	175	168	60	12	135	1 1/16	76	200	205	300	292	95	17,5	250	1 5/8

¹⁾ Bohrung der oberen Kugellagerplatte (f. d. Größe d. Lagers maßgebend) s. Zahlentafel 7 u. F. g. 46.

²⁾ Maschinenfabrik Rheinland A. G., Düsseldorf.

³⁾ Die Tragkräfte der Kugelspurlager weichen von den Tragkräften der Haken in Zahlentafel 6 und 8 ab.

Konstruktion: $SB_1 \parallel A_1 M$ bzw. $SB_2 \parallel A_2 M$. Durch genügend zahlreiches Wiederholen dieser Konstruktion ergibt sich die in der Figur gekennzeichnete Querschnittform, deren Flächeninhalt am einfachsten mit dem Planimeter ermittelt wird.

Die genaue Hakenberechnung ergibt um etwa 40 vH höhere Beanspruchungen für σ_z bzw. σ als die einfache.

Leichte Drehbarkeit des Hakens erfordert Kugellagerung. Ausführung nach Art von Fig. 45¹⁾ mit eingedrehten Kugelrinnen in Querstück und Mutter oder Anwendung eines einstellbaren Kugellagers nach Art von Fig. 46.

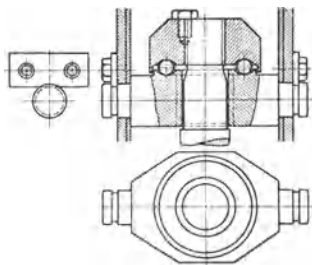


Fig. 45.

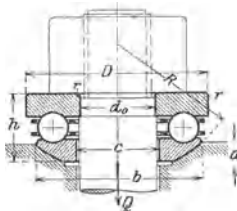


Fig. 46.



Fig. 47.

Haken mit Abweiser (Fig. 86, S. 423) werden bei Verladekränen verwendet und vermeiden beim Hochziehen ein Festhängen des Hakens an Schiffsluken u. dgl.

Sicherheitshaken (Fig. 47) verhindern ein Herauspringen der Last. Zum Einhängen der Last wird der Sicherheitsbügel *a* von Hand gedreht, wodurch die Hakenöffnung freigegeben wird. Anwendung hauptsächlich bei Verladekränen mit Kübelbetrieb.

D. I. Normen für einfache Haken: *b* 50 (Entwurf) Lasthaken für Hebezeuge (mit Handantrieb). — *b* 70 (Entwurf) Lasthaken für Hebemaschinen (mit motorischem Antrieb).

β) Doppelhaken (Fig. 48). Ausführung von 10 bis 100 t (Zahlentafel 8, S. 408). Anwendung meist von 20 t Tragkraft ab, in der Regel jedoch für große Tragkräfte (50 bis 100 t). Berechnung des Gewindefachtes wie beim einfachen Haken. Für den gekrümmten Teil kann angenommen werden, daß jedes Hakenmaul die Hälfte der senkrecht gerichteten Last aufnimmt. Gefährlicher Querschnitt bei I—II. Die Zerlegung von $\frac{Q}{2}$ ergibt eine Normalkraft $\frac{Q}{2} \cdot \sin \alpha$ und eine in der Ebene wirkende Schubkraft $\frac{Q}{2} \cdot \cos \alpha$, die bei der Berechnung vernachlässigt wird.

Mit einem Biegemoment

$$M_b = \frac{Q}{2} \cdot x \quad (18)$$

ergeben sich für einfache Hakenberechnung die Beanspruchungen:

$$\left. \begin{aligned} \text{Größte Zugspannung (bei I)} \sigma_z &\leq k_z = \frac{\frac{Q}{2} \cdot \sin \alpha}{f} + \frac{\frac{Q}{2} \cdot x}{W_1} \dots \text{kg/cm}^2; \\ \text{größte Druckspannung (bei II)} \sigma &\leq k = -\frac{\frac{Q}{2} \cdot \sin \alpha}{f} + \frac{\frac{Q}{2} \cdot x}{W_2} \dots \text{kg/cm}^2. \end{aligned} \right\} (19)$$

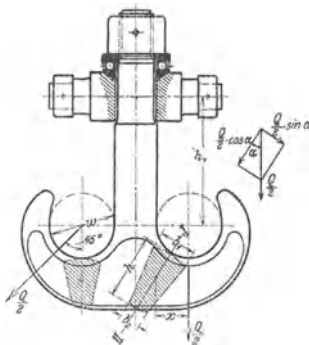


Fig. 48.

¹⁾ Ardelwerke, Eberswalde.

Querschnitt wie beim einfachen Haken trapezförmig. Querschnittsfunktionen für den Trapezquerschnitt und zulässige Beanspruchungen S. 405.

Wegen der schräg angreifenden Anschlagseile sind unter Zugrundelegung eines Winkels von 45° weitere Querschnitte rechnerisch zu prüfen.

γ) Ausbildung der Hakenlagerung wie beim einfachen Haken unter Benutzung der Zahlentafel 7, Kugellager für Lasthaken.

Zahlentafel 8. Doppelhaken (Fig. 48).

Tragkraft Q t	Maulweite w mm	Gewinde			Mutterhöhe m mm	Schaft mm			Querschnitt I—II			Senkrechter Querschnitt		
		d	d	d_1		d_0	d_2	d_3	h	b_1	b_2	h'	b_1'	b_2'
		Zoll	mm	mm										
10	110	2 $\frac{1}{2}$	63,5	55,4	75	70	73	80	116	90	35	90	80	35
12,5	120	2 $\frac{1}{2}$	63,5	55,4	75	70	73	80	131	90	40	105	85	40
15	130	2 $\frac{3}{4}$	69,8	60,5	80	75	78	85	143	100	40	115	90	40
20	150	3 $\frac{1}{4}$	82,5	72,6	95	90	94	104	158	110	45	120	105	45
25	160	3 $\frac{3}{4}$	95,2	84,4	110	100	104	114	180	125	45	140	115	45
30	180	4	101,6	90,7	115	105	109	120	194	135	50	150	125	50
40	200	4 $\frac{1}{2}$	114,3	103	130	120	124	135	218	145	50	170	130	50
50	220	5	127	—	145	130	134	146	244	165	60	190	145	60
60	240	5 $\frac{1}{2}$	140	—	160	145	150	168	268	180	70	210	160	70
80	270	6 $\frac{1}{2}$	165	—	190	170	175	190	306	210	80	240	180	80
100	300	7 $\frac{1}{2}$	190,5	—	210	190	200	220	345	235	95	270	205	95

γ) Schäkel (Lastbügel, geschlossene Haken). Infolge ihrer geschlossenen Form sind sie günstiger beansprucht als die offenen Haken, haben jedoch den Nachteil, daß die Anschlagseile durch die Schäkelöffnung hindurchgezogen werden müssen.

Anwendung der Schäkel meist bei Schwerlastkranen (mit Tragkräften über 100 t), mitunter auch für mittlere Tragkräfte bis herab auf 20 t. In diesem Falle Herstellung des Schäkel durch Schmieden aus einem Stück (Fig. 49). Berechnung der statischen Unbestimmtheiten wegen nur angenähert durchführbar. Da ferner dem Zusammenschweißen von Schaft und Schenkeln große Unsicherheit anhaftet, gibt man bei größeren Tragkräften und bei Schwerlasten dem dreigelenkigen Schäkel (Fig. 50), der auch eine genaue Festigkeitsberechnung zuläßt, allgemein den Vorzug.

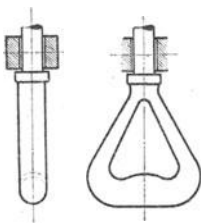


Fig. 49.

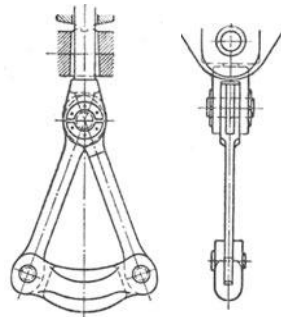


Fig. 50.

Veröffentlichungen über Lasthaken: Dngl Polyt. Journ. 1904, S. 129; Griffel, Berechnung der Lasthaken und die sich daraus ergebenden Hakenformen. — Desgl. 1906, S. 561; Hakenberechnung. — Z. Ver. deutsch. Ing. 1911, S. 2173; Preuß. Versuche über Spannungsverteilung in Kranhaken. — Z. f. pr. Masch. 1911, S. 1520; Ein praktischer Kranhaken.

2. Rundeisenketten (Gliederketten).

Werkstoff: Flußeisen mit 36 bis 40 kg/mm² Festigkeit und 22 bis 18 vH Bruchdehnung oder Puddelschweißisen mit 35 bis 36 kg/mm² Festigkeit und 20 bis 18 vH Bruchdehnung.

1) Bohrung der oberen Kugellagerplatte (f. d. Größe d. Lagers maßgebend) s. Tab. 7, S. 406.

Herstellung durch Schweißen. Bei dünnen Ketten liegt die Schweißstelle am Kopfende, bei stärkeren an der Seite. Zugfestigkeit an der Schweißstelle um etwa 10 vH geringer.

Ausführungsarten: Kurzgliedrige Krankette (Fig. 51). d Ketteneisenstärke, $l = 2,6 d$ Baulänge (lichte Gliedlänge), $b = 3,5 d$ Baubreite (äußere Gliedbreite).

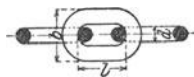


Fig. 51.

Langgliedrige Kette. Baulänge $l = 3,5 d$.

Kalibrierte (adjustierte) Ketten werden durch Schlagen im Gesenk kalibriert und erhalten dadurch genau gleich lange Glieder.

Nachteile der Ketten: Empfindlichkeit gegen Stöße und Überlastungen, geringe Elastizität dem Drahtseil gegenüber, plötzliches Eintreten des Bruches. Infolge der Kettenreibung starker Verschleiß am Scheitel der Glieder.

D. I. - Normen: E 671 (Entwurf) Kalibrierte Ketten für Hebezeuge (A Handketten; B Lastketten). — E 672 (Entwurf) Unkalibrierte Ketten für Hebeemaschinen.

Anwendung. Als Huborgan für von Hand bediente Winden und Krane.

Kurzgliedrige, kalibrierte Ketten dienen als Huborgan bei Kleinhebezeugen (Flaschenzügen und Laufwinden) bis 5 t Tragkraft und als endlose Ketten zum Antrieb von Haspelrädern (Ketteneisenstärke: 5 bis 7 mm).

Langgliedrige Ketten sind leichter und in der Herstellung billiger als kurzgliedrige. Verwendung bei Kettenbahnen und als Befestigungsketten.

Berechnung. Die Kette wird auf Zug und Biegung beansprucht. Diese wird vernachlässigt und die Kette auf Zug in den beiden parallelen Schenkeln des Gliedes berechnet. Der Biegungsbeanspruchung des Kettengliedes trägt man dadurch Rechnung, daß man die zulässige Zugbeanspruchung verhältnismäßig niedrig hält.

Zahlentafel 9.

Kurzgliedrige Kranketten der Demag, Duisburg¹⁾ (Fig. 51).

Eisenstärke d mm	Höchste zulässige Belastung Q kg	Probelastung Q_1 kg	Ungefähres Gewicht g kg/lfdm	Eisenstärke d mm	Höchste zulässige Belastung Q kg	Probelastung Q_1 kg	Ungefähres Gewicht g kg/lfdm
5	250	531	0,58	23	5290	11241	13,00
6	360	765	0,81	24	5760	12240	14,50
6 ¹ / ₂	423	898	0,95	25	6250	13281	15,00
7	490	1041	1,10	26	6760	14991	16,00
8	640	1360	1,60	28	7840	16660	19,00
9	810	1721	1,85	30	9000	18125	22,00
10	1000	2125	2,25	33	10890	23141	25,00
11	1210	2595	3,00	36	12960	27540	30,00
12	1440	3060	3,50	40	16000	34000	36,00
13	1690	3591	4,00	42	17640	39690	40,00
14	1960	4165	4,50	45	20250	43031	48,00
15	2250	4781	5,00	48	23040	48960	52,00
16	2560	5440	6,00	51	26010	55271	58,00
18	3240	6885	7,00	54	29160	61965	64,00
20	4000	8500	9,50	57	32490	69041	72,00
22	4240	10285	11,00	60	36000	76500	81,00

¹⁾ Die zul. Belastung in der Zahlentafel bietet 5fache Sicherheit gegen Bruch. Probelastung = 2,5fache zul. Belastung. Für Ketten von maschinell betriebenen Kranen und für kalibrierte Ketten ist die zulässige Belastung niedriger anzunehmen.

Zahlentafel 10. Kalibrierte Gliederketten und verzahnte Kettenräder von Schlässer & Feibusch, G. m. b. H., Düsseldorf.

Eisenstärke der kalibr. Kette d mm	Teilung der Kette l mm	Zählzahl z	Teilkreisdurchmesser D mm	Eisenstärke der kalibr. Kette d mm	Teilung der Kette l mm	Zählzahl z	Teilkreisdurchmesser D mm	Eisenstärke der kalibr. Kette d mm	Teilung der Kette l mm	Zählzahl z	Teilkreisdurchmesser D mm
5	18,5	6	72	8	22,5	12	172	12 $\frac{1}{2}$	36	5	115
		7	83			13	186			6	137
		8	94			17	244			7	161
		10	118			18	258			8	184
		18	212			20	286			9	207
		20	234			22	314			10	230
		24	283			27	386			11	253
		31	364			28	397			12	275
		36	420			32	456			13	299
						43	614			14	322
6	20	6	76	9,5	31	52	740	14	42,5	15	344
		11	138			60	850			20	458
		13	166			5	100			21	480
		14	178			6	120			22	500
		16	204			7	140			24	552
		20	254			8	160			32	714
		22	280			10	198			37	836
		28	357			12	238			58	1331
		38	484			16	318			6	162
		43	548			17	338			8	214
50	636	18	360	10	268						
7	22,5	5	72	11	30	20	388	18	54	12	320
		6	85			21	411			14	374
		7	100			22	436			15	404
		8	115			27	534			32	850
		10	140			30	592			5	154
		11	157			40	778			6	184
		12	172			5	97			7	215
		13	186			6	114			19	275
		18	286			7	134			11	338
		24	343			8	153			12	362
		27	386			10	192			6	492
		32	456			11	214			5	175
		34	487			12	223			6	207
		43	614			14	264			7	242
52	740	15	286	8	276						
60	850	20	382	9	310						
66	944	21	401	10	322						
77	1001	22	422	14	479						
8	22,5	5	73	1450	20	24	456	62,5	5	200	
		6	86			30	575		6	240	
		7	100			36	680		7	280	
		8	114			77	1450		8	320	
		10	143						9	360	
		11	157						20	800	

Die stark umrahmten Kettenradabmessungen finden für Haspelräder Anwendung.

Bedeutet S die Belastung der Kette in kg, so ergibt sich die Ketteneisenstärke d in cm aus der Gleichung:

$$S = 2 \frac{d^2 \pi}{4} \cdot k_z \quad (20)$$

Nach v. Bach kann gesetzt werden:

Für wenig angestregte Ketten $S = 1000 d^2$ bei $k_z = 637 \text{ kg/cm}^2$,
 für häufig benutzte Ketten $\leq 800 d^2$ „ ≤ 510 „
 für Dampfwindketten $\leq 500 d^2$ „ ≤ 318 „

Kalibrierte Ketten sind, um unzulässige Formänderungen zu vermeiden, nur mit $\frac{3}{4}$ der vorstehend angegebenen Werte zu belasten.

3. Gelenkketten (Laschenkettten).

Werkstoff: S.-M.-Stahl.

Herstellung aus geraden oder geschweiften Laschen (Fig. 52), die durch Bolzen gelenkig miteinander verbunden sind. Die Bolzen werden entweder vernietet (Fig. 52) oder versplintet. Zum Aufhängen eines ruhenden Kettenstranges dienen Endglieder mit stärkeren Laschen und Bolzen.

Vorteile: Infolge leichter Beweglichkeit lassen die Gelenkketten verzahnte Kettenräder mit geringer Zähnezahl und kleinem Teilkreisdurchmesser zu, so daß sich ein geringes Lastmoment ergibt.

⚠ Ferner ist die Gelenkreibung einer Laschenkette erheblich niedriger als die Reibung einer an Tragkraft gleichwertigen Gliederkette.

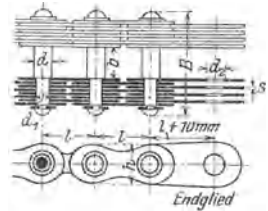


Fig. 52.

Zahlentafel 11.

Gelenkketten von Zobel, Neubert u. Co., Schmalkalden (Fig. 52).

Zulässige Belastung gleich $\frac{1}{8}$ der Bruchlast.

Zulässige Belastung Q kg	Teilung od. Baulänge l mm	Bolzen			Plattenzahl z	Plattenstärke s mm	Plattenbreite h mm	Größte Breite der Kette B mm	Durchmesser d. Schlußbolzens d_2 mm	Ungefähres Gewicht g kg/lfdm	Bemerkungen
		d mm	b mm	d_1 mm							
100	15	5	12	4	2	1,5	12	23	6	0,7	} Unterlegscheiben ohne Vernieten } versplintet mit Unterlegscheiben vernietet
250	20	7,5	15	6	2	2	15	28	9	1	
500	25	10	18	8	2	3	18	38	12	2	
750	30	11	20	9	4	2	20	45	13	2,7	
1000	35	12	22	10	4	2	27	50	15	3,8	
1500	40	14	25	12	4	2,5	30	60	18	5	
2000	45	17	30	14	4	3	35	67	21	7,1	
3000	50	22	35	17,5	6	3	38	90	26	11,1	
4000	55	24	40	21	6	4	40	110	32	16,5	
5000	60	26	45	23	6	4	46	118	34	19	
6000	65	28	45	24	6	4	53	125	36	24	
7500	70	32	50	28	8	4,5	53	150	40	31,5	
10000	80	34	60	30	8	4,5	65	165	45	34	
12500	85	35	65	31	8	5	70	180	47	44,8	
15000	90	38	70	34	8	5,5	75	195	50	51,1	
17500	100	40	75	36	8	6	80	208	54	58,1	
20000	110	43	80	38	8	6	85	215	56	74,4	
25000	120	45	90	40	8	6,5	100	235	60	83,3	
30000	130	50	100	45	8	7	106	255	65	100	

Nachteile: Gelenkketten dürfen seitlich (durch Schrägzug) nicht belastet werden. Starker Verschleiß infolge der hohen Flächenpressung zwischen Laschen und Bolzen (bis etwa 1200 kg/cm^2). Gute Schmierung während des Betriebes ist daher Hauptbedingung. Auch sind die Gelenkketten den Gliederketten gegenüber schwerer und in der Beschaffung teurer.

Anwendung. Als Huborgan für Kleinhebezeuge bei mäßigen Arbeitsgeschwindigkeiten, jedoch nur in geschlossenen staubfreien Räumen. Die Gelenkkette wurde früher viel als schwere Krankette verwendet, ist jedoch jetzt durch das Drahtseil verdrängt worden.

Veröffentlichungen über Ketten: Peter, Seile und Ketten. — Stahl u. Eisen 1896, S. 437; Hoppe, Über Ketten und Drahtseile. — Desgl. 1904, S. 1307; Klatt, Nahtlose Ketten. — Z. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 337; Baumann, Festigkeitsberechnung gekrümmter Stäbe.

4. Hanfseile.

Als Huborgan werden die Hanfseile nur noch für Hebemaschinen von untergeordneter Bedeutung — gewöhnliche Flaschenzüge, Bauwinden, Handaufzüge von kleiner Tragkraft u. dgl. — verwendet.

Hauptanwendung der Hanfseile als Anschlagseile (Schlingseile). Ein oder mehrere Seile werden um die Last geschlungen und dann im Haken eingehängt. Siehe auch S. 440 Lastaufnahmemittel.

Rohstoff: Bad. Schleißhanf, russ. Reinhanf und Manilahanf.

Zum Schutze gegen Witterungseinflüsse werden die Hanfseile mit Karbolineum getränkt oder geteert. Geteerte Seile haben jedoch eine geringere Tragkraft als ungeteerte.

5. Drahtseile

finden im Hebezeugbau ihrer hohen Festigkeit und leichten Biegsamkeit wegen allgemeine Anwendung. Den Ketten gegenüber haben sie bei gleichem nutzbaren Querschnitt höhere Tragkraft, auch sind sie im Anschaffungspreis niedriger als die Ketten. Im Betrieb arbeiten die Drahtseile sicher und vollkommen geräuschlos, was sie insbesondere für schnell arbeitende, elektrisch betriebene Hebezeuge unentbehrlich macht. Auch bieten sie den Vorteil einer leichteren Überwachung im Betriebe. Während bei der Kette schadhafte Stellen schwer zu erkennen sind und der Bruch plötzlich eintritt, wird das Drahtseil lange vor seinem Bruch durch Reißen von Einzeldrähten stachelig und kann alsdann, wenn erforderlich, ausgewechselt werden.

Die im Hebezeugbau vorkommenden Drahtseile haben meist runden, seltener quadratischen Querschnitt und bestehen aus dünnen Stahldrähten, Elementar- oder Einzeldrähten, die gruppenweise zu einer Litze vereinigt, sich in bestimmter Anordnung um eine Hanfseele legen.

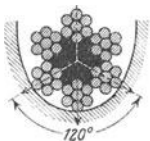


Fig. 53.

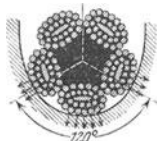


Fig. 54.

Je nach Form des Kerndrahtes unterscheidet man rundlitzen (Fig. 53) und flachlitzen Drahtseile (Fig. 54).

Die Biegsamkeit der Drahtseile ist von der Stärke der Einzeldrähte abhängig. Stärke der Einzeldrähte je nach dem verwendeten Baustoff 0,35 bis 2,65 mm.

Nach Art der Herstellung unterscheidet man Drahtseile mit Albertschlag und solche mit Kreuzschlag.

Bei ersteren haben Einzeldrähte und Litzen gleichen Drall, bei letzteren entgegengesetzten.

Seile mit Albertschlag haben ein größeres Drehbestreben unter dem Einfluß der Last als solche mit Kreuzschlag. Daher gute Lastführung Bedingung.

Bei geflochtenen Quadratseilen ist ein Drehen des Seiles bei Be- und Entlastung nahezu ausgeschlossen.

Die patentverschlossenen Seile der Firma Felten & Guilleaume, Mülheim a. Rh., werden infolge des besonderen Querschnittes ihrer Einzeldrähte nicht stachelig. Sie sind von glatter Oberfläche und wenig rostempfindlich, besitzen jedoch ihrer starken Einzeldrähte wegen geringe Biegsamkeit. Anwendung als Tragseile bei Hängebahnen u. dgl.

Werkstoff der Drahtseile: Meist Tiegel-Gußstahl mit 120 bis 180 kg/mm² Festigkeit und $E = \sim 2\,150\,000$ kg/cm². Die auf der Zerreißmaschine ermittelte Bruchbelastung eines Seiles ist etwa 10 vH geringer als die rechnerisch gefundene und in den Zahlentafeln verzeichnete.

Patent-Pflugstahl hat eine höhere Zugfestigkeit (180 bis 200 kg/mm²) als Tiegel-Gußstahl, ist jedoch im Preise um etwa 25 vH höher.

Zum Schutze gegen Rosten können die Drahtseile verzinkt werden. Die Tragkraft eines verzinkten Seiles beträgt jedoch nur etwa 90 vH der eines unverzinkten Seiles von gleichem Querschnitt.

Die Berechnung wird für statische Belastung des Seiles durchgeführt. Berücksichtigung der dynamischen Beanspruchung bei Hebemaschinen mit größerer Tragkraft und bei kurz bemessener Anlaufzeit.

Ohne Berücksichtigung der Schraubenform des Einzeldrahtes im Seilverband, der Vorspannungen durch das Flechten des Seiles, der Drahtreibung u. dgl. wird ein belastetes Seil auf Zug und beim Gang über Rollen und Trommeln auch auf Biegung beansprucht.

Bedeutung S den Seilzug in kg, δ die Einzeldrahtstärke in cm, i die Anzahl der Einzeldrähte, E die Elastizitätsziffer des verwendeten Werkstoffes in kg/cm², σ_z die Zugbeanspruchung und σ_b die Biegungsbeanspruchung in kg/cm², so beträgt die Gesamtbeanspruchung eines Drahtseiles nach Reuleaux:

$$\sigma_r = \sigma_z + \sigma_b = \frac{S}{i \cdot \delta^2 \frac{\pi}{4}} + \frac{\delta}{D} \cdot E \dots \text{kg/cm}^2. \quad (21)$$

v. Bach¹⁾ gibt an, daß die nach der Reuleauxschen Gleichung ermittelte Biegungsbeanspruchung tatsächlich geringer sei und führt eine Berichtigungsziffer β ein, die er für mittlere Verhältnisse zu $\frac{3}{8}$ angibt und die für besonders biegsame Seile, wie sie für Hebezeuge mit kleinen Rollendurchmessern zur Anwendung gelangen, noch weiter herabgesetzt werden kann.

$$\sigma_r = \sigma_z + \sigma_b = \frac{S}{i \cdot \delta^2 \frac{\pi}{4}} + \beta \cdot \frac{\delta}{D} \cdot E \dots \text{kg/cm}^2. \quad (22)$$

Die Aufstellung theoretischer Grundlagen für die Seilberechnung, die die tatsächliche, schraubenartige Form der Elementardrähte, deren Beanspruchung beim Flechten des Seiles, die Drahtreibung und die Elastizität der Seileinlage berücksichtigen, ist nur auf Grund umfangreicher Versuche möglich. Derartige Versuche werden z. Z. von Benoit und Wörnle in Karlsruhe vorgenommen.

Bis zum Abschluß derselben empfiehlt Wörnle die Berechnung der Biegungsbeanspruchung nach Reuleaux, Gleich. (21), Z. Ver. deutsch. Dipl.-Ing. 1913, S. 549.

Isaachsen gibt in der Z. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 652 für Seile, die stets in der gleichen Richtung gebogen werden, die Bachsche Berichtigungsziffer β in Gleich. (22) zu $\frac{1}{2}$, für solche, die in entgegengesetzter Richtung gebogen werden, zu $\beta = 1$ an.

Nach Benoit²⁾ spielen bei der Lebensdauer der Drahtseile Ermüdungserscheinungen eine große Rolle, da jedes Seil nur eine bestimmte Anzahl Biegungswechsel aushält.

Wenn die bis jetzt mit einem Drahtseil vorgenommenen Versuche von Benoit hinsichtlich der Zahl der Biegungswechsel, die ein Seil aushält, für alle übrigen Seile durchgeführt sind, wird es möglich, die Seile und den Rollen- bzw. Trommeldurchmesser unter Berücksichtigung der voraussichtlichen Lebensdauer richtig zu bemessen.

Da eine zuverlässige Berechnung der tatsächlichen Beanspruchung der Drahtseile vorläufig noch nicht möglich ist, so empfiehlt es sich, die Bachsche Gleichung (22) unter Benützung der von Isaachsen angegebenen Berichtigungsziffer $\beta = \frac{1}{2}$ bzw. 1 weiter anzuwenden.

Die zulässige Beanspruchung k_z des Drahtseiles hängt von dem angenommenen Sicherheitswerte \mathcal{C} ab. Dieser kann gesetzt werden:

für von Hand betriebene Hebemaschinen	zu $\mathcal{C} = 5$ bis 6,
„ motorisch „ „	„ $\mathcal{C} = 6$ „ 8,
„ Aufzüge mit Personenbeförderung	„ $\mathcal{C} = 10$.

¹⁾ v. Bach, Masch. Elemente, 4. Aufl. 1881, S. 252 und 11. Aufl. 1913, S. 478.

²⁾ Die Drahtseilfrage, Karlsruhe 1915. Fr. Gutsch.

Zahlentafel 12. Kran-Drahtseile der A.-G. für Seilindustrie vorm. Ferdinand Wolff, Mannheim.

Werkstoff: Patent-Tiegelgußstahl. Bruchfestigkeit: rd. 150 bis 160 kg/mm².

Seil- durch- messer <i>d</i> mm	Zahl der Einzeldrähte $i=144^1)$				Zahl der Einzeldrähte $i=180^2)$			
	Gesamt- Bruch- festigkeit kg	Draht- stärke δ mm	Trommel- durchm. <i>D</i> mm	Gewicht <i>g</i> kg/lfdm.	Gesamt- Bruch- festigkeit kg	Draht- stärke δ mm	Trommel- durchm. <i>D</i> mm	Gewicht <i>g</i> kg/lfdm.
8	3 500	0,45	180	0,22	3 400	0,40	160	0,20
10	5 300	0,55	220	0,35	4 400	0,45	180	0,35
12	7 300	0,65	260	0,50	6 600	0,55	220	0,45
14	11 200	0,80	320	0,70	9 100	0,65	260	0,65
16	14 200	0,90	380	0,90	12 200	0,75	300	0,85
18	17 500	1,00	450	1,15	15 800	0,85	340	1,05
20	21 100	1,10	525	1,40	19 800	0,95	400	1,30
22	24 400	1,20	600	1,70	23 500	1,05	475	1,55
24	30 900	1,35	675	2,00	28 000	1,15	550	1,85
26	35 700	1,45	740	2,35	33 300	1,25	625	2,20
28	40 800	1,55	800	2,75	38 700	1,35	675	2,55
30	46 200	1,65	925	3,15	41 500	1,40	725	2,90
32	54 800	1,80	1 050	3,60	47 800	1,50	775	3,30
34	61 200	1,90	1 125	4,00	54 300	1,60	860	3,70
36	67 800	2,00	1 250	4,50	61 300	1,70	975	4,20
38	74 700	2,10	1 300	5,00	68 500	1,80	1 050	4,65
40	82 000	2,20	1 350	5,60	76 500	1,90	1 125	5,20

Werkstoff: Patent-Pflugstahl. Bruchfestigkeit: rd. 180 bis 200 kg/mm².

	Zahl d. Einzeldr. $i=144+42=186^1)$				Zahl der Einzeldrähte $i=222^2)$			
	Gesamt- Bruch- festigkeit kg	Draht- stärke δ mm	Trommel- durchm. <i>D</i> mm	Gewicht <i>g</i> kg/lfdm.	Gesamt- Bruch- festigkeit kg	Draht- stärke δ mm	Trommel- durchm. <i>D</i> mm	Gewicht <i>g</i> kg/lfdm.
8	4 900	0,45 0,29	200	0,25	4 300	0,38	180	0,25
9	6 100	0,50 0,33	220	0,30	5 300	0,40	190	0,30
10	7 200	0,55 0,36	240	0,40	6 700	0,45	200	0,40
11	8 600	0,60 0,40	260	0,45	8 400	0,50	220	0,45
12	10 200	0,65 0,45	290	0,50	10 200	0,55	240	0,50
13	11 800	0,70 0,48	320	0,60	11 700	0,60	260	0,60
14	15 400	0,80 0,52	350	0,70	13 700	0,65	290	0,70
15	17 400	0,85 0,55	380	0,80	15 900	0,70	310	0,80
16	19 800	0,90 0,60	420	0,95	18 400	0,75	330	0,95
17	21 800	0,95 0,62	460	1,05	21 000	0,80	350	1,05
18	23 000	1,00 0,65	500	1,20	23 900	0,85	380	1,20
19	25 400	1,05 0,70	530	1,30	27 000	0,90	410	1,30
20	28 100	1,10 0,75	575	1,45	30 100	0,95	440	1,45
21	30 000	1,15 0,77	620	1,60	33 300	1,00	480	1,60
22	33 200	1,20 0,80	660	1,80	34 600	1,05	520	1,80
23	35 900	1,25 0,85	700	1,95	37 900	1,10	560	1,95
24	42 200	1,35 0,90	740	2,10	41 500	1,15	600	2,10
26	48 600	1,45 0,95	810	2,45	49 000	1,25	690	2,45
28	52 200	1,55 1,05	900	2,85	57 200	1,35	750	2,85
30	61 000	1,65 1,10	1 000	3,30	61 400	1,40	800	3,30
32	74 300	1,80 1,20	1 150	3,70	70 800	1,50	860	3,70
34	82 500	1,90 1,25	1 250	4,20	80 300	1,60	950	4,20
36	92 200	2,00 1,35	1 375	4,70	90 800	1,70	1 070	4,70
38	101 300	2,10 1,40	1 430	5,20	101 000	1,80	1 160	5,20
40	111 900	2,20 1,50	1 500	5,85	113 000	1,90	1 240	5,85

1) Spezial-Biegsam. 2) Extra-Spezial-Biegsam.

Hiermit ergibt sich die zulässige Zugbeanspruchung zu $k_z = \frac{K_z}{\sigma} \dots \text{kg/cm}^2$.

Bruchfestigkeit für Tiegel-Gußstahl und Pflugstahl s. S. 413.

Die nach Gleich. (22) ermittelte Gesamtbeanspruchung σ_r der Drahtseile soll die zulässige Zugbeanspruchung k_z nicht überschreiten.

Außer ihrer Beanspruchung auf Zug und Biegung erleiden die Einzeldrähte noch Beanspruchungen beim Lauf über Rollen und Trommeln, und zwar durch gegenseitige geringe Bewegung, sowie durch geringes Gleiten des Seiles in der Rolle.

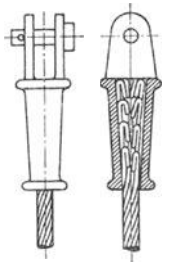


Fig. 55.

Wahrensberger stellt fest, daß die Hauptursache der vor kommenden Drahtbrüche meist auf zu geringe Auflage der Seile in der Rille zurückzuführen ist, was hohe spez. Pressung und damit starke Abnutzung des Seiles zur Folge hat.

Über Herabsetzung dieser spez. Pressung werden in der Z. Ver. deutsch. Ing. 1915, S. 605 Vorschläge gemacht.

Bei Wahl der Drahtstärke sind Durchmesser unter 0,4 und über 1,2 mm nicht empfehlenswert. Im ersteren Falle werden die Drähte schnell abgenutzt und zerreißen, im letzteren wird der Trommeldurchmesser zu groß.

DI-Normen: E 635 (Entwurf), Drahtseile für Krane, Aufzüge, Flaschenzüge und ähnliche Zwecke.

Kran-Drahtseile s. Zahlentafel 12, S. 414.

Gebräuchliche Seilzüge für Laufwinden und Krane s. S. S. 416.

Seilbefestigung. Befestigung eines Drahtseiles an einem Windengestell oder Drehkranausleger durch konische Seilbüchse (Fig. 55), flache Seilbüchse mit Einlegekeil (Fig. 56) meist jedoch durch Seilkausche (Fig. 57), um die das Seil schleifenförmig gelegt und verspleißt wird. Ausführung der Seilkauschen aus Flußeisen oder Gußeisen (Fig. 58). Das Seilende kann mit dem Seil statt durch Verspleißen auch durch zwei Flacheisenschellen oder zwei Seilklammern verbunden werden. Fig. 59 zeigt die Sicherheitsklammer „Backenzahn“ der Firma A. Bleichert & Co., Leipzig-Gohlis, deren Wirkungsweise aus der Figur ohne weiteres ersichtlich ist.

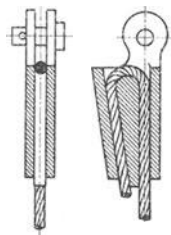


Fig. 56.

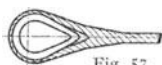


Fig. 57.

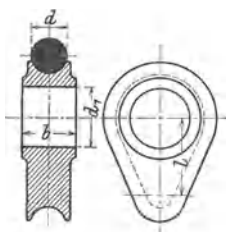


Fig. 58.

Befestigung der Drahtseile an den Trommeln s. S. 420.

Veröffentlichungen über Drahtseile: Benoit, Die Drahtseilfrage. — Berg, Diss. Hannover 1907. — Bock, Diss. Hannover 1909. — Dingl. Polyt. Journ. 1910, S. 207: Die Steifigkeit der Drahtseile. — Z. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 652: Isaachsen, Die Beanspruchung von Drahtseilen. — Desgl. 1914, S. 663: Blasius, Der kleinste Rollendurchmesser für Drahtseile. — Desgl. S. 605: Wahrensberger, Beanspruchung und Lebensdauer von Drahtseilen. — Stahl u. Eisen 1908, S. 1240. — Desgl. S. 945. — Glückauf 1909, S. 1546. — Desgl. 1912, S. 1638. — Desgl. 1913: Benoit, Beitrag zur Beurteilung der Sicherheit von Drahtseilen. — Förd.

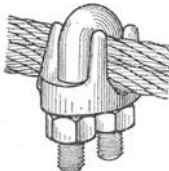


Fig. 59.

Techn. 1911, S. 79: Die Spleisung von Drahtseilen. — Z. Ver. deutsch. Dipl.-Ing. 1913, S. 549: Wörnle, Zur Beurteilung der Drahtseilsehwebbahnen für Personenbeförderung. — Fördertechn. u. Frachtverk. 1922, S. 153. Hunnius, Beitrag z. Berechnung des Drahtseils.

6. Rollenzüge für Winden und Krane.

Mechanische Verhältnisse der Rollen und Rollenzüge s. „Mechanik“ Bd. I, S. 326.

Für die Winden und Krane finden die Faktorenflaschenzüge¹⁾ Verwendung. Treibrollenzüge (umgekehrte Faktorenflaschenzüge) nur für mittelbar wirkende Druckwasser- und Drucklufthebezeuge.

¹⁾ Potenzrollenzüge werden im Hebezeugbau nicht angewendet.

Für die nachstehenden, im Hebemaschinenbau meist angewendeten Rollenzüge bedeuten: Q die Tragkraft, v_1 die Hubgeschwindigkeit und v_s die Seilgeschwindigkeit an der Trommel, i_0 die Übersetzung des Rollenzuges, S die

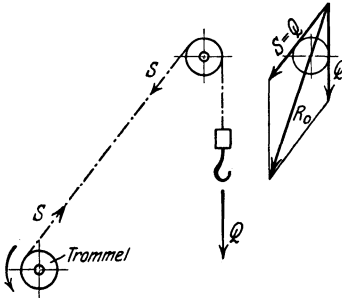


Fig. 60.

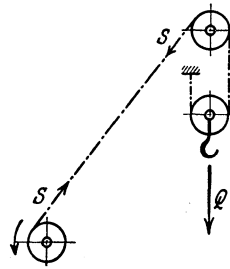


Fig. 61.

statische Seilspannung, l die dem Hub h entsprechend aufzuwickelnde Seillänge und η_0 den Wirkungsgrad des Rollenzuges.

Bei Rollenzügen mit Drahtseil als Huborgan sind in Rücksicht auf die Lebensdauer des Seiles die Rollen derart anzuordnen, daß ein entgegengesetztes Biegen des Seiles vermieden wird.

α) **Einfache Rollenzüge.** Rollenzüge ohne Übersetzung ($i_0 = 1$) nur für kleine Tragkräfte (bis 2,5 t). Last hängt unmittelbar an der Trommel, daher $S = Q$; $v_s = v_1$; $l = h$. Bei Drehkränen Anordnung einer Umlenkrolle (festen Rolle) am Auslegerschnabel (Fig. 60). Belastung des Rollenbolzens durch die Resultierende R_0 aus Tragkraft und Seilzug.

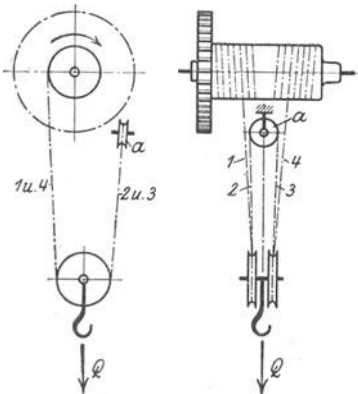


Fig. 62.

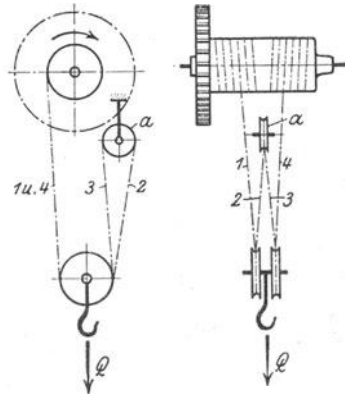


Fig. 63.

Trägerlaufwinden kleinerer Tragkraft und Elektrohängebahnwagen mit Hubwerk erhalten vielfach zwei fliegend angeordnete Seiltrommeln, bei denen die Last nach Art von Fig. 10 an zwei Seilsträngen aufgehängt ist. $S = \frac{Q}{2}$.

Rollenzüge mit Übersetzung für größere Tragkräfte. Fig. 61: Viel gebräuchlicher Rollenzug für Tragkräfte bis etwa 10 t. Last hängt an zwei Seilsträngen. $i_0 = 2$; $S = \approx \frac{Q}{2}$; $v_s = 2v_1$; $l = 2h$; $\eta_0 = \approx 0,94$.

Rollenzug mit Übersetzung $i_0 = 3$ (Fig. 178, S. 465). Last hängt an drei Seilsträngen $S = \approx \frac{Q}{3}$; $v_s = 3 v_1$; $l = 3 h$; $\eta = \approx 0,90$.

β) Zwillingssrollenzüge (Fig. 62 bis 66). 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.

Rollenzüge nach Fig. 62 und 63. Last hängt an vier Seilsträngen $i_0 = 2$; $v_s = 2 v_1$; $l = 2 h$ (für jeden Seilstrang an der Trommel). $\eta = \approx 0,94$. Anwendung für Tragkräfte bis etwa 25 t.

Rollenzug nach Fig. 64. Last hängt an sechs Seilsträngen. $i_0 = 3$; $v_s = 3 v_1$; $l = 3 h$; $\eta_0 = 0,90$. Anwendung für Tragkräfte von 25 t bis 40 t.

Rollenzüge nach Fig. 65 und 66. Last hängt an 8 Seilsträngen. $i_0 = 4$; $v_s = 4 v_1$; $l = 4 h$; $\eta_0 = 0,85$. Anwendung für Tragkräfte von 50 t bis 75 t.

Für Schwerlastkrane (über 100 t) kommen noch Rollenzüge mit 10 und mehr tragenden Seilsträngen zur Verwendung, meist ordnet man hierbei in Rücksicht auf den großen Hub Reibungstrommeln (Fig. 83, S. 421) an und sieht zum Aufnehmen des unbelasteten Seilendes eine Seilaufspeicherung vor, deren Trommeln vom Hubwerk aus angetrieben werden.

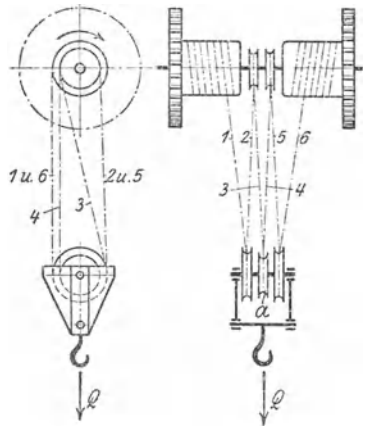


Fig. 64.

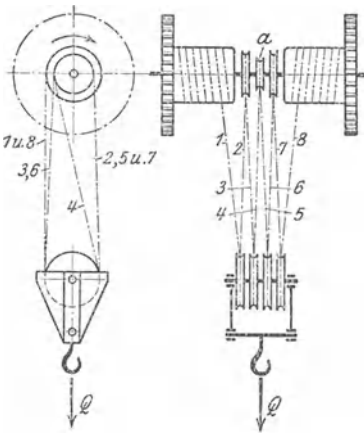


Fig. 65.

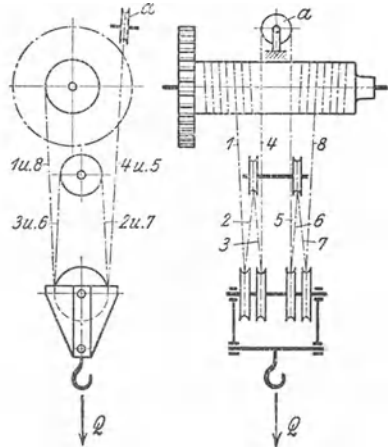


Fig. 66.

7. Rollen- und Kettenräder.

α) Unverzahnte Rollen für Rundeisenketten (Fig. 67 bis 69). Werkstoff Gußeisen, seltener Stahlguß. Das in der Regel unbearbeitete Kranzprofil wird meist mit Bordrändern zwecks besserer Führung versehen. Für unruhig laufende Ketten bedient man sich des Querschnittes Fig. 69. Halbmesser der Rille:

$$r = \frac{b}{2}.$$

Durchmesser der Kettenrollen:

$$D \geq 20d \quad \text{bei Antrieb von Hand,} \\ \geq 25d \text{ bis } 30d \text{ bei motorischem Antrieb.}$$

Wirkungsgrad einer Kettenrolle einschließlich Lagerreibung rd. 0,96.

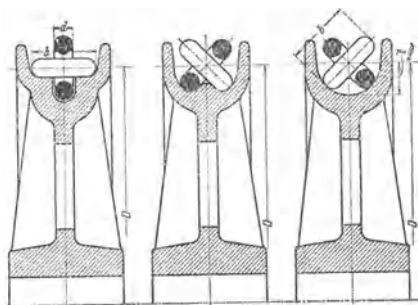


Fig. 67 bis 69.

= 4. (Hierbei leidet die Kette der scharfen Abbiegungen wegen.) Gebräuchliche kleinste Zähnezahl = 5 (besser mehr).

Bedeutet (Fig. 70) d die Kettenisenstärke, l die Teilung der Kette und z die Zähnezahl, so beträgt der Teilkreisdurchmesser:

$$D = \sqrt{\left(\frac{l}{\sin \frac{90^\circ}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z}}\right)^2} \dots \text{cm.} \quad (23)$$

Der Einfluß des zweiten Gliedes unter der Wurzel ist verhältnismäßig gering. Daher kann für $z \geq 6$ und $d \geq 1,6$ cm ohne erheblichen Fehler gesetzt werden:

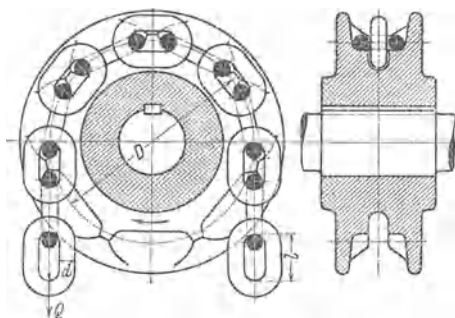


Fig. 70.

$$D = \frac{l}{\sin \frac{90^\circ}{z}} \dots \text{cm.} \quad (24)$$

Letztere Gleichung dient besonders zur Berechnung des Teilkreisdurchmessers der Haspelräder (s. S. 425).

Wirkungsgrad der Kettenrolle einschließlich Lagerreibung etwa 0,93.

Für sicheres Arbeiten der Kette ist an der Nuß ein Spannungsbogen von mindestens 180° erforderlich. Zur Erlangung dieses Bogens wird meist eine

besondere Leitrolle angeordnet. Damit ein Herauspringen der Kette vermieden wird, ist ein Führungsbügel vorzusehen. Ein Abstreifer verhindert ein Hängenbleiben der Kette im Bette der Nuß (Fig. 14, S. 373). Das lose Kettenende kann in einem geeignet ausgebildeten Kasten aufgefangen werden.

γ) Kettenräder für Gelenkketten. Werkstoff: Gußeisen oder Stahlguß. Sie werden entweder auf der Welle aufgekeilt (Fig. 71) oder laufen lose auf dieser. Für kleinere Zähnezahlen (7 bis 8) und kleineren Teilkreisdurchmesser werden Rolle und Achse aus einem Stück geschmiedet (Fig. 72). Die Zahnform selbst verläuft oberhalb des Teilkreises, um ein Aus- und Einschwingen der Ketten-

bolzen zu ermöglichen, nach einem Kreisbogen, $r = l - \frac{d}{2}$.

Der Durchmesser D des Teilkreises (Fig. 71) beträgt bei z Zähnen

$$D = \frac{l}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \dots \text{cm.} \quad (25)$$

Die Teilung selbst ist — im Gegensatz zur Teilung bei Zahnrädern — als Sehnteilung aufzutragen.

Lose Rollen und Leitrollen für Gallsche Ketten werden auch ohne Zähne ausgeführt und erhalten entsprechend profilierte Kränze, auf die sich die Ketten-

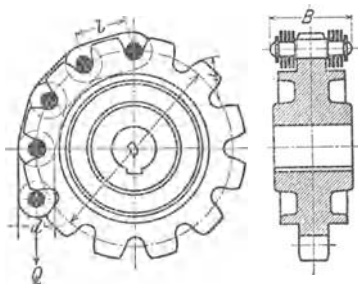


Fig. 71.

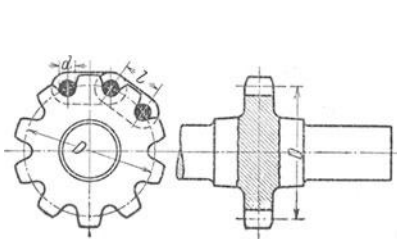


Fig. 72.

bolzen auflegen. Um ein Herausspringen der Kette aus dem Rad zu vermeiden, ist die Anordnung eines Schutzbügels empfehlenswert.

Wirkungsgrad der Gallschen Kettenräder einschließlich Lagerreibung etwa 0,96.

δ) Drahtseilrollen. Werkstoff: Gußeisen.

Für Winden mit Handantrieb kann der Rollendurchmesser etwa zu $D = rd\ 400\ \delta$, für solche mit motorischem Antrieb je nach Umständen zu $D = rd.\ 500\ \delta$ bis $1000\ \delta$ genommen werden.

Nachdem das Seil seiner Belastung entsprechend gewählt, kann der Rollendurchmesser aus Zahlentafel 12 entnommen werden.

Die Umfangsrille der Drahtseilrollen (Fig. 73) ist derart auszubilden, daß sich das Seil ohne Klemmung hineinlegt. Zu diesem Zwecke wird der Halbmesser r des Rollenbettes etwas größer als der Halbmesser des Seiles angenommen.

Wirkungsgrad der Drahtseilrollen 0,95 bis 0,96.

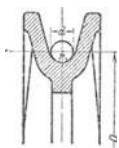


Fig. 73.

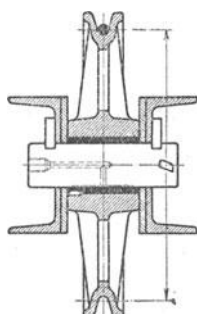


Fig. 74.

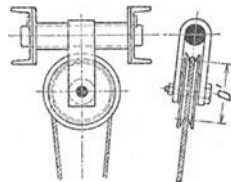


Fig. 75.

Fig. 74 zeigt z. B. die übliche Ausführung der Auslegerrolle eines elektrisch betriebenen Drehkranes. Die Rolle ist mit einer Büchse aus Phosphorbronze versehen und läuft lose auf der festgestellten Achse (Achshalter s. S. 422). Um ein Herausspringen des Seiles aus der Rolle zu vermeiden, ist am Auslegerkopf ein Schutzbügel anzuordnen.

Die Ausgleichrollen der elektrisch betriebenen Winden können bei den Seilzügen Fig. 62, 63 u. 66, S. 416, in Rücksicht auf die geringe Bewegung des Seiles, kleinere Rollendurchmesser erhalten, wobei die Ausgleichrolle gegebenenfalls nach Art von Fig. 75 einstellbar angeordnet wird.

8. Trommeln.

α) Kettentrommeln. Werkstoff: Gußeisen, für sehr angestregten Betrieb auch Stahlguß.

Trommeldurchmesser $D \geq 20 d$ bei Antrieb von Hand,
 $\geq 25 d$ bis $30 d$ bei motorischem Antrieb.

Für untergeordnete Zwecke wird der Trommelmantel glatt und mit Bordrand ausgeführt. Die Trommel kann alsdann auch für Seile als Huborgan benutzt werden. Fig. 76 zeigt die meist gebräuchliche Form der Kettentrommel. Der Mantel ist hierbei mit eingegossenen, schraubenförmigen Nuten versehen. Die Zahl der Gänge ist durch den

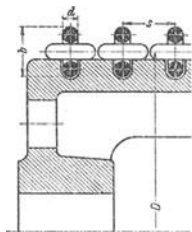


Fig. 76.

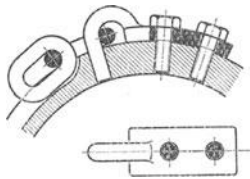


Fig. 77.

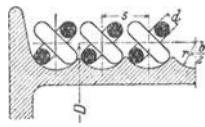


Fig. 78.

Hub bedingt, wobei jedoch zur Entlastung der Endbefestigung der Kette (Fig. 77) nach Ablauf des Hubes noch mindestens 1 bis 2 Windungen verbleiben müssen. Fig. 78 gibt die Ausbildung des Trommelprofils für unruhig laufende Ketten.

Die Steigung s der schraubenförmigen Nuten der Trommel ist durch einen Spielraum von 2 bis 3 mm zwischen den einzelnen Kettenwindungen bedingt. Die Mantelstärke ist in Rücksicht auf die Herstellung zu bemessen und an der schwächsten Stelle je nach der Kettenstärke mindestens 12 bis 25 mm zu nehmen. Die Stirnwände sind entsprechend ihrer Belastung kräftig zu halten.

Wirkungsgrad der Kettentrommel einschließlich Lagerreibung etwa 0,96.

Die Trommel kann auf ihrer Welle aufgekeilt sein, oder, mit dem Trommelrad verschraubt, lose auf der Welle laufen.

β) Drahtseiltrommeln.

Werkstoff: Gußeisen, seltener Stahlguß.

Der Trommeldurchmesser ist gleich dem Drahtseilrollendurchmesser und kann nach erfolgter Wahl des Seiles der Zahlentafel 12 entnommen werden. Für untergeordnete Zwecke (Bau- und Kabelwinden u. dgl.) wird der Trommelmantel glatt und mit Bord-

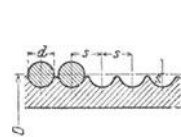


Fig. 79.

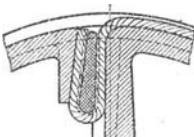


Fig. 80.

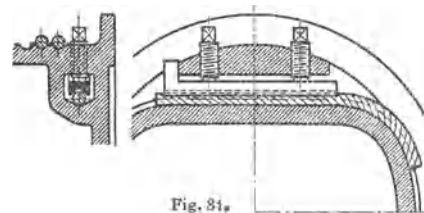


Fig. 81.

scheibe ausgeführt, für andere Hebezeuge, insbesondere motorisch angetriebene, mit schraubenförmigen Rillen (Fig. 79) versehen. Der Halbmesser des Rillenprofils ist etwas größer zu nehmen als der Halbmesser des Seiles. Steigung $s = d + (2 \text{ bis } 3) \text{ mm}$. Die Breite der Trommel richtet sich nach der Länge des aufzuwickelnden Seiles. Nach vollem Ablauf des Seiles müssen noch 1 bis 2 Seilwindungen zum Schutze der Endbefestigung des Seiles (Fig. 80 und 81) verbleiben. Zulässige Ablenkung des Seiles aus der Mittel-

lage $\leq \frac{1}{50}$, bzw. kleinste Achsenentfernung zwischen Trommel und Rollen etwa gleich 25- bis 30fache Trommelbreite. Wirkungsgrad der Drahtseiltrommeln: 0,95 bis 0,96.

Fig. 82 zeigt die Ausführung einer Drahtseiltrommel für eine elektrisch betriebene Laufwinde (Seilzug s. Fig. 62 u. 63, S. 416). Die Trommel wickelt in 2 Seilsträngen auf und ist daher mit Rechts- und Linksgewinde versehen. Sie erhält Büchsen aus Ph. Br. und läuft lose auf der mit Achshaltern festgestellten Welle. Verbindung von Trommel und Trommelrad durch Verschrauben.

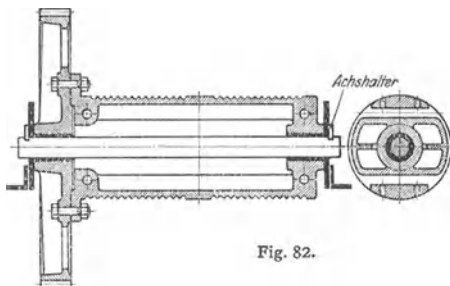


Fig. 82.

Reibungs- oder Frik-tionstrommeln (Fig. 83)

finden hauptsächlich bei Aufzügen und Förderhaspeln Verwendung. 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 umspanntem Bogen. Verhältnis der auf- und ablaufenden Spannungen $\frac{T}{t} = e^{\mu \alpha}$; μ = Reibungszahl zwischen Trommel und Seil gleich 0,13 für Drahtseil auf Gußeisen, α = gesamter Umspannungsbogen.

Spillköpfe (Spilltrommeln) dienen zum Einholen langer Seile. Der Spillkopf ist meist stehend angeordnet (Fig. 84). Ein am ablaufenden Seilende von Hand ausgeübter Zug t erzeugt infolge der Reibung am Trommelumfang im auflaufenden Seilende einen Zug

$$T = t \cdot e^{\mu \alpha}. \quad (26)$$

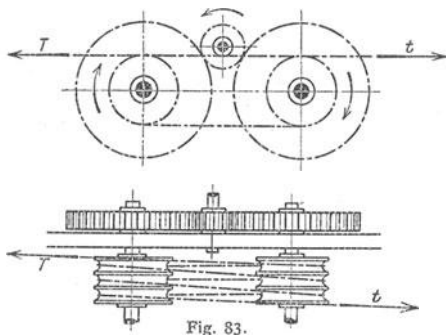


Fig. 83.

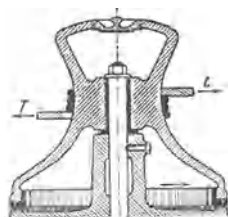


Fig. 84.

Das Umsetzungsverhältnis berechnet sich zu¹⁾ $\frac{T}{t} = k^u$ für u fache Umschlingung,

$$\alpha = 2\pi u \quad \text{und} \quad k = e^{2\pi\mu} = 535,5^{\mu},$$

wobei folgende Reibungszahlen in Betracht kommen:

$\mu = 0,10$	$0,17$	$0,22$	$0,26$	$0,31$	$0,37$	$0,43$	$0,48$
$k = 2$	3	4	5	7	10	15	20

9. Rollenachsen und Trommelwellen.

a) **Rollenachsen.** Werkstoff: Flußstahl. Berechnung auf Biegung und zulässige Flächenpressung. Bei festgestellter Achse (Fig. 85) und lose laufender Rolle zulässige Beanspruchung je nach Art des Betriebes $k_b = 600$ bis 1000 kg/cm^2 .

¹⁾ Lindner, Maschinenelemente, S. 197.

Zulässiger Flächendruck k zwischen Achse und Schild (Flußstahl auf Flußeisen) 1000 bis 1200 kg/cm². Meist Anordnung eines Verstärkungsbleches.

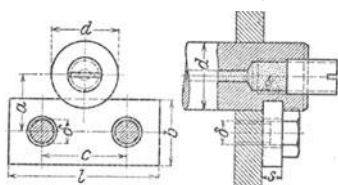


Fig. 85.

Ist die Rolle auf der drehbaren Welle aufgekeilt, so ist die zulässige Beanspruchung nur $k_b = 400$ bis 600 kg/cm² zu nehmen.

Zulässiger Flächendruck zwischen Achse und Rollennabe bzw. Zapfen und Lagerschale: Bei Schmierung mit konsistentem Fett, Relativgeschwindigkeit der Lagerfläche unter 0,25 m/sek, Werkstoff: Flußstahl auf Gußeisen bzw. Phosphorbrunze

Achsendurchmesser unter 100 mm $k = 30$ bis 80 kg/cm²,
 Achsendurchmesser von 100 bis 200 mm $k = 75$ bis 120 kg/cm².

Bei höheren Relativgeschwindigkeiten sind diese Werte je nach Art der Schmierung niedriger zu nehmen.

b) Trommelwellen. Werkstoff: Flußstahl. Ist die Trommelwelle mittels Achshalter (Fig. 85) festgestellt und läuft die Trommel lose auf der Welle, so wird die Welle nur auf Biegung berechnet. Zulässige Biegungsbeanspruchung je nach Art des Betriebes $k_b = 600$ bis 1000 kg/cm² Flächenpressung zwischen Welle und Trommelnabe wie unter Rollachsen.

Bei aufgekeilter Trommel ist die Welle wegen der hinzutretenden Drehbeanspruchung auf zusammengesetzte Festigkeit zu berechnen.

Schmierung der Rollachsen und Trommelwellen durch konsistentes Fett. Anordnung der Schmiernute in der Welle entgegengesetzt der Druckseite. Da Stauffer-Büchsen an den Kranflaschen im Betriebe leicht abgeschlagen werden, ordnet man besser Gewindepfropfen wie in Ausführung nach Fig. 85 an.

Achshalter (Fig. 85) greifen in entsprechende Nuten der festzustellenden Achsen ein und werden durch Kopfschrauben am Windengestell befestigt. Sie sind, wenn möglich, entgegengesetzt der Druckstelle vorzusehen.

Zahlentafel 13. Abmessungen der Achshalter (mm) (Fig. 85).

d	a	s	b	l	c	δ
40	30	10	35	80	45	1/2"
45		10	40	90	50	"
50	35	12	40	90	50	"
55		12	40	95	55	"
60	40	12	40	95	55	5/8"
65		12	45	100	60	"
70	45	14	45	100	60	"
75		14	45	100	60	"
80	50	14	45	100	60	"
85		16	45	110	65	"
90	55	16	50	110	65	3/4"
100		16	50	120	70	"

Verwendung der Achshalter auch zum Feststellen der Laufradachsen. Siehe S. 437 Laufräder.

10. Hakengeschirre und Kranflaschen.

α) Hakengeschirre. Um bei kleineren Tragkräften (des geringen Haken gewichtes wegen) eine genügende Geschwindigkeit zum selbsttätigen Senken des leeren Hakens zu erhalten, ist meist ein besonderes Belastungsgewicht erforderlich. (Fig. 86.)

Elastische Hakengeschirre haben den Zweck, die bei schnellarbeitenden Hebezeugen beim Anheben auftretenden Stöße von Huborgan und Triebwerk fernzuhalten. Sie sind angebracht, wenn als Huborgan Ketten verwendet werden. Bei Drahtseilen, ist eine federnde Aufhängung nur dann erforderlich, wenn Stöße im Seilzug auftreten (z. B. bei Hüttenwerkskränen).

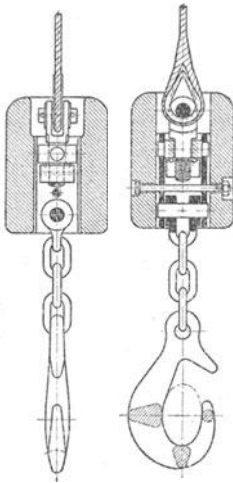


Fig. 86.

β) Kranflaschen.

Für Flasenzüge, Winden und Krane, die mit Rundeisenkette oder Gelenkette als Huborgan arbeiten, kommen, dem angewendeten einfachen Rollenzug (Fig. 61) entsprechend, einrollige Kranflaschen in Frage.

Bei der Anwendung eines Drahtseiles als Huborgan sind die Kranflaschen ein-, zwei-, drei-

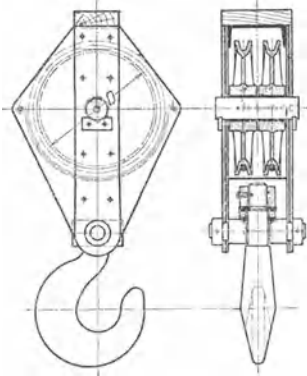


Fig. 87.

oder vierrollig. Für Schwerlastkrane kommen auch Kranflaschen mit größerer Rollenzahl vor¹⁾.

Fig. 87 zeigt eine zweirollige Kranflasche, wie sie für Laufwinden und Krane bei Anwendung der Zwillingsrollenzüge (Fig. 62 und 63, S. 416) und für Tragkräfte bis 25 t verwendet wird. Der Rollenbolzen ist für gleichmäßig verteilte Belastung auf Biegung unter Berücksichtigung des zulässigen Flächendruckes zu berechnen. Das Querstück (Traverse) ist gleichfalls auf Biegung zu rechnen und als Träger auf 2 Stützen mit der Einzellast in der Mitte zu betrachten.

Mit Rücksicht auf die höhere Geschwindigkeit der motorisch betriebenen Hebezeuge werden die Rollen mit

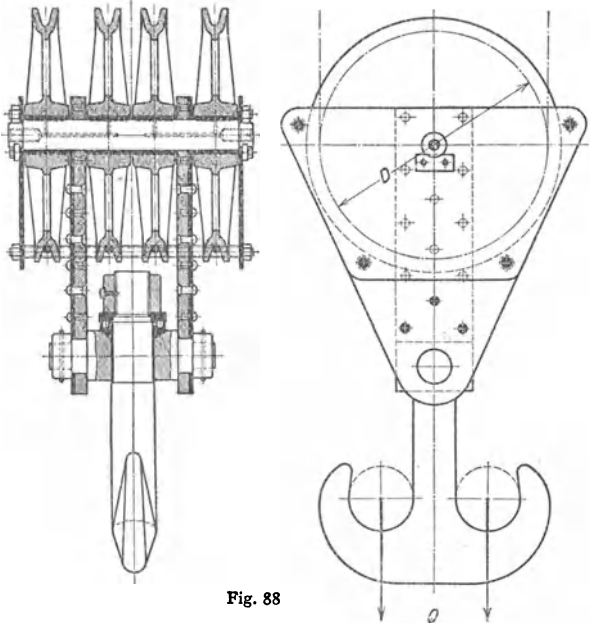


Fig. 88

¹⁾ Kranflasche eines Schwerlastkranes von 250 t Tragkraft s. Z. V. d. I. 1919, S. 352.

Büchsen und Phosphorbronze versehen. Anordnung eines Prellklotzes am Oberteil der Kranflasche (Fig. 87) vermeidet bei Überschreiten der höchsten Hakenstellung ein hartes Anstoßen der Flasche gegen die Trommel.

Kurze Bauhöhe der Flasche und damit größere Hubhöhe des Hebezeuges wird dadurch erreicht, daß der entsprechend längere Kranhaken zwischen den beiden Flaschenrollen gelagert wird. Das Hakenquerstück hat dann beiderseits Zapfen, auf denen die Seilrollen laufen¹⁾.

Fig. 88 zeigt eine Kranflasche mit 4 Rollen (Rollenzüge s. Fig. 65 und 66, S. 417), wie sie bei elektrisch betriebenen Laufwinden höherer Tragkraft bis etwa 75 t angewendet werden.

11. Handkurbeln und Haspelräder

dienen als Antriebsorgane für von Hand betriebene Winden, Krane u. dgl.

α) Handkurbeln (Fig. 89). Halbmesser der Kurbel $a = 300$ bis 400 mm. Kurbeldruck eines Arbeiters $P = 10$ bis 15 kg, vorübergehend bis 20 kg. Kurbelgeschwindigkeit $c = 0,5$ bis 1 m/sek.

Höhe der Kurbelwelle über Fußboden rd. 1000 mm. Drehbarer Griff aus Holz oder Gasrohr. Grifflänge für 1 Mann bzw. 2 Mann $l = 300$ bzw. 500 mm.

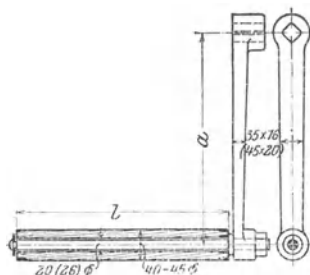


Fig. 89.

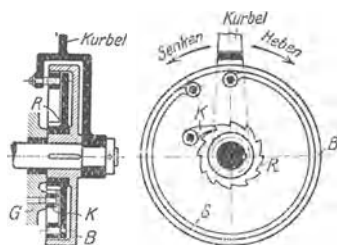


Fig. 90.

Zwei Kurbeln auf einer Welle sind um 90° , besser 120° zu versetzen. Die vielfach gebräuchliche Versetzung um 180° ist nicht empfehlenswert.

Bei der normalen Kurbel Fig. 89 gelten die nicht eingeklammerten Maße für einmännige, die eingeklammerten für zweimännige Kurbeln. Werkstoff des Kurbelarmes Flußeisen, vielfach auch Gußeisen.

Mitunter Gewichtsausgleich der Kurbel durch ein auf der Verlängerung des Armes angebrachtes Gegengewicht. Verstellbare Kurbeln gestatten Verändern des Kurbelarmes.

β) Sicherheitskurbeln. Bei Winden mit Antrieb von Hand würden die herumschlagenden Kurbeln während des Lastsenkens die Bedienungsmannschaft gefährden. Man ordnet daher die Kurbelwelle ausrückbar an, oder man bedient sich der Sicherheitskurbeln.

Bei der in Fig. 90 dargestellten Sicherheitskurbel ist die Kurbel zugleich Bremshebel.

Bremsscheibe B ist auf der Welle aufgekeilt, während Sperrad R lose auf einem Ansatz der Scheibe läuft. Spreizring S , der federnd in die Scheibe eingesetzt wird, ist mit einem Ende an dem Sperrad, mit dem anderen an dem Bremshebel bzw. der Kurbel befestigt. Während des Hebens werden Kurbel, Bremscheibe und Sperrad miteinander gekuppelt, und letzteres gleitet unter der am Windgestell G drehbar befestigten Sperrklinke K 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 (siehe S. 434).

Die Sicherheitskurbeln sind nur für Windwerke mit größerem Hub, über etwa 5 m, zu empfehlen. In diesem Falle ist jedoch der elektrische Antrieb, besonders bei häufiger Benutzung der Winde, vorteilhafter.

¹⁾ Ausführung s. Bülz, Hebezeuge S. 64.

Um die Senkgeschwindigkeit der Last innerhalb der zulässigen Grenzen zu halten, werden die Sicherheitskurbeln in Verbindung mit einer Fliehkraftbremse (s. S. 435) angeordnet.

γ) **Haspelräder** finden bei hochgelegenen Winden, Kranen u. dgl. Anwendung. Sie werden mittels endloser Kette [$d = 5$ bis 7 mm^1] vom Fußboden aus bedient. Gebräuchlicher Durchmesser des Rades bei Winden und Kranen $D = 250$ bis 800 mm . (Im Aufzugsbau werden auch Haspelräder größeren Durchmessers verwendet.)

Zug an der Haspelkette je nach Hub 10 bis 30 kg pro Mann, vorübergehend 40 kg und mehr.

Ausführung der Haspelräder für kleine und mittlere Durchmesser (etwa bis 500 mm) in Gußeisen nach Art der Kettennüsse (s. S. 418). Zur Berechnung des Teilkreisdurchmessers ist der großen Zähnezahl und der geringen Ketteneisenstärke wegen die vereinfachte Gleichung (24) anzuwenden. Größere Haspelräder werden zweckmäßig in Schmiedeeisen mit gußeiserner Nabe ausgeführt.

Um ein Herauspringen der Kette zu vermeiden, sind Kettenführungen vorzusehen.

Das tiefste Ende der Haspelkette soll etwa 30 bis 40 cm vom Fußboden entfernt sein.

12. Sperrwerke

bezwecken, bei Aufhören der Antriebskraft die Last in der jeweiligen Höhenlage festzuhalten. Sie sind Sicherheitsvorrichtungen und müssen daher selbsttätig wirken.

Bedeutet M das auf die Sperradwelle reduzierte Lastmoment und $2 R_1$ den Teilkreisdurchmesser des Sperrades, so ist die Umfangskraft $P = \frac{M}{R_1}$.

Zur Erzielung eines sicheren Eingriffes sind die Klinken gegebenenfalls durch Gewichte oder Federn zu belasten.

α) **Zahn- oder Klinkengesperre**. Fig. 91 zeigt ein Zahngesperre mit äußerem Eingriff. Festhalten des Sperrades und damit der Last entweder durch eine Sperrklinke oder einen Sperrhaken.

Werkstoff des Sperrades: Gußeisen, Stahlguß, mitunter Schmiedeeisen (bei den Drucklagerbremsen der Flaschenzüge auch Phosphorbronze). Gebräuchliche Zähnezahl $z = 8$ bis 12 , mitunter auch bis 25 . $t =$ Teilung,

$b =$ Breite des Sperrades. $\frac{t}{b} = 1$ bis 2 . Zahn-

höhe etwa 10 bis 20 mm . Zähne nicht radial, sondern tangential an einen Kreis mit dem Halbmesser $0,3 R_1$. Günstigster Eingriffort der Klinke: Berührungspunkt der Tangente vom Klinkendrehpunkt an den Teilkreis.

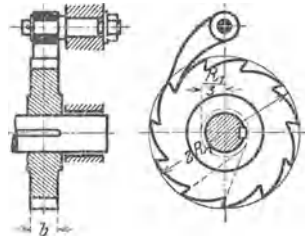


Fig. 91.

Zulässige Biegungsbeanspruchung der Sperradzähne in Rücksicht auf Stöße:

Gußeisen $k_b \leq 200$ bis 300 kg/cm^2 ; Flußeisen $k_b \leq 400$ bis 600 kg/cm^2 .

Bei großen Durchmessern wird P klein, dagegen wird die Umfangsgeschwindigkeit groß, was bei auftretenden Stößen, die mit dem Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit wachsen, zu beachten ist.

Sperrklinke bzw. Haken (Werkstoff: Flußstahl) sind auf exzentrischen Druck bzw. Zug zu rechnen. Der Klinkenbolzen wird auf Biegung berechnet. Werkstoff: Flußstahl; $k_b = 400$ bis 600 kg/cm^2 .

Zahngesperre mit innerer Verzahnung finden bei Sperradbremsen (s. S. 434), wo sie eine gedrängte Bauart ermöglichen, Anwendung. Der Eingriffpunkt

¹⁾ D.I.-Norm E 671 (Entwurf).

ergibt sich nach Fig. 92. Durch den Winkel $\gamma = 60^\circ$ ist die tangentielle Richtung der Zähne festgelegt.

Zur Vermeidung des klappernden Geräusches der Klinken, insbesondere bei motorischem Antrieb, sind gesteuerte Klinken (Fig. 93) anzuordnen. Bei diesen rückt ein Reibzeug die Klinken beim Aufwinden der Last aus und bei Drehung im Senksinne ein.

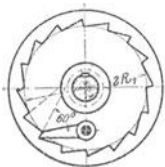


Fig. 92.

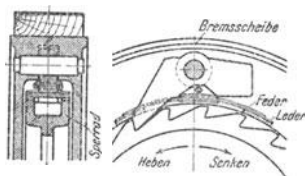


Fig. 93.

Die Klinken der Sperrradbremsen für elektrisch betriebene Hubwerke werden, um ein Ausheben durch die Fliehkraft zu verhindern, ausbalanciert.

Aus Sicherheitsgründen Anordnung zweier (um $\frac{1}{2} t$) oder dreier (um $\frac{1}{3} t$ versetzter) Klinken.

β) Reibungs- oder Klemmgesperre haben ungesteuerten Zahngesperren gegenüber den Vorteil geräuschlosen Ganges. Klemmgesperre mit äußerem Eingriff finden ihres unsicheren Eingriffes wegen wenig Verwendung.

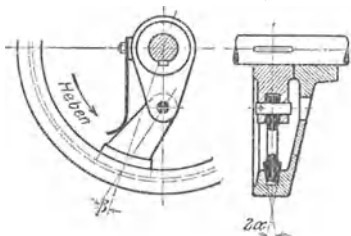


Fig. 94.

Klemmgesperre mit innerem Eingriff erhalten stets keilnutenförmigen Eingriff der Reibflächen (Fig. 94), sind in ihrer Wirkung zuverlässig und werden daher vielfach bei Sperrradbremsen angewendet.

Keilwinkel $2\alpha = 45^\circ$ bis 50° ; $\mu = 0,1$; der Winkel β kann zwischen 10° und 30° gewählt werden, im Mittel $\beta = 20^\circ$. Zur Vermeidung einseitiger Wirkung Anordnung zweier im Durchmesser gegenüber-

liegender Klinken. Die fliegend angeordnete, glockenförmige Sperradscheibe ist der starken Radialdrücke wegen kräftig zu halten.

13. Bremsen.

Man unterscheidet nach dem Verwendungszweck Hubwerk-, Fahrwerk- und Drehwerkbremsen; nach der Bauart: Backen-(Klotz-)Bremsen, Kegel- und Lamellenbremsen, Bänderbremsen, Sperrradbremsen, Sicherheits-Bremskurbeln, Fliehkraftbremsen (Geschwindigkeitsbremsen) und Lastdruckbremsen.

Bei motorischem Antrieb erfordern die Bremsen infolge der höheren Arbeitsleistung reichlichere Abmessungen als bei Handantrieb.

Erzeugung der Bremskraft entweder durch Druck von Hand, durch ein Gewicht, durch Federbelastung oder durch die Last selbst (Lastdruckbremsen).

Lüften der gewichtbelasteten Bremsen entweder von Hand, durch Fußtritt, mittels Seilzugs, elektromagnetisch oder durch Druckluft¹⁾.

Im folgenden bedeuten allgemein:

M_{br} , das abzubremsende Moment in kgcm, bezogen auf die Bremswelle.

R_2 den Halbmesser der Bremsscheibe in cm.

$P = \frac{M_{br}}{R_2}$ die an der Bremsscheibe wirkende, zu vernichtende Umfangskraft in kg.

μ die Reibungsziffer zwischen Bremsscheibe und bremsendem Organ.

K der zum Bremsen erforderliche Druck am Griff des Bremshebels in kg.

¹⁾ Jordan-Bremsen-Gesellschaft, Berlin-Neukölln.

l dessen Hebelarm, bezogen auf den Drehpunkt des Bremshebels, in cm.

G das Bremsgewicht, das die Bremskraft K ersetzen soll, in kg.

B Breite des bremsenden Organs in cm.

F die Größe der Bremsfläche in cm^2 .

k die spezifische Pressung an der Bremsfläche in kg/cm^2 .

n die Drehzahl der Bremswelle in der Minute.

$$v = \frac{2 R_2 \pi n}{60} \text{ die Gleitgeschwindigkeit an der Bremsfläche in m/sek.}$$

α) Backen-(Klotz-)Bremsen. Ausführung als einfache Backenbremse (Fig. 95 und 96) nur für kleine Bremsmomente und Wellendurchmesser bis etwa 40 mm, sonst als Doppel-Backenbremse (Fig. 99 bis 101).

Einfache Backenbremse. Bedeutet mit Bezug auf Fig. 95 N der Druck der Backe gegen die Bremscheibe in kg, so ergibt sich die erforderliche Brems-

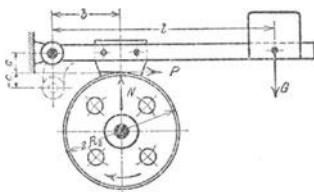


Fig. 95.

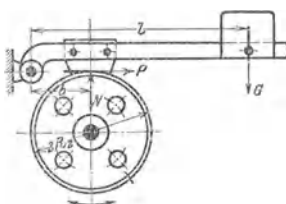


Fig. 96.

kraft bzw. das erforderliche Bremsgewicht je nach Lage des Hebel Drehpunktes für den Gleichgewichtszustand unter Vernachlässigung der Zapfenreibung und bei zylindrischen Reibflächen zu:

1. Drehpunkt des Bremshebels liegt um den Betrag c außerhalb der Tangente (Fig. 95).

$$K \text{ bzw. } G = \frac{N b \pm N \mu c}{l} = P \cdot \frac{b}{l} \cdot \left(\frac{1}{\mu} \pm \frac{c}{b} \right). \quad (27)$$

Oberes Zeichen für Rechts-, unteres für Linksdrehung.

Stärke der Bremskraft im Vergleich zur Anordnung 3 größer, dagegen kein Abkröpfen des Bremshebels erforderlich. Für $\frac{c}{b} = \frac{1}{\mu}$ wird bei Linksdrehung K bzw. $G = 0$; Bremse wirkt selbsttätig

2. Drehpunkt liegt in der Tangente $c = 0$ (Fig. 96).

$$K \text{ bzw. } G = N \cdot \frac{b}{l} = P \cdot \frac{b}{l \cdot \mu}. \quad (28)$$

Umfangsreibung ohne Einfluß auf die Bremskraft, daher Bremskraft für beide Drehrichtungen gleich.

3. Drehpunkt liegt innerhalb der Tangente. c negativ (Fig. 95).

$$K \text{ bzw. } G = \frac{N b \mp N \mu c}{l} = P \cdot \frac{b}{l} \cdot \left(\frac{1}{\mu} \mp \frac{c}{b} \right). \quad (29)$$

Oberes Zeichen für Rechts-, unteres für Linksdrehung.

Bremskraft kleiner als bei Bauart 1, dagegen Abkröpfen des Bremshebels erforderlich.

Für $\frac{c}{b} = \frac{1}{\mu}$ wird bei Rechtsdrehung K bzw. $G = 0$; Bremse wirkt selbsttätig.

Das Verhältnis $\frac{b}{l}$ ist praktisch bis $\frac{1}{3}$ ausführbar.

Das auf Mitte Bremswelle bezogene Reibungsmoment, das Bremsmoment ist: $M_{br} = N \cdot \mu \cdot R_2 = W_r \cdot R_2$. Nach Bengel¹⁾ ist das tatsächliche Reibungsmoment kleiner, auch ist bei Berechnung der Bremskraft bzw. des Bremsgewichtes der Backenform und der Rückwirkung der Scheibenreibung auf die Backe Rechnung zu tragen, was besonders für Bremsen mit wechselnder Drehrichtung von Bedeutung ist.

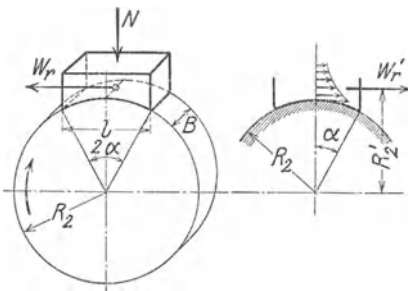


Fig. 97 u. 98.

Dem Kreisbogen vom Winkel 2α entspricht eine Backenlänge

$$l = 2 \cdot R_2 \cdot \sin \alpha \dots \text{cm} \tag{30}$$

Flächendruck bei B cm Scheibenbreite:

$$k = \frac{N}{B \cdot 2 \cdot R_2 \cdot \sin \alpha} \tag{31}$$

Dieser Flächendruck erstreckt sich über die ganze Backenlänge, da Backe und Scheibe sich im Betriebe einschleifen.

Gesamter Reibungswiderstand (am Umfang der Bremscheibe):

$$W_r = N \cdot \mu \cdot \frac{\frac{1}{2} \sin 2\alpha + \alpha}{2 \sin \alpha} = N \cdot \mu \cdot \xi \tag{32}$$

Für $\alpha = 0^\circ$ bis 90° ergeben sich folgende Werte für ξ :

$\alpha = 0^\circ$	15°	30°	45°	60°	75°	90°
$\xi = 1,00$	$0,99$	$0,95$	$0,90$	$0,85$	$0,80$	$0,78$

In Rücksicht auf nicht zu große Abmessungen der Bremsbacke Winkel 2α nicht größer als 90° .

Der Abstand R_2' der Mittelkraft W_r' aus den Elementarreibungskräften beträgt mit Bezug auf Fig. 98

$$R_2' = N \cdot \mu \cdot \frac{\frac{1}{3} \sin \alpha \cdot \cos^2 \alpha + \frac{2}{3} \sin \alpha}{\sin \alpha} = N \cdot \mu \cdot \psi \tag{33}$$

$\alpha = 0^\circ$	15°	30°	45°	60°	75°	90°
$\psi = 1,0$	$0,976$	$0,915$	$0,832$	$0,750$	$0,687$	$0,667$

Da $W_r' \cdot R_2' = N \cdot \mu \cdot \psi \cdot R_2'$ gleich dem Reibungsmoment der Bremse $= N \cdot \mu \cdot \xi \cdot R_2$ sein muß, so ist

$$R_2' = \frac{\xi}{\psi} \cdot r = \zeta \cdot R_2 \tag{34}$$

Für die Werte von α zwischen 0° und 90° ist:

$\alpha = 0^\circ$	15°	30°	45°	60°	75°	90°
$\zeta = 1,00$	$1,015$	$1,040$	$1,085$	$1,137$	$1,172$	$1,175$

Der halbe Mittelpunktswinkel α der Bremsbacke ist nicht größer zu nehmen, als für den zulässigen Flächendruck zwischen Scheibe und Backe erforderlich ist.

Als Reibungszahl zwischen Bremsbacke und Scheibe kann für geschmierte Bremsflächen gesetzt werden:

Gußeisen auf Gußeisen $\mu = 0,1$ bis $0,2$, im Mittel $0,15$, Holz auf Gußeisen $\mu = 0,15$ bis $0,3$. Zulässige Flächenpressung für gußeiserne Bremsklötze $k = 10 \text{ kg/cm}^2$, für Holzklötze (Pappelholz) $k = 6 \text{ kg/cm}^2$.

Reibungszahl und damit Bremswirkung werden durch keilförmiges Profil der Bremsbacken erhöht. Bedeutet α den halben Keilwinkel, so ist für die Reibungszahl μ bei zylindrischem Klotzprofil:

$$\mu_1 = \frac{\mu}{\sin \alpha + \mu \cdot \cos \alpha} \tag{35}$$

¹⁾ Dingl. Polyt. Journ. 1920 S. 3, Bengel, Beitrag zur Berechnung der Klotzbremsen.

zu setzen, wobei die Größe $\mu \cdot \cos \alpha$ in der Regel vernachlässigt werden kann. Der Wert 2α wird, um ein Festklemmen der Bremsbacke zu vermeiden, zweckmäßig zu 45° angenommen.

Der Lüftweg der zylindrischen Bremsbacke soll, senkrecht zur Bremsfläche gemessen, etwa 1 bis 2 mm betragen. Am Bremsgewicht gemessen, ergibt sich für 1 mm Lüftung ein entsprechender Hub $h = 1 \text{ mm} \cdot \frac{l}{b}$, bei keilnutenförmiger Bremsbacke

$$h = 1 \text{ mm} \cdot \frac{l}{b} \cdot \frac{1}{\sin \alpha}$$

Doppelte Backenbremse entlastet die Welle und findet daher zum Abbremsen größerer Kräfte Verwendung. Anwendung besonders, wenn die Bremse, wie z. B. bei Fahr- und Drehwerken, bei Aufzug- und Fördermaschinen, in beiden Drehrichtungen wirken soll und ein genaues Abheben des bremsenden Organs Bedingung ist.

Gebräuchliche Hebelanordnungen zeigen die Fig. 99 bis 101. Zwecks gleichmäßigen Lüftens beider Bremsbacken sind Stellschrauben S vorzusehen.

Für elektrisch betriebene Hebezeuge wird die doppelte Backenbremse durch ein Gewicht belastet und elektromagnetisch gelüftet. Dies geschieht je nach Stromart durch einen Elektromagnet oder einen Bremslüftmotor¹⁾. Fig. 101 zeigt eine zu einem elektrisch betriebenen Aufzug gehörige doppelte Backenbremse²⁾. Sie wird durch einen Bremslüftmotor für einphasigen Wechselstrom gelüftet.

Für die Berechnung der Bremse kann angenommen werden, daß jede Backe annähernd die Hälfte der Umfangskraft abbremsst. Die Größe des Bremsgewichtes ist durch die Hebelübersetzung und das bremsende Organ bestimmt.

Wird der Bremsdruck durch eine Feder erzeugt, so ist diese, um ein Verringern der Bremskraft bei Abnutzung der Bremsbacken zu vermeiden, nur niedrig zu beanspruchen.

Mit den Bezeichnungen (S. 426), $P = N \cdot \mu$ in kg, $N = k \cdot f$ und der Bremsleistung $\frac{P \cdot v}{75} \dots \text{kgm/sek}$ wird die Reibungsleistung $L, = \frac{k \cdot f \cdot \mu \cdot v}{75} \dots \text{kgm/sek}$.

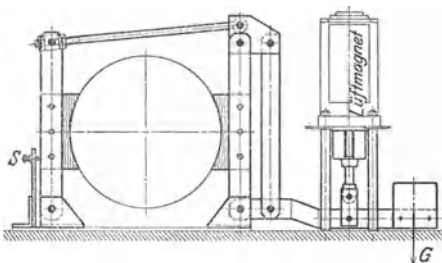


Fig. 99.

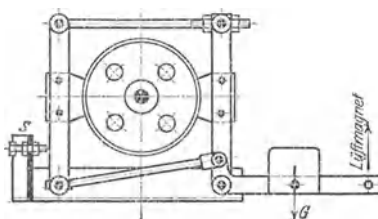


Fig. 100.

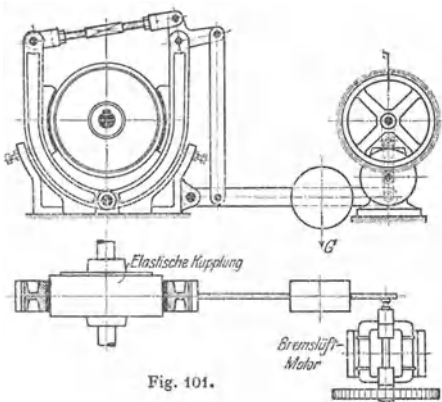


Fig. 101.

¹⁾ S. Elektrische Ausrüstung der Krane.

²⁾ Gebr. Weißmüller, Frankfurt a. M.

Die Reibungsziffer μ ist mit der Gleitgeschwindigkeit und dem Flächendruck veränderlich¹⁾.

Die Backenbremsen sind zum Regeln der Senkgeschwindigkeit nicht geeignet, da sie sich der kleinen Bremsfläche wegen zu stark erwärmen. Bei Verwendung als Halte- bzw. Verzögerungsbremse sollte in Rücksicht auf Erwärmung der Brems Scheibe und Abnutzung der Bremsbacken der Erfahrungswert $k \cdot v \cdot \mu = 30$ nicht überschritten werden.

β) Kegel- und Lamellenbremsen.

Kegelbremsen entsprechen in ihrer Bauart den Kegelreibungskupplungen (s. Maschinenteile) und sind im Hebezeugbau ohne jede Bedeutung. Als selbständige Bremse wird die Kegelmehrscheibenbremse kaum benutzt. In Verbindung mit einem Gesperre Verwendung bei der Beckerschen Drucklagerbremse (S. 373).

Wird der Konuswinkel 90° , so geht der Kegel in eine Scheibe über (Scheibenbremse).

Lamellenbremsen. Bei der Lamellenbremse werden mehrere feststehende und mehrere umlaufende auf der Bremswelle aufgekeilte Scheiben (Lamellen) axial gegeneinander gepreßt und so ein Reibungswiderstand verursacht.

Werkstoff der sauber bearbeiteten Lamellen: Stahl und Phosphorbronze.

Der erzeugte Bremswiderstand hängt von dem Axialdruck, der Reibungsziffer und der Zahl der Lamellen ab.

Lamellenbremsen finden in Verbindung mit Sperrwerken als Senksperrbremsen (siehe S. 436) Anwendung.

γ) Bandbremsen. Sie haben den Backenbremsen gegenüber eine große Reibfläche und sind im allgemeinen angebracht, wenn die Bremse nur in einer Drehrichtung beansprucht wird. Als bremsendes Organ dient ein meist mit Holz oder Leder gefüttertes Stahlband.

Außer den auf S. 426 gegebenen Bezeichnungen gelten für die Bandbremsen noch besonders:

T die Spannung im auflaufenden Bandende in kg,

b_1 deren Hebelarm in cm, bezogen auf den Drehpunkt des Bremshebels,

t die Spannung im ablaufenden Bandende,

b_2 deren Hebelarm,

$e = 2,718$ die Grundzahl der natürlichen Logarithmen,

α den vom Bremsband umspannten Bogen der Brems Scheibe, ausgedrückt als Vielfaches des ganzen Scheibenwinkels $2\pi = 360^\circ$.

Für die Spannungen des Bremsbandes gelten die Beziehungen:

$$\frac{T}{t} = e^{\mu \alpha}; \quad T - t = P. \quad t = \frac{P}{e^{\mu \alpha} - 1}; \quad T = \frac{P \cdot e^{\mu \alpha}}{e^{\mu \alpha} - 1}. \quad (36)$$

Nach Siebeck, Z. Ver. deutsch. Ing. 1910, S. 630, gibt es etwa vierzig kennzeichnende Ausführungsformen von Bandbremsen. Sämtliche Ausführungsformen können nach einer einheitlichen Berechnungsformel beurteilt werden. Diese Formel wird mit Bezug auf Fig. 110, S. 434, durch Verbindung der Gleichung

$$T b_1 + t b_2 + K \cdot l = 0, \quad (37)$$

— Summe aller auf den Bremshebel einwirkenden Momente gleich Null — und der Gleich. (36) erhalten zu:

$$\frac{K l}{P \cdot b_1} = \frac{e^{\mu \alpha} + \frac{b_2}{b_1}}{1 - e^{\mu \alpha}}. \quad (38)$$

Je nachdem die Momente $T b_1$ und $t b_2$ in gleichem oder entgegengesetzten Sinne drehen, ist $\frac{b_2}{b_1}$ positiv oder negativ in Gleich. (38) einzuführen.

Die Momente $K l$, $t b_2$ bzw. $P \cdot b_1$ und $T b_1$ bzw. $P \cdot b_1$ rechnen positiv oder negativ, je nachdem sie in gleichem oder entgegengesetzten Sinne mit der Brems Scheibe drehen.

In der Abhandlung sind eine größere Anzahl Ausführungsformen von Bandbremsen für das Verhältnis $\frac{b_2}{b_1}$ von $+\infty$ bis $-\infty$ planmäßig behandelt und übersichtlich zusammengestellt.

¹⁾ H. Schwetje, Dr.-Ing.-Dissertation.

Die im Hebezeugbau meist angewendeten Ausführungsformen sind: die einfache Bandbremse ($\frac{b_2}{b_1} = -\infty; b_2 = b; b_1 = 0$), die Differential-Bandbremse und die Summen-Bremse ($b_1 = b_2 = b$).

Einfache Bandbremse (Fig. 102). Auf den Bremshebel wirkt nur die Kraft t ein, während die Spannung T ohne Einfluß auf die Bremskraft ist.

$$K \text{ bzw. } G = t \cdot \frac{b}{l} = P \cdot \frac{b}{l} \cdot \frac{1}{e^{\mu\alpha} - 1} \tag{39}$$

Für entgegengesetzten Drehsinn vertauschen sich die Spannungen T und t , und daher ist die erforderliche Bremskraft $e^{\mu\alpha}$ mal größer.

Da die Differenz der Bandspannungen T und t gleich der Summe aller an der Bandauftragfläche wirkenden Reibungskräfte ist, so folgt das Gesamtdrehmoment nach Löffler zu

$$M_T = (T - t) \cdot R_2 = \frac{K \cdot l}{b} \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) \cdot R_2, \tag{40}$$

die Lagerkräfte an der Bremswelle sind (Fig. 102)

$$\left. \begin{aligned} H &= (T - t) \cdot \cos \frac{\alpha}{2} = \frac{K \cdot l}{b} \cdot (e^{\mu\alpha} - 1) \cdot \cos \frac{\alpha}{2}; \\ N &= (T + t) \cdot \sin \frac{\alpha}{2} = \frac{K \cdot l}{b} \cdot (e^{\mu\alpha} + 1) \cdot \sin \frac{\alpha}{2}. \end{aligned} \right\} \tag{41}$$

Resultierende Lagerkraft

$$D = \sqrt{H^2 + N^2}$$

Die spezifischen Auflagerdrücke zwischen Band und Scheibe ändern sich entsprechend den Bandspannungen t und T ;

$$k_t = \frac{T}{R_2 \cdot B} = \frac{K \cdot l}{b \cdot R_2 \cdot B}; \quad k_T = \frac{T}{R_1 \cdot B} = \frac{K \cdot l}{b \cdot R_1 \cdot B} \cdot e^{\mu\alpha}. \tag{42}$$

Ist das Bremsband mit Holz oder dgl. gefüttert, so ist, wenn a die Stärke des Futters bedeutet, statt $R_2 \dots R_2' = R_2 + a$ und für μ der Wert $\mu' = \mu \cdot \frac{R_2}{R_2'}$ zu setzen.

Mit einem zulässigen spezifischen Druck k_T beträgt die erforderliche Auflagebreite des Bremsbandes:

$$B = \frac{K \cdot l}{b \cdot R} \cdot \frac{e^{\mu\alpha}}{k_T} \tag{43}$$

Die Größe der Abnutzung des Bremsbandes ist von dem Werte $k \cdot \mu \cdot v$ abhängig.

Das Verhältnis $\frac{b}{l}$ kann bis zu $\frac{1}{10}$ ausgeführt werden.

Bei Hubwerken mit Handantrieb erhält die Bremse die in Fig. 102 gegebene bauliche Ausführung, wobei als bremsendes Organ ein einfaches Stahlband dienen kann ($\mu = 0,15$ bis $0,2$), während bei motorisch betriebenen Hebezeugen das Band mit Holz, Leder oder Ferrodo-Fiber gefüttert wird. Für Holz oder Leder auf Gußeisen $\mu = 0,25$ bis $0,30$.

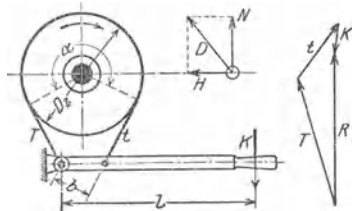


Fig. 102.

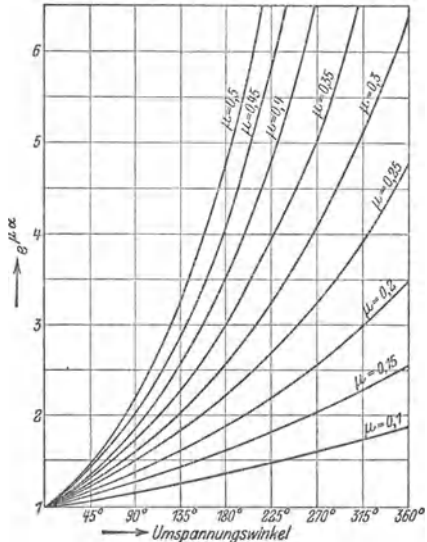


Fig. 103.

Der Wert $e^{\mu \alpha}$ hängt, nachdem der Baustoff gewählt, von dem Umspannungsbogen α ab und kann vorstehender zeichnerischen Darstellung (Fig. 103) entnommen werden. Für nicht gefüttertes Bremsband (bei von Hand bedienter Winden und Kranen), den meist vorkommenden Umspannungswinkel von $\alpha = 252^\circ \left(\frac{\alpha}{2\pi} \right) = 0,7$ und die Reibungsziffer $\mu = 0,18$ wird $e^{\mu \alpha} = 2,2$. Bei gefüttertem Bremsband (für motorische Hebezeuge) ergibt sich bei einem Umspannungswinkel

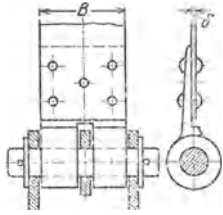


Fig. 104.

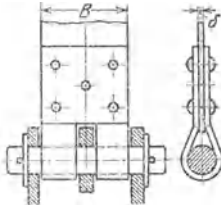


Fig. 105.

er gibt sich bei einem Umspannungswinkel

$$\alpha = 270^\circ \left(\frac{\alpha}{2\pi} \right) = 0,75 \text{ und}$$

$\mu = 0,3 \dots e^{\mu \alpha} = \infty 4$, welcher Wert jedoch aus Sicherheitsgründen niedriger einzusetzen ist.

Wird das Bremsband in mehreren Windungen um die Scheibe gelegt, so werden entsprechend der Windungszahl Umfangsreibung und damit Bremswirkung gesteigert.

Die erforderliche Lüftung des Bremsbandes soll, radial gemessen, mindestens 1 mm betragen. Am Gewicht G gemessen, ergibt sich alsdann bei halber Umschlingung ein Hub

$$h = 1 \text{ mm} \cdot \pi \cdot \frac{l}{b} . \tag{44}$$

Der Durchmesser der Bremscheibe ist durch den zur Verfügung stehenden Raum bedingt und richtet sich bei motorischem Antrieb, um zu starke Erwärmung zu vermeiden, nach der Drehzahl der Bremswelle.

Das Bremsband wird auf Zug mit der Spannung T unter Berücksichtigung der Nietschwächung berechnet. Werkstoff: Stahl, Zugbeanspruchung $k_z = 600$ bis 700 kg/cm^2 . Breite des Bremsbandes 60 bis 250 mm; Stärke $\delta = 2$ bis 4 mm.

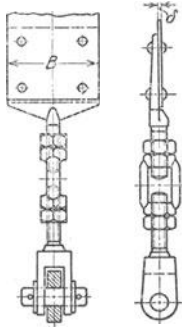


Fig. 106.

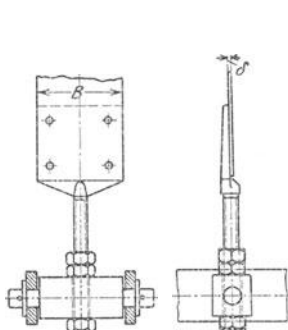


Fig. 107.

Verbindung des Bremsbandes mit Leder oder Ferrodo-Fiber durch Kupfernieten, des Bremsbandes mit den hölzernen Futterklötzen durch Holzschrauben.

Für den Anschluß des Bremsbandes an die Bolzen ist zu beachten, daß die Zugkraft stets durch Mitte Bolzen gehen muß. Endbefestigung des Bremsbandes ent-

weder durch Kloben aus Schmiedeisen oder Tempereuß (Fig. 104) oder durch eine Schlaufe (Fig. 105). In Rücksicht auf die Abnutzung des Bremsbandfutters wird die Verbindung von Bremsband und Kloben bzw. Gabel am ablaufenden Bandende nachstellbar ausgeführt (Fig. 106 und 107).

D. I. Norm 535, Brems scheiben. Werkstoff: Gußeisen oder Stahlguß. Durchmesser 200 bis 1000 mm für Wellendurchmesser von 25 bis 140 mm. Drei Ausführungsformen für verschiedene Scheibenbreiten (Bremsbandbreite + 10 mm).

D. I. Norm 536 Bl. 1. Bremsbandteile (Übersichtsblatt). Ausführungsform mit Spannschloß (Fig. 106), Form *B* mit Querstück für Doppelanordnung des Bremshebels (Fig. 107). Normale Bremsbandabmessungen: 60 × 3, 80 × 4, 100 × 5, 150 × 4, 200 × 4 und 250 × 4.

- Bl. 2. Gabeln, Gabelbolzen und Bolzenscheiben. Bl. 5. Schlaufen.
 „ 3. Spannschlösser. „ 6. Querstücke.
 „ 4. Blattschrauben. „ 7. Verbindungswinkel.

Zulässige Belastung der Bandbremsen für 1 cm² Bremsfläche: $h \cdot \mu \cdot v \geq 30$.

Die Nietverbindung zwischen Bremsband und Blattschraube (Fig. 106 und 107) ist einschnittig, die zwischen Bremsband und Schlaufe (Fig. 105) zweischnittig.

Werkstoff der Nieten: Stahl. Zulässige Scherbeanspruchung h_s , wegen Bremsstößen nur bis 250 kg/cm². Lochleibungsdruck bis 500 kg/cm².

Die Bolzen der Bremsen werden auf Biegung beansprucht. Die Beanspruchung des festen Bolzens durch die Mittelkraft *R* kann zeichnerisch (Fig. 102 und 110) ermittelt werden.

Werkstoff: Flußstahl $h_b = 400$ bis 600 kg/cm² (in Rücksicht auf Stöße).

Die Bandbremsen der elektrisch betriebenen Winden und Krane werden in der Regel auf dem Umfang der elastischen Kupplung (s. S. 439) zwischen Motor und Triebwerk angeordnet, da das Drehmoment der Motorwelle infolge der hohen Umlaufzahl am kleinsten ist. Die Bremsen erhalten ein Belastungsgewicht, das während der Hub- und Senkbewegung durch einen Bremsmagneten oder einen Bremslüftmotor gelüftet wird.

Berechnung von elektromagnetischen Lüftungsbremsen s. El. u. Masch. 1914, S. 177.

Der Bremsmagnet ist mit dem Bremshebel durch eine Lasche gelenkig zu verbinden, damit beim Ausschlag des Bremshebels keine Kräfte senkrecht zur Bewegungsrichtung des Magnetkernes auftreten.

Zur Erzielung einer gleichmäßigen Lüftung der Bremse ist auf dem ganzen umspannten Bogen ein Flacheisenbügel mit einer entsprechenden Zahl Stellschrauben anzuordnen.

Fig. 108 und 109 zeigen zwei Ausführungsarten gewichtbelasteter, elektromagnetisch gelüfteter Bandbremsen für elektrische Winden und Krane.

Differentialbremse (Fig. 110). Sie ermöglicht eine Verkleinerung des Bremsdruckes *K*, da die Spannung *T* im Sinne des Druckes wirkt. Unter Benutzung der Beziehungen S. 430 ergibt sich für die eingezeichnete Drehrichtung die erforderliche Bremskraft zu

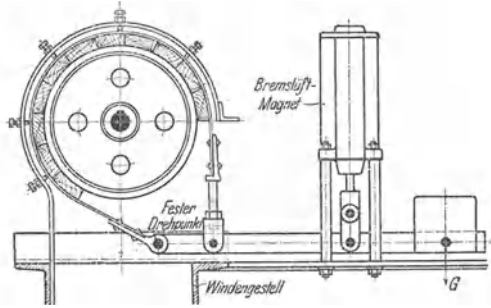


Fig. 108.

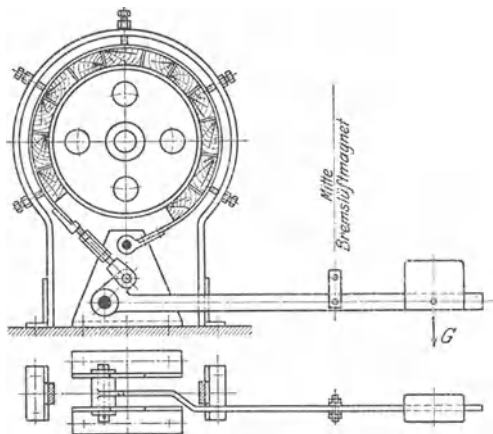


Fig. 109.

$$K \text{ bzw. } G = \frac{t \cdot b_2 - T b_1}{l} = \frac{P}{l} \cdot \frac{(b_2 - b_1 \cdot e^{\mu \alpha})}{e^{\mu \alpha} - 1}. \quad (45)$$

Bei entgegengesetztem Drehsinn vertauschen sich die Spannungen T und t , und es folgt eine entsprechend größere Bremskraft.

Für praktische Ausführungen empfiehlt es sich,

$$b_2 > b_1 \cdot e^{\mu \alpha} \quad (b_2 = 2,5 b_1 \text{ bis } 3 b_1) \text{ zu halten; für } b_2 \leq b_1 \cdot e^{\mu \alpha}$$

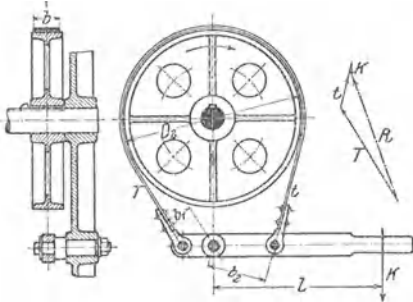


Fig. 110.

wirkt die Bremse selbstsperrend.

Die Differentialbremse findet Anwendung für Windwerke mit Handantrieb; für motorischen Antrieb wird sie der geringen Lüftung, sowie ihrer stoßweisen Wirkung wegen nicht gerne verwendet.

Bandbremsen für wechselnde Drehrichtung (Summenbremsen), Fig. 111 und 112, kommen als Bremsen für Fahrwerke in Betracht, haben jedoch den Nachteil, daß sie ein etwa 6mal so großes Bremsgewicht erfordern wie die einfache Bandbremse. Man gibt daher

bei wechselnder Drehrichtung der wesentlich günstigeren, doppelten Backenbremse den Vorzug.

Die erforderliche Bremskraft der Summenbremse ergibt sich für $b_1 = b_2 = b$ für beide Drehrichtungen zu

$$K \text{ bzw. } G = (T + t) \cdot \frac{b}{l} = P \cdot \frac{b}{l} \cdot \frac{e^{\mu \alpha} + 1}{e^{\mu \alpha} - 1}. \quad (46)$$

Für die Berechnung und Ausführung der Differentialbremse und der Summenbremse gelten die für die einfache Bandbremse gemachten Ausführungen.

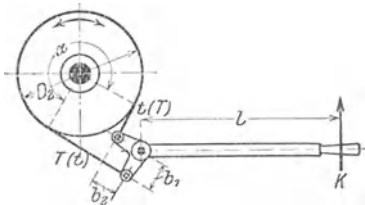


Fig. 111.

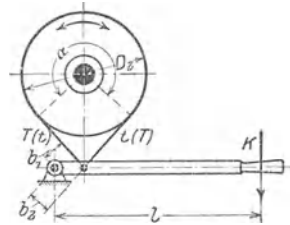


Fig. 112.

d) Sperrradbremsen oder Lüftbremsen stellen eine Vereinigung von Sperrrad und Bremse dar. Ausführung für kleinere Bremsmomente mit einfacher gewichtbelasteter Backenbremse, meist jedoch mit Bandbremse. Diese ist entweder eine einfache Bandbremse oder eine Differentialbremse.

Fig. 113¹⁾ zeigt eine gewöhnliche Sperrradbremse, wie sie bei von Hand betriebenen Winden zur Verwendung gelangt. Die Bremscheibe der als Differentialbremse ausgebildeten Bandbremse sitzt lose auf der Welle und ist durch ein Belastungsgewicht G gestellt. Die Klinken sind an der Bremscheibe drehbar befestigt, während das Sperrrad auf der Bremswelle aufgekeilt ist. Bei Bewegung im Hubsinne gleiten die Zähne des Sperrrades unter den durch Spiralfedern F in Eingriff gehaltenen Klinken fort. Bei Aufhören der Antriebskraft findet entgegen-

¹⁾ F. Piechatzek, Berlin N.

gesetzte Drehung statt. Sperrrad und Bremse werden gekuppelt, und die Last ist gestellt. Soll gesenkt werden, so wird der gewichtbelastete Hebel gelüftet, und Sperrrad und Bremse können sich im Senksinne drehen.

Zur Vermeidung des klappernden Geräusches werden die Sperradbremsen entweder mit gesteuerten Klinken oder mit Reibungsklinken ausgestattet.

Ausführung der Sperradbremsen auch mit Innenverzahnung und durch Reibzeug ausrückbaren Klinken¹⁾.

Die Sperradbremsen werden mitunter bei motorisch betriebenen Hebezeugen als Halte- bzw. Verzögerungsbremsen benutzt. Hierbei wird die Bremse durch ein mit dem Steuerapparat gekoppeltes Gestänge oder von Hand gelüftet.

Das meist innen verzahnte Sperrwerk ist mit 2 oder 3 Klinken ausgerüstet, die durch einen Reibungswiderstand nach Art von Fig. 93 gesteuert werden.

Fig. 114²⁾ zeigt eine Lüftbremse mit Reibungsklemmgesperre, das inneren, keilnutenförmigen Eingriff hat. Die Drehpunkte der federbelasteten Klinken sind an den Enden eines doppelarmigen, auf der Welle aufgekeilten Hebels angeordnet.

Die lose laufende, fliegend angeordnete Bremscheibe wird wie in Fig. 113 durch ein Belastungsgewicht festgehalten. Beim Heben gleiten die Klinken in der Keilnut der festgestellten Scheibe fort. Hört die Antriebskraft auf, dann findet Drehung im Senksinne statt, die Klemmwirkung tritt ein und die Last ist gestellt. Senken der Last sowie Regeln der Senkgeschwindigkeit durch Lüften der Bremse.

Durch den Controllerhebel gesteuerte Sperradbremse für Hafendrehkrane s. S. 510.

ε) Fliehkraft-(Schleuder-)Bremsen. Sie werden von der niedergehenden Last betätigt und ermöglichen eine selbsttätige Regelung der Senkgeschwindigkeit. Bei Aufzügen dienen sie auch als Sicherheitsvorrichtung gegen Bruch des Tragorgans (Fallbremsen, s. Aufzüge).

Die Beckersche Fliehkraft-(Geschwindigkeits-)Bremse (Fig. 115) ist eine Backenbremse mit innerem Angriff der Bremsklötze.

Diese haben ihre Drehpunkte an der auf der Welle aufgekeilten Scheibe S, drehen sich mit dieser und bewegen sich daher unter dem Einfluß der Fliehkraft nach außen. Beim Lastaufwinden bzw. bei zulässigen Senkgeschwindigkeiten hält eine in der Büchse B angeordnete Spiralfeder vermittels der Zugstangen Z der Fliehkraft C das Gleichgewicht. Wird die zulässige Senkgeschwindigkeit überschritten, so überwiegt die Fliehkraft die Federwirkung, die Bremsklötze legen sich gegen die feste Bremscheibe und rufen einen Reibungswiderstand hervor, der den Niedergang der Last verzögert.

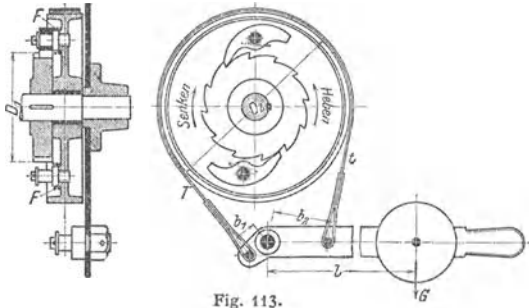


Fig. 113.

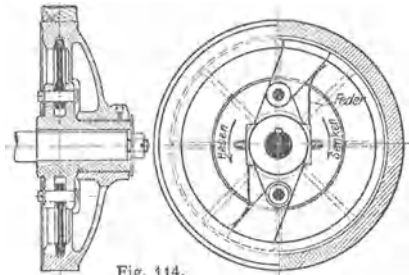


Fig. 114.

¹⁾ Gebr. Weißmüller, Frankfurt a. M.

²⁾ Eisenwerk vorm. Nagel u. Kämp, Hamburg.

Auf einen Bremsklotz wirken 4 Momente ein: das im Sinne des Uhrzeigers wirkende Fliehkraftmoment sowie die entgegengesetzt wirkenden Momente der Rückzugfeder, des Normaldruckes N und des von diesem erzeugten Reibungswiderstandes $N \cdot \mu$.

Bedeutet in Bezug auf Fig. 115 P die Umfangskraft der Bremse, F die Kraft der Rückzugfeder, f deren Hebelarm, G das Gewicht eines Bremsklotzes in kg und $g = 9,81 \text{ m/sek}^2$ die Fallbeschleunigung, so ergibt sich für den Drehpunkt des Klotzes die Momentengleichung:

$$C \cdot c - N \cdot a - N \mu \cdot b - F \cdot f = 0;$$

mit

$$v = \frac{2r\pi n}{60}, \quad C = \frac{Mv^2}{r} = \frac{G}{g} \cdot \frac{4r\pi^2 \cdot n^2}{3600} = \frac{G}{g} \cdot \frac{r\pi^2 \cdot n^2}{900},$$

und

$$N \mu \cong \frac{P}{3}, \quad \text{wird das Gewicht eines Klotzes:}$$

$$G \cong \frac{900}{r \cdot n^2} \cdot \left[\frac{P}{3} \left(\frac{a}{\mu \cdot c} + \frac{b}{c} \right) + F \cdot \frac{f}{c} \right] \dots \text{kg.} \quad (47)$$

Die Fliehkraft steigt mit dem Quadrat der Entfernung, während das Federmoment unveränderlich ist. Die Kraft der Rückzugfeder kann für einen Klotz von 5 bis 8,4 kg zu 15 bis 25 kg angenommen werden.

Die Bremswirkung wird durch Anordnung keilnutenförmiger Bremsflächen erhöht.

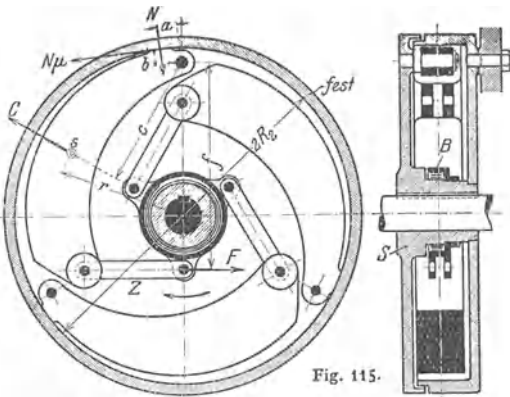


Fig. 115.

Wesentlicher Nachteil der

Fliehkraftbremse: Kleine Lasten, besonders der leere Haken, werden langsamer gesenkt als große, während das Umgekehrte erwünscht ist. Infolge ihrer geringen Reibflächen kann die Bremse nur eine kleine Reibungsleistung aufnehmen, Anwendung daher der starken Erwärmung wegen auf Winden mit Antrieb von Hand beschränkt.

Da die Fliehkraftbremse lediglich eine Geschwindigkeitsbremse ist, so ist stets eine gewöhnliche Bremse als Haltebremse vorzusehen.

Bei der elektrisch gesteuerten Fliehkraftbremse [Fliehbremse¹⁾] werden die Nachteile der gewöhnlichen Fliehkraftbremse dadurch vermieden, daß die Klötze nicht unmittelbar bremsen, sondern den Hebel einer gewichtbelasteten Band- oder doppelten Backenbremse betätigen und in ihrer Wirkung durch einen Elektromagneten beeinflusst werden. Die Bremse ist daher für große Leistungen brauchbar, auch können verschiedene Geschwindigkeitsstufen eingestellt und kleine Lasten schneller als große gesenkt werden.

Veröffentlichungen über elektrisch gesteuerte Fliehkraftbremsen s. Fördertechnik 1910, S. 97. — Z. Ver. deutsch. Ing. 1912, S. 1925. Kammerer, Versuche an elektrisch gesteuerten Fliehkraftbremsen.

5) **Lastdruckbremsen.** Hierher gehören zunächst die bei den Schraubflaschenzügen verwendeten Drucklagerbremsen. Der durch den Rückdruck der Last in der Schneckenwelle hervorgerufene Axialdruck verursacht einen Bremswiderstand, der der Last verhältnismäßig ist. Beim Senken der Last muß der Bremswiderstand durch die Antriebskraft überwunden werden. Näheres über Drucklagerbremsen s. Flaschenzüge S. 373.

Bei Stirnräderwinden wird der zum Bremsen erforderliche Axialdruck künstlich, entweder durch ein Gewinde oder durch Schrägstellung der Stirnradzähne, hervorgerufen.

Senksperrbremsen finden mitunter bei elektrisch betriebenen Winden, insbesondere bei Laufkranen, Verwendung und haben den Zweck, die Geschwindigkeit der sinkenden Last selbsttätig zu regeln.

¹⁾ Maschinenfabrik E. Becker, Berlin-Reinickendorf.

Regeln der Senkgeschwindigkeit durch Verminderung des Bremswiderstandes, und zwar derart, daß der Rücktrieb der Last die Bremse löst. Hierdurch wird die Last kurze Zeit freigegeben, sucht der Motorwelle vorauszuweichen und schließt wieder die der Bremskupplung. Dieser Vorgang wiederholt sich während der ganzen Senkperiode, und die Bremsen werden daher als „Senksperrbremsen mit Lüftspiel“ bezeichnet.

Erzeugung des Bremswiderstandes meist durch ein Lamellensystem (s. S. 430), dessen Lamellen durch ein mit Gewinde auf der Welle sitzendes Ritzel gegeneinandergepreßt bzw. gelüftet werden.

Neben der Senksperrbremse ist stets eine elektromagnetisch betätigte Haltebremse anzuordnen.

Die Anwendung der mechanischen Senksperrbremsen ist gegenwärtig beschränkt, da die meisten elektrisch betriebenen Hebezeuge mit elektrischer Senkbremsung ausgerüstet werden.

Elektrische Bremsung s. S. 455 u. f.

14. Laufräder.

Die Laufräder der Winden und Krane werden je nach Verwendungszweck ohne Spurkranz und schwach ballig (Fig. 116), mit einseitigem Spurkranz (Fig. 117), meist jedoch mit zwei Spurkränzen (Fig. 118) ausgeführt. Schiene: Flacheisenschiene, Kransonderschiene (s. S. 478) oder Eisenbahnschiene.

Größe der lichten Weite w zwischen den beiden Spurkränzen (Fig. 118) bei Kranlaufrädern 10 bis 15 mm, bei Laufwindenrädern 5 bis 10 mm größer als die Schienenbreite. Innere Neigung der Spurkränze 1:10.

Werkstoff: Gußeisen, Stahlguß oder Hartguß.

Bedeutung (Fig. 118) D den Laufraddurchmesser in cm, b die tragende Schienenbreite in cm, so ist der größte Raddruck:

$$P_{\max} = D \cdot b \cdot k \dots \text{kg} \quad (48)$$

Die Beanspruchungsziffer k , die für höhere Fahrgeschwindigkeiten, der größeren Abnutzung wegen, entsprechend geringer anzunehmen ist, kann gesetzt werden:

Gußeisen auf Flußstahlschiene	$k = 20$ bis 30 ,
Hartguß auf Flußstahlschiene	$= 30$ bis 60 ,
Stahlguß auf Flußstahlschiene	$= 40$ bis 70 .

Der größte Raddruck P_{\max} , für den das Laufrad bemessen wird, ist aus der ungünstigsten Belastungsweise zu ermitteln. Große Laufraddurchmesser, die kleine Fahrwiderstände ergeben, sind anzustreben.

Gußeiserne Laufräder nur für von Hand bediente Krane, elektrische Krane für leichten Betrieb und Kranlaufwinden kleiner Tragkraft, sonst allgemein Stahlguß oder Hartguß.

Die normalen Kranlaufäder laufen lose auf den durch Achshalter (s. S. 422) festgestellten Achsen. Die Phosphorbronzebüchsen werden eingepreßt und durch kleine Madenschrauben gesichert. Verminderung der Reibung zwischen Laufrad und Achse durch Einbau von Kugel- oder Rollenlagern an Stelle der Bronzebüchsen. Aus-

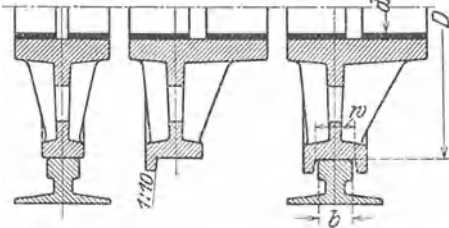


Fig. 116 bis 118.

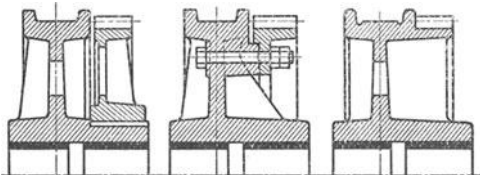


Fig. 119 bis 121.

Zahlentafel 14. Normale Kranlaufräder von Fried. Krupp A. G., Grusonwerk, Magdeburg-Buckau. Werkstoff: Hartguß.

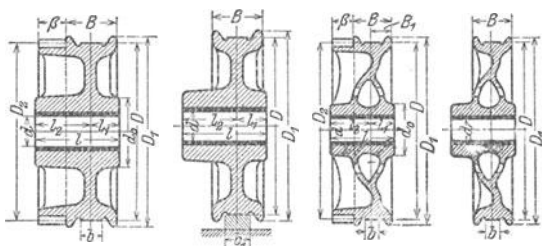


Fig. 122. Fig. 123. Fig. 124. Fig. 125.

a) Ausführung nach Fig. 122 und 123.

Laufrad Durchm. D mm	Größter Rad-druck kg	Abmessungen in mm												Ge-wicht ¹⁾ kg
		b	B	D ₁	d	d ₀	l	l ₁	l ₂	s	t/π	D ₂	β	
250	3000	35	85	280	50	100	135	45	90	42	6	252	45	35/85
300	4000	45	95	330	55	115	150	50	100	43	7	301	50	40/90
350	5000	45	95	380	60	130	155	50	105	50	7	350	55	50/90
400	7000	45	110	430	65	140	175	57,5	117,5	50	8	400	60	60/90
400	7000	55	110	430	65	140	175	57,5	117,5	50	8	400	60	70/100
450	8000	45	110	485	70	145	180	57,5	122,5	50	9	450	65	80/100
450	8000	55	110	485	70	145	180	57,5	122,5	50	9	450	65	90/125

b) Ausführung nach Fig. 124 und 125.

Laufrad Durchm. D mm	Größter zulässig. Rad-dr. kg	Abmessungen in mm												Ge-wicht ¹⁾ kg	
		b	B	B ₁	D ₁	d	d ₀	l	l ₁	l ₂	s	t/π	D ₂		β
450	7000	35	100/95	50	485	70	145	165	52,5	112,5	50	9	450	65	78/110
500	9000	55	120	60	540	75	150	195	62,5	132,5	50	10	500	70	115/145
500	8500	40	105	52,5	540	75	150	180	55	125	50	10	500	70	102/140
550	10000	55	120	60	590	80	160	200	62,5	137,5	50	11	550	75	132/182
500	9500	70	135	67,5	540	75	150	210	70	140	50	10	500	70	125/154
550	9000	40	105	52,5	590	80	160	185	55	130	50	11	550	75	120/165
550	11000	75	140	70	590	80	160	220	72,5	147,5	50	11	550	75	150/195
550	11000	65	140	70	590	80	160	220	72,5	147,5	50	11	550	75	153/198
600	11000	55	130/125	65	640	85	170	210	67,5	142,5	50	12	600	80	160/210
600	11000	45	120/115	60	640	85	170	200	62,5	137,5	50	12	600	80	155/205
600	12000	65	140/135	70	640	85	170	220	72,5	147,5	50	12	600	80	175/220
650	13500	55	130	65	690	90	175	215	67,5	147,5	54	12	648	80	185/245
650	13500	65	140/135	70	690	90	175	220	72,5	147,5	54	12	648	80	190/246
700	14500	45	125	62,5	750	95	180	215	65	150	54	13	702	85	210/290
700	15000	55	135	67,5	750	95	180	225	70	155	54	13	702	85	216/296
700	15000	65	145/140	72,5	750	95	180	230	75	155	54	13	702	85	224/298
700	17000	95	175/170	87,5	750	95	180	260	90	170	54	13	702	85	258/328
750	17000	55	135	67,5	800	100	185	225	70	155	58	13	754	85	248/328
750	17000	65	155/145	77,5	800	100	185	235	80	155	58	13	754	85	256/330
750	17000	75	165/155	82,5	800	100	185	245	85	160	58	13	754	85	266/340
750	18000	95	185/175	92,5	800	100	185	265	95	170	58	13	754	85	296/370
800	20000	75	170/160	85	850	105	200	255	87,5	167,5	58	14	812	90	338/440
800	22000	95	190/180	95	850	105	200	275	97,5	177,5	58	14	812	90	375/512
850	22500	75	170/160	85	900	110	205	255	87,5	167,5	60	14	840	90	350/486
900	25000	75	170/160	85	950	120	220	265	87,5	177,5	65	14	910	100	410/575
900	25000	60	170/160	85	950	120	220	265	87,5	177,5	65	14	910	100	422/587
900	27000	95	190/180	95	950	120	220	285	97,5	187,5	65	14	910	100	455/618
950	30000	95	195/185	97,5	1000	125	225	290	100	190	68	14	952	100	500/694
1000	35000	95	195/185	97,5	1050	130	240	290	100	190	72	14	1008	100	578/775
1000	35000	70	195/185	97,5	1050	130	240	290	100	190	72	14	1008	100	593/790
1100	40000	115	215/205	107,5	1150	140	250	310	110	200	72	15	1080	100	670/868

Breite der Laufschiene = b + 5 mm.

¹⁾ Ohne Zahnkranz bzw. mit angegossenem Zahnkranz.

führung der normalen Laufräder für Durchmesser von 200 bis 1200 mm, bei lichten Spurkranzweiten von 55 bis 110 mm.

Die angetriebenen Laufräder erhalten ein auf der Laufradnabe aufgekeiltes Zahnrad (Fig. 119) oder einen nach Art von Fig. 120 angeschraubten Zahnkranz, dessen Befestigungsschrauben durch einen eingelegten Ring gegen Abscheren entlastet werden können.

Bei den Hartgußrädern ist der Zahnkranz angegossen (Fig. 121).

Die Laufräder der Kranlaufwinden kleiner und mittlerer Tragkraft (z. B. Fig. 182) erhalten vielfach schmale Naben und werden auf der Achse aufgekeilt.

Laufräder, die auf dem untern Flansche eines T-Trägers laufen, haben nur einen, dem Unterflansch entsprechend geneigten Spurkranz und sind etwas ballig zu drehen.

Die Laufräder der Kreisbahn eines Drehkranes werden entweder mit zylindrischem bzw. schwach balligem (Fig. 116) oder konischem Kranz ausgeführt. Der bei diesem auftretende Axial Schub ist auf entsprechende Laufflächen zu übertragen.

Besonders zu beachten ist, daß sämtliche, gemeinsam angetriebenen Laufräder eines Fahrwerks auf genau gleichen Durchmesser zu drehen (bei Hartguß zu schleifen) sind.

Sind zur Aufnahme eines größeren Raddruckes zwei oder vier Laufräder erforderlich, so werden sie in einem gemeinsamen, einstellbaren Radgestell (Balancier) gelagert.

Normale Kranlaufträder in Hartguß s. Zahlentafel 14, S. 438.

DI-Normen für Kranlaufträder (Vorstandsvorlagen):

- DI-Norm 530 Laufräder für Hebemaschinen mit zweiseitigem Spurkranz.
- „ 531 Laufräder für Hebemaschinen mit zweiseitigem Spurkranz und aufgekeiltem Zahnkranz.
- „ 532 Laufräder für Hebemaschinen mit einseitigem Spurkranz.
- „ 533 Laufräder für Hebemaschinen mit einseitigem Spurkranz und aufgekeiltem Zahnkranz.
- „ 534 Laufräder für Hebemaschinen ohne Spurkranz.
- „ Entwurf b 43 Laufräder ohne Spurkranz (flanschlose Laufräder).

15. Sonstige Maschinenteile.

α) Kupplungen. Elastische Kupplungen dienen bei den elektrisch betriebenen Winden und Kranen zur Verbindung von Motor und Triebwerk. Sie ermöglichen eine leichte Montage und vermeiden, da sie kleine Montageungenauigkeiten zulassen, Heißlaufen der Lager.

Bei den elastischen Kupplungen (Fig. 126 und 127) ist die eine Kupplungshälfte auf der Motorwelle und die andere auf der Getriebewelle aufgekeilt. Je nach Anzahl der Schrauben (4, 6 oder 8)

sind an jeder Kupplungshälfte 2, 3 oder 4 Bolzen angeschraubt, auf denen eine Anzahl Lederscheiben mittels Unterlagscheibe und Mutter festgeklemmt sind. Da der Durchmesser der Lederscheiben in entsprechende Bohrungen der anderen Kupplungshälfte paßt, so kann der Motor ohne Lösen der Bolzenschrauben mit der Getriebewelle gekuppelt oder von ihr gelöst werden.

Ausführung der aus SM-Stahl hergestellten Kupplungsbolzen entweder mit konischem Ansatz (Fig. 126), oder mit Bund (Fig. 127). Die Bolzen sind auf Biegung mit $k_b = 300$ bis 700 kg/cm^2 zu berechnen. Zulässiger Flächendruck der Lederscheiben $k = 10$ bis 20 kg/cm^2 . Sicherung der Bolzenverschraubung durch Kronenmutter und Splint.

Die Kupplungsflanschen b sind so breit zu halten, daß die Muttern überdeckt sind und die Anordnung einer dem Scheibendurchmesser entsprechenden Band- oder doppelten Backenbremse möglich ist.

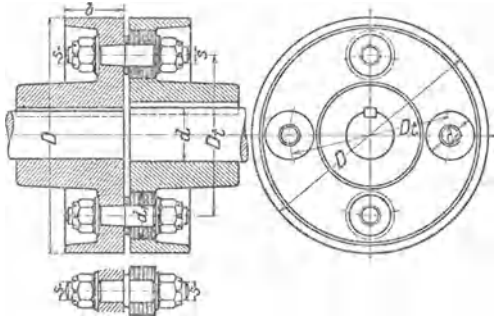


Fig. 126 u. 127.

Rutschkupplungen verhindern unzulässige Überlastungen und Brüche. Hauptanwendung bei Hüttenwerkskränen und den Schwenkwerken der Hafendrehkrane.

Die Rutschkupplungen sind in der Regel Konuskupplungen, die durch Federn auf eine bestimmte Belastung eingestellt sind. Bei Überschreiten der eingestellten Höchstbelastung gleiten die geschmierten Kupplungsflächen aufeinander und trennen den unlaufenden Motor vom Triebwerk.

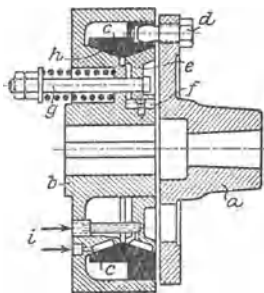


Fig. 128.

Fig. 128. Rutschkupplung mit Doppelkonus¹⁾. *a* ist die auf der Motorwelle und *b* die auf der Getriebewelle sitzende Kupplungshälfte. Das hohle Doppelkonusstück *c*, das in *b* zylindrisch geführt ist, ist durch 6 Mitnehmerbolzen *d* mit der Kupplungshälfte *a* verbunden. Auf der Nabe der Kupplungshälfte *b* sitzt ein durch einen Federkeil *f* gegen Drehen gesicherter, axial verschiebbarer Vollkonus *e*. Durch Spiralfedern belastete Bolzen *g* pressen *e* in den einen Hohlkonus von *c*, der seinerseits axial gegen den Vollkonus *h* des Kupplungsteils *b* gedrückt wird, wodurch *a* und *b* gekuppelt werden. Die reibenden Konusflächen werden von *i* aus geschmiert.

Schneckengetriebe mit Rutschkupplung zum Schwenkwerk eines Hafendrehkranes s. Fig. 270, S. 512.

β) Sonderlager für Hebemachines. DI-Normen (Vorstandsvorlagen) 502. Flanschlager für Hebemachines mit zwei Schrauben. Ausführung *A* mit Buchse, Ausführung *B* ohne Buchse. Bohrung bei Ausführung *A* 25 bis 70 mm, bei Ausführung *B* 25 bis 80 mm. Lagerlänge 60 bis 100 mm.

503. Flanschlager für Hebemachines mit vier Schrauben. Ausführung für Bohrungen mit Buchse 35 bis 180 mm, ohne Buchse 45 bis 80 mm. Lagerlänge 70 bis 180 mm.

504. Augenlager für Hebemachines. Ausführung *A* mit Buchse, Ausführung *B* ohne Buchse. Bohrung 25 bis 150 bzw. 25 bis 80 mm. Lagerlänge 60 bis 160 mm.

505. Deckellager mit zwei Fußschrauben für Hebemachines. Ausführung *A* mit, Ausführung *B* ohne Buchse. Bohrung 35 bis 80 bzw. 25 bis 150 mm. Lagerlänge 60 bis 160 mm.

506. Deckellager mit vier Fußschrauben für Hebemachines. Bohrung 80 bis 220 mm. Lagerlänge 140 bis 300 mm.

b) Lastaufnahmemittel.

(Vorrichtungen zum Aufnehmen des Fördergutes).

Anforderungen: Sorgfältige Anpassung an die Art und Beschaffenheit des Fördergutes und die gegebenen Umschlagverhältnisse; volle Sicherheit gegen Bruch der Vorrichtung und gegen unbeabsichtigtes Loslassen des Fördergutes; weitgehende Schonung des letzteren; geringes Eigengewicht zwecks Einschränkung des Arbeitsverbrauches; kleinster Zeitaufwand zum Aufnehmen und Abgeben des Fördergutes.

1. Lastaufnahmemittel für Einzellasten und Stückgüter.

Einzellasten und Stückgüter werden in der Regel durch Schlingketten-, bzw. -seile oder Drahtgurte, die im Kranhaken eingehängt werden, aufgenommen. Kranhaken s. S. 404.

Schlingketten sind gewöhnliche Rundeisenketten mit Einhänger und Haken oder Tragklaue zum Schließen der Schlinge; sie sind empfindlich gegen auftretende Stöße.

Ungeteerte, festgeschlagene Schlingseile aus reinem Hanf haben eine hohe Festigkeit, lassen sich leicht knoten und werden daher allgemein benutzt. Hanfseile können mit achtfacher, Drahtseile und Rundeisenketten mit zehnfacher Sicherheit belastet werden.

Drahtseilgurte, die an ihren Enden mit Bügeln oder Ösen im Kranhaken eingehängt werden, haben den Vorteil einer großen Auflagefläche am Fördergut und gewähren daher günstige Spannungsverteilung in den Einzeldrähnen.

Vielfach wird die Last nicht unmittelbar am Kranhaken, sondern an einer in diesem aufgehängten Kranwage befestigt, die Wägen der Last ermöglicht. Die Kranwagen werden auch für kleinere Lasten (1 bis 50 t) und für Tragkräfte bis 300 t hergestellt. Je nach Größe der Tragkraft Ausrüstung mit einfachem Haken, Doppelhaken oder Schäkel.

Über Kranwagen s. Z. Ver. deutsch. Ing. 1912, S. 1956, Kranwagen für Tragkräfte von 150 und 300 t.

¹⁾ Demag, Duisburg.

Für das Aufnehmen von Einzellasten und Stückgütern der verschiedensten Art sind eine Anzahl Gehänge entstanden.

Beispiele: Fig. 129. Gehänge von 5 t Tragkraft zur Förderung von Radsätzen¹⁾.

Fig. 130. Lastbalken (Balancier) für Gießereikrane zum Wenden der Formkästen²⁾. Die dargestellte Ausführung vermeidet die sonst üblichen Schweißstellen an den Aufhängeteilen. Die vorgesehenen Wenderollen *a* ermöglichen leichteres Wenden der Formkästen als bei der üblichen Aufhängung mittels geschweißter Rundeisenschlaufen.

Fig. 131. Tragbalken zum Transport schwerer Lasten¹⁾ mittels zweier Lauf- oder Tornekrane. Die Aufhängestelle des Lasthakens am Tragbalken bzw. das Verhältnis der Entfernungen e_1 und e_2 sind durch die Tragkräfte Q_1 und Q_2 der beiden Krane bestimmt.

Über Tragbalken, Prätzen und andere Lastaufnahmeverrichtungen für Laufkrane zum Transport von Lokomotiven, Tendern und Wagen in Lokomotiv- und Wagenwerkstätten s. Z. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 81 f. Wülfrath, Lokomotiv-Hebkrane.

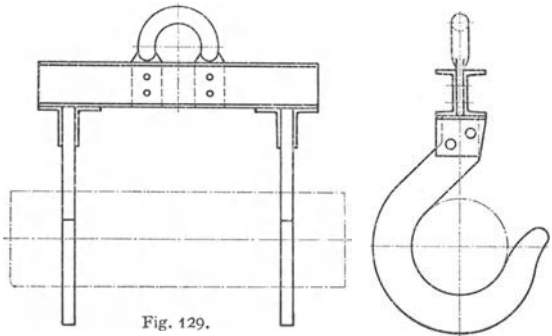


Fig. 129.

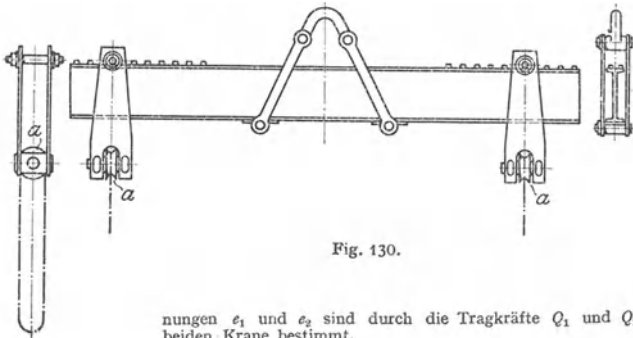


Fig. 130.

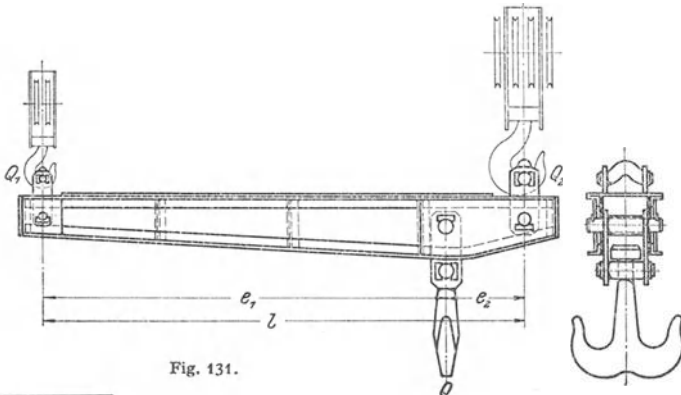


Fig. 131.

¹⁾ Ardeltwerke G. m. b. H., Eberswalde.

²⁾ G. Sassenbrenner, G. m. b. H., Düsseldorf-Obercassel.

Kleinere Stückgüter werden mittels Plattformen oder Pritschen befördert. Ausführungsarten s. Demag, „Der Hafen“ S. 362.

Das Bestreben, die Handarbeit beim Aufnehmen und Abgeben von Stückgütern möglichst auszuschließen, hat zur Verwendung zangenartiger Greif-

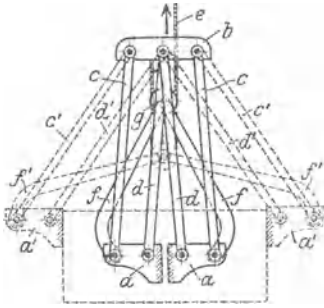


Fig. 132.

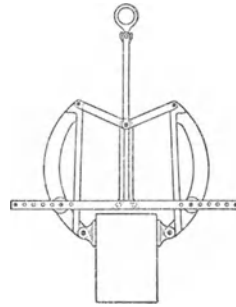


Fig. 133.

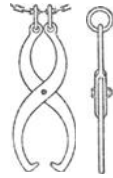


Fig. 134.

zeuge geführt, die, an das Fördergut angelegt, sich bei Anziehen der Hubseile selbsttätig schließen und bei Nachlassen öffnen.

Fig. 132. Greifzange für Kisten.

a sind Greifbacken, die mittels Lenkern *c* und *d* an dem Querstück *b* gelenkig angeordnet. Schließen der Zange durch Flaschenzug mit Zugseil *e* mittels Kniehebels *f*. Die lose Flaschenzugrolle und damit Drehpunkt *g* der Kniehebel bewegt sich beim Schließen und Öffnen der Zange auf und ab. *a'*, *c'*, *d'* und *f'* Lage der Greifbacken, Lenker und Kniehebel bei aufgenommenem Arbeitsstück.

Fig. 133. Greifzange für Steine mit einstellbarer Greifweite¹⁾.

Fig. 134. Greifzange für Hölzer.

Greifzangen für Fässer und Ballen s. Z. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 337.

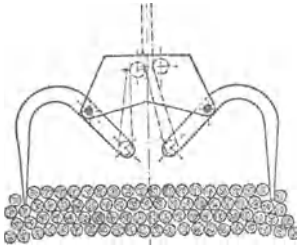


Fig. 135.

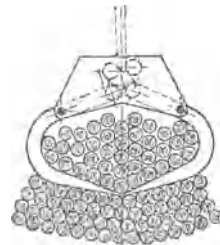


Fig. 136.

Greifzangen für Blöcke, Schienen, Bleche u. a. s. Demag, „Der Hafen“, S. 364.

Greiforgane (Zangen und Prätzen) für Sonderkrane in Stahl und Walzwerken siehe unter „Hüttenwerkkrane“.

Rundholzgreifer [Fig. 135 und 136²⁾] dienen zum Aufnehmen und Fördern regelmäßig gestapelter Rundhölzer (bis etwa 200 mm Durchmesser und 2 m Länge). In ihrer Bauart sind die Rundholzgreifer den Selbstgreifern für Schüttgüter (vgl. S. 447) ähnlich, nur sind die Greiferschalen durch gebogene Zangenhebel mit Greifschneiden versehen.

Veröffentlichungen: Maschinenbau 1923, S. G 197: Hänchen, Die Lastaufnahmemittel der Krane. — Werkstattstechn k 1921, S. 507: Lobeck, Sonderlade- und Förderrichtungen für Krane und Eisenbahnwagen.

¹⁾ Jul. Wolff, Heilbronn.

²⁾ Mohr & Federhaff, Mannheim (Z. Ver. deutsch. Ing.).

2. Lasthebemagnete.

Hauptanwendung in den Hochofen-, Stahl- und Walzwerken (s. unter „Hüttenwerkkrane“) und auf Walzeisenlagerplätzen; in neuerer Zeit mehr und mehr auch in Werkstättenbetrieben angewendet.

Für die Förderung durch Magnete kommen allgemein in Betracht: Eisen- und Stahlblöcke, Gußteile, Walzeisen verschiedenster Art (Stangen, Schienen, Träger, Bleche u. dgl.), Röhren, Stahlbrocken, Masseln, Schrott, Späne u. a.

Zur Ausrüstung eines Lasthebemagneten gehören im wesentlichen: Der Anlasser mit dem Widerstand, die Sicherungen, das bewegliche Stromzuführungskabel und die Kabelstraffhaltetrommel.

Bauarten. Die meist angewendete Form ist der Rundmagnet (Fig. 137), der für 2 bis 27 t Tragkraft (für massive Blöcke) ausgeführt wird.

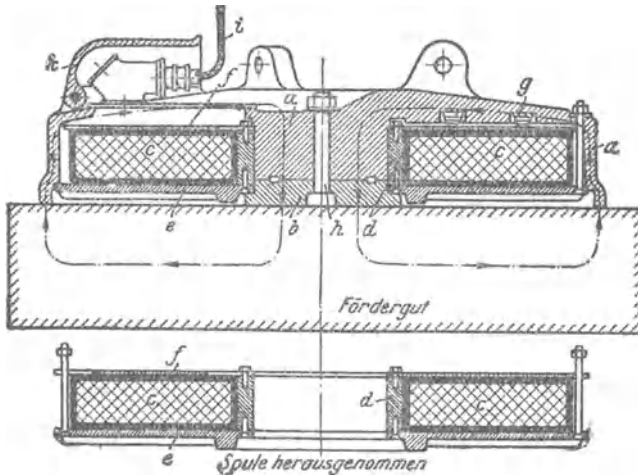


Fig. 137. Runder Lasthebemagnet mit herausnehmbaren Spulen. *a* Magnetgehäuse; *b* Polschuh; *c* Spule; *d* Polring; *e* Grundplatte; *f* Deckplatte; *g* Federn; *h* Polschrauben; *i* Kabel; *k* Schutzhaube zum Kabelanschluß.

Bei dem in Fig. 137 dargestellten Rundmagneten¹⁾ kann der Spulenkörper aus dem Gehäuse herausgenommen werden. Die Spule ist der wichtigste und empfindlichste Teil des Magneten. Zur Bewickelung wird entweder Kupfer- oder Aluminiumdraht verwendet. Kupfer hat eine höhere Leitfähigkeit, die um etwa 50 vH größer ist als die des Aluminiums. Dieses ergibt ein geringeres Eigengewicht für den Magneten und wird daher meist bevorzugt. Die für die Magnete angegebenen (listenmäßigen) Tragkräfte gelten nur für das Aufnehmen massiver größerer Eisenkörper von glatter Form, wie Blöcke, Gußteile u. dgl. Beim Aufnehmen kleinerer Teile mit unregelmäßiger Oberfläche sinkt die Tragkraft außerordentlich und ist bei Guß- und Schmiedeeisenspänen am geringsten²⁾.

Auf die Tragkraft eines Magneten ist die Temperatur von geringem Einfluß; heiße Eisenstücke können bei Temperaturen bis etwa 500° C noch mit genügender Sicherheit befördert werden. Dagegen verringert der Mangangehalt des Eisens die Tragkraft außerordentlich. Eisen mit mehr als 7 vH Mangangehalt wird von Magneten nicht mehr getragen.

Sonderausführungen. Flachmagnete (rechteckige Magnete) zum Aufnehmen von Blöcken, Knüppeln u. dgl.

¹⁾ Demag, Duisburg.

²⁾ Vgl. Dubbel, Taschenbuch für den Fabrikbetrieb, Abschn. Werkstattförderwesen.

Hufeisenförmige Magnete mit schmaler Polfläche¹⁾ zum Verladen von Trägern, Schienen u. dgl.

Magnete mit beweglichen Polen [Fig. 138²⁾]. Ihre schmalen, in der Höhenrichtung beweglich aufgehängten Polfinger stellen sich den kleinen Höhenunterschieden des aufzunehmenden Fördergutes entsprechend ein, wodurch die Wirkung des Magneten erheblich gesteigert wird. Verwendung für geordnet liegendes Gut, wie Blöcke, Knüppel, Schienen, Träger u. dgl.

Der Demag-Schrottgreifer ist geeignet beim Verladen von Eisenspänen und sperrigem, kleinstückigem Schrott dem Uebelstand des Aneinanderhängens und Wiederabreißens schon gehobener Teile abzuwehren. Er läßt sich mit wenigen Handgriffen an jedem Schrottmagneten (Rundmagneten) anhängen bzw. entfernen, so daß man nach Bedarf und Art des Schrottes den Magneten mit oder ohne Greifer verwenden kann. Der Schrottgreifer faßt ein Vielfaches der Schrottmenge, die der Magnet ohne Greifer aufnehmen würde.

Beim Transport von Trägern, Schienen und Stangen werden wegen der großen Länge des Fördergutes zwei Magnete an einem Querstück aufgehängt, das auch drehbar angeordnet wird. Zur Förderung langer durchhängender Blechtafeln werden zur Vermeidung des Durchhanges zwei, vier oder sechs an einem Querstück aufgehängte Magnete verwendet.

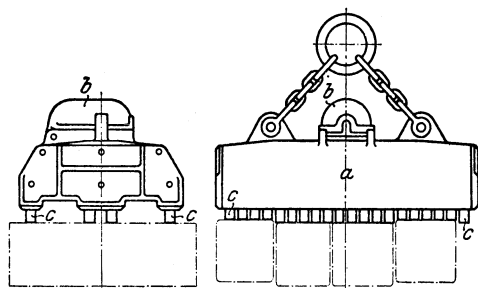


Fig. 138.

Ein Nachteil der Lasthebemagnete liegt darin, daß die Last nicht mit vollkommener Sicherheit festgehalten wird, da bei unbeabsichtigt eintretender Stromunterbrechung das Fördergut abstürzen kann. Diese Tatsache ist jedoch kein Hindernis für eine weitgehende Verwendung der Lasthebemagnete, da Unfälle verhältnismäßig selten

sind. Von der Anwendung von Sicherheitsvorrichtungen, die das Gut zangenartig umfassen und bei etwaiger Stromunterbrechung festhalten, ist man in den letzten Jahren mehr und mehr abgekommen, da diese Vorrichtungen meist hinderlich sind.

Veröffentlichungen über Lasthebemagnete: Stahl u. Eisen 1901, S. 419; Illies, Hebemagnete. — Desgl. 1906, S. 35; Janssen, Verlademagnete. — Desgl. 1908, S. 469; Hertel, Lasthebemagnete. — E.T.Z. 1910, S. 615; Hebemagnete zum Arbeiten unter Wasser. — Desgl. 1912, S. 29; Piffner, Die Berechnung von Lasthebemagneten. — Desgl. 1917, S. 190; Ruß, Die Lasthebemagnete. — El. K. u. B. 1905, S. 598. — Desgl. 1910, S. 628. — Desgl. 1911, S. 259. — Desgl. 1916, S. 289; Bla u., Die Magnetverwendung in Eisenhütten. — El. u. Masch. 1913, S. 250; Hermanns, Über Fortschritte in der Verwendung der Lasthebemagnete. — Der Betrieb 1921, S. 157; Hänchen, Die Lasthebemagnete und ihre Verwendung im Werkstättenbetriebe. — Fördertechn. u. Frachtverk. 1922, S. 81; Wintermeyer, Der Elektromagnet als zeitgemäßes Hilfsmittel beim Heben von Lasten.

3. Lastaufnahmemittel für Schüttgüter.

α) Halbselbsttätige Fördergefäße. Beladen von Hand oder aus Hochbehältern durch Öffnen des Bodenverschlusses. Abgabe des Gutes mechanisch. Halbselbsttätige Fördergefäße werden noch vielfach beim Umladen von Koks, verschiedenen Kohlensorten und hartem grobstückigen Erz sowie bei Bauarbeiten u. dgl. angewendet.

1. Kippkübel (Fig. 139) werden mit Bügel im Kranhaken eingehängt und sind angebracht, wenn das Fördergut stets in der gleichen Höhe (z. B. in Schüttrümpfe) abgegeben wird.

Bei dem gefüllten Kübel liegt der Schwerpunkt *S* derart, daß das Gefäß bei Auslösen des Riegels *R* bis zum Anschlag *A* kippt und so selbsttätig entleert. Infolge entsprechender Lage des Schwerpunktes *S*₀ kehrt der leere Kübel von selbst in seine aufrechte Lage zurück, wo er wieder

¹⁾ Rheinmetall, Düsseldorf.

²⁾ Demag, Duisburg.

verriegelt wird. Meist haben die Gefäße die Form des alten Brownschen Kübels mit schrägem Auslauf (Fig. 139). 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 einzuschaukeln 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. 139) oder mechanisch durch Anschlagen an einen Entleerungsring ausgelöst. Ausführungsgrößen der Kippkübel (Demag): 0,5 bis 3 m³ Inhalt.

2. Klappgefäße. Den Nachteil der Kippgefäße, daß sie infolge der Kippbewegung das Fördergut beim Entleeren leicht verstreuen, weisen die Klappgefäße nicht auf.

Fig. 140. Klappgefäß mit Bodenentleerung.

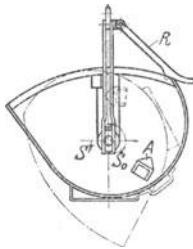


Fig. 139.

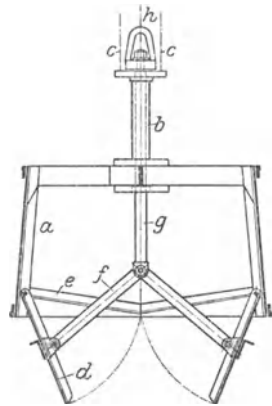


Fig. 140.

a viereckiges Gefäß, mittels des Rohres *b* an den Hubseilen *c* aufgehängt. *d* Bodenklappen in geschlossener Lage an den Winkeln *e* anlegend. *f* Zugstangen an den Bodenklappen und an dem auf- und abbewegbaren, in *b* geführten Stempel *g* angreifend. *h* Entleerungsseil, an *g* befestigt.

Schließen des Gefäßes durch Anziehen des Entleerungsseiles, 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 m³ Inhalt.

Zahlentafel 15.

Schüttgewichte (Raumeinheitsgewichte) und Böschungswinkel verschiedener Schüttgüter.

Art des Fördergutes	Schüttgewicht t/m ³	Böschungswinkel Grad
Roggen und Weizen.	0,7 ÷ 0,8	25 ÷ 35
Gerste	0,65 ÷ 0,75	25 ÷ 35
Hafer	0,45 ÷ 0,50	25 ÷ 35
Fein- und Nußkohle.	0,85 ÷ 1,0	30 ÷ 45
Förderkohle.	0,8 ÷ 0,95	30 ÷ 45
Braunkohle	0,6 ÷ 0,75	35 ÷ 50
Koks.	0,45 ÷ 0,55	35 ÷ 50
Erz	1,7 ÷ 3,5	30 ÷ 50
Erde, Sand, Kies	1,2 ÷ 2,0	30 ÷ 45
Steinsalz	1,0 ÷ 2,2	35 ÷ 50
Zuckerrüben	0,60 ÷ 0,7	30 ÷ 45

Verwendung vorwiegend zur Förderung von Sand, Erde, Kies u. dgl.

Klappgefäße mit einfacher Seitenentleerung haben, damit das Fördergut selbsttätig herausgleitet, schrägen Boden.

Bei Gefäßen mit Entleerung nach beiden Seiten ist der Boden dachförmig gestaltet. Klappgefäße dieser Bauart werden im Kranbau selten, bei Elektrohängbahnen dagegen viel angewendet. Die Klappen der gefüllten Gefäße sind verriegelt und werden an der gewünschten Entladestelle der Bahn durch örtlich verstellbaren Anschlaghebel geöffnet.

Fig. 141. Aufklappbares Fördergefäß (Klappmulde).

An der Drehachse *a* der Gefäßschalen greifen die Aufhängeseile (Hubseile) *b* an. Durch Anziehen der Entleerungsseile *c* wird das Gefäß vermittels der Zugketten *d* geöffnet. Schließen des Gefäßes durch Festhalten der Hubseile und Nachlassen der Entleerungsseile.

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 m³ Inhalt, für Sonderzwecke auch bis 6 und 8 m³.

Der Arbeitsweise der Klappgefäße entsprechend erhalten die Hubwerke der damit ausgerüsteten Winden und Krane zwei voneinander unabhängige Trommeln (Hub- und Entleerungstrommel). Entleerung ist in jeder Höhenlage möglich.

β) Selbstgreifer. Die größte Leistung beim Verladen von Schüttgütern wird durch die Verwendung der Selbstgreifer erreicht.

Arbeitsweise (Fig. 142). Der Greifer, dessen Schaufeln sich zangenartig öffnen und schließen, wird in geöffneter Stellung auf das Fördergut gesetzt, wo er sich infolge seines Eigengewichtes einräht. Darnach werden die Schaufeln geschlossen, wobei das in ihrem Schließbereich befindliche Gut aufgenommen wird. Bedienung vom Führerstande des Kranes aus.

Ausführung als Zweiseilgreifer, Einseilgreifer oder Motorgreifer.

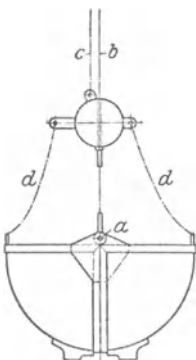


Fig. 141.

Die verschiedenen Greiferbauarten unterscheiden sich hauptsächlich durch die Art der Schaufelbewegung, die Form der Schaufeln und die Kraftübersetzungsmittel zwischen Hubseil und Schaufeln.

Von der Art der Schaufelbewegung sind die Greifweite der Schaufeln, der Verlauf der Schließkurve und die Verwendbarkeit und Leistung des Greifers abhängig.

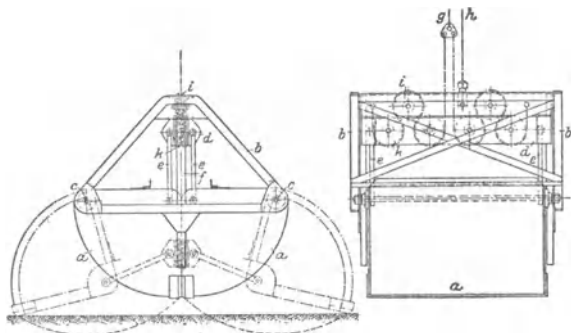


Fig. 142. Jäger-Greifer. *a* Schaufeln; *b* Greifergestell, an dem *a* bei *c* drehbar angeordnet; *d* auf- und abbewegbares Querstück; *e* Zugstangen, an *a* und *d* gelenk *g* angreifend; *f* Führung zu *d*; *g* Hub- und Schließseil; *h* Entleerungsseil; *i* feste, *k* lose Rollen des Schließflaschenzuges.

In neuerer Zeit wird von den meisten Kranbauformen die Ausführung nach Art von Fig. 143 bevorzugt. Die von Kammerer gemachten Vergleichversuche¹⁾ haben ergeben, daß der Greifer mit inneren, auf und abbewegbaren Drehachsen und äußerer Aufhängung der Schaufeln dem Greifer mit festen Schaufeldrehpunkten (Fig. 142) überlegen ist und haben zur ausgedehnten Herstellung des ersteren Veranlassung gegeben.

Für schweres und grobstückiges Gut werden die Greiferschaufeln vorteilhaft flach gebaut, während für Sand, leicht fließende Salze, Getreide u. dgl. die gewölbte (halbrunde) Form zweckmäßiger ist.

Bei den Greifern mit einfacher (drehender) Schaufelbewegung (Fig. 142) sind die Schaufeldrehpunkte fest am Greifergestell angeordnet. Die Schließkurve besteht daher aus zwei Kreisbögen.

Bei den Greifern mit zusammengesetzter Schaufelbewegung führen die Schaufelschneiden nicht nur eine drehende, sondern noch eine mehr oder minder große wagerechte, scharrende Bewegung aus, was besonders für grobstückiges Fördergut erwünscht ist. Die Schließkurve hat flachen Verlauf.

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1912. S. 617. Kammerer, Versuche mit Selbstgreifern.

Die Greiferschneiden werden je nach Art des Fördergutes entweder glatt oder gezahnt ausgeführt. Für besondere Zwecke, z. B. zum Aufnehmen von Steinen, werden die Greiferschaufeln aus zugespitzten, schmiedeeisernen Stäben gebildet.

Schließen der Greiferschaufeln durch Seile oder Ketten. Meist gibt man jedoch dem Seil als Schließorgan, trotz seines schnelleren Verschleißes, den Vorzug.

Die im Schließflaszengug des Greifers arbeitenden Seile werden mit den Hubseilen zweckmäßig durch Seilschlösser verbunden, um bei dem schnellen Verschleiß der Flaszengugseile nur das schadhaft gewordene Stück im Greifer leicht auszuwechseln. Auch kann der Greifer in kurzer Zeit vom Kran abgenommen werden und durch ein Klappgefäß oder eine Traverse mit Haken ersetzt werden. Der Kran ist dann auch zur zeitweiligen Stückgutförderung verwendbar.

Zwischen der verhältnismäßig großen Schließkraft und dem am Windwerk angreifenden Seilzug ist je nach dem Verwendungszweck des Greifers eine entsprechende Übersetzung erforderlich. Als Übersetzungsmittel wird in der Regel der Faktorenflaszengug, seltener die Differentialtrommel gewählt. Die Größe der Kraftübersetzung im Greifer hängt von der Art des Fördergutes ab und beträgt für Greifer zum Aufnehmen von Getreide bis $\frac{1}{2}$, für Kohle und Erz bis $\frac{1}{8}$ und $\frac{1}{9}$. Steigerung der Schließkraft wird durch den Einbau von Kniehebeln u. dgl. erreicht.

Über Kraftverteilung und Berechnung von Selbstgreifern s. Pfahl, Z. Ver. deutsch. Ing. 1912, S. 2005.

Bauarten von Zweiseilgreifern.

1. Jäger-Greifer (Fig. 142). An dem Greifergestell sind die äußeren Schaufeldrehpunkte fest angeordnet. Öffnen und Schließen der Schaufeln vermittels Zugstangen, die an den Schaufeln und an einem auf- und abbewegbaren (senkrechten geführten) Querstück gelenkig angreifen. Als Kraftübersetzungsmittel dient ein Zwillingssrollenzug, dessen feste Rollen im Greifergestell und dessen lose Rollen in dem auf- und abbewegbaren Querstück gelagert sind.

Zugorgan des Flaszenguges im Greifer: Rundenkette. Öffnen des Greifers durch Festhalten des Entleerungsseiles unter Nachlassen des Hub- und Schließseiles, Schließen durch Festhalten des Entleerungsseiles und Anziehen des Schließseiles.

Anführung des Jäger-Greifers in 4 Größen und für 1 bis 2,5 m³ Inhalt.

2. Demag-Greifer (Fig. 143). Die Schaufeln *a* sind einerseits bei *b* an dem auf- und abbewegbaren Querstück *c* drehbar angeordnet und andererseits durch Lenker *d*, die bei *e* an den Schaufeln angreifen, am Greiferkopf *f* gelenkig aufgehängt. *g* sind die im Greiferkopf gelagerten festen und *h* die in *c* angeordneten losen Rollen des Schließflaszenguges.

Öffnen des Greifers durch Festhalten der Entleerungsseile *k* und Nachlassen der Hub- und Schließseile *i*.

Schließen durch Festhalten der Entleerungsseile und Anziehen der Hub- und Schließseile. Heben und Senken durch gleichzeitiges Aufwickeln bzw. Nachlassen der Entleerungs- und Hubseile.

Der Greifer wird in drei Bauarten hergestellt, die bei gleichem Inhalt sich nur durch ihr Eigengewicht und die Größe der Schließkraft unterscheiden.

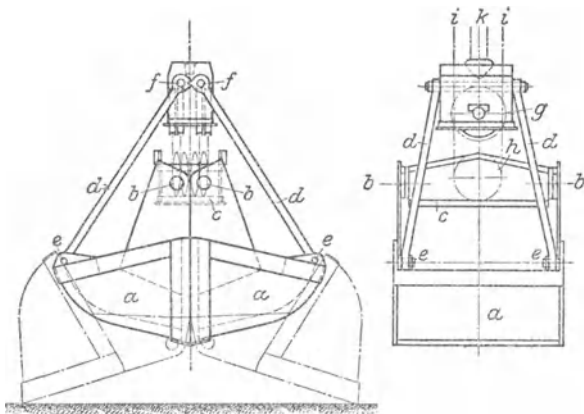


Fig. 143.

Die Greifer leichter Bauart werden in zwölf Größen von 1 bis 4,5 m³ Inhalt ausgeführt und kommen für Kohle, nicht zu harten und zu grobstückigen Koks, mulmige Erze, Salze und dgl. in Betracht.

Für harte grobstückige Kohle, Erze von mittlerem spezifischen Gewicht, Klinker, Kies und Sand werden die Greifer mittlerer Bauart (8 Größen von 1 bis 2,5 m³) verwendet, während die Greifer schwerer Bauart (7 Größen von 1 bis 2,5 m³) zum Aufnehmen und Fördern harten grobstückigen Erzes und anderer Schüttgüter gleicher Beschaffenheit dienen.

3. Laudi-Greifer¹⁾. Statt der Lenker *d* in Fig. 143 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 grobstückige und harte Kohle und für grobes

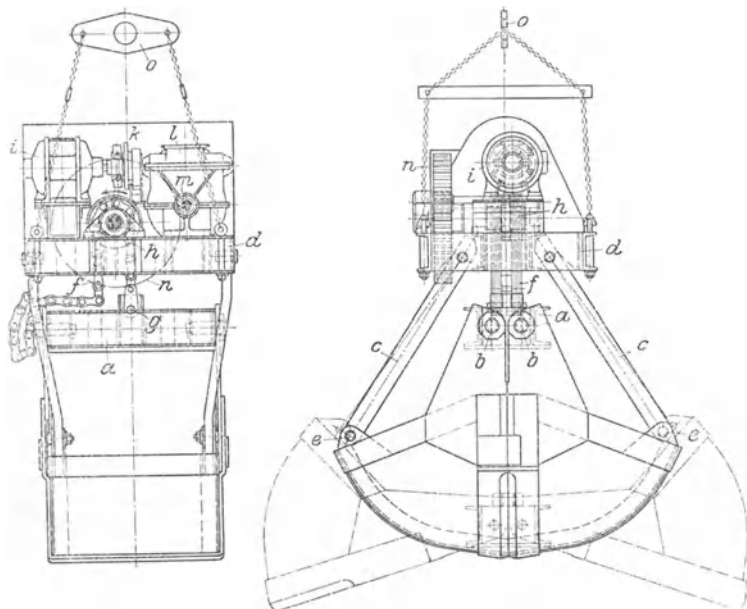


Fig. 144. Motorgreifer. *a* auf- und abbewgbares Querstück, an dem die Schaufeldrehpunkte *b* angeordnet; *c* Lenker, bei *d* am Greiferkopf und bei *e* an den Schaufeln gelenkig angreifend; *f* Schließketten (Gelenkketten), bei *g* am Querstück *a* befestigt; *h* Treibendes Kettenrad; *i* Motor; *k* Überlastungs-(Rutsch-)Kupplung; *l* Schneckengetriebe; *m*—*n* Stirnradvorgelege auf *h* arbeitend.

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.

6. Weitere Greiferbauarten: Palm-Greifer der Ges. f. Hebezeuge, Düsseldorf; Maschinenbau-Akt.-Ges. Tigler, Duisburg-Meiderich; Hulett-Seilgreifer der Rheinmetall, Düsseldorf, u. a.

Bei dem Doppelkübel-Greifer [Bauart Volkenborn²⁾] stoßen die Schneiden der beiden kübelartigen Schaufeln nicht zusammen, sondern überdecken sich. Jede Schaufel arbeitet daher selbständig. Der Greifer ist besonders zum Verladen von Erz und Koks geeignet.

Volkenborn-Greifer von 4 m³ Inhalt s. Aumund, Hebe- und Förderanl. 1. Bd., S. 224.

Für Krane, die vorwiegend Stückgüter und seltener Schüttgüter verladen, verwendet man Einseil- oder Einkettengreifer, da sie kein besonderes Wind-

¹⁾ Aumund, Hebe- u. Förderanl. 1. Bd., S. 217.

²⁾ J. Pohlig A. G., Köln.

werk (mit Hub- und Entleerungstrommel) erfordern und sich bei Bedarf ohne weiteres am Kranhaken einhängen lassen.

Der Einseilgreifer wird wie der Zweiseilgreifer in geöffneter Stellung auf das Fördergut aufgesetzt. Er wird dann durch Anziehen der Hubseile geschlossen und durch ein am Greiferkopf angeordnetes Klinkwerk in diesem Zustande gehalten. In Entladehöhe stößt er gegen einen Entleerungsring, wodurch das Klinkwerk ausgelöst wird.

Da die Einseilgreifer verschiedene Nachteile aufweisen, so verwendet man bei Kranen, die abwechselnd Stückgüter und Schüttgüter verladen, in neuerer Zeit in zunehmendem Maße die Motorgreifer. Sie lassen sich ebenfalls am Haken jedes elektrisch betriebenen Kranes aufhängen und werden nach Beendigung der Schüttgutverladung wieder abgesetzt.

Die Motorgreifer werden nicht durch den Zug der Hubseile, sondern durch einen Elektromotor geschlossen, der mittels entsprechender Übersetzung (eingängiges Schneckengetriebe und Stirnrädervorgelege) auf den Schließflaschenzug arbeitet. Eine Rutschkupplung hält unzulässig hohe Beanspruchungen vom Triebwerk fern. Zum Öffnen und Schließen des Greifers läuft der Motor in entsprechendem Sinne.

Ausführungsbeispiel eines Motorgreifers (M.A.N.) Fig. 144.

Die höheren Beschaffungskosten der Motorgreifer infolge des eingebauten motorischen Windwerks werden dadurch teilweise ausgeglichen, daß der damit ausgerüstete Kran kein besonderes Zweitrommel-Windwerk haben muß. Auch fällt bei Benutzung des Kranes zur Stückgutverladung das umständliche Lösen des Greifers von den Kranseilen und das Ansetzen einer Traverse fort.

Bauarten von Motorgreifern: Ardetwerke, Eberswalde. — Demag. Duisburg. — Losenhausenwerk, Düsseldorf. — M.A.N., Weik Nürnberg.

Veröffentlichungen über Selbstgreifer: Dinglers Polyt. Journal 1907, Bd. 322: Wintermeyer, Selbstgreifer für Krane u. dgl. — Fördertechn. 1909, S. 135: Neuere Ein- und Zweikettengreifer. — Z. Ver. deutsch. Ing. 1910, S. 579: Richter, Elektr. betr. Bagger- und Ladevorrichtungen. — Stahl u. Eisen 1914, S. 627: Borchers, Neuere Selbstgreifer. — Z. Ver. deutsch. Ing. 1915, S. 976: Wintermeyer, Neuzeitliche Selbstgreiferkonstruktionen. — Z. f. Dampfess.- u. Masch.-Betrieb 1916, S. 153: Dietrich, Selbstgreifer von einst und jetzt. — Z. Ver. deutsch. Ing. 1917, S. 134: 5 t-Selbstgreifer für Erzverladung. — Desgl. S. 565: Boje, Einketten- und Einseilgreifer. — Glasers Ann. 1917, S. 133: Über Selbstgreifer für Kohle, Holz und Getreide.

4. Fördergefäße für flüssiges Eisen und flüssigen Stahl.

α) Gießpfannen sind kippbare flußeiserne Gefäße, die im Innern mit feuerfestem Material ausgemauert sind.

Gießpfannen für Gießereibetriebe [Fig. 145¹⁾] werden für Eiseninhalte von 0,5 bis 15 t hergestellt und auf Schmalspurwagen oder durch Krane befördert.

Gießpfannen für Hochofen- und Stahlwerke werden für Inhalte von 30 t bis 75 t gebaut und vermittelt besonderer Gehänge am Rollenzug des Kran-Hubwerkes aufgehängt. Das Pendeln der Pfanne während des Transportes wird dadurch vermieden, daß das Querstück des Pfannengehänges in einem an der Kranlaufwinde angebauten starren Gerüst geführt wird. Kippen der Pfanne entweder durch ein Hilfshubwerk oder eine

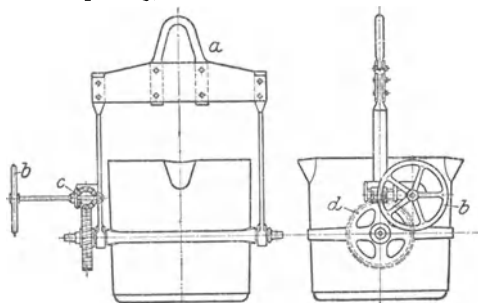


Fig. 145.

besondere auf dem Untergurt des Kranträgers fahrende Hilfsaufkatze. S. auch S. 532 Sonderkrane für Hochofen-, Stahl- und Walzwerke.

¹⁾ G. Sassenbrenner, G. m. b. H., Düsseldorf-Obercassel.

b) Gießtrommeln werden in den Gießereien für Eiseninhalte von 0,75 bis 2 t verwendet.

Fig. 146¹⁾. Gießtrommel zum Aufhängen an einem Krane. *a* Trommel. *b* Aufhängungsbügel. *c* Handrad zum Kippen der Trommel dienend und mittels des Stirnrädervorgeleges *d—e* und des Ritzels *f* auf den an der Trommelstirnwand befestigten Innenzahnkranz *g* arbeitend.

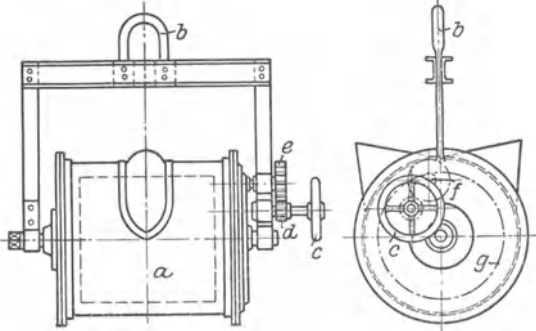


Fig. 146.

Größte Sorgfalt zur Vermeidung von Brüchen erfordert die Ausführung der Pfannen- und Trommelgehänge, was besonders für die schweren Gießpfannen in den Hochofen- und Stahlwerken gilt.

Vgl. Stahl u. Eisen 1912, Canaris, Über Ribbildung an Gehängehaken von Stahlgießpfannen. — Desgl. 1920, S. 1136, Pomp Brüche an Gießpfannengehängen.

c) Elektrische Ausrüstung²⁾.

Elektrischer Antrieb siehe S. 364.

Arbeitsbedingungen des aussetzenden Betriebes.

Bei den Kranen (und Laufwinden) dauert das Einschalten nur kurze Zeit (vielfach weniger als eine Minute), die Pause mehrere Minuten oder länger. Da abwechselnd nach verschiedenen Richtungen (Heben und Senken, Vorwärts- und Rückwärtsfahren) und bei begrenzten Förderstrecken eingeschaltet wird, so kommt stets eine erhebliche Zahl von Schaltungen in Betracht. Ferner wechselt die Größe der fördernden Last bei vielen Kranen (z. B. bei Werkstättenkranen u. a.).

Folgende Richtwerte (A.E.G.-Hilfsbuch, S. 220, Hebezeuge) sind für die Wahl der elektrischen Kranausrüstungen maßgebend:

1. Die prozentuale Einschaltdauer (vH E.D.).

$$\text{vH E.D.} = 100 \cdot \frac{\sum \text{Einschaltzeiten}}{\sum \text{Einschaltzeiten} + \sum \text{Ruhepausen}}$$

Prozentuale Einschaltdauer je nach Betriebsart der Krane:

Leichter Betrieb (z. B. Maschinenhauskrane)	15 vH E.D.
Normaler Betrieb (z. B. flott arbeitende Werkstättenkrane)	25 " "
Schwerer Betrieb (z. B. Stahlwerkskrane)	35 " "

Ein Mittel zur Messung der prozentualen Einschaltdauer ist der Kran-spielzähler³⁾, der nach Art der registrierenden Meßinstrumente gebaut ist und die Einschaltzeiten der Motoren und Steuerapparate eines Viermotorenkranes fortlaufend aufzeichnet, so daß die prozentuale Einschaltdauer ohne weiteres ermittelt werden kann.

2. Die prozentuale Last = $100 \cdot \frac{\text{Mittlere Last}}{\text{Vollast}}$.

Als Last gilt die Vollast (Nutzlast und Totlast). Totlasten sind z. B. Lasthebemagnete, Fördergefäße, Greifer u. dgl.

Prozentuale Lasten unter 50 bis 60 vH sind wechselnde Lasten. Die Hubmotoren von Kranen, die Stückgüter befördern, sind meist wechselnd, die Kran-fahrmotoren dagegen voll belastet.

¹⁾ G. Sensesnbrenner G. m. b. H., Düsseldorf-Obercassel.

²⁾ Vgl. A.E.G., Hilfsbuch für elektrische Licht- und Kraftanlagen. 1921. — S.S.W., Elektrische Kranausrüstungen. Berlin 1913. Julius Springer.

³⁾ A.E.G.

3. Die Beschleunigungsarbeit ist durch diejenige Beschleunigungszeit (Anlaufzeit) gegeben, die beim Beschleunigen mit dem doppelten Drehmoment der Vollastleistung notwendig ist. Beschleunigungszeit und -zahl der stündlichen Einschaltungen bestimmen zusammen den erforderlichen Beschleunigungszuschlag zur Motorleistung (z. B. beim Kranfahrmotor eines Stahlwerkkranes).

4. Die Anzahl der stündlichen Schaltungen der Steuervorrichtung während einer Stunde lebhaften Betriebes kennzeichnet mit den an die Regelung des Kranes gestellten Anforderungen die Art des Schaltbetriebes.

Arten des Schaltbetriebes:

Leichter Schaltbetrieb (z. B. Kleinhebezeuge, Maschinenhauskrane). Höchstzahl der Schaltungen: 50/h.

Normaler Schaltbetrieb (z. B. Werkstätten-Laufkrane). Höchstzahl der Schaltungen: 150/h; stoßfreies Anlaufen des Motors.

Anlaufregelungs-Schaltbetrieb (z. B. Gießereilaufkrane). Schaltungen: 150/h bis 300/h; sanftes Anlaufen und feinstufige Regelung.

Schwerer (Beschleunigungs-)Schaltbetrieb (z. B. Stahlwerkskrane). Schaltungen: 200/h bis 600/h; schnelle Beschleunigung größerer Massen.

I. Motoren.

α) Eigenschaften der Motoren im Betriebe.

Gleichstrommotoren. Die für den ausetzenden Betrieb der Winden und Krane verwendeten Motoren sind Hauptstrommotoren. Sie entwickeln bei mäßiger Stromaufnahme ein großes Anzugsmoment, das etwa gleich dem 2,5- bis 3fachen normalen Drehmoment ist und laufen mit abnehmender Belastung schneller. (Fig. 147 Schaulinie I). Die Eigenschaft des Hauptstrommotors, seine Drehzahl bei starker Entlastung unzulässig (bis zum Durchgehen) zu steigern, ist im Hebezeugbau ohne Gefahr, da die Motoren durch den Reibungswiderstand der Vorgelege in den meisten Fällen genügend belastet sind. Langsam laufende Hauptstrommotoren können bis herab auf 10 vH ihres normalen Drehmomentes entlastet werden.

Hauptstrommotoren mit Hilfspolen kommen für hochbeanspruchte Hüttenwerkkrane in Betracht. Sie beseitigen die durch Überlastung, rasches Anfahren und scharfes Bremsen auftretende Funkenbildung am Kommutator und haben unter diesen Arbeitsbedingungen eine größere Betriebssicherheit und längere Lebensdauer als gewöhnliche Hauptstrommotoren.

Nebenschlußmotoren haben den Hauptstrommotoren gegenüber ein geringes Anzugsmoment. Ihre Drehzahl ist bei jeder Belastung, auch bei negativer, nahezu unveränderlich. Beim Lastsenken arbeitet der Nebenschlußmotor als Generator und gibt nutzbaren Strom ins Netz zurück. Anwendung der Nebenschlußmotoren bei Fördermaschinen, Aufzügen und sonstigen Förderern.

Kompond- (Verbund-) Motoren haben Hauptstrom- und Nebenschlußwicklung. Im Kranbau spielen sie eine untergeordnete Rolle, finden jedoch bei Fördermaschinen, Aufzügen und Elektrohängebahnen Anwendung.

Drehstrommotoren. Der Drehstrommotor ist in seinem Verhalten ähnlich wie der Nebenschlußmotor. Seine Drehzahl ist bei Vollast und Leerlauf fast konstant (Fig. 147, Schaulinie II).

Bei geringem Spannungsabfall in der Zuleitung entwickelt er ein Anzugsmoment gleich dem 2,5- bis 2,8fachen Stundenleistungsmoment.

Der Drehstrommotor bietet infolge der Einfachheit seiner Bauart hohe Betriebssicherheit. Ein Durchgehen bei plötzlicher Entlastung bis auf Null herab ist vollständig ausgeschlossen. Beim Senken der Last arbeitet er wie der Nebenschlußmotor als Generator und gibt nutzbaren Strom ins Netz zurück.

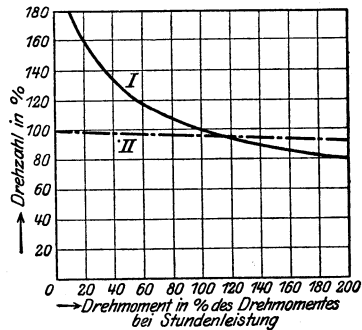


Fig. 147.

Die Drehstrommotoren haben höhere Drehzahl als die in der Leistung gleichwertigen Gleichstrommotoren. Sie bauen daher kleiner und sind im Beschaffungspreis niedriger.

Die größeren Drehstrommotoren werden mit Schleifringanker, die kleineren mit Kurzschlußanker ausgerüstet. Letztere haben den Vorteil, daß sie beim Anlassen keinen Anlaßwiderstandes bedürfen, dagegen erfordern sie einen hohen (etwa 4fachen) Anlaufstrom.

Bei Motoren mit Schleifringanker tritt eine selbsttätige Änderung der Drehzahl in Abhängigkeit von der Last nur dann auf, wenn ein Anlaßwiderstand eingeschaltet ist.

Bezüglich der Anwendung von Drehstrom ist zu beachten, daß der unveränderlichen Drehzahl der Motoren wegen höhere Arbeitsgeschwindigkeiten zu wählen sind als bei Gleichstrom. Da bei größeren Tragkräften kleine Lasten zu langsam gehoben werden, so sieht man bei Drehstrom meist noch ein Hilfshubwerk zum schnelleren Heben kleiner Lasten vor.

β) Mechanische Ausführung der Motoren.

Die Motoren werden normal mit Füßen für stehende und hängende Anordnung ausgeführt.

Eine Teilung des Gehäuses ist zweckmäßig, da sie das Motorinnere für Untersuchungen leicht zugänglich macht.

Flanschmotoren werden für Gleich- und Wechselstrom ausgeführt und dienen besonders als Antriebmotoren für kleinere elektrisch betriebene Laufwinden, sowie für elektrisch betriebene Flaschenzüge.

Zum Anbau an ein Schneckengetriebe werden sie auch mit Zentrierleiste hergestellt.

Offene Motoren dürfen weder Staub noch Feuchtigkeit ausgesetzt sein und kommen daher nur für geschlossene, staubfreie Räume, Werkstätten und Maschinenhäuser für Drehkrane usw. in Betracht.

Geschlossene Motoren für Krane, die im Freien oder in staubigen Räumen arbeiten. Bei Aufstellung im Freien ist jedoch außerdem eine Verschalung des ganzen Triebwerkes vorzusehen.

Stromzuführung zu den Motoren durch Anschlußklemmen, die auf einem besonderen, durch eine Kapsel geschützten Klemmbrett montiert sind.

γ) Planung der Motoren.

Leistung. Die Belastbarkeit der Elektromotoren ist durch die festgelegten Temperaturgrenzen bestimmt¹⁾. Dem aussetzenden Betrieb der Kranmotoren

Zahlentafel 16.
Belastungsreihen der Motoren für aussetzenden Betrieb²⁾

Belastungsreihe	Betriebs-		Prozentuale Einschalt-dauer vH ED.
	Art	Last	
I	leicht	wechselnd	15 vH
II	leicht	voll	15 "
	normal	wechselnd	25 "
III	normal	voll	25 "
	schwer	wechselnd	35 "
IV	schwer	voll	35 "

wird durch verschieden lange Prüfzeiten und entsprechende Zeitleistungen — 30-, 45-, 60- und 90-Minutenleistung — Rechnung getragen.

Für die Planung der Motoren sind die S. 450 unter 1. bis 4. aufgeführten Richtwerte maßgebend. Nach diesen lassen sich vier Belastungsreihen (Zahlentafel 16) aufstellen, die die Planung der Motoren wesentlich erleichtern.

Drehzahl. Für Motoren, die oft umgesteuert werden und bei denen genaues Anhalten

Bedingung, ist eine niedrige Drehzahl zu wählen. Besondere Rücksicht bei Wahl

¹⁾ Normalien des V. d. E. für die Prüfung und Bewertung elektrischer Maschinen.

²⁾ A.E.G.

der Drehzahl ist auch auf die Steigerung der Geschwindigkeit bei Entlastung der Motoren zu nehmen.

Für Fahr- und Drehwerke, bei denen der Motor stets genügend belastet ist, wählt man bei nicht zu großer Fahrgeschwindigkeit und wenn schnelles Anfahren und genaues Halten nicht Bedingung, schnelllaufende Motoren (Drehzahl n bis 1500); z. B. Katzenfahrwerke für Krane mit kleinerer Fahrgeschwindigkeit, Fahrwerke selten fahrender Tordrehkrane und Verladebrücken, Katzen- und Kranfahrwerke für Werkstätten und Montagekrane. Wird schnelles Umsteuern und genaues Halten verlangt, so sind langsamlaufende Motoren ($n = 500$ bis 700) zu wählen; z. B. Laufkatzen mit hoher Fahrgeschwindigkeit, Stripperkrane u. dgl.

Bei Wahl der Motordrehzahl für Hubwerke ist Rücksicht auf etwaiges Durchgehen des Motors sowie auf Steuerfähigkeit zu nehmen. Ist das Hubwerk mit selbsthemmender Schnecke oder mit Lastdruckbremse ausgerüstet, so ist ein Durchgehen ausgeschlossen, daher Motoren mit hoher Drehzahl (bis $n = 1500$) zulässig. Ist selbsthemmende Schnecke oder Lastdruckbremse nicht vorhanden und hat das Triebwerk hohen Wirkungsgrad, so sind langsamlaufende Motoren ($n = 500$ bis 700) zu wählen. Soll das Senken der Last mit einem Vielfachen der Hubgeschwindigkeit vor sich gehen, so ist bei Wahl der Drehzahl hierauf besondere Rücksicht zu nehmen bzw. ein Motor zu wählen, der für diese Senkgeschwindigkeit gebaut ist.

2. Steuervorrichtungen.

α) Bauarten.

1. Steuerwalzen oder Kontroller. Kontaktgebung geschieht durch eine Anzahl drehbarer Kontakttringe und durch festangeordnete federbelastete Schleiffinger (Fig. 148). Bei den Kleinkontrollern sind die Schleiffinger durch Blattfedern an der Fingerleiste befestigt. Für größere Kontroller werden die Finger nach Art von Fig. 148 gelenkig angeordnet.

2. Steuerschalter (Fig. 149). Die mit Nockenscheiben versehene Schaltwelle betätigt die Hebelschalter, die ihrerseits die Kupferwälzkontakte aus- und einschalten.

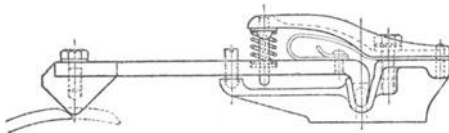


Fig. 148.

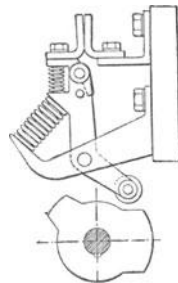


Fig. 149

3. Schützensteuerungen. Während bei den Kontrollern und Steuerwalzen unmittelbar geschaltet wird, geschieht dies bei der Schützensteuerung mittelbar. Die Steuerung besteht aus einem Kontroller für die Hilfsstromschaltung von Schutzspulen und aus den elektromagnetisch betätigten Schaltelementen, den Schützen.

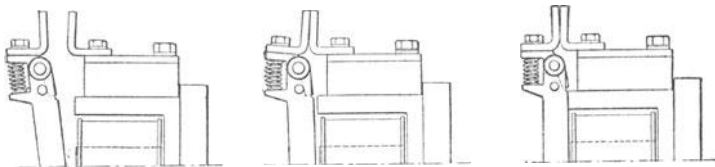


Fig. 150 bis 152.

Fig. 150 bis 152 zeigen die Kontaktgebung eines Schützwälzkontaktes. Anwendung der Schützensteuerung nur für große Leistungen.

Die Wahl der Bedienungselemente der Steuervorrichtungen hängt ebenfalls von der Art des Schaltbetriebes ab.

- Für leichten Betrieb: Seilscheibe mit Zugschnüren oder Handrad.
- Für Anlaufregelungs-Schaltbetrieb: Handrad, Hebel- oder Universalsteuerung.
- Für schweren Schaltbetrieb: Hebel- und Universalsteuerung.

Die Universalsteuerung ermöglicht die Bedienung zweier Controller durch einen Handhebel (Fig. 153 und 154), wobei jede Steuerwalze für sich oder beide gleichzeitig in beliebiger Richtung gesteuert werden. Die Universalsteuerung ist bei schnellarbeitenden Kranen empfehlenswert. Auch bei Drehkränen, wo die mechanische Bremse von der elektrischen Steuerung unabhängig ist, ist der Universalantrieb für Hub- und Drehbewegung zweckmäßig, da der Führer mit der einen Hand den Controller und mit der andern die Bremse bedienen kann.

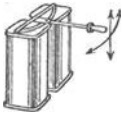


Fig. 153.

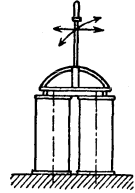


Fig. 154.

b) Schaltungen der Steuervorrichtungen.

Entsprechend den Bewegungen im Kranbau unterscheidet man Schaltungen für Fahr- und Drehwerke und Schaltungen für Hubwerke. Im folgenden sind diese Schaltungen durch Schaulinien gekennzeichnet, bei denen die Abszisse den Schaltweg des Steuerapparates und die Ordinate das entsprechende Motordrehmoment darstellt.



Fig. 155.

1. Gleichstrom-Schaltungen.

Regelung der Geschwindigkeit durch Umschalten von Widerständen, Änderung des Drehsinns durch Umkehr der Stromrichtung im Anker des Motors.

a) Fahrtschaltungen. Der Bewegungsvorgang ist nach beiden Richtungen gleich. Steuerung daher symmetrisch.

Einfache Fahrtschaltung (ohne Nachlaufbremung). Fig. 155, Schaltschaulinien; Fig. 156, Controller-Schaltbild.

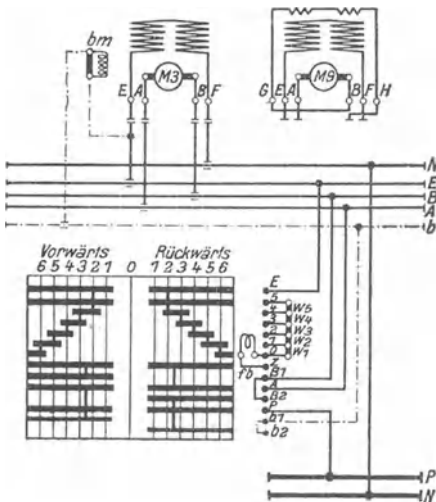


Fig. 156. Einfache Fahrtschaltung (Schaltbild). M_1 Hauptstrommotor; M_2 Hauptstrommotor mit Wendepolen; bm Bremslüftmagnet; fb Funkenblasmagnet.

In Fahrstellung 1 (Fig. 156) ist dem Motor der Gesamtwiderstand w , bis w_0 vorgeschaltet, der so bemessen ist, daß auch das unbelastete Fahrzeug mit geringer Geschwindigkeit bewegt werden kann. In den übrigen Schaltstellungen wird der Anlauf- und Regelwiderstand stufenweise abgeschaltet. Die Zahl der Schaltstellungen ist von den Arbeitsbedingungen und der zu schaltenden Leistung bzw. der geforderten Regelfähigkeit und dem zulässigen Abbrand der Kontakte abhängig.

Fig. 157 zeigt die Abhängigkeit der Drehzahl vom Drehmoment in den einzelnen Schaltstellungen der Steuerwalze. Anwendung der einfachen Fahrtschaltung bei Katzen- und Kranfahrwerken mit kleinerer Fahrgeschwindigkeit (bis etwa 30 m/min), sowie bei Drehwerken. Ist genaues und rasches Anhalten verlangt, so ist eine Haltebremse (Band- oder Backenbremse) anzuordnen. Elektrische Bremslüftung ist vorzuziehen und wird, wenn Führerstein und Winde voneinander getrennt sind, Bedingung.

Fahrbremsschaltung. (Schaltschaulinien Fig. 158). Sie unterscheidet sich von der einfachen Fahrschaltung dadurch, daß zwischen den Kraftfahrstellungen für vorwärts und rückwärts noch einige Bremsstellungen zum Abbremsen des Nachlaufes vorgesehen sind.

In diesen wird der umlaufende Motor vom Netz getrennt und über Widerstände als Generator geschaltet. Hierbei wird die Energie der bewegten Massen in elektrische Energie umgesetzt und in den Widerständen vernichtet. Die Bremsstellungen werden für beide Fahrrichtungen 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) Hubwerkschaltungen. Von den Hubwerkschaltungen werden größte Regelfähigkeit beim Heben und Senken sowie weitgehende Betriebssicherheit gefordert. Während der Motor beim Heben stets belastet ist, muß er beim Senken, je nachdem eine Last oder nur der leere Haken zu senken ist, als Generator arbeitend Energie vernichten oder im Senksinne als Motor laufend Arbeit leisten.

Für Kleinhebezeuge, die mit Drucklagerbremse arbeiten, sowie für Hafendrehkrane mit Handhebel-Mandvriermotor (s. S. 510) wird für das Hubwerk auch die einfache Fahrschaltung (S. 454) verwendet, sonst allgemeine Anordnung der Senkbremsschaltungen.

Senkbremsschaltung mit starker Fremderregung¹⁾. Fig. 159 Schaltschaulinien; Fig. 160 Schaltbild.

Zur Steuerung der Hubbewegung entspricht sie im wesentlichen den Fahrschaltungen. Während des Senkens von Lasten wird der Motor über einen Widerstand als Generator geschaltet, wobei die erzeugte elektrische Energie in Wärme umgesetzt wird. Die Motordrehzahl steigt von Stellung zu Stellung mit zunehmendem Bremswiderstand. Durch die starke, mit dem Bremsstromkreis verkettete Fremderregung in Stellung 1 wird das Senken der Last im ersten Augenblick, da die Fremderregung unmittelbar zur Wirkung kommt, vermindert, während bei Selbsterregung hierzu längere Zeit erforderlich wäre.

Da der Motor mit dem Hubwerk von kleinen Lasten oder dem leeren Haken nicht mehr durchgezogen wird, so sind noch Senkkraftstellungen (1, 2) vorgesehen, in denen der Motor im Senksinne und unter Vorschalten von mehr oder weniger Widerstand Strom erhält. In der zwischen den Senkbremms- und Senkkraftstellungen liegenden Freifallstellung wird der Anker von der sinkenden Last durchgezogen, wobei nur der Reibungswiderstand des Hubwerks zu überwinden ist.

Die Haltebremse wird mit einem Nebenschlußbremsmagneten ausgerüstet, der in allen Stellungen, mit Ausnahme der Ausschaltstellung, lüftet.

Fig. 161 gibt die Regelkurven der Schaltung beim Heben und Senken.

Die Betriebssicherheit der Schaltung ist nur bei vorsichtigem Steuern gewährleistet. Letztere Bedingung kann jedoch besonders bei lebhaftem Kranbetrieb

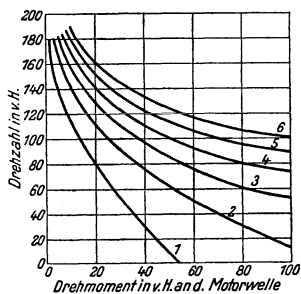


Fig. 157.

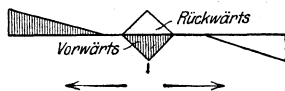


Fig. 158.

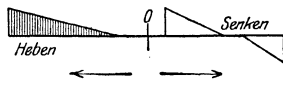


Fig. 159.

¹⁾ S. S. W., Siemens-Zeitschrift 1922, S. 78.

nicht immer eingehalten werden, es sind daher Schaltungen anzuwenden, die diesen erhöhten Arbeitsbedingungen Rechnung tragen.

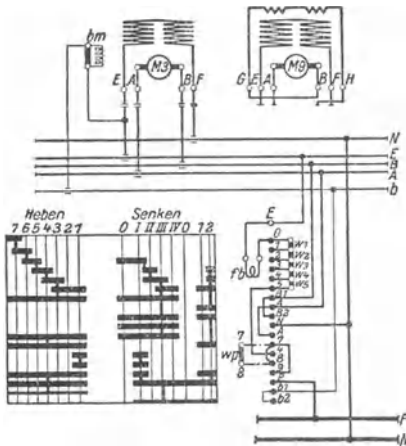


Fig. 160. Senkbremschaltung mit starker Fremderrregung (Schaltbild): M_3 Hauptstrommotor; M_0 Hauptstrommotor mit Wendepolen; bm Nebenschluß-Bremslüftmagnet; fb Funkenblasmagnet; w, p Zusatzwiderstand.

Sicherheitssenkbremsschaltung¹⁾. (Schaltschaulinien s. Fig. 162). Zum langsamen Heben des leeren Hakens oder kleinerer Lasten wird in Hubstellung I der Anlaufwiderstand mit einem für die Senkschaltung erforderlichen Zusatzwiderstand (Fig. 160) in Reihe geschaltet.

Geschwindigkeitsregelung beim Heben wie bei der vorstehend gekennzeichneten Senkbremschaltung.

Während des Senkens bleibt die Generatorschaltung des Motors in den Senkbrems- wie auch in den Senkkraftstellungen erhalten, nur wird der Motor in den letzteren in geeigneter Weise an das Netz gelegt, wodurch die Freifallstellung der Schaltung Fig. 160 in Wegfall kommt.

Die Sicherheits-Senkbremschaltung hat eine gute Regelfähigkeit.

Hauptvorteil: Höchstdrehzahl wird begrenzt.

Sicherheits-Senkbremschaltung mit Geschwindigkeitserhöhung für leichte Lasten, sowie Sonderschaltungen (für zwei Motoren) s. Siemens-Zeitschrift 1922, S. 81.

Gleichstrom-Hubwerkschaltungen der A. E. G.: Senkbremschaltung (Kontrollertyp R-SB); Senkkraftschaltung (Kontrollertyp R-SK); Anlaufregelungsschaltung (spez. 51).

2. Drehstrom-Schaltungen.

a) Fahrstellungen. Anwendung der einfachen Fahrstellung ebenso wie bei Gleichstrom (s. S. 454). Eine Nachlaufbremsung wie bei der Gleichstrom-Fahrbremschaltung ist bei Drehstrom nicht möglich, da es hier ausgeschlossen ist, elektrisch zu bremsen, indem man den Motor vom Netz trennt und über Widerstände kurz schaltet.

Der Nachlauf des Fahrwerkes wird daher entweder mechanisch abgebremst oder elektrisch durch Gegenstrombremsung, wobei der Controller einfach auf die entgegengesetzte Fahrtrichtung umgesteuert wird.

Bei Katzenfahrwerken mit kleinen Fahrgeschwindigkeiten (20 bis 25 m/min) ist im allgemeinen eine Bremsung nicht erforderlich.

Ist genaues und rasches Anhalten Bedingung, dann ist (auch bei Gegenstrombremsung) eine mechanische Bremse vorzusehen, die je nach Lage des Führer-

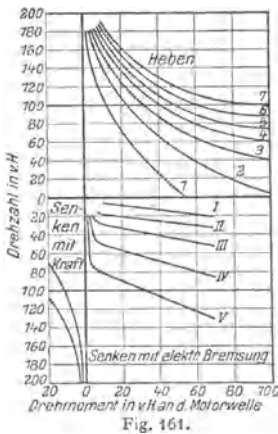


Fig. 161.

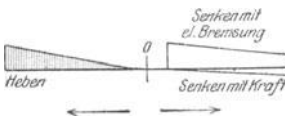


Fig. 162.

¹⁾ S. S. W., Siemens-Zeitschrift 1922, S. 78.

standes eine Fußtrittbremse oder eine gewichtbelastete Bremse ist, die durch einen Bremsmagneten oder Bremslüftmotor gelüftet wird.

b) Hubwerkschaltungen. A. E. G. - Schaltungen: Einfache Fahr-schaltung (Kontroller Type D und DZ). — Übersynchrone Senkschaltung (spez. 9). — Gegenstrom-Senkbremsschaltung (Kontrollertypen DZ-SB). — Schaltungen spez. 42 bis 46. — Schaltung mit Statorschützen.

S. S. W. - Schaltungen: Einfache Fahr-schaltung auch für Hubwerke. — Sicherheitssenk-schaltung. — Gegenstrom-Senkschaltung. — Drehstrom-Senkbremsschaltung [Zweimotorenschaltung¹⁾].

3. Leonard-Schaltung (Fig. 163).

Anwendung für Hebezeuge mit großen Motorleistungen, bei häufigem Umsteuern und bei besonders feiner, durch die gewöhnlichen Steuerapparate nicht erreichbarer Regelung. Bei der Leonard-Schaltung erhält der Anker des Arbeitsmotors C seinen Strom nicht unmittelbar vom Netz, sondern aus einer besonderen mit gleichbleibender Drehzahl laufenden Gleichstromdynamo (Steuerdynamo) B, deren Antriebsmotor A sowohl an einem Gleichstrom als auch an einem Drehstromnetz liegen kann.

Der Arbeitsmotor wird hierbei fremd erregt. Seine Drehzahl wird dadurch geregelt, daß die Spannung der Steuerdynamo mit Hilfe eines Nebenschlußreglers geändert wird. Im Gegensatz zur Regelung durch Widerstände ist die Drehzahl nicht von der Last, sondern allein von der Spannung der Steuerdynamo abhängig. Jeder Schaltstellung des Nebenschlußreglers der Steuerdynamo entspricht bei allen Belastungen eine ganz bestimmte Drehzahl des Arbeitsmotors.

Auslegen des Steuerhebels D nach vorwärts bewirkt Zunahme der Drehzahl in dem einen Sinn, Auslegen nach rückwärts deren Zunahme in entgegengesetztem Sinne. Zurückziehen des Steuerhebels bewirkt sofortige Abnahme der Drehzahl (Bremsen). Da der Arbeitsmotor jeder Bewegung des Steuerhebels genau folgt, so ist eine feinstufige Einstellung der Geschwindigkeit in den weitesten Grenzen ermöglicht.

Die Leonard-Steuerung wird bei Gießerei-Laufkränen, Geschützkränen, Schwimmkränen, Waggonkippern u. dgl., insbesondere jedoch bei Fördermaschinen angewendet.

3. Bremslüfter.

Sobald der Kontroller auf Bewegung geschaltet wird, erhalten Motor und Bremslüfter Strom und die Bremse wird auf die Dauer der Bewegung gelüftet. Wird die Controllerwalze in die Null-lage 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.

Für die Bemessung ist die prozentuale Einschalt-dauer (vH E.D.), s. S. 450, maßgebend. Ausführung für normalen Betrieb (bis 25 vH E.D.), schweren Betrieb (bis 40 vH E.D.) und für Dauerbetrieb (bis 100 vH E.D.)

a) **Bremslüftmagnete.** (Fig. 164 und 165). Lüften der Bremse dadurch, daß der Ankerkern in die erregte Spule des Magneten hineingezogen wird (Fig. 165). Da das Ankergewicht ebenfalls bremsend wirkt, ist es auf die Angriffstelle des Bremsgewichtes umzurechnen und von dem erforderlichen Bremsgewicht abzuziehen.

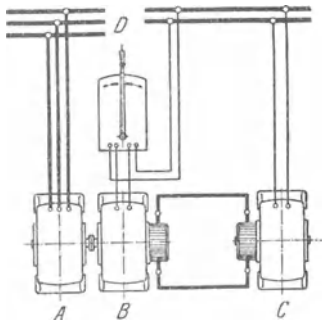


Fig. 163.

¹⁾ Siemens-Zeitschrift 1921, Ritz, Eine neue Senkbremsschaltung für Krane in Drehstrom-anlagen (Zweimotorenschaltung).

Die Zugkraft der Bremsluftmagnete ist möglichst auszunützen, auch ist darauf zu achten, daß der Magnetanker bei gelüfteter Bremse vollständig angezogen werden kann. Der in den Listen angegebene Magnethub ist der größtmögliche und ist in Rücksicht auf den Verschleiß der Bremsklötze und sicheres Anziehen der Bremse nicht voll auszunützen.

Die Bremsmagnete sind in ihren Endstellungen mit Luftpuffern versehen, um stoßweises Arbeiten der Bremse zu vermeiden. Regelung der Luftdämpfung durch Stellschrauben.

Zur Vermeidung von Kräften senkrecht zur Bewegung des Ankers sind die Magnete mit Gelenklaschen (s. Fig. 108, S. 433) an den Bremshebel anzuschließen. Wirkung der Bremsmagnete meist ziehend, seltener stoßend.

1. Gleichstrombremsluftmagnete erhalten Nebenschluß- oder Hauptstromwicklung.

Der Nebenschluß-Bremsmagnet liegt parallel zum Ankerstromkreis. Seine Stromstärke und damit das Lüften der Bremse sind vom Motorstrom unabhängig. Der Nebenschlußmagnet findet allgemeine Anwendung, bei Senkbremsschaltung ist er Bedingung.

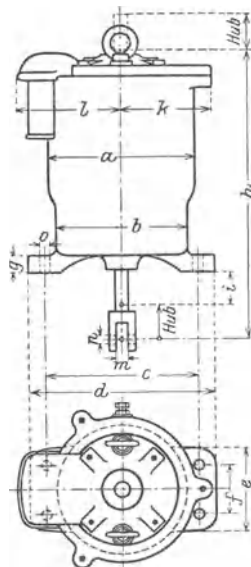


Fig. 164.

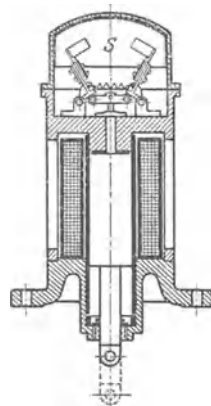


Fig. 165.

Zahlentafel 17. Nebenschluß-Bremsmagnete der A. E. G. (Fig. 164.)
Für normalen Betrieb [Einschaltdauer 25 vH der Spieldauer¹⁾].

Größe	Zugkraft ²⁾ kg	Hub mm	Ankergew. kg	Abmessungen in mm														
				a	b	c	d	e	f	g	h	i	k	l	m	n	o	
II	16	50	10	210	188	230	278	110	60	24	416	46	129	160	18	13	14	
III	46	50	18	252	228	270	320	130	80	25	475	62	161	180	22	16	14	
IV	86	50	30	282	266	300	350	150	100	25	508	55	166	193	22	16	17	
V	93	80	35	320	306	350	410	180	120	28	568	69	196	211	24	19	17	
VI	95	100	48	320	306	350	410	180	120	28	660	69	196	211	24	19	17	
VII	130	150	66	366	340	400	470	220	150	40	855	80	230	235	30	25	25	

Für Zugkräfte von 9 bzw. 13 kg und einem Hub von 30 bzw. 40 mm kommen die Größen 0 und I a in Betracht.

Der Hauptstrommagnet 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.

¹⁾ Für schwere Betriebe (Einschaltdauer 40 vH der Spieldauer) ist die Zugkraft entsprechend geringer.

²⁾ Einschließlich Heben des Ankergewichtes.

Für Dauereinschaltung werden die Bremslüftmagnete auch mit Sparschalter (S in Fig. 165) ausgerüstet. Magnete für Dauereinschaltung werden bei Einschaltzeiten, die länger als 3 bis 5 Minuten andauern, benutzt.

2. Drehstrom - Bremslüftmagnete werden parallel zur Ständerwicklung geschaltet und erfordern daher bei beweglicher Anordnung der Steuerapparate keine besonderen Schleifleitungen. Nur bei Gegenstrom-Senkbremschaltung und einigen anderen Sonderschaltungen werden sie unabhängig vom Motor geschaltet und erfordern dann zwei besondere Schleifleitungen.

Die Stromaufnahme eines Drehstrom-Zugmagneten ist im Augenblick des Anhebens sehr groß und nimmt bei angezogenem Anker auf einen geringen Betrag ab. Infolge dieser Eigenschaft ist seine Anwendung besonders da angebracht, wo er längere Zeit eingeschaltet wird. Drehstrom-Zugmagnete haben einen schlechten Leistungsfaktor, ihre Erwärmung steigt mit der Zahl der Hübe. Sie werden wie die Gleichstrommagneten mit Dämpfkolben ausgeführt.

Ihr Ankerkern ist jedoch im Gegensatz zu den Gleichstrombremsmagneten nicht drehbar. Die Anhängeseile des Ankers hat zwei um 90° versetzte Bohrungen, damit das Anschließen des Magneten in zwei verschiedenen Richtungen möglich ist.

β) Bremslüftmotoren kommen nur für Drehstrom (und ein- oder zwei-phasigen Wechselstrom) in Betracht.

Anheben des Bremsgewichtes durch eine Kurbel, die mittels eines Stirnräder-vorgeleges von dem Motor um etwa 120° aus ihrer Totlage gedreht wird.

Der Motor ist bei Drehstrom für die kleineren Typen ein Kurzschlußläufer, für die größeren ein Schleifringläufer.

Möglichst volle Ausnutzung der Zugkraft ist Bedingung. Auch ist ein so großes Mindestbremsgewicht erforderlich, daß das Bremsgewicht ein genügend großes Drehmoment an der Kurbel zur Überwindung der Reibungswiderstände des Getriebes und zur schnellen Beschleunigung des Ankers ausübt.

4. Sicherheitsvorrichtungen.

α) Vorrichtungen zur Begrenzung der Endstellungen. Das Überschreiten der betriebsmäßigen Endstellung infolge der lebendigen Kraft der bewegten Massen wird durch Endschalter vermieden.

Als Endschalter kommen einfache Vorrichtungen wie Hebelendschalter mit Rückschnellfeder, Spindelendschalter und Sternradendschalter in Frage.

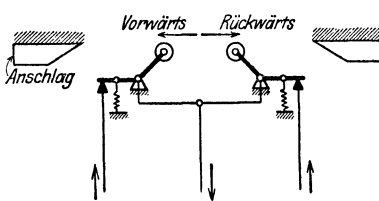


Fig. 166.

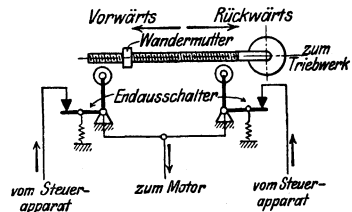


Fig. 167.

Hebelendschalter sowohl für Hub- wie für Fahrwerke. Bei letzteren Linealbetätigung (Fig. 166).

Spindelendschalter (Fig. 167) nur für Hubwerke. Die Wandermutter einer vom Hubwerk angetriebenen Spindel legt einen dem Hub verhältnismäßigen Weg zurück, dreht die Schalterkurbel und unterbricht den Strom.

Sternradendschalter zur Betätigung durch Anschlagbolzen nur für Winden- und Kranfahrwerke.

Weiterhin werden noch Umgehungsendausschaltungen und Endausschaltungen mit Geschwindigkeitsherabsetzung angewendet. Erstere ermöglichen nicht nur zurück-, sondern auch in der alten Richtung weiterzufahren und den sonst für das Arbeiten verlorenen Nachlaufweg wieder zurückzugewinnen. Letztere setzen die Fahrgeschwindigkeit vor der betriebsmäßigen Endlage zwangsläufig herab und vermindern dadurch die Größe des Verlustweges.

β) **Höchststromauslöser** in Verbindung mit Schützen oder Relais schützen die Motoren gegen Überlastungen. Den Schmelzsicherungen gegenüber treten sie

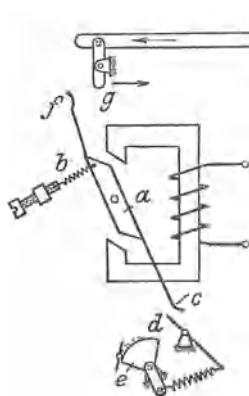


Fig. 168.

augenblicklich in Wirkung und sind wirtschaftlicher im Betriebe.

Bei der Relaissicherung eines Kranes wird für jeden Motor ein Relais vorgesehen, das mit seinen Schaltkontakten im Erregerstromkreis der Festhaltespule des Höchststromausschalters liegt.

Fig. 168. Relais mit vereinigter Verzögerungs- und Schnellauslösung (S. S. W.).

a Drehanker, dessen Zugkraft durch eine Feder *b* im Gleichgewicht gehalten. *c* Anschlag, auf den Hebel *d* des uhrwerkähnlichen Hemmwerkes *e* wirkend. *f* Anschlag, bei Freigehen des Ankers auf den Hebel *g* wirkend und damit Kontakt *h* öffnend.

Das Relais ist so eingerichtet, daß es bei dem betriebsmäßigen hohen Anlaufstrom, der durch das vom Motor verlangte Anzugsmoment bedingt ist, anzusprechen beginnt, daß aber die Auslösung über die normale Überlastungszeit beim Anfahren des Motors hinaus verzögert wird. Bei langdauernder Überlastung oder kurzschlußartigen Stromstößen löst das Relais aus, und der Höchststromausschalter schaltet den Motor vom Netz ab. Das Relais arbeitet also bei weniger gefährlichen Überlastungen mit Verzögerungsauslösung und bei Kurzschluß mit Schnellauslösung.

Schaltbild einer Gleichstrom- und Drehstromkrananlage in Verbindung mit Relais-sicherung s. E.T.Z. 1917, Heft 46; Ritz, Sicherungen f. elektr. Antriebe von Kranen.

5. Schleifleitungen, Stromabnehmer und isoliert verlegte Leitungen.

Lose verlegte Leitungen kommen nur für kürzere Fahrstrecken und bei Fahrgeschwindigkeiten unter 90 m/min in Betracht. Größter Querschnitt des Kupferdrahtes: 80 mm². Die lose verlegten Leitungen sind an den beiden Enden befestigt und werden durch Drahtstützen (Fig. 169 und 170) getragen. Die Stromabnehmer sind an einem an der Laufwinde bzw. dem fahrenden Kran angeordneten Arm oder Träger befestigt. Drahtstützen bzw. Stromabnehmer entweder übereinander (Fig. 169) oder nebeneinander (Fig. 170),

Fest verlegte Leitungen sind an Isolatoren befestigt und können an jeder Stelle der Leitung gespeist werden, während dies bei den lose gespannten Leitungen nur an den beiden Enden möglich ist. Anwendung für Krane und Laufwinden mit Fahrgeschwindigkeiten über 90 m/min. Stromabnahme durch Rollenstromabnehmer (Fig. 171).

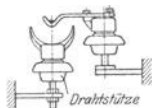


Fig. 169.

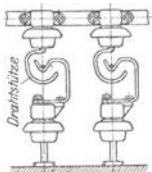


Fig. 170.

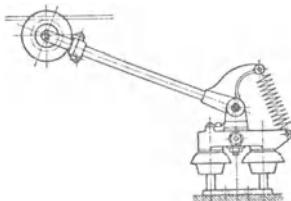


Fig. 171.

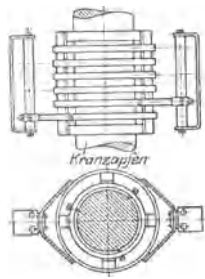


Fig. 172.

Blanke Schleifleitungen sind, soweit sie im Bereiche der Bedienungs-mannschaft des Kranes liegen, durch Eisengitter u. dgl. gegen Berührung zu sichern.

Da bei fahrbaren Drehkränen, Voll- und Halbtorkranen und Verladebrücken die oberirdische Stromzuführung oft schwierig und unerwünscht ist, ordnet man die Schleifleitung in einem unterirdischen Schlitzkanal an.

Krane, die auf kurzen Strecken fahrbar sind, erhalten ihren Strom durch bewegliche Kabel.

Den Drehkränen wird der Strom durch Ringschleifkontakte (Fig. 172) zugeführt. Bei diesen sind mehrere isolierte Schleifringe auf dem festen Kranzapfen übereinander angeordnet, von denen der drehbare Teil seinen Strom durch Bürsten oder Kontaktklötze, die sich federnd gegen die Ringe legen, entnimmt.

Stromzuführung zu den Motoren, Bremsmagneten u. dgl. auf der Winde oder dem Kran durch Panzerkabel. Dieses schmiegt sich leicht an die Konstruktionsteile an, isoliert gut und sichert gegen mechanische Beschädigungen.

Veröffentlichungen über elektrische Ausrüstung der Krane: Z. ver. deutsch. Ing. 1910, S. 1669; Pollok, Elektr. Einrichtungen an fahrbaren Verladebrücken. — Dingl. Polyt. Journ. 1908, S. 433; Brinkmann, Erwärmung von Motoren bei aussetzendem Betrieb. — Desgl. 1910, S. 536; Erzgräber, Verfahren zur Ermittlung des Verhaltens der Hubmotoren elektr. Krane bei verschiedener Belastung. — E.T.Z. 1905, S. 868; Nebenschlußmotoren für Hebezeuge. — Desgl. 1906, S. 275; Kranmotor mit elektr. Bremse. — Desgl. S. 1121; Kranmotoren und Schalter. — Desgl. 1912, S. 343; Keller, Eine neue Senkbremsschaltung. — Desgl. 1912, S. 366; Ketzler, Pufferbatterien für elektr. Krane und Aufzüge. — Desgl. 1913, S. 557; Loder, Elektrische Kransteuerungen. — Desgl. 1920, S. 31; Ritz, Eine neue Sicherheits-Senkbremsschaltung für Krane in Gleichstromanlagen. — Desgl. 1920, S. 485 u. 508; Adler u. Schiebeler, Die Leistungsbewertung der Elektromotoren f. aussetzende Betriebe. — El. K. u. B. 1911, S. 21; Wintermeyer, Senkbremsschaltungen für Krane und Hebezeuge. — Stahl u. Eisen 1919, S. 140; Schiebeler, Elektrische Ausrüstungen von Hebezeugen und Transportmaschinen in Hüttenwerken. — Helios (Fachzeitschr. f. Elektrotechnik) 1923, S. 105, 121 u. 129; Hänchen, Die elektrische Ausrüstung d. Krane. — Fördertechn. u. Frachtwerk 1923, S. 103; Die BBC-Steuerung für Laufkrane mit Einphasen Kommutator-Motoren.

d) Laufkatzen und Laufwinden.

Berechnung des Fahrwerks.

Nach schätzungsweise Annahme des Windengewichtes sind die Laufräder für den größten auftretenden Raddruck zu bemessen.

Ist G_1 das Windengewicht, so ergibt sich für vierrädrige Winden bei angenähert gleichmäßiger Verteilung der Einzelgewichte der größte Raddruck zu:

$$P_{\max} = \text{rd.} \frac{Q + G_1}{4}. \quad (49)$$

Laufräder s. S. 437.

Fahrwiderstand. Denkt man sich den Fahrwiderstand auf den Umfang eines Laufrades reduziert, so ist das Produkt aus dem Fahrwiderstand W , und dem Halbmesser des Laufrades R das Moment des Fahrwiderstandes.

Mit Bezug auf Fig. 173 ist das Fahrwiderstandsmoment:

$$M_r = W_r \cdot R = (Q + G_1) \cdot \left(f + \mu \cdot \frac{d}{2} \right) \cdot \dots \text{kgcm.} \quad (50)$$

Hierin bedeuten d den Durchmesser der Laufradachse in cm, $\mu = \text{rd.} 0,1$ die Reibungszahl der gleitenden Reibung und $f = \text{rd.} 0,05$ cm den Hebelarm der rollenden Reibung. Die Größe des Fahrwiderstandes hängt vom Durchmesser des Laufrades und von der Güte der Lagerung ab. In der Regel gibt man noch, um die Spurkranz- und Nabenstirnreibung zu berücksichtigen, einen Zuschlag von etwa 20 bis 25 vH.

Verminderung des Fahrwiderstandes durch Einbau von Wälzlagern (Kugel- oder Rollenlagern) statt Gleitlagern.

Von Hand bediente Fahrwerke. Antrieb seltener durch Kurbeln, meist vom Fußboden aus durch Handkette und Haspelrad.

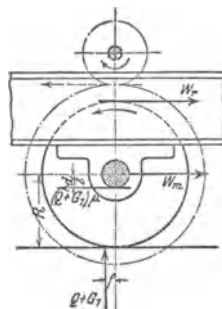


Fig. 173.

Mit dem angenommenen Kraftmoment $P \cdot a$ und dem Wirkungsgrad η des Fahrwerkes wird die erforderliche Übersetzung (Fig. 174) erhalten:

$$i = \frac{M_r}{\eta \cdot P \cdot a} = \frac{\text{Fahrwiderstandsmoment}}{\eta \cdot \text{Kraftmoment}}. \quad (51)$$

Meist Anordnung von ein, zwei oder drei Stirnrädervorgelegen. Wirkungsgrade der Winden- und Krantriebe s. S. 375.

Fahrgeschwindigkeit. Bedeuten P den mittleren Kurbeldruck bzw. Zug am Haspelrad, c die mittlere Geschwindigkeit $\approx 0,5$ bis 1 m/sek, so folgt die durchschnittliche Fahrgeschwindigkeit:

$$v = \frac{\eta \cdot P \cdot c \cdot R}{M_r} \dots \text{m/sek.} \quad (52)$$

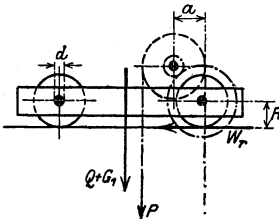


Fig. 174.

Motorische Fahrwerke. Fahrgeschwindigkeiten normaler Kranlaufwinden s. Zahlentafel 19, S. 472.

Motorleistung. Während des Beharrungszustandes Leistung des Fahrmotors:

$$N_2 = \frac{W_r \cdot v_2}{75 \cdot 60 \cdot \eta} \dots \text{PS.} \quad (53)$$

Fahrwiderstand $W_r = \frac{M_r}{R} \dots \text{kg}$ aus Gleich. (50), Fahrgeschwindigkeit v_2

in m/min, Wirkungsgrad η nach Art und Zahl der Vorgelege vorläufig zu ermitteln, s. S. 375.

Zur überschläglichen Berechnung des Fahrwiderstandes kann bei doppelt gelagerten Laufrädern 20 bis 25 kg für 1 t, bei fliegend gelagerten Laufrädern 30 kg für 1 t Fahrgewicht gesetzt werden.

Während der Anlaufperiode ist zur Beschleunigung der Massen ein erhöhter Arbeitsaufwand erforderlich, zu dessen Bewältigung der Motor ein entsprechendes Aufzugsmoment entwickeln muß. Anlaufkurve der Hauptstrommotoren s. S. 377 Anlaufzeit $t_a = 2$ bis 4 sek.

Erforderliche Übersetzung:

$$i = \frac{\text{Drehzahl des Motors}}{\text{Drehzahl des Laufrades}} = \frac{n_m}{n_1}, \quad (54)$$

wobei Drehzahl des Laufrades $n_1 = \frac{v_2}{D\pi}$ mit v_2 in m/min, D in m.

Vorgelege. Bei langsam laufendem Motor ein oder mehrere Stirnrädervorgelege, bei schnellaufendem Motor Schnecken- vorgelege und Stirnrädervorgelege.

Bremse. Ist genaues Anhalten der Winde Bedingung, so ist eine Haltebremse anzuordnen, die als gewichtbelastete doppelte Backenbremse mit Lüftmagnet ausgebildet werden kann. Bei Laufwinden mit angebaute Führerstand Bedienung der Bremse meist durch Fußtritt.

Bei Kranlaufwinden mit größerer Fahrgeschwindigkeit Anordnung von Endausschaltern.

1. I-Trägerlaufkatzen.

Durch die Anordnung von Krümmungen, Weichen und Drehscheiben kann die Fahrbahn beliebig verzweigt werden.

Untergurt-Laufkatzen sind mehr gebräuchlich, da sich ihre Fahrbahn unmittelbar an Gebäudedecken oder Stützen befestigen läßt, jedoch lassen sie keine Kletterweichen, sondern nur Schleppweichen zu.

Obergurt-Laufwinden erfordern Aufhängung der Fahrbahn mittels Hängeschuhen (nach Art von Fig. 3, S. 366). Infolge einseitiger Aufhängung haben sie Neigung zum Pendeln. Ihrer größeren Bauhöhe wegen zur Anwendung im Innern von Gebäuden weniger geeignet.

α) Laufkatzen zum Einhängen von Flaschenzügen.

Einfachste Ausführung als einrollige Obergurt- oder zweirollige Untergurt-Laufkatzen für geringe Lasten (bis etwa 3 t). Für Lasten bis 10 t Verwendung zweirolliger Obergurt- oder vierrolliger Untergurt-Laufkatzen. Größere Tragkraft (über 1 t) erfordert Anordnung eines Fahrwerks, das vom Fußboden aus durch Handkette und Haspelrad bedient wird.

Obergurt-Laufkatzen erhalten schwach ballige Laufräder mit beiderseitigem Spurkranz.

Bei den Untergurt-Laufkatzen (Fig. 175) werden die Laufräder ebenfalls ballig gehalten. Wegen der Schräge der befahrenen T-Flanschfläche ist das Fahrstell zur Vermeidung des seitlichen Ausbiegens kräftig auszuführen. Antrieb der beiden Laufräder einer Seite durch das auf der Haspelradwelle sitzende Ritzel.

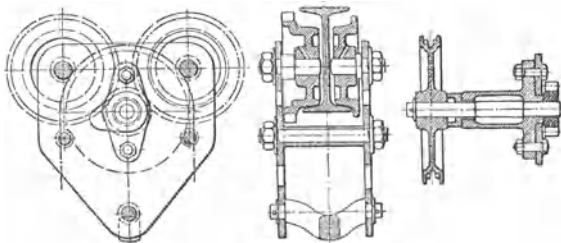


Fig. 175.

Ermittlung des Fahrwiderstandes und Berechnung des Fahrwerkes s. S. 461.

β) Hand-Laufkatzen. Ausführung meist als Untergurtlaufkatzen mit eingebautem Schrauben- oder Stirnradhebezug (s. S. 373 Flaschenzüge).

Zum schnelleren Heben und Senken der Last werden die Trägerlaufkatzen auch mit eingebautem Elektroflaschenzug (s. S. 374) und mit Handfahrwerk ausgeführt. Anwendung für kleine Laufkrane mit einem T-Träger als Hauptträger, sowie für einfache Drehkrane nach Art von Fig. 250 u. 251, S. 502. Tragkraft bis etwa 5 t.

γ) Elektrolaufkatzen. Verwendung für größere Hub- und längere Fahrstrecken, sowie bei öfterer Inanspruchnahme.

Bei Tragkräften bis 5 t lassen sich die Elektrolaufkatzen dadurch billiger herstellen, daß als Hubwerk ein normaler Elektroflaschenzug eingebaut wird.

Fig. 176. Elektrolaufkatze (mit eingebautem Elektroflaschenzug) von 3 t Tragkraft¹⁾.

a ist die Trommel und *b* die Ausgleichrolle des Zwillingsrollenzuges, der ein genau senkrecht Aufsteigen der Last gewährleistet, *c* Hubmotor, *d* Stromunterbrechung für höchste Hakenstellung, *e* Fahrmotor, der mittels doppelter Stirnräderübersetzung auf die angetriebenen Laufräder *f* arbeitet, *g* und *h* durch Zugschnüre bediente Steuerapparate.

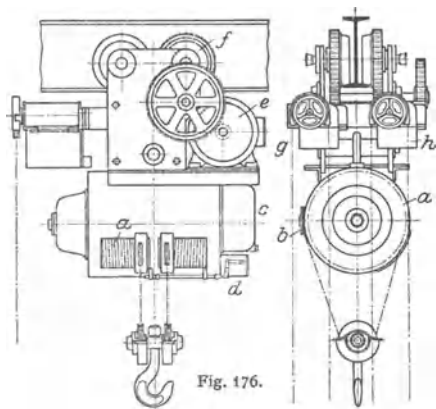


Fig. 176.

Nachstehende Zahlentafel gibt die Ausführungsgrößen, Arbeitsgeschwindigkeiten und Motorgrößen der Demag-Elektrolaufkatzen.

Zahlentafel 18. Elektrolaufkatzen (Fig. 176).

Tragkraft	0,5	1	2	3	5 t
Hubgeschwind.gkeit.	7	6	4	4	4 m/min
Leistung des Hubmotors	1	1,7	3	3,3	6,3 PS
Fahrtgeschwindigkeit	30	30	30	30	25 m/min
Leistung des Fahrmotors	1	1,3	1,5	1,8	2 PS.

Die Boco-Elektrolaufkatzen²⁾ arbeiten nur mit einem Motor, der als Hub- und Fahrmotor benutzt wird. Steuerung derart, daß das Motordrehmoment mit

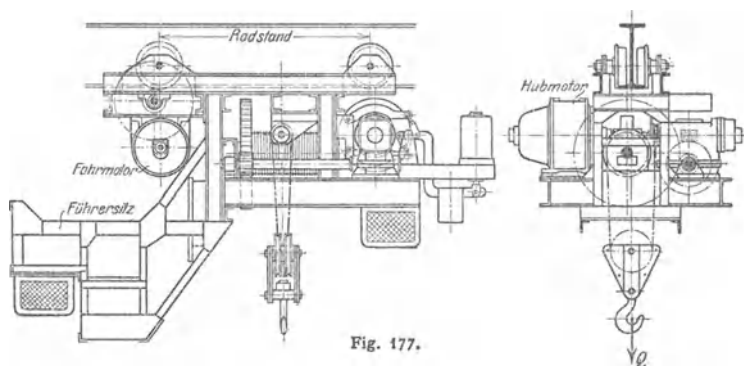
¹⁾ Demag, Duisburg.

²⁾ Albatros G. m. b. H., Berlin-Johannisthal.

Hilfe eines Planetengetriebes, je nachdem gehoben oder gefahren werden soll, auf die Trommel oder das Fahrwerk geleitet wird, ohne daß hierbei Zahnräder außer Eingriff gebracht oder umgekuppelt werden. Steuerung ebenfalls durch Zugschnüre vom Fußboden aus.

Trägerlaufkatzen größerer Tragkraft werden mit Rücksicht auf das Befahren von Krümmungen (kleinster Halbmesser 2,5 bis 3 m) mit zwei vierrolligen Drehstellen ausgerüstet.

Für große Fahrstrecken gibt man entsprechend hohe Fahrgeschwindigkeit (60 bis 120 m/min) und führt die Laufkatzen mit angebautem Führersitz oder Führerstand aus, in dem die Steuerapparate angeordnet werden.



Ausführungsbeispiel: Fig. 177, Führersitz-Laufkatze von 5 t Tragkraft¹⁾.

Arbeitsgeschwindigkeiten: Heben $v_1 = 4,65$ m/min; Katzenfahren $v_2 = 60$ m/min. Leistungen und Drehzahlen der Motoren: $N_1 = 9,4$ PS; $n_1 = 1260$; $N_2 = 4,3$ PS; $n_2 = 1000$. Haltebremse: Doppelte Backenbremse. Elektr. Senkbremse. Laufraddurchmesser 220 mm; Radstand 1250 mm.

2. Kran-Laufwinden.

Zweischienige, zweirädrige (einachsige) Laufwinden (Pendel-Laufwinden) nur für Krane kleiner Tragkraft und Spannweite. Vorteile: Geringes Eigengewicht und kleinstes Anfahrmaß. Ausführung für 2 bis 10 t Tragkraft mit elektrischen Hub- und Handfahrwerk (Wilhelmshütte, Altwasser-Schlesien).

a) Von Hand bediente Laufwinden. Antrieb fast allgemein durch Handkette und Hasepelrad.

Stirnräder-Laufwinden. Huborgan meist Drahtseil oder Kette (Rund-eisen- bzw. Gelenkkette). Ausführung für Tragkräfte von 2 bis 15 t. Spurweite (von Innenkante bis Innenkante Laufschiene gemessen), je nachdem Kette oder Drahtseil als Huborgan verwendet, etwa 450 bis 750 bzw. 500 bis 850 mm. Gewicht je nach Ausführung und Hub 400 bis 2000 kg.

Bremse: Sperradbremse oder Klemmgesperre und Fliehkraftbremse zum Regeln der Senkgeschwindigkeit. Damit die Fliehkraftbremse wirkt, muß die Winde genügend (mit etwa 10 bis 15 vH der Tragkraft) belastet sein.

Fahrwerk. Bei Winden kleiner Tragkraft und geringem Fahrwiderstand Hasepelrad unmittelbar auf der angetriebenen Laufradachse sitzend. Sonst allgemein ein oder zwei Stirnrädervorgelege. Anordnung eines umschaltbaren Vorgeleges, dessen Kupplung vom Fußboden aus durch Kettenzüge bedient wird, ermöglicht Einstellung zweier Fahrgeschwindigkeiten.

Vorteile: Schnelleres Heben und Senken der Last, sowie besserer Wirkungsgrad als bei Schneckenlaufwinden.

Ausführungsbeispiel Fig. 178. Huborgan: Gallsche Kette. Last hängt an drei Strängen. Zwei Stirnrädervorgelege. Die auf der Hasepelradwelle angeordnete Sperradbremse wird durch Kettenzug vom Fußboden aus gelüftet. Das Fahrwerk ist mit zwei Stirnrädervorgelegen ausgerüstet.

¹⁾ Gebr. Bolzani, Berlin N.

Schnecken-Laufwinden. Ausführung für Tragkräfte von 1 bis 15 t. Huborgan bis 10 t Tragkraft Rundeisenkette, darüber Gelenkkette. Spurweite je nach Tragkraft 350 bis 850 mm. Gewicht: 100 bis 1200 kg.

Hubwerk mit zweigängigem Schneckengetriebe und Drucklagerbremse nach Art der Schraubenflasenzüge (s. S. 373).

Fahrwerk wie bei den Stirnrad-Laufwinden.

Vorteile: Gedrängter Bau und geringes Windengewicht. Nachteile: Langsames Arbeiten und zwangläufiges Senken der Last.

Ausführungsbeispiel: Fig. 179. Lüders-Laufwinde von 5 t Tragkraft. Huborgan: Rundeisenkette.

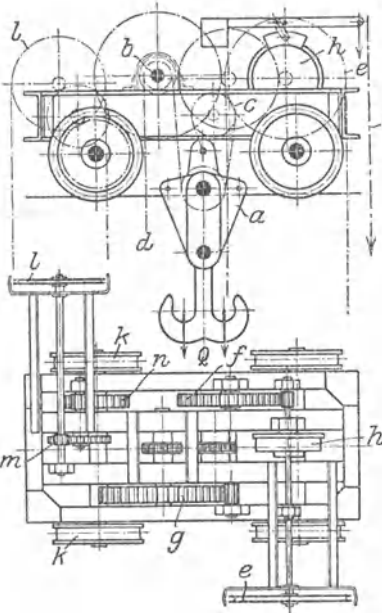


Fig. 178. Stirnräder-Laufwinde. *a* Unterflasche; *b* Treibendes Kettenrad; *c* Leitrolle; *d* loses Kettenende; *e* Haspelrad; *f-g* Vorgelege; *h* Bremse zum Hubwerk; *i* Kettenzug z. Lüften von *h*; *k* angetriebene Laufräder; *l* Haspelrad; *m-n* Vorgelege z. Fahrwerk.

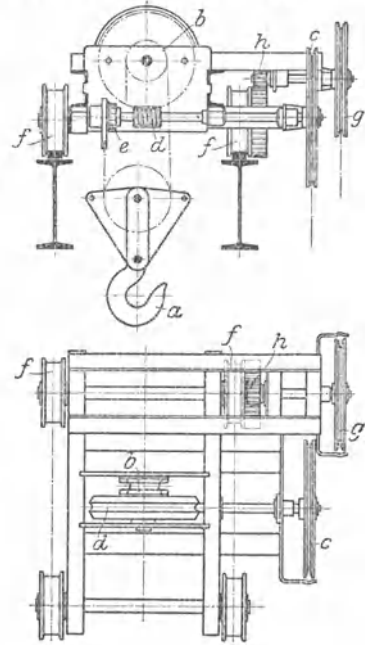


Fig. 179. Schnecken-Laufwinde. *a* Unterflasche; *b* Kettenuß; *c* Haspelrad; *d* Schneckengetriebe; *e* Drucklagerbremse zum Hubwerk; *f* angetriebene Laufräder; *g* Haspelrad; *h* Stirnradgetriebe zum Fahrwerk.

Windengestell: Versteifter \square -Eisenrahmen. Ausführung in Gußeisen nicht mehr üblich.

β) Elektrische Kranlaufwinden. Ausführung als normale Kranlaufwinden für Tragkräfte von 3 bis 100 t. Hub- und Fahrgeschwindigkeiten, sowie Motorleistungen s. Zahlentafel 19 S. 472 Elektrisch betriebene Laufkrane. Gewichte normaler Kran-Laufwinden: Fig. 180.

Hubwerk. Winden größerer Tragkraft (über 10 t) erhalten besonders bei Drehstromantrieb zum schnelleren Heben leichterer Lasten ein zweites Hubwerk, das Hilfshubwerk.

Auch bei Gleichstrom ist, wenn öfters leichtere Lasten durch einen Kran größerer Tragkraft zu heben sind, ein Hilfshubwerk vorteilhaft.

Huborgan: Allgemein Drahtseil. Durch die Anwendung der Zwillingssrollenzüge Fig. 62 bis 66, S. 417, wird genau senkrecht Heben und Senken der Last erreicht.

Die neuerdings bevorzugte Hochlegung der Trommel (Fig. 182 und 183) ergibt niedrige Bauhöhe der Winde und ist daher hinsichtlich des Hubes günstiger als die Ausführung mit unten angehängter Trommel, die jedoch kleineren Radstand und damit kleineres Anfahrmaß des Kranes ergibt.

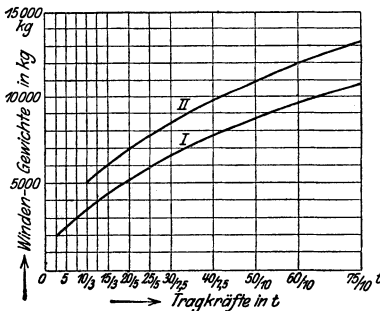


Fig. 180. I Winden ohne Hilfschub, II Winden mit Hilfschub.

Änderung der Hubgeschwindigkeit. Eine Änderung der Hubgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Last ermöglicht bei Gleichstrom der Hauptstrommotor, da er leichtere Lasten, besonders den leeren Haken, schneller hebt als schwere. (Eigenregelung.) Bei Drehstrombetrieb ordnet man, um leichtere

Lasten schneller zu heben, umschaltbare Rädervorgelege an, die durch eine Klauenkuppelung aus- und eingerückt werden. Verhältnis der großen zur kleinen Hubgeschwindigkeit aus baulichen Gründen nicht größer als 2,5 : 1.

Beim Arbeiten in Formereien, Montierhallen u. dgl., wo ein langsames Bewegen der Last erforderlich, wird weitergehende Abstufung der Hubgeschwindigkeit auf elektrischem Wege durch die Leonard-Schaltung (siehe S. 457) oder auf mechanischem Wege durch den Doppelantrieb der M. A. N. (Fig. 181) erreicht.

Bei diesem arbeiten zwei Motoren I und II wechselweise einzeln oder beide gleichzeitig mittels eines Umlaufgetriebes auf die Trommel.

Durch diese Anordnung wird die Arbeitsgeschwindigkeit in zwei Hauptstufen zerlegt, deren weitere feinere Abstufungen durch die Kontrollerschaltung bewirkt werden. Einmal arbeitet der Motor I auf das Schneckengetriebe S_1 und mittels des konischen Rades R_1 und des Umlaufgetriebes auf die Welle W . Von letzterer wird die Bewegung durch das Stirnrädervorgelege V_0 auf die Trommel

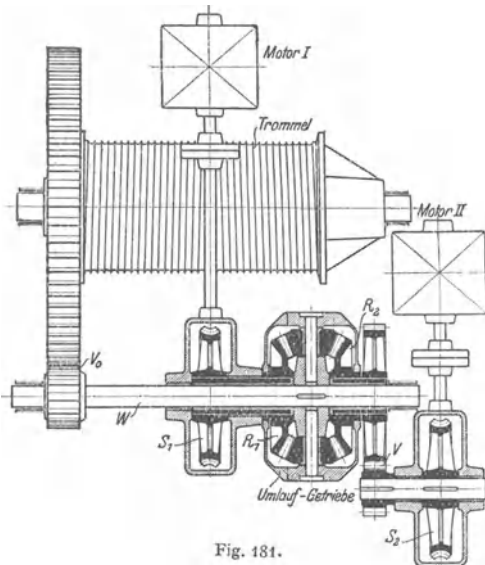


Fig. 181.

übertragen. Das andere Mal arbeitet der Motor *II* auf das Schneckengetriebe *S*₂, mittels des Stirnrädervorgeleges *V* auf das konische Rad *R*₂ und durch das Umlaufgetriebe und die Welle *W* auf das Trommelvorgelege.

Beide Motoren können auch in entgegengesetztem Sinne laufen, wodurch die Hubgeschwindigkeit in den weitesten Grenzen eingestellt werden kann. Durch den M. A. N.-Antrieb kommen umschaltbare Rädervorgelege in Wegfall, auch wird die Anwendung eines Hilfshubwerks zum Heben kleinerer Lasten entbehrlich.

Fahrwerk. Berechnungsgrundlagen s. S. 462. Ebenso wie beim Hubwerk elastische Kupplung zwischen Motor und Triebwerk sowie bei Stirnräderantrieb gekapseltes, in Öl laufen des Motorvorgelege.

Wird genaues Anhalten der Winde gefordert, dann Anordnung einer gewichtbelasteten, elektromagnetisch gelüfteten doppelten Backenbremse, seltener Bandbremse (Summenbremse). Bei an der Winde angebaute Führerkorb kann die Fahrwerkbremse auch durch Fußtritt gelüftet werden.

Ausführung des Windengestells als versteifter C-Rahmen, bei größerer Tragkraft mit Stehblechträgern.

Steuerung der Motoren (s. S. 453) durch die im Führerkorb des Kranes aufgestellten Controller. In besonderen Fällen werden die Controller auch an der Winde oder der Kranbrücke angebaut und vom Flur aus mittels Seilzug bedient.

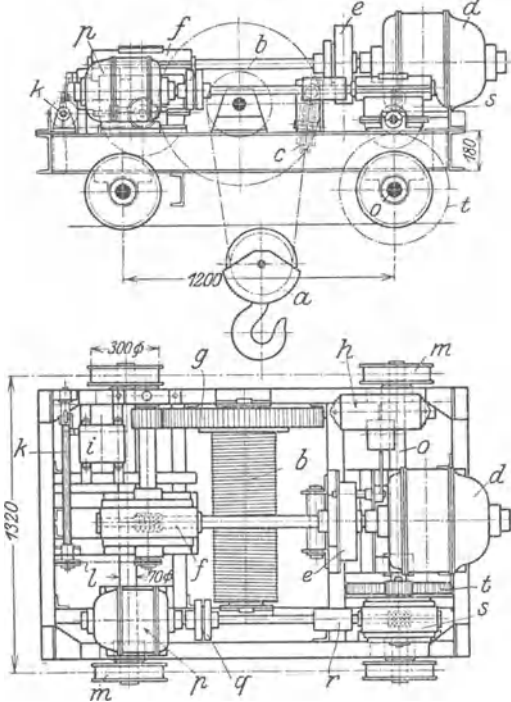


Fig. 182. Elektrisch betriebene Kranlaufwinde. *a* Unterflasche; *b* Trommel; *c* Ausgleichrolle; *d* Hubmotor; *e* elastische Kupplung mit Bremse; *f* Schneckengetriebe; *g* Trommelvorgelege; *h* Bremsluftmagnet; *i* Endschalter; *k* Spindel mit Wandermutter zu *i*; *l* Kettenantrieb zu *k*; *m* Laufräder, auf der Achse eingekeilt; *o* Angetriebene Laufradachse; *p* Fahrmotor; *q* elastische Kupplung; *r* Muffenkupplung; *s* Schneckengetriebe; *t* Stirnrädervorgelege.

Sicherheitsvorrichtungen gegen Überschreiten der Endstellungen s. S. 459.

Ausführungsbeispiele: 1. [Fig. 182¹⁾]. Elektrisch betriebene Kranlaufwinde von 6 t Tragkraft und 8 m Hub. Stromart: Drehstrom 220 Volt. Arbeitsgeschwindigkeiten und Motorleistungen.

Heben	$v_1 = 6 \text{ m/min}$	$N_1 = 12 \text{ PS bei } n = 960$
Windenfahren	$v_2 = 25 \text{ m/min}$	$N_2 = 3 \text{ PS bei } n = 1440$

Rollenzug nach Fig. 62, S. 416, mit 2facher Übersetzung und Last an vier Seilsträngen hängend.

2. [Fig. 183²⁾]. Elektrisch betriebene Kranlaufwinde mit Hilfshubwerk von 20/5 t Tragkraft. Stromart: Drehstrom 500 Volt.

¹⁾ M.A.G. Neusser Eisenwerk, Düsseldorf-Heerdt.

²⁾ Demag, Duisburg.

Arbeitsgeschwindigkeiten. Heben: 9,2 m/min; Hilfsheben: 17 m/min.

Windenfahren: 30 m/min.

Motorleistungen. Hubmotor: 50 PS; $n = 585$. Hilfshubmotor: 25 PS; $n = 720$. Windenfahrmotor: 7,5 PS; $n = 950$.

Die als Stirnrädergetriebe ausgebildeten Motorvorgelege f_1, f_2 und n sind in einem Räderkasten angeordnet und laufen in Öl. Die Haltebremsen der beiden Hubwerke sind gewichtbelastete Bandbremsen von 600 bzw. 400 mm Durchmesser und werden durch Bremsmagnete von 300 bzw. 200 kgcm Hubarbeit gelüftet.

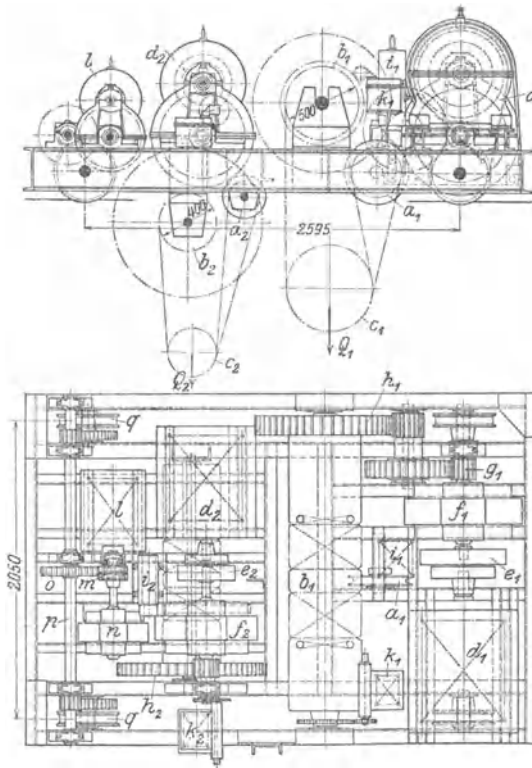


Fig. 183. Elektr. Kranlaufwinde mit Hilfshubwerk. a_1, a_2 Ausgleichrollen; b_1, b_2 Trommeln; c_1, c_2 Unterflaschen; d_1, d_2 Hubmotoren; e_1, e_2 elastische Kupplungen; f_1, f_2 Motorvorgelege; g_1, h_1 und h_2 Stirnrädervorgelege; i_1, i_2 Bremslüftmagnete; k_1, k_2 Endschalter zum Haupt- bzw. Hilfshubwerk; l Fahrmotor; m elastische Kupplung; n Motorvorgelege; o mittleres Vorgelege auf Welle p arbeitend; q angetriebene Laufräder zum Fahrwerk.

tragung der Hub- und Fahrbewegung durch Seil- oder Kettenzüge auf die Laufkatze nur unter besonderen Umständen.

Kranfahrwerk. Ermittlung des größten Raddruckes s. S. 470 Berechnung des Fahrwiderstandes nach Gleich. (50) mit entsprechendem Zuschlag (etwa 25 vH) für zusätzlichen Fahrwiderstand bei eintretendem Schrägstellen des Kranes (vgl. S. 475).

Erforderliche Übersetzung des Kranfahrwerks ebenso wie beim Windenfahrwerk der von Hand bedienten Winden (s. S. 462).

e) Krane.

1. Laufkrane.

α) Normale Laufkrane. Im allgemeinen drei Bewegungen: Heben (bzw. Senken), Winden- 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.

Handlaufkrane. Antrieb allgemein vom Fußboden aus durch Handkette und Haspelrad.

Laufkrane mit Antrieb von oben (mittels Kurbel) werden nur für besondere Zwecke, als Baukrane oder wenn das Arbeitsfeld des Kranes die Bedienungsmannschaft gefährdende Stellen aufweist, angewendet.

Ausführung normaler Handlaufkrane nach Art von Fig. 184¹⁾.

Laufwinde. Entweder Stirnräderwinde (Fig. 178, S. 465) oder Schneckenwinde (Fig. 179, S. 465).

Ausführung mit seitlich am Kran angebautem festen Windwerk und Übertragung der Hub- und Fahrbewegung durch Seil- oder Kettenzüge auf die Laufkatze nur unter besonderen Umständen.

¹⁾ Paul Weyermann, G. m. b. H., Berlin-Tempelhof.

Ausführung für Krane kleinerer Tragkraft nach Art von Fig. 184. Bei Kranen größerer Tragkraft und Spannweite noch ein oder zwei weitere Stirnrädervorgelege zwischen Haspelrad und Fahrwerkswelle.

Kranbrücke. Bau und Berechnung s. S. 476.

Hauptträger für kleinere Spannweiten als Vollwandträger mit Flacheisen- oder Sonderschiene (Fig. 190 bis 193) oder als Fachwerkträger (Fig. 200, S. 480).

Bei Vollwandträgern zulässige Biegebeanspruchung $k_b = 900$ bis 1000 kg/cm^2 . Größte Durchbiegung bis etwa $\frac{1}{600}$ der Spannweite. Bei Fahrwerksträgern k bzw. $k_z = 900$ bis 1000 kg/cm^2 . Knicksicherheit $\mathcal{S} = 5$. Nietbeanspruchung: $k_s = 700$ bis 800 kg/cm^2 . Lochleibungsdruck k bis 1600 kg/cm^2 .

Handlaufkrane kleiner Tragkraft und Spannweite werden statt mit zwei Hauptträgern (Fig. 184) auch mit einem T-Träger als Hauptträger ausgeführt. Dieser wird dann von einer Ober- oder Unterflansch-Laufkatze, siehe S. 463, befahren.

Elektrische Laufkrane. Ausführung der normalen Laufkrane mit je einem Motor für jede Kranbewegung (Fig. 185 und 186).

Laufkrane mit kleiner Spannweite oder kurzer Kranfahrstrecke erhalten bei kleiner und mittlerer Tragkraft auch gemischten Antrieb (z. B. Heben elektrisch und Winden oder Kranfahren von Hand).

Die normalen elektrischen Laufkrane der verschiedenen Kranbauformen weichen hinsichtlich der Arbeitsgeschwindigkeiten, der Bauart, des lichten Durchfahrtsprofils und des Krangewichtes wenig mehr voneinander ab.

Krane für leichten Betrieb werden wenig benutzt und arbeiten selten mit Vollast (z. B. Laufkrane in Maschinenhäusern).

Krane für normalen Betrieb. Ihre tägliche Betriebszeit geht kaum über 10 bis 12 Stunden hinaus. Auch werden sie nur selten bis zu ihrer vollen Tragkraft ausgenutzt. (Die meisten Laufkrane in Werkstätten und auf Lagerplätzen.)

Krane für schweren Betrieb stehen Tag und Nacht in angestrengtem Dienst und arbeiten in der Regel mit Vollast (Laufkrane in Hochofen-, Stahl- und Walzwerken).

Ausführungsbeispiele. 1. Fig. 185 (Paul Weyermann, Berlin) zeigt einen elektrisch betriebenen Laufkran kleinerer Tragkraft und Spannweite. Hauptträger: T-Träger mit aufgeschraubter Flacheisenschiene. Kranbühne nur auf Seite des Fahrwerkantriebes.

2. Elektrisch betriebener Laufkran der Maschinenbau-A.-G. Neusser Eisenwerk, Düsseldorf-Heerd (Fig. 186).

Tragkraft $Q = 15 \text{ t}$; Spannweite $L = 12 \text{ m}$. Geschwindigkeiten: Heben $v_1 = 2$ bzw. 5 m/min . (umschaltbares Vorgelege); Katzenfahren $v_2 = 30 \text{ m/min}$; Kranfahren $v_3 = 60 \text{ m/min}$. Stromart: Gleichstrom 220 Volt. Leistungen und Drehzahlen der Motoren: Heben $N_1 = 10 \text{ PS}$; $n_1 = 900$; Katzenfahren $N_2 = 2,5 \text{ PS}$; $n_2 = 950$. Kranfahren $N_3 = 10 \text{ PS}$; $n_3 = 900$. Drahtseil $d = 18 \text{ mm}$; 22 600 kg Bruchbelastung. Haltebremse des Hubwerks: $D = 250 \text{ mm}$; Hubarbeit des Bremsmagneten = 150 kgcm . Hauptträger: Fachwerkträger; Schiene: Sonderprofil.

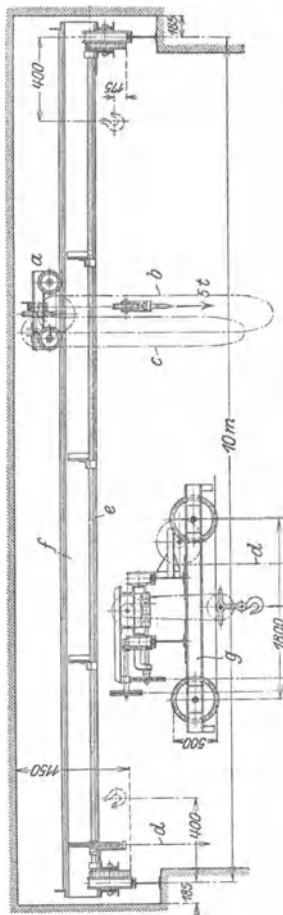


Fig. 184. Handlaufkran von 5 t Tragkraft und 10 m Spannweite. a Schneckenlaufwinde mit Lüder-Bremse; b, c Haspelkette zum Kranfahrwerk; d Haspelkette zum Hub- und Windenfahrwerk; e Fahrwerkswelle; Hauptträger; g Kopfträger.

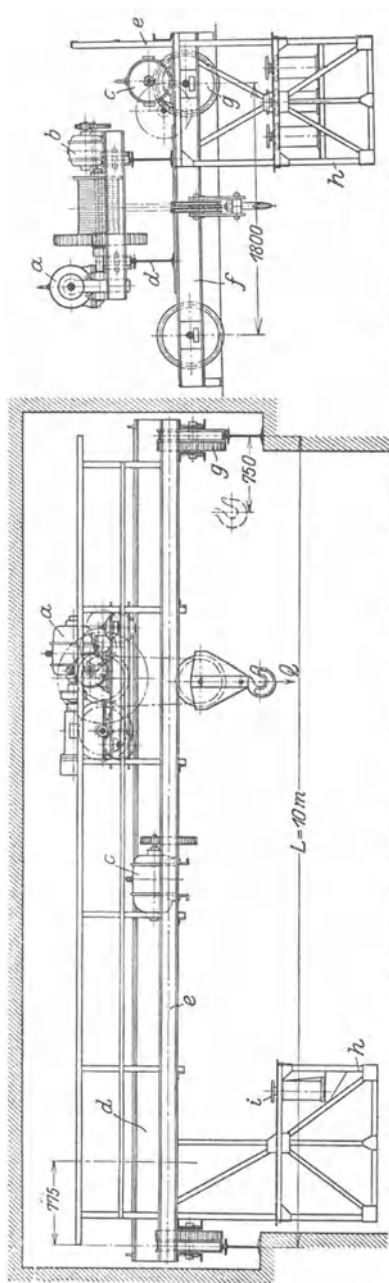


Fig. 185. Elektrischer Laufkran von $Q = 5$ t Tragkraft und $L = 10$ m Spannweite. a Hubmotor; b Windenfahrmotor; c Kranfahrmotor; d Hauptträger; e Seitenträger mit Geländer; f Kopfträger; g angetriebene Laufräder; h Führerwagen; i Steuerapparate.

Zahlentafel 19 (Fig. 472) gibt die Laufkrane der Demag, Duisburg, für normalen Betrieb. Für schwereren Betrieb in Hochofen-, Stahl- und Walzwerken erhalten die Krane größere Arbeitsgeschwindigkeiten, auch sind die größten Raddrucke und Krangewichte infolge des kräftigeren Baues der Krane höher.

Anordnung der Laufkrane in Werkstätten- und Fabrikgebäuden s. Doppel, Taschenbuch f. d. Fabrikbetrieb, Abschn. Werkstoffförderwesen.

Ausbildung der Laufkrane in Hochofen-, Stahl- und Walzwerken s. unter Sonderkrane S. 530.

Ein normaler elektrischer Laufkran (Fig. 186) besteht im wesentlichen aus der Laufwinde, dem Kranfahrwerk und der Kranbrücke mit angebautem Führerkorb.

Kran-Laufwinde. Berechnung und Ausführung s. S. 462 Laufwinden.

Kran-Fahrwerk. Es ist auf der einen Laufbühne der Kranbrücke angeordnet (Fig. 186). Der auf Mitte Kran sitzende Fahrmotor arbeitet auf die Fahrwerkswelle, an deren Ende sitzende Ritzel mit den Zahnkränzen der angetriebenen Laufräder kämmen.

Der größte Raddruck tritt auf, wenn die voll belastete Laufwinde im Anfahrmaß (Fig. 188) steht.

Bedeutet G das Gesamtgewicht des Kranes, G_1 das Gewicht der Laufwinde (Fig. 180, S. 466), G_2 das Gewicht der Kranbrücke (ohne Laufwinde), so wird der größte Raddruck mit Bezug auf Fig. 188 überschläglich erhalten zu:

$$P_{\max} = \frac{G_2}{4} + \frac{Q + G_1}{2} \cdot \frac{L - e}{L} \quad (55)$$

Bei Kranen großer Tragkraft und Spannweite sind statt vier sechs oder acht Laufräder (Fig. 217, S. 483) vorzusehen.

Der Radstand der Laufkrane ist, um ein Ecken der Krane zu vermeiden, genügend groß zu nehmen und von der Größe der Spannweite und der Fahr- geschwindigkeit des Kranes abhängig.

Laufräder s. S. 437.

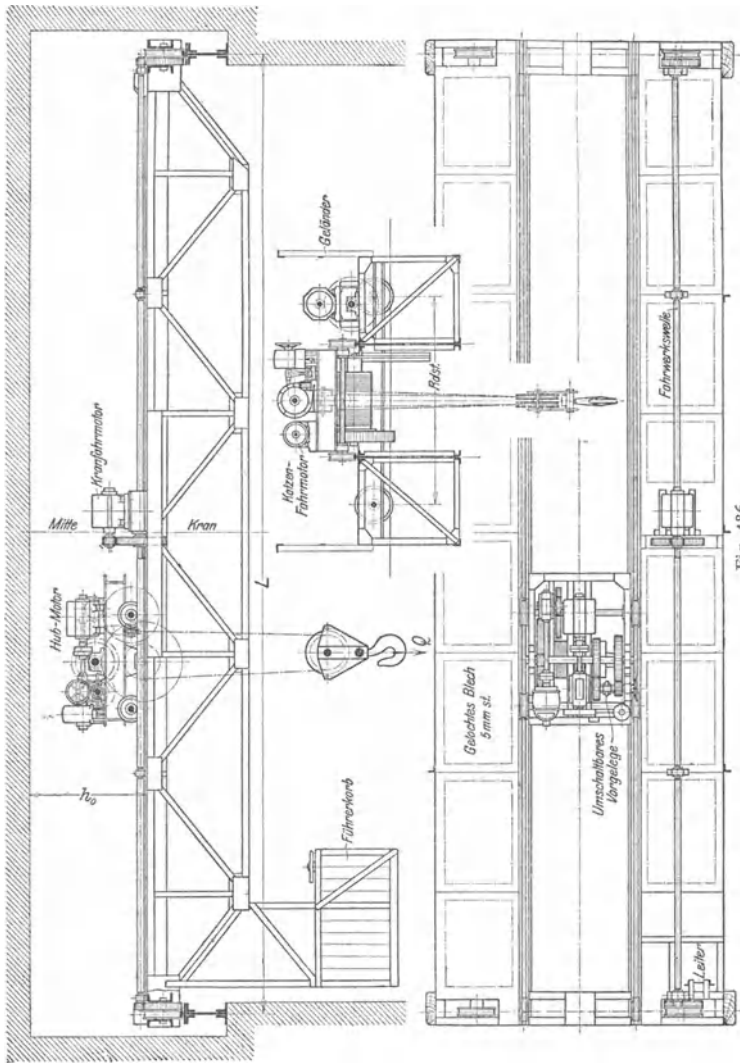


Fig. 186.

Fahrwiderstand. Bedeuten $f = \text{rd. } 0,05$ cm den Hebelarm der rollenden Reibung, und $\mu = \text{rd. } 0,1$ die Reibungsziffer der gleitenden Reibung, so ergibt sich für den genau geradeaus fahrenden Kran der Reibungsfahrwiderstand (Fig. 188, S. 476) zu

$$W_r = \frac{Q + G}{R} \cdot \left(\mu \cdot \frac{d}{2} + f \right) \dots \text{kg.} \quad (56)$$

Zahlentafel 19.

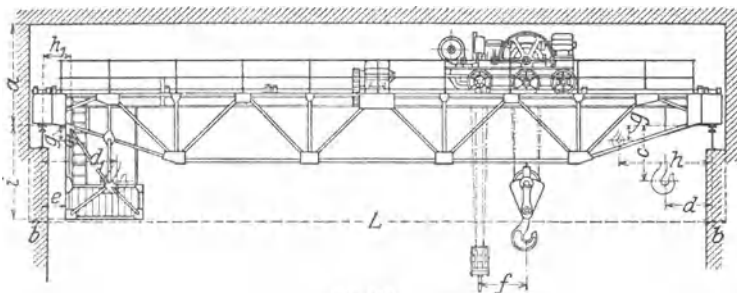
Elektrisch betriebene Laufkrane der Deutschen
Maschinenfabrik A.-G. Duisburg.

Fig. 187.

Arbeitsgeschwindigkeiten und Motorleistungen.

Tragkraft in		Ohne		Mit Hilfshubwerk											
		5	7,5	10 3	12,5 3	15 3	20 5	25 5	30 7,5	40 7,5	50 10	60 10	75 10		
Heben	m/min.	7,5	7,5	9,0	7,0	8,8	6,6	5,4	4,4	4,2	3,3	3,3	2,6		
	PS.	12	19	28	28	44	44	44	44	56	56	56	66		
Hilfsheben	m/min.	—	—	13	13	13	12	12	11,5	11,5	13	13	9		
	PS.	—	—	12	12	12	19	19	28	28	44	44	44		
Windenfahren	m/min.	30	30	30	30	30	30	30	30	30	26	22	18		
	PS.	1,8	2,8	3,8	4,5	5	7	9	10	12	14	14	14		
Kran- fahren	Spannweite 10 m	m/min.	125	100	110	100	110	105	105	100	95	90	85	80	
		PS.	10	10	14	14	20	20	24	32	37	42	48	58	
	12	m/min.	115	95	105	95	105	100	100	95	90	85	80	75	
		PS.	10	10	14	14	20	20	24	32	37	42	48	58	
	14	m/min.	105	90	100	90	100	95	95	90	85	80	75	70	
		PS.	10	10	14	14	20	20	24	32	37	42	48	58	
	16	m/min.	100	85	95	85	95	90	90	85	80	75	70	70	
		PS.	10	10	14	14	20	20	24	32	37	42	48	58	
	18	m/min.	95	80	90	80	90	85	85	80	85	80	75	70	
		PS.	10	10	14	14	20	20	24	32	37	42	48	58	
	20	m/min.	90	75	85	75	85	80	80	85	80	75	75	70	
		PS.	10	10	14	14	20	20	24	32	37	42	48	58	
	22	m/min.	90	75	85	75	85	80	80	85	80	75	70	70	
		PS.	10	10	14	14	20	20	24	32	37	42	48	58	
	24	m/min.	85	70	80	70	80	75	75	80	75	70	70	65	
		PS.	10	10	14	14	20	20	24	32	37	42	48	58	
	26	m/min.	80	70	75	70	80	70	70	80	75	70	65	65	
		PS.	10	10	14	14	20	20	24	32	37	42	48	58	
	28	m/min.	75	65	70	65	75	65	65	75	70	65	65	60	
		PS.	10	10	14	14	20	20	24	32	37	42	48	58	
	30	m/min.	70	60	65	65	75	65	65	75	70	65	65	60	
		PS.	10	10	14	14	20	20	24	32	37	42	48	58	

Zahlentafel 19 (Fortsetzung).

Radstände, größte Raddrücke, Laufschienenbreiten und Gesamtkrangewichte.

	Spannweite m	Tragkraft in t											
		Ohne		Mit Hilfshubwerk									
		5	7,5	10 3	12,5 3	15 3	20 5	25 5	30 7,5	40 7,5	50 10	60 10	75 10
Radstand m	10	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3800	4000	4000	4200	4400	4600
	12	2400	2600	2800	3000	3200	3400	3800	4000	4000	4200	4400	4600
	14	2600	2600	2800	3000	3200	3400	3800	4000	4000	4200	4400	4600
	16	2600	2600	2800	3000	3200	3400	3800	4000	4000	4200	4400	4600
	18	2800	2800	2800	3000	3200	3400	3800	4000	4000	4200	4400	4600
	20	3000	3000	3000	3000	3200	3400	3800	4000	4000	4200	4400	4600
	22	3200	3200	3200	3200	3200	3400	3800	4000	4000	4200	4400	4600
	24	3400	3400	3400	3400	3400	3400	3800	4000	4000	4200	4400	4600
	26	3600	3600	3600	3600	3600	3600	3800	4000	4000	4200	4400	4600
	28	3800	3800	3800	3800	3800	3800	3800	4000	4000	4200	4400	4600
30	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4000	4200	4400	4600	
Größter Rad- druck eines Lauf- rades kg	10	6000	7500	9000	10300	12200	15300	17800	20600	26400	31800	37300	45000
	12	6300	7800	9300	10700	12600	15700	18400	21300	27200	32800	38400	46700
	14	6500	8100	9700	11100	13100	16000	19000	22000	28000	33700	39500	48400
	16	6800	8400	10000	11500	13500	16600	19500	22700	28800	34800	40700	50000
	18	7100	8800	10400	12000	14000	17200	20100	23400	29600	35700	41900	51300
	20	7400	9100	10800	12500	14600	17800	20700	24100	30400	36700	43900	52600
	22	7800	9500	11300	13000	15200	18500	21400	24800	31200	37500	44300	54000
	24	8100	10000	11800	13500	15700	19100	22100	25400	32000	38400	45400	55400
	26	8500	10300	12200	14000	16200	19700	22800	26100	32700	39400	46500	56700
	28	8900	10700	12800	14500	16800	20300	23500	26800	33500	40300	47700	58200
30	9300	11300	13400	15100	17400	20900	24200	27600	34300	41300	48800	59700	
Breite d.Lauf- schiene mm	10—20	50	50	55	55	55	65	65	75	75	90	100	110
	22—30	55	55	60	60	60	65	65	75	75	100	110	120
Gesamt- Kran- Ge- wichte kg	10	10000	11200	13000	13800	16200	18500	20100	22900	27400	32000	36800	42300
		— ¹⁾	—	15000	16000	18300	21000	23000	26000	30800	36900	42300	48300
	12	11000	12200	14000	15000	17600	20000	21800	24500	29400	33800	39200	45200
		—	—	16100	17100	19700	22000	24600	27800	32800	38900	41600	51200
	14	12000	13400	15100	16300	19100	21500	23500	26500	31600	36100	42000	48200
16	—	—	17300	18500	21200	24100	26500	29600	35100	41100	47300	54400	
	13000	14400	16500	17800	20000	23500	25500	28500	33900	38600	44800	52200	
—	—	18700	20000	22900	26000	28500	31600	37400	43700	50300	58200		

1) Ohne Hilfshubwerk.

2) Mit Hilfshubwerk.

Zahlentafel 19 (Fortsetzung).
Lichtes Durchgangsprofil und Hauptabmessungen
(Fig. 187).

Spannweite m	Maße mm	Tragkraft in t											
		Ohne		Mit Hilfshubwerk									
		5	7,5	10 3	12,5 3	15 3	20 5	25 5	30 7,5	40 7,5	50 10	60 10	75 10
10 – 20	a	1600	1700	1800	1900	2100	2150	2200	2300	2500	2600	2800	3000
	b	200	220	230	240	250	275	275	300	325	350	375	400
	c	400	400	400	400	400	500	600	700	750	800	900	1000
	d ¹⁾	—	—	900	950	1000	1050	1100	1200	1300	1400	1450	1500
	d ₁	—	—	1400	1450	1500	1550	1600	1700	1850	2050	2650	2750
	d ²⁾	850	900	900	950	1000	1050	1100	1200	1300	1400	1450	1500
	d ₁	750	800	900	1000	1100	1100	1150	1150	1400	1500	1550	1600
	e	400	400	400	400	500	600	600	600	600	600	600	600
	f	—	—	750	800	850	900	950	1050	1150	1150	1550	1600
	g	—	—	200	200	200	300	300	400	400	400	500	500
h	—	—	1650	1750	1850	1950	2050	2250	2450	2550	3000	3100	
h ₁	—	—	650	650	650	650	650	650	700	900	1100	1150	
22 – 30	a	1700	1800	1900	2000	2200	2250	2300	2400	2600	2700	2900	3100
	b	200	220	230	240	250	275	275	300	325	350	375	400
	c	300	300	300	300	300	400	500	600	650	700	800	900
	d ¹⁾	—	—	900	950	1000	1050	1100	1200	1300	1400	1450	1500
	d ₁	—	—	1400	1450	1500	1550	1600	1700	1850	2050	2650	2750
	d ²⁾	850	900	900	950	1000	1050	1100	1200	1300	1400	1450	1500
	d ₁	750	800	900	1000	1100	1100	1150	1150	1400	1500	1550	1600
	e	400	400	400	400	500	600	600	600	600	600	600	600
	f	—	—	750	800	850	900	950	1050	1150	1150	1550	1600
	g	—	—	100	100	100	200	200	300	300	300	400	400
h	—	—	1650	1750	1850	1950	2050	2250	2450	2550	3000	3100	
h ₁	—	—	650	650	650	650	650	650	700	900	1100	1150	
10	i	2000	2000	2000	2000	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200	2200
12	„	2200	2200	2200	2200	2300	2300	2300	2200	2200	2200	2200	
14	„	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2400	2200	2200	2300	2300	
16	„	2600	2600	2600	2600	2500	2500	2500	2300	2300	2400	2400	
18	„	2800	2800	2800	2800	2600	2600	2600	2400	2400	2600	2600	
20	„	3000	3000	3000	3000	2800	2800	2800	2600	2600	2600	2600	
22	„	3200	3200	3200	3200	3000	3000	3000	2800	2800	2800	2800	
24	„	3400	3400	3400	3400	3200	3200	3200	3000	3000	3000	2800	
26	„	3600	3600	3600	3600	3400	3400	3400	3200	3200	3000	3000	
28	„	3800	3800	3800	3800	3600	3600	3600	3400	3400	3200	3200	
30	„	4000	4000	4000	4000	3800	3800	3800	3600	3600	3400	3200	

1) Mit Hilfshubwerk.

2) Ohne Hilfshubwerk.

Zahlentafel 19 (Fortsetzung).

Radstände, größte Raddrücke, Laufschienebreiten und Gesamtkrangewichte.

	Spannweite m	Tragkraft in t											
		Ohne		Mit Hilfshubwerk									
		5	7,5	$\frac{10}{3}$	$\frac{12,5}{3}$	$\frac{15}{3}$	$\frac{20}{5}$	$\frac{25}{5}$	$\frac{30}{7,5}$	$\frac{40}{7,5}$	$\frac{50}{10}$	$\frac{60}{10}$	$\frac{70}{10}$
Gesamt- Kran- Ge- wichte kg	18	14100	15800	18000	19400	22400	25500	27600	30700	36300	41400	48000	56200
		— ¹⁾	—	20200	21600	24600	28000	30500	34000	39700	46500	53300	62300
	20	15500	17200	19600	21100	24500	27500	29600	33000	38600	44200	51500	60300
		—	—	21800	23400	26600	30000	32700	36200	42000	49300	57000	66400
	22	17000	19100	21600	23300	26500	30200	32600	35300	41500	47800	55400	65300
		—	—	23900	25500	28700	32800	35500	38600	45000	53000	61000	71600
	24	18500	20900	23600	25200	28500	32500	35000	38000	44300	51000	59400	70300
		—	—	25800	27500	30800	35000	38000	41000	47900	56000	65000	76600
	26	20200	22500	25600	27400	30800	35000	37300	40700	47100	54800	64000	75500
		—	—	27700	29600	33000	37500	40500	44000	50700	60000	69500	81600
	28	21900	24500	27600	29600	33200	37500	40000	43500	50200	58800	68800	8200
		—	—	30000	32000	35400	40000	43200	47000	53800	64000	74200	87300
	30	23700	26600	30000	32000	36000	40000	43000	46700	53500	62800	73500	86800
		—	—	32200	34400	38000	42800	46200	50000	57000	68000	79000	93000

Hierzu kommt bei Schrägfahren des Kranes infolge der Spurkranz- und Nabenstirnreibung noch ein zusätzlicher Reibungswiderstand, der zu 20 bis 25 vH des nach Gleich. (56) berechneten veranschlagt werden kann.

Dieser zusätzliche Fahrwiderstand wurde bisher in Grenzen zwischen 50 und 100 vH angenommen. Neuere Untersuchungen von Pape (Dingl. Polyt. Journal 1910, S. 147) und Bülz (Dr. Ing.-Diss. 1913) haben ergeben, daß diese Werte zu hoch sind und sich auf die vorstehend angegebenen ermäßigen lassen.

Für überschlägliche Berechnungen Annahme des Reibungsfahrwiderstandes zu 25 bis 35 kg für je 1 t Fahrgewicht.

Während der Anlaufzeit des Motors tritt zu dem Reibungswiderstand noch der Massenfahrwiderstand.

Er beträgt, am Umfang des Laufrades gemessen,

$$W_m = \frac{Q + G}{g} \cdot \text{tg } \alpha \dots \text{kg.} \quad (57)$$

Bei dem parabolischen Anlauf der Gleichstrom-Hauptstrommotoren kann $\text{tg } \alpha = \frac{2 v_3}{t_a}$ gesetzt werden, worin v_3 die Kranfahrgeschwindigkeit in m/sek und $t_a = 3$ bis 4 sek die Anlaufzeit bedeuten. Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/sek}^2$.

Motorleistung im Beharrungszustand

$$N_3 = \frac{W_r \cdot v_3}{60 \cdot 75 \cdot \eta} \text{ PS.} \quad (58)$$

Berechnung von W_r nach Gleich. (56) unter Berücksichtigung eines entsprechenden Zuschlages für Spurkranz und Nabenstirnreibung. Kranfahrgeschwindigkeit v_3 in m/min (Zahlentafel 19). Der Wirkungsgrad η des Kranfahrwerks ist

¹⁾ Ohne Hilfshubwerk.

²⁾ Mit Hilfshubwerk.

je nach Anzahl und Art des Vorgelege anzunehmen. Für reine Stirnräderübersetzung $\eta = 0,70$ bis $0,80$, für gemischte Übersetzung (Schnecken- und Stirnrädergetriebe) $0,60$ bis $0,70$.

Der Motor muß während der Anlaufzeit eine dem Massenfahrwiderstand (Gleich. 57) entsprechende größere Leistung abgeben. Bei normalen Kranbetrieben und dem genügend großen Anzugsmoment der verwendeten Gleichstrom-, Hauptstrom- und Drehstrommotoren (vgl. S. 451) ist im allgemeinen eine Nachprüfung des Anzugsmomentes des Kranfahrmotors nicht erforderlich, wird jedoch bei schnelllaufenden Kranen größerer Tragkraft (z. B. Hüttenwerkskranen) und mit kurzen Anlaufzeiten nötig.

Erforderliche Übersetzung. Berechnung wie beim Windenfahrwerk S. 462.

Die berechnete Übersetzung verteilt sich auf ein oder zwei Stirnrädervorgelege zwischen Motor und Fahrwerkswelle und das Stirnrädervorgelege der angetriebenen

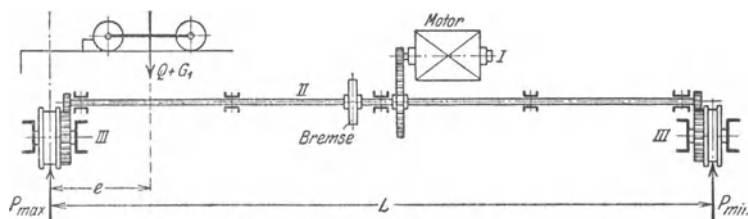


Fig. 188.

Laufräder, dessen Übersetzungsgröße bei den normalen Zahnkränzen (s. S. 438) durch die kleinstzulässige Zähnezahl des Ritzels bestimmt ist.

Hierdurch ist auch die Drehzahl der Fahrwerkswelle festgelegt, deren ungünstigste Beanspruchung dann auftritt, wenn die vollbelastete Winde auf Anfahrmaß steht (Fig. 188).

Bedeutet i_2 die Übersetzung und η_2 der Wirkungsgrad des Laufrädervorgeleges, so ist das größte Drehmoment der Fahrwerkswelle

$$M_{dII} = W_r \cdot R \cdot \frac{2 P_{\max}}{(Q + G) \cdot i_2 \cdot \eta_2} \dots \text{kgcm}, \quad (59)$$

wobei für P_{\max} und W_r die nach Gleich. (55) (bzw. 56) ermittelten Werte einzusetzen sind. Die Welle ist auf zusammengesetzte Festigkeit und auf Formänderung (vgl. Bd I. Drehfestigkeit) mit einem zulässigen Verdrehungswinkel von $\frac{1}{4}^\circ$ für 1 m und einem Gleitmodul von $G = 830\,000 \text{ kg/cm}^2$ zu berechnen.

Bülz¹⁾ hat durch Versuche festgestellt, daß das Drehmoment in der Fahrwerkswelle nicht gleichmäßig, sondern unter außerordentlichen Verdrehungsschwingungen verläuft, die unter Umständen auch zu Resonanzerscheinungen führen. Die Schwingungen wurden an einem 10-t-Laufkran und mittels eines Foettingerschen Torsionsindikators aufgenommen.

Abbremsen der lebendigen Kraft des fahrenden Kranes bei Gleichstrom und bei Anwendung der Fahrbremsschaltung (s. S. 454) durch den Kranfahrmotor. Ist genaues Anhalten erforderlich, so wird auf der Fahrwerkswelle eine gewichtbelastete Bremse vorgesehen, die vom Führerstand aus durch Fußhebel und Seilzug, meist jedoch durch einen Bremsmagneten gelüftet wird. Bei Drehstrom ist stets eine mechanische Bremse vorzusehen.

Berechnung der Kranfahrwerksbremse s. Bülz, Hebezeuge, Leipzig 1921 S. 138.

Die **Kranbrücke** (Fig. 185 und 186) besteht im wesentlichen aus den beiden Hauptträgern, den Seitenträgern, dem Belag und den Koppträgern. Die Katzenfahrbahn ist bei den meisten Laufkranen auf dem Obergurt der Hauptträger angeordnet.

Nur in besonderen Fällen, wenn die örtlichen Verhältnisse es erfordern, wird die Katzenfahrbahn in das Innere der Kranbrücke verlegt und am Untergurt der Hauptträger vorgesehen.

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 1113.

Krane mittlerer und höherer Tragkraft (Fig. 186) erhalten an jeder Kranseite eine Laufbühne, die zugleich als Versteifung für Kräfte in der Fahrtrichtung des Kranes dient. Der Fahrwerkantrieb wird meist auf einer der beiden Laufbühnen, wo er leicht zugänglich ist, angeordnet. Haupt- und Seitenträger werden durch Quer- oder Diagonalverbände miteinander verbunden. Der obere Querverband trägt den Belag der Laufbühne. Als Belag wurde früher Bohlenbelag oder Riffelblech benutzt. Gegenwärtig wird meist gelochtes Blech von 4 bis 5 mm Stärke verwendet, das bei geringem Eigengewicht den Vorteil bietet, daß es die Helligkeit des Raumes nur wenig beeinträchtigt.

Für die Berechnung der Kranbrücke ist das Gesamtgewicht des Kranes schätzungsweise anzunehmen und auf Winde, Kranfahrwerk, Haupt-, Seiten- und Kopfräger, Belag, Querverbände usw. zu verteilen.

Gewichte der Kranbrücken für Laufkrane mittlerer Spannweite s. Fig. 189.

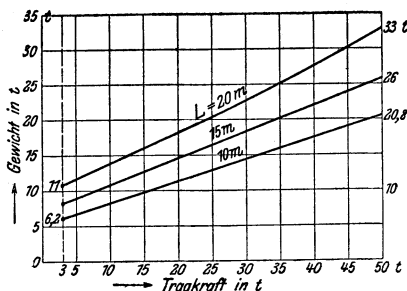


Fig. 189.

a) Hauptträger. Beanspruchung in senkrechtem Sinne durch Eigengewicht, Windengewicht und Nutzlast; in wagerechtem Sinne durch den Massendruck.

Je nach Tragkraft und Spannweite Ausbildung des Hauptträgers als Vollwandträger (für Spannweiten bis etwa 16 m) oder als Fachwerkträger (für Spannweiten über 16 m).

1. Vollwandträger. Bei Kranen geringerer Tragkraft und kleinerer Spannweite genügt als Hauptträger ein einfacher I-Träger mit aufgeschraubter

Zahlentafel 20. Laufkranschienen (Sonderprofil) (Fig. 192).

Abmessungen und Gewicht/lfdm.

Profil Nr.	Abmessungen mm											Gewicht $\frac{G}{lfdm}$
	<i>h</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>d</i>	<i>s</i>	<i>r</i>	<i>b₁</i>	<i>b₀</i>	<i>e</i>	<i>f</i>	<i>g</i>	
1	55	45	20	23,5	24	3	125	54	8	11	14,5	22,5
2	65	55	25	28,5	31	4	150	66	9	12,5	17,5	32,2
3	75	65	30	34	38	5	175	78	10	14	20	43,8
4	85	75	35	39,5	45	6	200	90	11	15,5	22	57

Querschnittsfunktionen und größte Raddrücke.

Profil Nr.	Querschnitt <i>F</i> cm ²	Schwerpunkt-Abstand η mm	Trägheitsmomente		Widerstandsmomente		Größter Raddruck in kg ¹) bei $k =$			Lauf- rad- Durch- messer <i>D</i> mm
			<i>J_x</i>	<i>J_y</i>	<i>W_x</i>	<i>W_y</i>	50	60	70	
			cm ⁴	cm ⁴	cm ³	cm ³				
1	28,7	22,7	94,05	182,4	29,12	29,18	6240	7800	9360	400
2	41,01	26,8	180,4	352,6	47,2	47	11280	14100	16920	600
3	55,8	30,6	328,6	646,12	74	73,8	17600	22000	26400	800
4	72,6	35,2	523,4	988,7	105,1	98,87	25200	31500	37800	1000

¹⁾ $P_{max} = D \cdot (b - 2r) \cdot k \dots kg.$

Flacheisenschiene (Fig. 190). In diesem Falle ist die Schiene für die Tragfähigkeit des Trägers nicht in Rechnung zu ziehen. Statt der Flacheisenschiene bedient man sich auch des Sonderprofils Fig. 192, das auf den I-Trägern aufgenietet (Fig. 191) als Festigkeitselement zu betrachten ist.

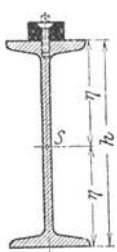


Fig. 190.

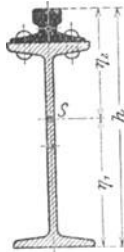


Fig. 191.

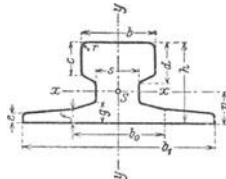


Fig. 192.

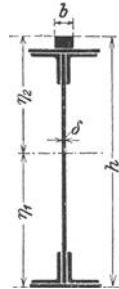


Fig. 193.

Für Krane höherer Tragkraft werden die Hauptträger als Stehblechträger (Fig. 193) ausgebildet. Der Träger wird entweder als Parallelträger oder dem Verlauf der Momente entsprechend mit gebogenem Untergurt ausgeführt. Meist zieht man jedoch in Rücksicht auf billigere Herstellung die Trägerform Fig. 199 vor.

Berechnung der Vollwandträger auf Biegung. In senkrechtem Sinne Beanspruchung des Trägers durch sein Eigengewicht + $\frac{1}{2}$. (Fahrwerk, Belag und Querverband) als ständige Last und die vollbelastete Katze als Verkehrslast.

Bedeutet L die Spannweite des Kranes (Fig. 194), G_1 das Eigengewicht des Hauptträgers (gleichmäßig verteilt betrachtet), g_1 das Eigengewicht für den lfd. m, so ergibt sich in Mitte Kran ein größtes Biegemoment von

$$M_1 = \frac{g_1 L^2}{8} = \frac{G_1 \cdot L}{8}. \quad (60)$$

Verlauf des Momentes parabolisch (Fig. 195). Der auf Mitte Kranbrücke aufgestellte Kranfahrmotor belastet den Hauptträger zur Hälfte. Als Einzellast betrachtet ruft er ein größtes Biegemoment

$$M_2 = \frac{G_2 \cdot L}{4} \text{ hervor. (Fig. 196.)}$$

Verkehrslast. Bedeutet G_1 das Gewicht der Winde (s. S. 465), so beträgt der größte Raddruck bei annähernd gleicher Verteilung der Belastung auf alle 4 Räder:

$$P_{\max} = \text{rd.} \frac{Q + G_1}{4}. \quad (61)$$

Verlauf der Momente der wandernden Lasten $P - P$ siehe Fig. 197. Das größte Biegemoment tritt, wenn b der Radstand

der Winde, im Abstände $\frac{b}{4}$ von der Mitte auf und hat den Wert

$$M'_{\max} = \frac{P}{2L} \cdot \left(L - \frac{b}{2}\right)^2. \quad (62)$$

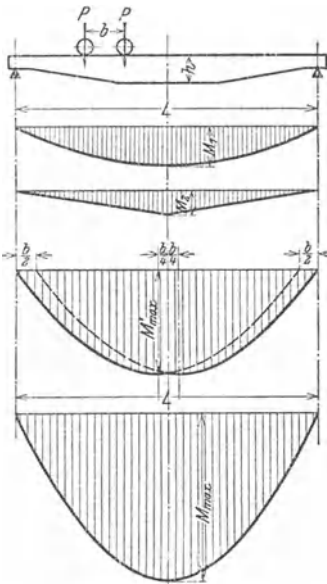


Fig. 194 bis 198.

Die Momentenkurven sind Parabeln von der Länge $L - \frac{b}{2}$ (Fig. 197).

Die Momente aus Eigenlast und Verkehrslast werden addiert und ergeben ein größtes Gesamtmoment M_{\max} (Fig. 198).

Unter Annahme einer zulässigen Biegungsbeanspruchung von $k_b = 700$ bis 900 kg/cm^2 können mit Bezug auf Fig. 193 die erforderlichen Widerstandsmomente $W_1 = \frac{J}{\eta_1}$; $W_2 = \frac{J}{\eta_2}$ ermittelt und damit die Trägerquerschnitte bemessen werden.

Für symmetrische Träger wird $\eta_1 = \eta_2 = \eta$ und $W = \frac{J}{\eta}$. Die Trägerhöhe kann schätzungsweise zu $h = \frac{1}{15}$ bis $\frac{1}{12} L$, die Dicke des Stehbleches zu $\delta = 8$ bis 13 mm angenommen werden.

Bei Vollwandträgern ist eine Prüfung auf Durchbiegung vielfach unerlässlich. Ermittlung der Durchbiegung entweder rechnerisch oder zeichnerisch.

Angenähert ergibt sich die größte Durchbiegung des Trägers, wenn man die wandernden Lasten $P - P$ symmetrisch zur Kranmitte annimmt, zu:

$$f = \frac{P}{48 \cdot E \cdot I} \cdot (L - b) \cdot [L^2 + (L + b)^2] \dots \text{cm.} \quad (63)$$

Hierin bedeuten E die Elastizitätsziffer in kg/cm^2 und I das Trägheitsmoment des Trägerquerschnittes in cm^4 .

Zulässige Durchbiegung etwa $\frac{1}{1000}$ bis $\frac{1}{800}$ der Spannweite.

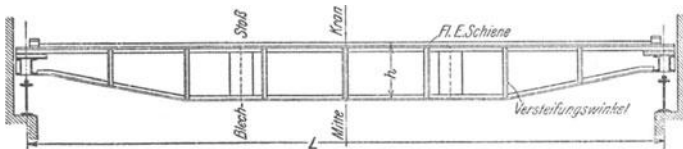


Fig. 199.

Um ein seitliches Ausbiegen des Stehbleches zu vermeiden, ist der Träger in bestimmten Abständen durch senkrechte Winkleisen zu versteifen (Fig. 199). Auch sind die Stöße des Stehbleches rechnerisch zu prüfen, ob sie der an der betreffenden Stelle auftretenden Beanspruchung genügen und die erforderliche Anzahl Nieten vorhanden ist.

Zulässige Beanspruchung der Nieten $k_s = 600$ bis 800 kg/cm^2 , Lochleibungsdruck $k = 1200$ bis 1600 kg/cm^2 .

In wagerechtem Sinne wird der Hauptträger durch den Massendruck beansprucht. Dieser erreicht seinen höchsten Wert, wenn die angetriebenen Kranlaufräder plötzlich abgebrremt werden. Der Kran gleitet dann noch ein Stück, und die Verzögerung der gleitenden Kranbrücke muß gleich derjenigen der belasteten Winde sein¹⁾.

Bedeutet G_1 das Gewicht der fahrbaren Winde und G das der Kranbrücke, dann ist

$$\frac{Q + G_1 + G}{g} \cdot \text{tg } \alpha = \frac{Q + G_1 + G}{2} \cdot \mu; \quad \text{Verzögerung } \text{tg } \alpha = \mu \cdot \frac{g}{2}.$$

Die an der ungünstigsten Stelle stehende, vollbelastete Winde ergibt alsdann einen Massendruck

$$P_m = \frac{Q + G_1}{g} \cdot \text{tg } \alpha = (Q + G_1) \cdot \frac{\mu}{2}. \quad (64)$$

Mit $\mu = \text{rd. } 0,2$ wird

$$P_m = \frac{1}{10} \cdot (Q + G_1) \text{ kg.} \quad (65)$$

Der Massendruck verteilt sich annähernd gleichmäßig auf die vier Laufräder der Winde, die sich mit ihren Spurrädern gegen die Hauptträger legt. Das größte horizontale Biegemoment tritt im Abstände $\frac{b}{4}$ von der Mitte auf und hat den Wert $M_{\max} = \frac{P}{2L} \cdot \left(L - \frac{b}{2}\right)^2$. $b = \text{Radstand der Winde, } P = \frac{1}{10} \cdot \frac{Q + G_1}{4}$.

Dieses Moment wird von dem Hauptträger, dem Belag und dem Seitenträger aufgenommen. Der sich damit ergebende Spannungswert ist bei Prüfung der zulässigen Biegungsbeanspruchung zu berücksichtigen.

¹⁾ Andréé, Die Statik des Kranbaues. 3. Aufl. München 1922. R. Oldenbourg.

2. Fachwerkträger. Ausbildung des Trägers als Parallelträger oder im Anschluß an die theoretische Form mit gebogenem Untergurt. Mit Rücksicht auf billigere Herstellung wird meist dem System Fig. 200 der Vorzug gegeben. Gezogene Diagonalen machen den Träger schwer, geben zu wenig Steifigkeit,

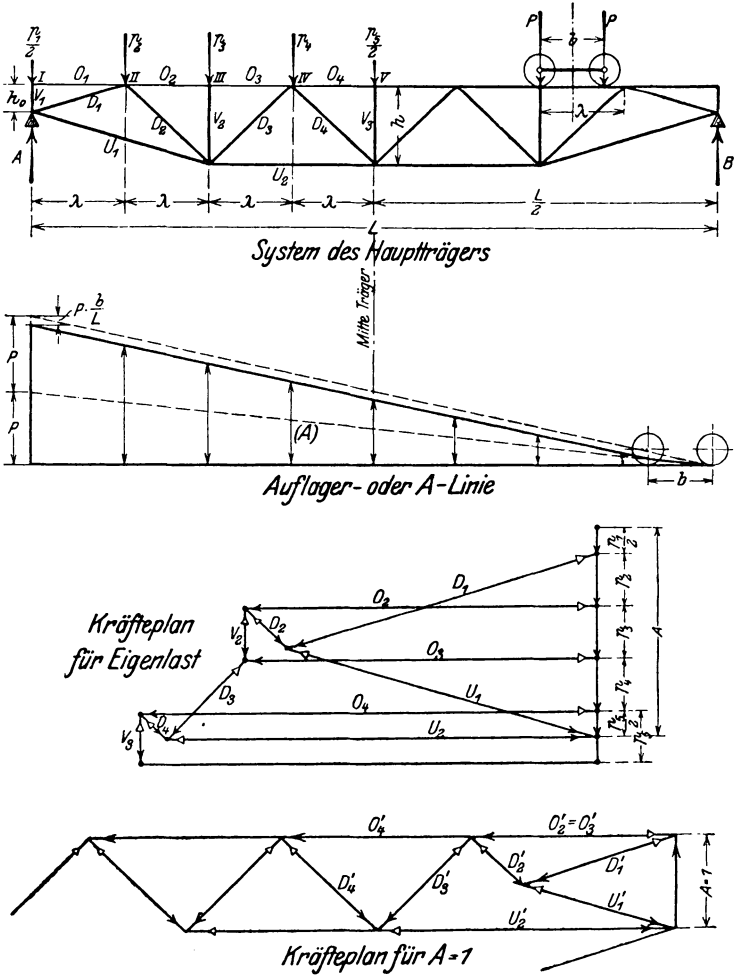


Fig. 200 bis 203.

auch erscheint der Träger zu voll. Daher stets Systeme mit abwechselnd steigenden und fallenden Diagonalen.

Handelt es sich um Krane mit großer Spannweite, so sind hierdurch große Feldweiten bedingt. Diese ergeben infolge der Biegebbeanspruchung durch die Raddrücke der fahrbaren Winde einen starken und schweren Obergurt. Daher Anwendung des unterteilten Systems Fig. 204.

Die Höhe des Fachwerkträgers kann zu $h = \frac{1}{12}$ bis $\frac{1}{10}$ der Spannweite angenommen werden. Bei Bemessung der Feldweite ist aus baulichen Gründen

eine gerade Felderzahl anzunehmen. Auch gibt man den Endfeldern mitunter eine größere Feldweite als den übrigen.

Berechnung. Ermittlung der Spannkkräfte im Hauptträger in der Regel zeichnerisch mit Hilfe von Kräfteplänen oder Einflußlinien.

Belastung in senkrecht em Sinne. (Fig. 200 bis 203.) Das Eigengewicht des Trägers $+ \frac{1}{2}$ (Fahrwerk, Belag und Querverband) ist auf die einzelnen Knotenpunkte zu verteilen. Mit den Knotenpunktlasten $\frac{p_1}{2}, p_2, p_3 \dots$ können alsdann die im System unter dem Einfluß des Eigengewichts auftretenden Spannkkräfte mit Hilfe eine Cremonaplanes (Fig. 202) gefunden werden. In diesem Plan ist der Stab O_1 spannungslos.

Zur Ermittlung der Spannkkräfte aus der Verkehrslast kann man sich des Kräfteplanes für den Zustand $A = 1$ (Fig. 203) und der Einflußlinie für die Querkraft (Auflager- oder A -Linie) Fig. 201 bedienen.

Man denke sich den Träger (Fig. 200) bei B eingespannt und in A durch die Kraft von 1 t nach aufwärts belastet. Unter der Belastung $A = 1$ wird z. B. im Stabe D_2 eine Spannung D'_2 hervorgerufen. Bringt man nun in A statt 1 t die in der betreffenden Stellung der Katze hervorgerufene Auflagerkraft (A) an, so ist die ihr entsprechende Spannung $D_2 = D'_2 \cdot (A)$.

Die Stellung der Katze, für die jeder Stab seine größte Spannung erleidet, ist bekannt. So z. B. wird der Stab U_2 am stärksten beansprucht, wenn die Katze mit ihrem linken Rad über dem Knoten IV steht. Die Diagonale D_3 erhält alsdann ihre größte Druckbeanspruchung. Die größte Zugbeanspruchung der Diagonalen D_4 z. B. tritt auf, wenn die Katze mit ihrem linken Rad über dem Knoten V steht.

Im Kräfteplan $A = 1$ ist O_1 spannungslos, auch fallen die Senkrechten V_1, V_2 und V_3 fort. Die größte Belastung einer Senkrechten wird erhalten, wenn die Katze mit einem Rad über derselben steht, Fig. 200.

$$V_2 = V_3 = P + P \cdot \frac{\lambda - b}{\lambda} . \quad (66)$$

Die größten Gurtspannungen können auch mit Hilfe der Momentenlinie, die größten Diagonalspannungen mit Hilfe der Querkräfte ermittelt werden.

Die gefundenen Stabspannungen aus Eigenlast und Verkehrslast sind zu summieren und die erforderlichen Querschnitte können alsdann unter Berücksichtigung der Nietschwächung bestimmt werden.

Gedrückte Stäbe sind auf Knickung zu rechnen und zwar für Flußeisen und 5fache Sicherheit nach der Formel $J = 2,33 P_1 \cdot l^2$, worin P_1 in t und die Knicklänge l (= Systemlänge) in m einzusetzen sind.

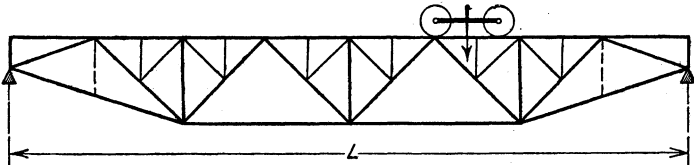


Fig. 204.

Ermittlung der Spannungen in einem Träger mit unterteiltem System (Fig. 204) am einfachsten mit Hilfe von Einflußlinien¹⁾.

Der Obergurt wird ferner durch die Raddrücke der fahrenden Katze auf Biegung beansprucht. Er ist ein Träger auf mehreren Stützen (kontinuierlicher Träger) und durch die Raddrücke als wandernde Einzellasten belastet. Das Biegemoment kann hinreichend genau zu $M_b = \frac{P \cdot \lambda}{6}$ berechnet werden. Die sich hieraus ergebende Biegebungsbeanspruchung, die Beanspruchung aus Eigenlast und Verkehrslast, sowie diejenige aus der Belastung des Trägers in horizontalem Sinne sind zu addieren.

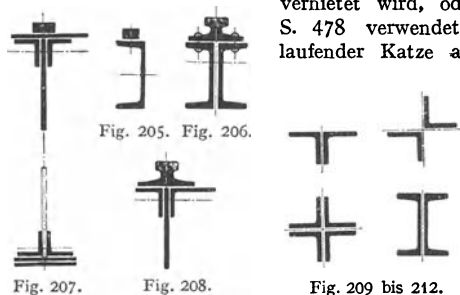
Als Höchstwert für die Gesamtspannung des Obergurtes, sowie der übrigen Stäbe, kann zugelassen werden.

$$k \text{ bzw. } k_z = 750 \text{ bis } 1000 \text{ kg/cm}^2.$$

Als Querschnitt des Obergurtes genügen bei Kranen kleinerer Tragkraft und

¹⁾ Siehe André e, Die Statik des Kranbaues.

Spannweite die in Fig. 205 und 206 gegebenen Profile. Für größere Krane hat sich der in Fig. 207 und 208 dargestellte T-Querschnitt bewährt. Als Schiene kann entweder eine Flacheisenschiene, die mit der oberen Gurtplatte vernietet wird, oder das Sonderprofil Fig. 192, S. 478 verwendet werden. Der bei „oben“ laufender Katze auf reinen Zug beanspruchte Untergurt kann je nach Belastung aus einem oder zwei Winkeleisen gebildet und mit einer oder mehreren Gurtplatten ausgerüstet werden (Fig. 207). Die Füllungsstäbe müssen knick-sicher sein. Profile meist Winkel -oder [-Eisen (Fig. 209 bis 212). T-Eisen sind wenig gebräuchlich.



Nietbeanspruchung: $k_s = 600$ bis 800 kg/cm^2 .
 Lochleibungsdruck: $k = 1200$ bis 1800 kg/cm^2 .

Bei den Kranen mit „innen“ laufender Katze (Untergurt-Laufkran) ist die Fahrbahn der Katze am Untergurt der Hauptträger angebracht (Fig. 213). Nachteile dieser Bauart sind die geringe Zugänglichkeit der Winde, sowie der konstruktiv umständlichere Bau des Gerüsts¹⁾.

b) Seitenträger. Er ist durch sein Eigengewicht, den halben Belag, Quer- verband, Fahrwerkanttrieb, den Kranfahrmotor und teilweise durch den Führer- korb beansprucht. Sein System kann gleich dem des Hauptträgers genommen werden. In den beiden mittleren Feldern ist am Ober- gurt in Rücksicht auf



erschütterungen durch den Motor ein genügend hohes Flacheisen als Versteifung anzuordnen (Fig. 186).

c) Kopfträger. Sie sind unter Vernachlässigung ihres Eigengewichtes auf Biegung zu berechnen. Die Belastung an der Verbindungsstelle mit dem Hauptträger (Fig. 214) ergibt sich aus der ständigen Last zu $\frac{1}{2}$ Hauptträgergewicht + $\frac{1}{4}$ (Belag, Querverband und Fahrwerk). Die größte Beanspruchung aus der Verkehrslast wird erhalten, wenn sich die Katze in ihrer äußersten Stellung, im Anfahrmaß e befindet (Fig. 215).

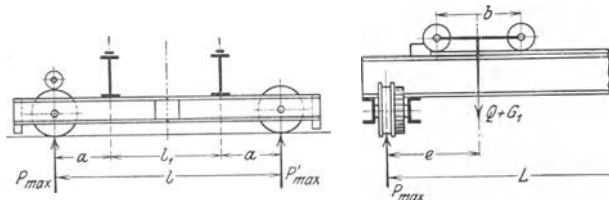


Fig. 214 u. 215.

Mit dem so erhaltenen größten Raddruck P_{\max} bestimmt sich das biegende Moment zu $M_b = P_{\max} \cdot a = P_{\max} \cdot \frac{l-l_1}{2}$. (67)

¹⁾ Laufkran mit innen fahrender Katze von 75 bzw. 15 t Tragfähigkeit und 28 m Spannweite, s. Z. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 1200.

Dieses Moment verteilt sich auf die beiden Trägerhälften (Fig. 216) im Verhältnis $\frac{w_2}{w}$ bzw. $\frac{w_1}{w}$. Berechnung des Trägers mit dem größten Betrag $M_b \cdot \frac{w_2}{w}$. Zweckmäßiges Profil des Kopfträgers \square -Eisen oder formähnlicher Blechquerschnitt. Zulässige Biegebbeanspruchung $k_b = 600$ bis 800 kg/cm^2 . Die Kopfträger werden aus Beförderungsrücksichten meist in der Mitte geteilt und an Ort und Stelle mittels Laschen verschraubt. Der Stoß muß das volle Moment aufnehmen können.

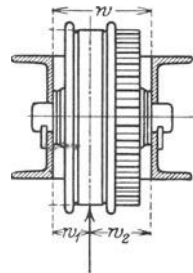


Fig. 216.

Ausführung der Kopfträger für Laufkrane großer Tragkraft mit vier Laufrädern und gelenkiger Verbindung der beiden Trägerhälften nach Art von Fig. 217¹⁾.

Zur Sicherheit gegen Eintreten von Achsbrüchen sind Radbruchstützen vorzusehen. Ferner sind an den Enden der Kopfträger Prellklötze anzuordnen.

d) Führerkorb (Fig. 218). Er wird entweder in der Mitte oder seitlich an der Kranbrücke und bei Spannweiten über etwa 20 m an der fahrbaren Winde angebaut.

Der Führerkorb hat eine Grundfläche von etwa 1,75 bis 2 m². Er enthält die Steuerapparate, das Schaltbrett oder den Schaltkasten, sowie eine Leiter zum Besteigen der Kranbühne.

Sind die Drähte der Längs- oder Querschleifleitung an der Führerkorbseite angeordnet, so ist eine Vergitterung anzubringen.

Krane kleinerer Tragkraft mit nicht zu hohen Fahrgeschwindigkeiten werden auch ohne Führerkorb gebaut. Die Controller sind dann an der Winde oder Kranbrücke angebracht und werden von unten mittels Zugseilen bedient.

An jeder Bühne der Laufkrane ist ein Geländer anzubringen. Mitunter wird ein Geländer auch auf der Kran-Innenseite vorgesehen.

Erprobung der Laufkrane. Ein normaler Laufkran soll folgenden Bedingungen genügen: Bei ungünstigster Stellung der Winde (um $\frac{b}{4}$ von der Kranmitte, s. S. 478) und einer Belastung gleich der 1,5fachen Tragkraft dürfen die Hauptträger für eine Belastungszeit von $\frac{1}{2}$ bis 1 Stunde keine dauernde Durchbiegung und keine Lockerung der Nieten aufweisen.

Der Kran darf ferner bei ungünstigster Katzenstellung für das Fahren (Katze steht an der Kranfahrbahn) nicht ecken.

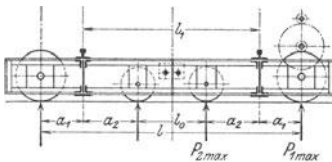


Fig. 217.

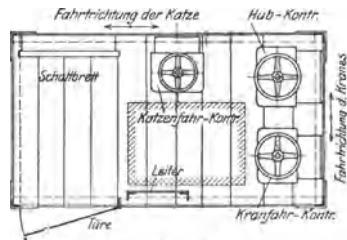


Fig. 218.

Die Spurkränze der Laufräder sollen nach Abnutzung der Kranlaufschienen um mindestens 5 mm noch frei gehen. Prüfung der Arbeitsgeschwindigkeiten durch eine Stoppuhr. Bei einer Belastung gleich der 1,25fachen Tragkraft müssen die Hub- und Fahrbewegungen noch gut ausführbar sein, und zwar ohne unzulässige Erwärmung der Motoren und Widerstände.

Ferner Prüfung der Bremsen und Endausschalter, sowie des vertragsmäßigen Stromverbrauchs bei gleichbleibender Spannung an der Stromzuführung und bereits eingelaufenen Getrieben.

β) Laufkrane mit erweitertem Arbeitsbereich.

1. Laufkrane mit verschiebbarem Ausleger (Fig. 219). Vergrößerung des Arbeitsbereiches wird dadurch erreicht, daß auf der Kranbrücke statt einer gewöhnlichen Laufwinde ein Wagen angeordnet wird, an dem parallel den Haupt-

¹⁾ Demag, Duisburg.

trägern der Kranbrücke ein Ausleger fest angebaut ist. Auf dem Untergurt und im Innern dieses Auslegers fährt dann eine normale Kranlaufwinde oder eine

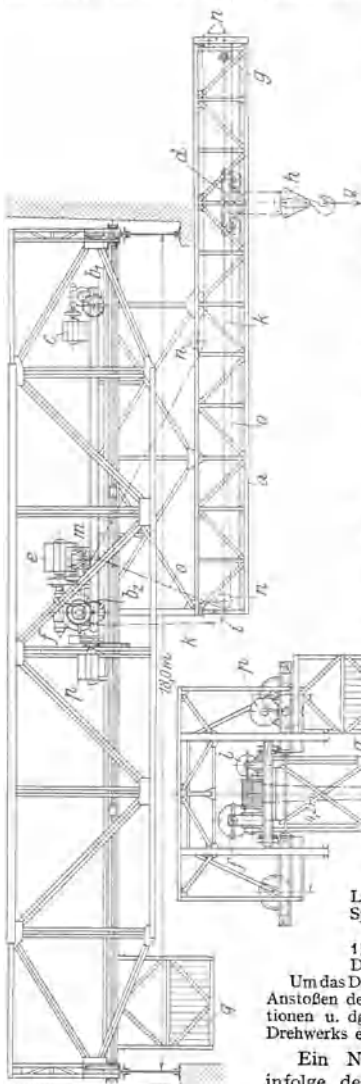


Fig. 219. Laufkran mit verschiebbarem Ausleger. a verschiebbarer Ausleger; b_1 - b_2 Laufrollenpaar; c Ausleger-Fahrmotor; d Laufkatze; e Hubmotor; f Trommel; g Ausleger-Fahrmotor; h Kranflasche; i Umlenkrollen; k Seilzug zum Hubwerk; j Katzenfahrmotor; m Trommel; n Umlenkrollen; o Seilzug zum Katzentfahrwerk; p Kranfahrmotor; q Führerkorb.

Katze, deren Hub- und Fahrbewegung durch Seilzüge von dem auf dem Wagen angeordneten Triebwerk aus abgenommen wird.

Ausführungsbeispiel:

Fig. 219. Laufkran mit verschiebbarem Ausleger von 10 t Tragkraft und 18 m Spannweite).

Arbeitsgeschwindigkeiten: Heben 13 m/min. Fahren der Laufkatze 35 m/min. Fahren des Auslegerwagens 35 m/min. Kranfahren 60 m/min.

Bei Laufkränen größerer Tragkraft sieht man zum Fördern schwerer Lasten innerhalb des Kranschiffes wie bei den normalen Laufkränen eine gewöhnliche Kranlaufwinde großer Tragkraft vor. Der als Hilfshebezeug zur Beförderung leichterer Lasten zwischen Haupt- und Mittelschiff dienende verschiebbare Ausleger ist dann auf dem Untergurt je eines Haupt- und Seitenträgers fahrbar. Auf seinem Untergurt läuft eine normale Winde kleinerer Tragkraft²⁾.

2. Laufkrane mit drehbarem Ausleger (Fig. 220) werden zum Bedienen von benachbarten Schiffen den Kränen mit verschiebbarem Ausleger meist vorgezogen.

Ausführungsbeispiel: Fig. 220, S. 485. Laufdrehkran von 30 bzw. 45 t Tragkraft 13,2 m Spannweite und 4,0 m Ausladung.

Arbeitsgeschwindigkeiten: Heben bei 30 bzw. 45 t 5 bzw. 9 m/min, Auslegerfahren 15 m/min, Drehen um 360° 45 Sek., Kranfahren 50 m/min.

Um das Drehwerk gegen übermäßige Beanspruchung — durch Anstoßen des Auslegers an den Säulen der Hallenkonstruktionen u. dgl. — zu schützen, ist im Schneckengetriebe des Drehwerks eine Rutschkupplung angeordnet.

Ein Nachteil der Auslegerlaufkrane ist, daß infolge des hinzutretenden Auslegermomentes die Raddrücke der Kranbrücke wesentlich höher ausfallen als bei normalen Laufkränen gleicher Tragkraft und Spannweite.

Die größte Belastung der Laufräder bei den Laufdrehkränen ergibt sich angenähert, wenn der voll belastete Ausleger in seiner äußersten Stellung unter

¹⁾ M.A.N. Werk Nürnberg.

²⁾ Reichswerft Wilhelmshaven. Ausführung von Carl Flohr, G. m. b. H., Berlin,

einem Laufrad der Kranbrücke steht. Genauere Ermittlung des größten Raddruckes s. S. 519.

3. Laufkrane mit Übergangsbrücken ermöglichen ununterbrochene Förderung aus einem Werkstättenschiff in das andere ohne Zuhilfe nahme ebenerdiger Fördermittel.

Über Laufkrane mit Übergangsbrücken s. Dubbel, Taschenbuch f. d. Fabrikbetrieb, Abschn. Werkstattförderwesen.

γ) Sonder-Laufkrane.

1. Greiferlaufkrane.

Laufkrane, die zum Fördern von Schüttgütern mit Zweiseilgreifern (s. S. 446) ausgerüstet sind, erhalten ein besonderes Windwerk mit zwei Trommeln, Hub- und Entleerungstrommel. Verwendung zur Beschickung von Gasgeneratoren.

Über Greiferwindwerke s. S. 381.

2. Lokomotivlaufkrane. Das Heben und Fördern der Lokomotiven in den Werkstätten kann auf zwei Arten durchgeführt werden. Bei dem meist gebräuchlichen System wird die Lokomotive aus dem Mittelschiff mittels Schiebebühnen nach den Querständen der Seitenschiffe gefahren. Über den Querständen sind elektrisch betriebene Laufkrane mit zwei Laufwinden angeordnet, die die Lokomotive am vorderen und hinteren Ende mittels zweier Tragbalken anheben, weiterfördern und auf den betreffenden Querstand absetzen.

Für das andere, sog. amerikanische System kommt die Schiebebühne in Fortfall. Die Lokomotive wird auf dem mittleren, in der Längsrichtung der Halle verlegten Gleis (dem Zufahrtsgleis) angefahren und mittels zweier Laufkrane nach den parallel verlegten Standgleisen gefördert und dort abgesetzt.

Über Lokomotivlaufkrane s. Org. f. d. Fortschr. im Eisenbahnwesen 1909, S. 220: Tetzlaff, Beförderung der Lokomotiven in den Werkstätten durch Krane. — Z. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 81: Wülfrath, Lokomotivhebekrane.

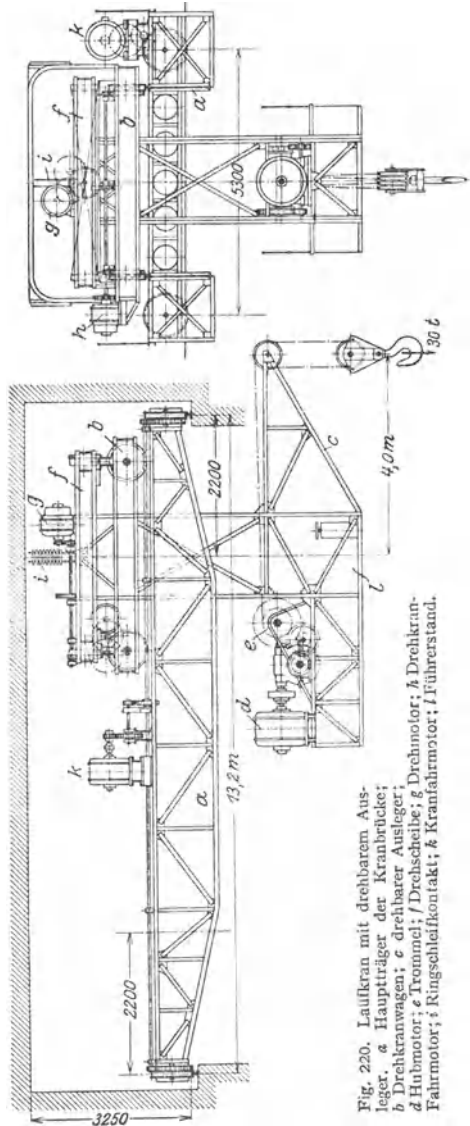


Fig. 20. Laufkran mit drehbarem Ausleger. a Hauptträger der Kranbrücke; b Drehkranwagen; c drehbarer Ausleger; d Hubmotor; e Trommel; f Drehscheibe; g Drehmotor; h Drehkranfahrmotor; i Ringschleifkontakt; k Kranfahrmotor; l Führerstand.

3. Laufkrane für Hochofen-, Stahl- und Walzwerke siehe S. 530, Hüttenwerkkrane.

δ) Kranfahrbahn.

Lagerung der Kranfahrbahn entweder auf Vorsprüngen des Mauerwerks oder auf eisernen Stützen, die an die Gebäudekonstruktion angeschlossen sind (Fig. 221). Je nach Stützweite Ausbildung der Fahrbahn als Vollwand- oder Fachwerkträger.

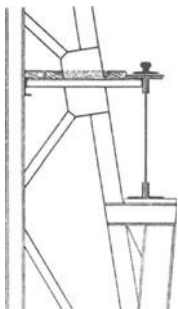


Fig. 221.

Ist die Kranfahrbahn im Freien, so ist auf Winddruck Rücksicht zu nehmen. Zur Aufnahme der bei plötzlichem Bremsen des Kranes in Richtung der Fahrbahn auftretenden Kräfte sind die Stützen entsprechend auszubilden, oder man ordnet nach Bedarf zwischen zwei Stützen ein Spannkreuz an. Bei langen Fahrbahnen Berücksichtigung der Längenänderung unter dem Einfluß des Temperaturwechsels.

Berechnung der Kranfahrbahn s. André, Statik d. Kranb. u. Förster, Taschenb. f. Bauingenieure, 3. Aufl., Größte Raddrücke und Radstände normaler Laufkrane s. Zahlentafel 19, S. 472, Elektrische Laufkrane.

Veröffentlichungen über Laufkrane: Z. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 799: Montage eines Laufkranes durch sein eigenes Hubwerk. — Desgl. 1910: Aumund, Die Hebezeuge und Förderanlagen auf der Weltausstellung in Brüssel 1910. — Desgl. 1919, S. 1094: Pirnsch, Beitrag z. Berechnung von Kranträger-Obergurtstäben. — Dingl. Polyt. Journ. 1906, S. 544: Baumann, Neues Verfahren zur graphischen Bestimmung der Stabkräfte in Fachwerklaufkranbrücken. — Desgl. S. 593: v. Mises, Ermittlung des maximalen Biegemomentes an den statisch bestimmten Laufkranträgern. — Desgl. 1910, S. 129: Pape, Über Fahrwiderstände an Laufkranen. — Desgl. 1911, S. 225: Schäfer, Die Beanspruchung der Laufkrantransmission. — El. Kr. u. B. 1910, S. 352: Franzisket, Elektr. Gießerei-Laufkrane. — Förd.-Techn. 1913, S. 2: Schurmann, Eine weitere Stufe in der Entwicklung des elektr. Antriebes für Laufkrane. — Desgl. 1920, S. 19: Schröder, Zwei Ursachen f. d. Lockerwerden von Nietanschlüssen bei Lauf- und Drehkranen. — Desgl. 1923, S. 5: Freudenthal, Wechselvorgelege bei Laufkranen.

2. Wandlaufkrane

sind Auslegerkrane, deren Fahrbahn erhöht an der Längsseite der Gebäude angeordnet ist. Sie beanspruchen daher keine Grundfläche und entlasten die über ihnen fahrenden Laufkrane.

Antrieb meist elektrisch, nur in besonderen Fällen sieht man bei kurzer Förderstrecke für die eine oder andere Kranbewegung Handbedienung durch Kette und Haspelrad vor.

α) Wandlaufkrane mit festem Ausleger (Konsolkrane). Veränderung der Ausladung durch eine auf dem wagerechten Ober- oder Untergurt fahrende Laufkatze. Die Wandlaufkrane üben eine erhebliche exzentrische Belastung auf die Gebäudekonstruktion aus und sind daher in ihrer Tragkraft und Ausladung beschränkt.

Laufwinde. Meist Anwendung normaler elektrischer Kranlaufwinden (s. S. 465). Seltener Anordnung eines am Ausleger fest angebauten Windwerks und Übertragung der Hub- und Fahrbewegung durch Seilzüge auf die Laufkatze.

Kranerüst. Ausbildung meist als Fachwerk, mitunter für Krane kleinerer Tragkraft und Ausladung auch vollwandig.

Die an dem Kranerüst wirkenden Kippkräfte erfordern an der Gebäudewand eine senkrechte, sowie eine obere und untere wagerechte Fahrbahn.

Bedeutung bei Bezug auf Fig. 222 G_k das Gewicht der Laufwinde, G_1 das des Kranes, A die größte Ausladung, e_1 den Schwerpunktabstand des Krangewichtes von der senkrechten Fahrbahn und h_1 den Abstand der oberen und unteren wagerechten Druckrollen, so erfordert die Gleichgewichtsbedingung die Anordnung einer senkrechten, nach oben wirkenden Stützkraft V und eines Kräftepaars $H_1 \cdot h_1$.

$$\text{Senkrechte Stützkraft: } V = Q + G_k + G_1. \quad (68)$$

$$\text{Kranmoment: } (Q + G_k) \cdot A. \quad (69)$$

Das zur Aufnahme der am Ausleger wirkenden Momente erforderliche Kräftepaar ist:

$$H_1 \cdot h_1 = (Q + G_k) \cdot A + G_1 \cdot e_1. \quad (70)$$

Mit der Annahme von h_1 sind die beiden wagerechten einander entgegengesetzt wirkenden Stützkkräfte H_1 bestimmt.

Zur Ermittlung der Spannkkräfte im Ausleger (ohne Berücksichtigung des Auslegergewichtes) ist die Laufwinde in die ungünstigste Laststellung (größte Ausladung) zu bringen und die Raddrücke $P - P$ sind auf die Knotenpunkte I und II zu reduzieren¹⁾.

$$P_1 = P \cdot \frac{\lambda - a_1}{\lambda}; \quad P_2 = P \cdot \frac{\lambda - a_2}{\lambda}. \quad (71)$$

Stützkkräfte am Auslegersystem:

$$V = \frac{Q + G_k}{2}; \quad H = H_1 \cdot \frac{h_1}{2h}. \quad (72)$$

Kräfteplan s. Fig. 223.

Über zusätzliche Biegebungsbeanspruchung des Obergurts durch die Raddrücke der fahrenden Katze s. unter Laufkrane, S. 481.

Die Wandträger, an denen die senkrechten Laufräder und die oberen und unteren wagerechten Druckrollen gelagert sind, übertragen die Stützkraft V und die aus den Kippmomenten herrührenden wagerechten Kräfte auf die Fahrbahn.

Über Bemessung der Stabquerschnitte, zulässige Beanspruchungen usw. s. unter Laufkrane S. 481.

Bei äußerster Stellung der Laufwinde und plötzlichem Abbremsen des fahrenden Kranes treten in dem Krangerüst noch erhebliche Beanspruchungen durch den Massendruck auf. Dieser wirkt in Richtung der Kranfahrbahn und wird durch die Hauptträger, die Seitenträger und den Querverband zwischen beiden aufgenommen.

Kranfahrwerk. Größter senkrechter Raddruck (bei zwei Laufrädern) = rd. $\frac{Q + G_k + G_1}{2}$, größter wagerechter Raddruck = rd. $\frac{H_1}{2}$; s. Gleich. (68) bzw. (70).

Der Fahrwiderstand setzt sich aus der gleitenden und rollenden Reibung der senkrechten Laufräder, sowie der der oberen und unteren wagerechten Druck-

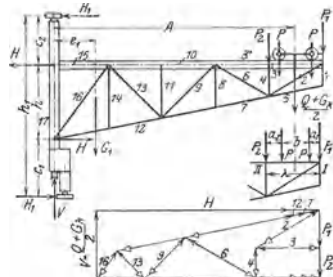


Fig. 222 u. 223.

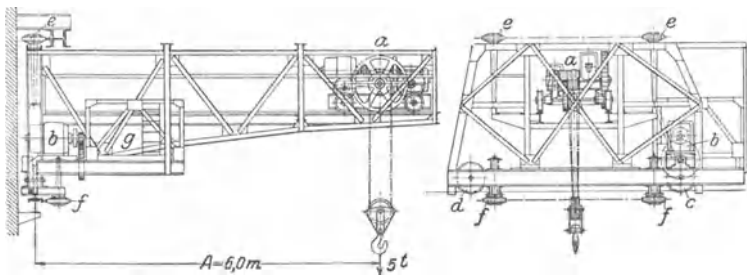


Fig. 224.

rollen zusammen. Berechnung des Massendruckes, des Fahrwiderstandes, der Motorleistung und des Fahrwerkes ähnlich wie bei den Laufkranen S. 470.

¹⁾ Zeitschr. f. gew. Unterr. 1914, S. 45. Tochtermann, Fachwerke mit außerhalb der Knoten angreifenden Kräften.

Die oberen und unteren wagerechten Druckrollen der Wandlaufkrane werden ohne Spurkränze und schwach ballig ausgeführt.

Für genaues Anhalten ist eine Fahrwerksbremse vorzusehen, die als doppelte Backenbremse ausgebildet und durch einen Fußtritthebel bedient wird.

Die Steuerapparate werden in dem seitlich am Kran angebauten Führerkorb aufgestellt. Bei kleineren Kranen werden die Steuerwalzen auch am Krangerüst angebaut und vom Fußboden aus durch Zugschnüre bedient.

Ausführungsbeispiel: Fig. 224. Wandlaufkran mit innen fahrender Laufkatze von 5 t Tragkraft und 6 m Ausladung¹⁾.

a Normale Kranlaufwinde, *b* Kranfahrmotor, *c—d* Laufräder, von denen *c* angetrieben, *e* obere, *f* untere wagerechte Druckrollen, *g* Führerkorb.

Wandlaufkran von 1,5 t Tragkraft und 5 m Ausladung²⁾ zum Befahren von Krümmungen mit 8 m kleinstem Halbmesser siehe Dubbel, Taschenbuch f. d. Fabrikbetrieb, Abschnitt Werkstattförderwesen.

β) Wandlauf-Drehkrane (Konsoldrehkrane) haben meist feste Ausladung. Drehbereich je nach Bauart 180° (Fig. 225) oder 360° (Fig. 226).

Vorteil: Man kann mit dem drehbaren Ausleger überall hingelangen und allen im Wege stehenden Hindernissen leicht ausweichen. Wird der schmale Ausleger bei Nichtbenutzung des Kranes nach der Seite geschwenkt, so wird auch das Arbeitsfeld des im gleichen Schiff befindlichen Laufkranes nicht beeinträchtigt.

Fig. 225. Wandlaufdrehkran mit einem Drehbereich von 180°, 5 t Tragkraft, 12 m Hub und $A = 8$ m Ausladung³⁾.

Arbeitsgeschwindigkeiten. Heben: 10 m/min; Drehen: 90 m/min; Kranfahren: 75 m/min.

Steht der Ausleger parallel zur Fahrtrichtung, so sucht sich das hintere Rad von der Laufbahn abzuheben, und der Reibungswiderstand ist alsdann zum Fortbewegen des Kranes ungenügend. Daher Antrieb beider Laufräder durch eine gemeinsame Welle.

Wandlaufdrehkrane mit vollem Drehbereich (Fig. 226) können auch Lasten in einem benachbarten Werkstättenschiff aufnehmen und absetzen.

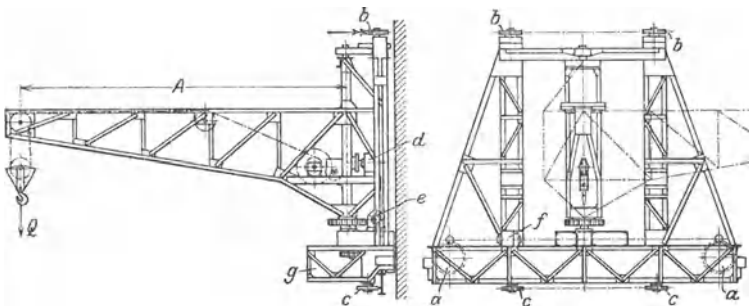


Fig. 225. Wandlauf-Drehkran. *a* senkrechte Laufräder, beide angetrieben; *b* obere, *c* untere wagerechte Druckrollen; *d* Hubmotor; *e* Drehmotor; *f* Kranfahrmotor; *g* Führerkorb.

Steht der Ausleger des Kranes im Nachbarschiff, so wirken die Kräfte an den beiden wagerechten Fahrbahnen entgegengesetzt und suchen den Kran abzuheben. Daher sind je zwei obere und untere wagerechte Fahrbahnen und am Kran zwei weitere obere und untere Druckrollen erforderlich.

Fig. 226. Wandlauf-Drehkran⁴⁾ von 5 t Tragkraft, 6,25 m Ausladung und 6,3 m Hub. Der um 360° schwenkbare Ausleger *a* ist an der drehbaren Säule *b* befestigt. Letztere ist bei *c* durch ein

¹⁾ Zobel, Neubert u. Co., Schmalkalden.

²⁾ Rheinmetall, Düsseldorf.

³⁾ Demag, Duisburg (Z. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 2044).

⁴⁾ Carl Flohr G. m. b. H., Berlin N.

Spur- und Halslager und bei d durch ein Rollenlager in dem fahrbaren Krangerüst e gelagert. f sind die senkrechten Laufräder, die beide angetrieben sind, g_1 und g_2 die wagerechten Druckrollen, die bei c in der Figur gezeichneten Auslegerstellung anliegen. Wird der Ausleger um 180° gedreht, so liegen die anderen wagerechten Laufrollenpaare h_1 und h_2 an.

Weiteres über Wandlaufkrane s. St. u. E. 1912, S. 1825 bis 1830; Z. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 1199.

Z. Ver. deutsch. Ing. 1916, S. 754: Wandlaufkran mit schwenkbarem Ausleger und Lasthebemagnet (1,5 t Tragkraft, 6,4 m Ausladung).

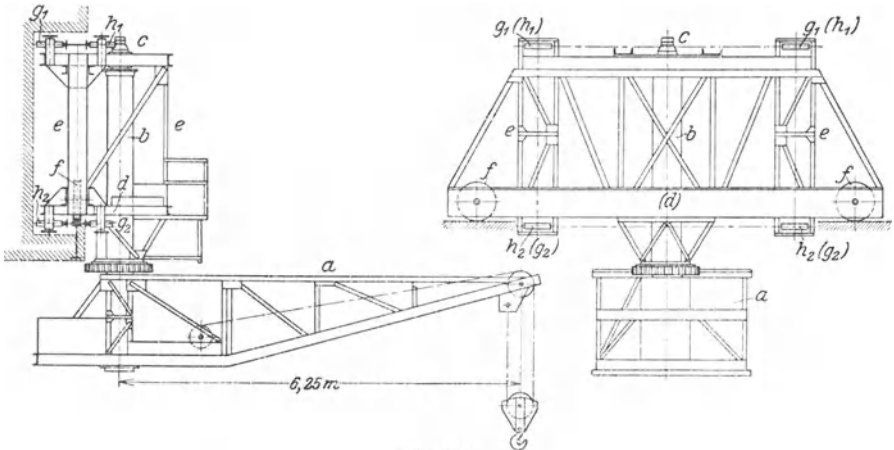


Fig. 226.

3. Torkrane oder Bockkrane.

Ortfeste Torkrane werden ihres geringen Arbeitsbereiches wegen nur zu Umladearbeiten im Eisenbahnbetriebe und in industriellen Werken verwendet. Antrieb wegen der meist geringen Inanspruchnahme in der Regel von Hand.

Die im Bereich der Reichseisenbahnverwaltung als Überladekrane verwendeten Volltorkrane werden in vier Größen für 5, 10, 15 und 20 t Tragkraft hergestellt. Krane mit Antrieb von oben (durch Kurbeln) erhalten eine Laufbühne für die Bedienungsmannschaft. Mehr gebräuchlich ist der Antrieb von unten durch Haspelrad und Kette oder durch Kurbeln. Bei letzterer Ausführungsart ist der Antrieb des Hub- und Windenfahrwerks an einer Kranstütze fest angebaut und die Lastbewegungen werden durch Ketten und Seile auf die Laufkatze übertragen.

Ausführung eines ortfesten Torkranes mit Handantrieb von 20 t Tragkraft, 7,5 m Spannweite und 6,5 m lichter Torhöhe s. Aumund, Hebe- und Förderanlagen 1. Bd., S. 303.

Halbtorkrane oder einhüftige Bockkrane kommen in Betracht, wenn der Kran an der Wand eines Gebäudes angeordnet wird. Hierbei fällt die Kranstütze auf der Gebäudeseite fort.

Fahrbare Torkrane haben den Vorteil, daß sie auf Lagerplätzen keine hochliegende Fahrbahn erfordern, deren Herstellung für größere Strecken erhebliche Kosten verursacht. Kraftbedarf zum Verfahren eines Torkranes infolge des größeren Krangewichtes höher als der eines Laufkranes von gleicher Tragkraft und Spannweite.

Antrieb wie bei den Laufkranen.

Laufwinde. Verwendung normaler Kranlaufwinden. Von Hand bediente Kranlaufwinden s. S. 464, elektrische S. 465.

Kranfahrwerk (Fig. 227) gleicht im wesentlichen dem der Laufkrane, nur sind zum Antrieb der Laufräder noch zwei senkrechte Wellen mit entsprechenden Kegelräderngetrieben erforderlich. Der Längsdruck dieser (mitunter schräg angeordneten) Wellen wird zur Verringerung der Reibung durch Kugelspurlager aufgenommen.

Der größte Raddruck tritt auf, wenn die vollbelastete Winde im Anfahrmaß (Fig. 227) oder bei Torkranen mit Kragarmen (Fig. 229) in der äußersten Fahrt-

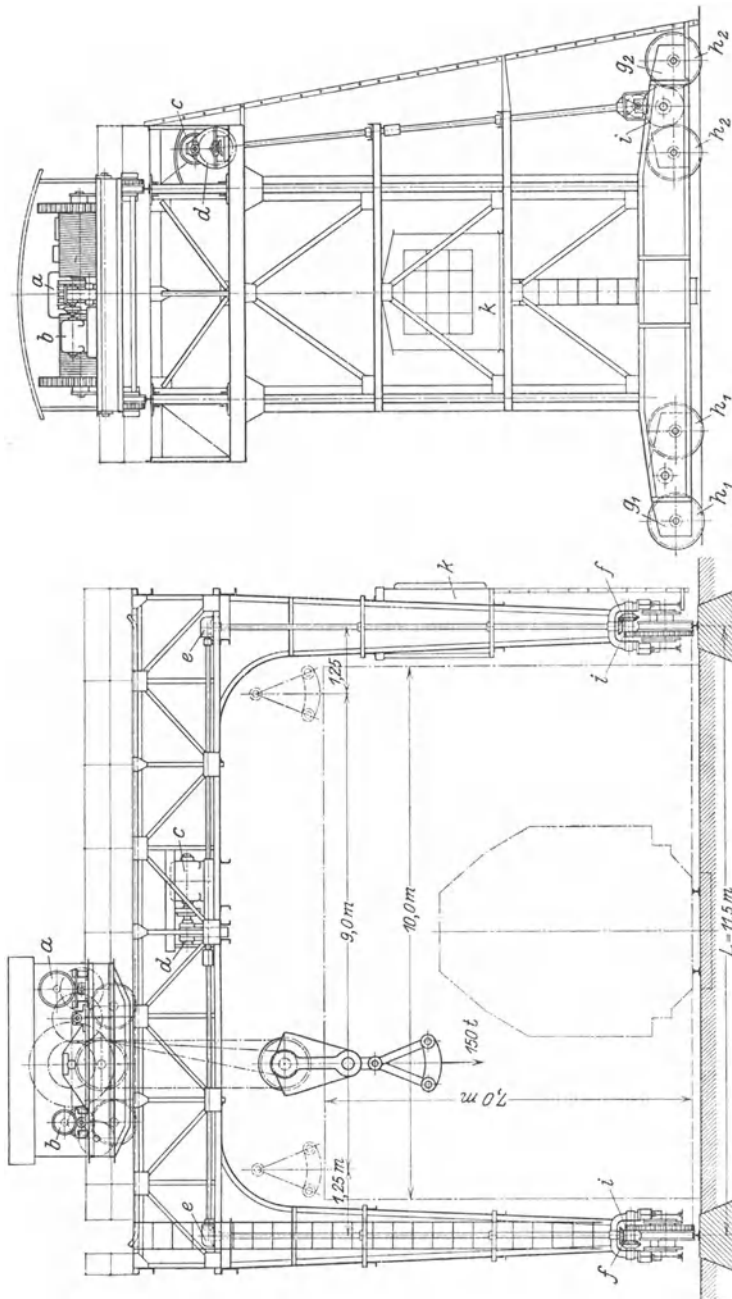


Fig. 227. Volltorkran von 150 t Tragkraft und 11,5 m Spannweite.

stellung (im Abstände a von der Stütze) steht. Bei zu hohem Raddruck sind statt vier, acht Laufräder anzuordnen, von denen je zwei in einem gemeinsamen einstellbaren Radgestell (Fig. 227) untergebracht werden.

Werden diese Radgestelle am Kranfußträger drehbar angeordnet und nach Anheben der Kranstützen nacheinander um 90° gedreht, so kann der Kran senkrecht zu seiner ursprünglichen Fahrtrichtung verlegte Schienen befahren, wodurch sein Arbeitsbereich entsprechend vergrößert wird. Derartige umsetzbare Torkrane¹⁾ sind zur Bedienung breiter, in mehrere Felder unterteilter Lagerplätze geeignet und ersetzen eine schwere, den ganzen Lagerplatz überspannende Verladebrücke, die in Anlage- und Betriebsteuer und nur bei genügender Ausnutzung wirtschaftlich ist.

Umsetzbare Torkrane s. Dubbel, Taschenbuch f. d. Fabrikbetrieb, Abschn. „Werkstätten-förderwesen“ und Krupsche Monatshefte 1921, S. 108.

Ermittlung des Fahrwiderstandes und der Leistung des Kranfahrmotors wie bei den Laufkränen (S. 475). Nur ist der Fahrwiderstand wegen des großen zu verfahrenen Gewichtes höher und der Gesamtwirkungsgrad des Kranfahrwerks infolge der noch hinzutretenden Kegelrädertriebe niedriger.

Die Fahrgeschwindigkeit der auf ebener Erde fahrenden Torkrane hält man im allgemeinen aus Sicherheitsgründen niedriger als bei Laufkränen.

Soll ein im Freien fahrender Torkran noch gegen Wind von bestimmter Stärke fahren, so empfiehlt sich Anordnung eines umschaltbaren Motorvorgeleges zur Verringerung der Fahrgeschwindigkeit.

Zum Schutz gegen Witterungseinflüsse sind die Triebwerke zu verschalen.

Krangerüst. Ausbildung je nach Tragkraft und Spannweite vollwandig (Fig. 227) oder als Fachwerk (Fig. 228).

Fig. 227²⁾. Elektrisch betriebener Torkran von 150 t Tragkraft und 11,5 m Spannweite. Torgerüst vollwandig.

a Hubmotor. b Windenfahrmotor. c Kranfahrmotor. d Motorvorgeleger zum Kranfahrwerk, $e-f$ Kegelrädertriebe g_1-g_2 einstellbare Radgestelle. h_1-h_2 Laufräder, von denen h_2 angetrieben. i Laufrädervorgelege. k Führerstand.

Rollenzug des Hubwerks: 5 Rollen in der Oberflasche, 6 in der Unterflasche, von denen eine Ausgleichrolle; Last hängt an 12 Seilsträngen.

Die Berechnung des Torgerüsts ist statisch unbestimmt. Näheres s. unter Festigkeitslehre und Andree, Die Statik d. Kranbaues. Außer der senkrechten Belastung durch das Eigengewicht des Kranes und die fahrende vollbelastete Katze sind in wagerechtem Sinne der größte Winddruck, sowie auftretende Bremskräfte in Rechnung zu ziehen.

Für angenäherte Berechnung kann der Oberteil gesondert betrachtet werden. Hinsichtlich Berechnung und Ausführung der Hauptträger s. unter Laufkrane S. 476.

Jede Stütze erhält ihre größte Belastung, wenn sich die Laufwinde in ihrer Endstellung (im Anfahrmaß) befindet. Da die Stützen bei plötzlichem Abstoppen der fahrenden Winde erhebliche wagerechte Beanspruchungen erfahren, so sind sie entsprechend auszubilden und zu bemessen. Zulässige Beanspruchungen und Knicksicherheit der Fachwerkstäbe s. S. 481.

Ist das Arbeitsfeld verhältnismäßig breit, so gibt man dem Krangerüst, um keine zu große Stützweite zu erhalten, Kragarme (Fig. 229). Die Winde fährt

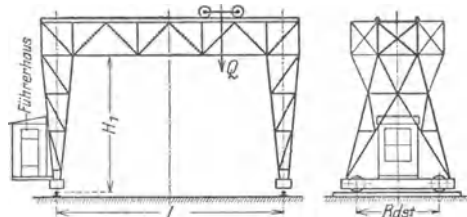


Fig. 228.

¹⁾ Fried. Krupp A.-G., Grusonwerk, Magdeburg-Buckau.

²⁾ Zobel, Neubert u. Co., Schmalkalden.

dann zwischen den Hauptträgern, und die Stützen müssen in Rücksicht auf das Durchfahren der Winde nach Art von Fig. 232 ausgebildet werden.

Die Katzenfahrbahn hängt an einem, zwischen den Hauptträgern angeordneten Hängewerk (Fig. 232), das als Querversteifung der Brücke dient,

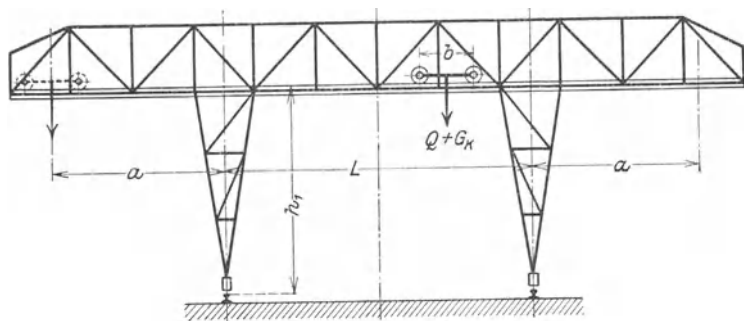


Fig. 229.

und alle wagerechten Kräfte in den oben liegenden Windverband überträgt.

$$\text{Am Hängewerk angreifende Kräfte: } P_1 = P \cdot \frac{c + d}{d} \quad (73)$$

Berechnung der Torstütze nur angenähert möglich. Am einfachsten durchführbar, wenn die Stütze nach dem Vorgang von Andree als Dreigelenkfachwerk ausgebildet wird (Fig. 233).

Unter dem Einfluß der senkrechten Kräfte P_1 aus der vollbelasteten, über der Stütze stehender Katze und des Torgewichtes G ergeben sich die Stützdrücke (Fig. 233) zu:

$$A_v = P_1 + \frac{G}{4}; \quad A_h = \frac{P_1 + \frac{G}{4}}{2h} \cdot (l_1 - e_1) \quad (74)$$

Für eine am Stützenkopf angreifende wagerechte Kraft H aus Winddruck und Schrägung der Last oder nur Wind allein (250 kg/m^2) sind die Auflagerkräfte

$$A_v = \frac{H \cdot h}{l_1}; \quad A_h = \frac{H}{2}. \quad (75)$$

Ermittlung der Stabspannungen durch Cremona-Plan und danach die aus beiden Belastungen sich ergebenden ungünstigsten Spannungswerte der Stäbe. Bei niedriger Werkstoffbeanspruchung (etwa $\frac{1}{8}$ der Brückenteile) und Einführung des gestrichelt angedeuteten wagerechten Stabes, sowie unter steifem Ausbau der Ecken können die Gelenke beseitigt werden. Wegen möglichen Spannungswechsels reichliche Bemessung der Füllungsstäbe.

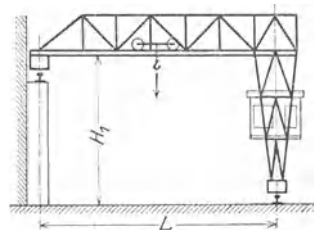


Fig. 230.

Volltorkrane größerer Spannweite werden zum Aufnehmen der Formänderung

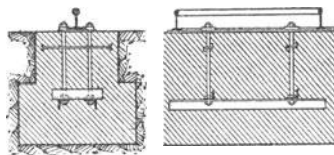


Fig. 231.

des Gerüsts unter dem Einfluß von Belastung und Temperatur zweckmäßig mit Pendelstütze ausgeführt, s. auch S. 494 Verladebrücken.

Bei den Halbtorkranen Anordnung der Laufwinde auf dem Obergurt oder Untergurt des Hauptträgers (Fig. 230). Ausführung der Halbtorkrane auch mit Kragarm.

Das Führerhaus mit den Steuerapparaten wird bei Kranen ohne Kragarme zwischen zwei Stützenfüßen und bei größerer lichter Torhöhe zwecks guter Übersichtlichkeit erhöht angeordnet. Bei Kranen mit Kragarmen wird es außerhalb an der Stütze angebaut. Verlegung der Fahrbahnschienen und Ausbildung der Gründung für mittlere Verhältnisse nach Art von Fig. 231.

4. Verladebrücken.

Anwendung zu Verladezwecken und zur Bedienung großer Lagerplätze. Die Verladebrücken gleichen hinsichtlich der Form ihres Krangerüstes den

Torkranen, haben jedoch größere Spannweite und Bauhöhe als diese. Zum Verladen von Schüttgütern werden sie mit Kippkübeln oder Klappgefäßen, meist jedoch mit Selbstgreifern ausgerüstet. Für Förderung und Stapelung von Walzeisen, Schrott u. dgl. zieht man neuerdings vorwiegend die Lasthebemagnete heran.

Antrieb der Verladebrücken ausschließlich elektrisch.

Tragkraft in der Regel 3 bis 15 t, bei Greiferbetrieb 5 bis 10 t. Ausführung meist mit ein- oder beiderseitigem Kragarm und Spannweiten bis 120 m und mehr. Arbeitsgeschwindigkeiten: Heben bis 60 m/min, Querfahren bis 300 m/min, Längsfahren bis 60 m/min. Leistung bei Greiferbetrieb je nach Art des Fördergutes, bei Kohlenumschlag bis 150 t/h. Sehr große Leistungen (360 bis 400 t/h) werden mit den Kipperkatzen-Verladebrücken¹⁾ erreicht.

a) Anordnung der Laufkatze. 1. Seillaufkatze. Winden- und Katzenfahrwerk sind an geeigneter Stelle am Krangerüst fest angeordnet. Hub- und Fahrbewegung werden durch Seilzüge vom Triebwerk auf die Katze übertragen. Nachteile: Starke Seilabnutzung, daher geringe Betriebssicherheit. Da der Führerstand nicht an der Winde angebaut ist, geringe Übersichtlichkeit des Arbeitsfeldes. Dagegen geringer Massenwiderstand beim Anlauf infolge des kleinen Eigengewichts der Laufkatze.

Anordnung mit Seillaufkatze in neuerer Zeit seltener. Seilführungen für Verladebrücken s. Z. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 1757.

2. Zweimotoren-Laufwinde mit angebautem Führerhaus. Vorteile: Keine Seilabnutzung und daher große Betriebssicherheit. Gute Übersicht während des Arbeitsvorganges. Nachteile: Hohes Eigengewicht der Laufkatze und damit größere Beanspruchung der Kranbrücke. Größerer Massenwiderstand während des Anlaufes als bei Anordnung 1.

3. Laufwinden mit festem Ausleger, der in Richtung der Katzenfahrbahn angeordnet ist, haben im Schiffsverladebetrieb den Vorzug, daß der wasserseitige Kragarm der Verladebrücken kürzer gehalten werden kann oder ganz entfällt.

4. Laufwinde mit drehbarem Ausleger (Drehlaufkatze). Ihre Anwendung ermöglicht Vergrößerung des Arbeitsbereiches der Verladebrücke. Nachteile: Größeres Eigengewicht als bei einer gewöhnlichen Zweimotorenwinde, auch erfordert die Kranbrücke bei gleicher Stapelhöhe des Fördergutes eine größere lichte Bauhöhe.

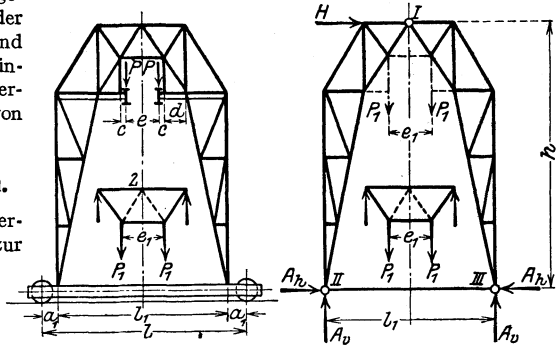


Fig. 232 u. 233.

¹⁾ Demag, Duisburg. — Tiglerwerk, Duisburg-Meiderich.

Die in Fig. 234¹⁾ dargestellte Verladebrücke mit Drehlaufkatze hat eine Tragkraft von $Q = 5,5$ t; Spannweite $L = 40$ m; Ausladung $A = 34,5$ m; Ausladung des drehbaren Auslegers der Katze $a = 3$ m; lichte Höhe der Kranbrücke = 15 m. Der Ausleger kann hochgezogen werden und wird zur Entlastung des Triebwerks in senkrechter Stellung verriegelt.

5. Anordnung eines normalen fahrbaren Drehkranes auf der Brücke (Fig. 235). Vorteile: Größerer Arbeitsbereich der Brücke, die im Betriebe weniger verfahren werden muß als bei den vorhergehenden Anordnungen. Auch kann der wasserseitige Kragarm, wie bei Anordnung 3, kürzer gehalten werden oder ganz entfallen.

Nachteile: Großes Eigengewicht des fahrbaren Drehkranes den Laufwinden und Auslegerlaufkatzen gegenüber. Daher entsprechend größere Beanspruchung

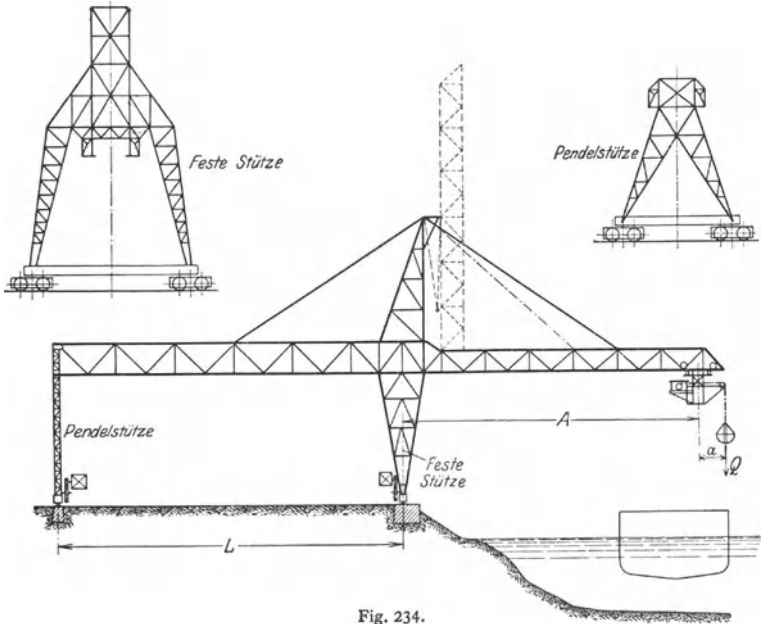


Fig. 234.

der Brücke, die noch durch das hinzutretende, exzentrisch wirkende Kranmoment erhöht wird.

β) Kranbrücke. Sie besteht im wesentlichen aus den beiden Fahrbahnträgern, dem Querverband zwischen beiden und den Stützen, an deren unterem Ende die Radgestelle angeordnet sind.

Für kleinere Spannweiten und oben laufenden Drehkran Ausbildung des Gerüsts vollwandig, sonst allgemein als Fachwerk.

Bei Anordnung eines Drehkranes Brücke mit oben liegender Fahrbahn (Fig. 235). Die Bauart mit obenliegender Fahrbahn ermöglicht gute Versteifung der beiden Laufbahnträger (Fig. 236), was besonders bei großen Spannweiten von wesentlicher Bedeutung. Ein Nachteil ist die bereits genannte hinzutretende, exzentrische Beanspruchung der Träger. Wegen der Biegungsbeanspruchung des Obergurtes durch die Raddrücke des Rollkranes unterteiltes Fachwerkssystem. (Fig. 235 und 239).

¹⁾ Demag, Duisburg (Z. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 645).

Wird die Brücke von einer Laufkatze befahren, so wird die Fahrbahn im Innern der beiden Hauptträger angeordnet. Sie kann entweder am Untergurt des Hauptträgers oder an dessen Vertikalen befestigt werden. Im ersten Falle Ausbildung des Hauptträger-Systems nach Fig. 234 oder als unterteiltes System. In Rücksicht auf die Kräfte in Richtung der Brückenfahrbahn Querschnitt des Gerüsts nach Fig. 237.

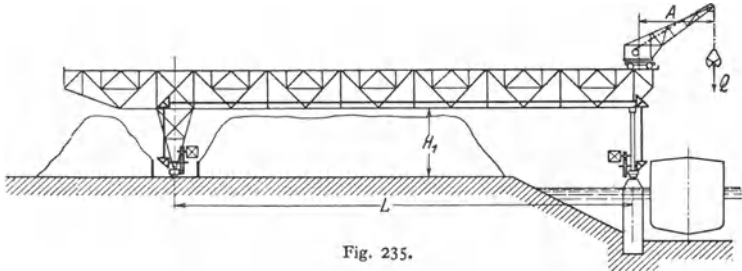
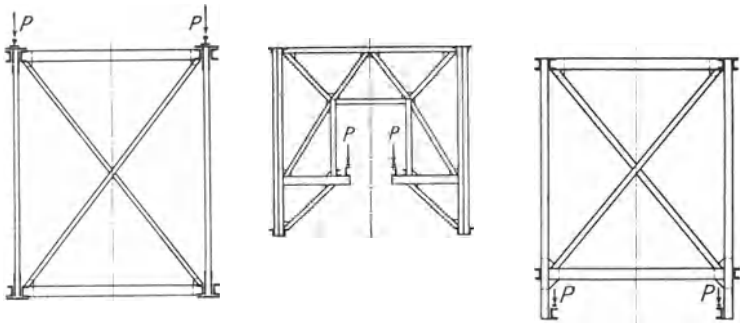


Fig. 235.

Ist die Fahrbahn nach Fig. 238 unten am Hauptträger aufgehängt, so ist eine gleich gute, wagerechte Versteifung der Hauptträger wie bei obenliegender Fahrbahn möglich, jedoch erfordert diese Ausführung eine größere Bauhöhe der Brücke.

Damit jede Stelle des zu löschenden Schiffes von dem Kranhaken oder Fördergefäß bestrichen werden kann, erhält die Brücke vielfach einen über die Kalkante hinausragenden Ausleger. Um eine Behinderung des Schiffverkehrs zu vermeiden, wird der Ausleger meist aufklappbar angeordnet (Fig. 234). Mitunter auch Anordnung eines in Richtung der Katzenfahrbahn aus- und ein-fahrbaren Auslegers.

Die Stützen sind, um Kräfte in der Fahrtrichtung der Katze aufnehmen zu können, mit den Hauptträgern zweckentsprechend zu verbinden. Brücken mit größerer Spannweite erhalten zum Ausgleich der Systemänderungen unter



dem Einfluß der Belastung und des Temperaturwechsels je eine feste und eine Pendelstütze (Fig. 234 und 235).

Statische Berechnung der Verladebrücken s. Andrée, Die Statik des Kranbaues, 3. Aufl., 1922.

γ) **Kranfahrwerk.** Beim Fahren der Brücke mit einseitig stehender Last treten an den beiden Stützen verschieden große Fahrwiderstände auf, deren Unterschied auszugleichen ist.

Bei Brücken mit kleiner und mittlerer Spannweite Aufstellung des Motors auf Brückenmitte nach Art von Fig. 227, S. 490. Übertragung der Bewegung

von der wagerechten Fahrwerkswelle mittels Kegelrädergetrieben und senkrecht oder schräg angeordneten Wellen auf die Laufräder.

Ausgleich des Fahrwiderstandsunterschiedes durch die wagerechte Fahrwerkswelle. Bei dieser Anordnung ist das Fahrwerk elektrisch am einfachsten und am betriebssichersten.

Bei Brücken größerer Spannweite kommen folgende Fahrwerkarrangierungen in Frage:

1. Antrieb jeder Brückenstütze durch einen besonderen Motor, der bei Gleichstrom ein Hauptstrommotor ist. Beide Stützenantriebe sind durch je eine senkrechte und eine wagerechte Welle unter Einschaltung konischer Getriebe miteinander verbunden (Fig. 235). Ausgleich der verschieden großen Stützenfahrwiderstände durch die wagerechte Welle.

Nachteil: Großer Gesamtwiderstand infolge der hinzutretenden Getriebe und Lager. Andererseits wird jedoch die Eisenkonstruktion entlastet.

2. Antrieb jeder Stütze durch einen besonderen Motor (Fig. 234). Einfaches Fahrwerk. Im Vergleich zur Anordnung 1. geringerer Gesamtfahrwiderstand.

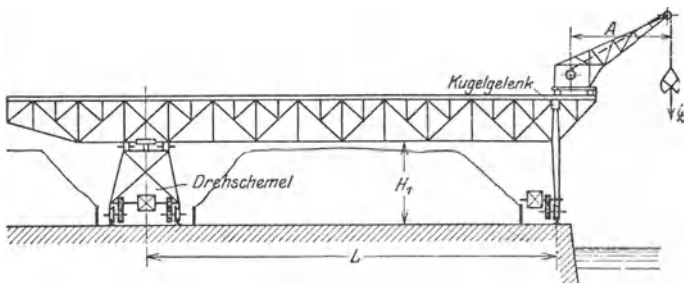


Fig. 239.

Unterschied der Teilfahrwiderstände wird durch die Eisenkonstruktion ausgeglichen. Diese wird durch ein Biegemoment, 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.

Bei den Verladebrücken der „Rheinmetall“ ist der Windenfahrbahnträger am Oberteil der Stützen derart gelenkig aufgehängt, daß ein Schrägstellen in einem beiderseitigen Winkel von etwa 15° möglich ist.

In der Anordnung Fig. 239 ist der Katzenfahrbahnträger mit der einen (wasserseitigen) Stütze durch ein Kugelgelenk verbunden. Die andere (landseitige) Stütze ist in Rücksicht auf Standfestigkeit und Winddruck senkrecht zur Brückenfahrbahn als doppelspuriger Drehschemel ausgebildet. Bei dieser Anordnung ist eine Schrägstellung der Brücke von etwa 8 bis 10° zulässig.

Bei Anordnung gelenkiger Stützen ist die Eisenkonstruktion entlastet, da der Unterschied der beiderseitigen Fahrwiderstände auf sie nicht einwirkt.

Erzverladebrücke von 40 t Tragkraft, 55 m Spannweite mit beiderseitigen, 23 m langen Kragarmen und 17 m lichte Torhöhe s. Z. Ver. deutsch. Ing. 1915, S. 149. Feigl, Verladebrücken neuerer Bauart. Beide Stützen dieser Brücke sind doppelspurig und haben eine obere Drehscheibe. Der Katzenfahrbahnträger ist an der Drehscheibe der einen Stütze fest und an der anderen verschiebbar aufgesetzt. Hierdurch wird Ausschwenken der Brücke von je 30° nach beiden Seiten zur Normalstellung erreicht.

Überschreiten der höchst zulässigen Schrägstellung der Brücke wird durch Grenzscharer vermieden die den Strom unterbrechen und die Motoren stillsetzen. Schaltung hierbei derart, daß beim Wiedereinschalten die voreilende Stütze nur nach rückwärts, die nachteilende nur nach vorwärts gesteuert werden kann. Einschalten der Motoren in gleicher Bewegungsrichtung ist nur möglich, wenn sich die beiden Brückenstützen in Parallelstellung befinden.

Die großen Eigengewichte der Verladebrücken bedingen hohe Stützen- drücke. Da in Rücksicht auf Fundament und bauliche Ausführung zu hohe Rad- drücke unzulässig, so sind mehrere Laufräder anzuordnen, die paarweise in einstellbaren Radgestellen zu lagern sind.

Um ein Fahren der Brücke bei Winddrücken von 25 bis 100 kg/m² und mehr noch zu ermöglichen, sind trotz der verhältnismäßig geringen Kranfahr- geschwindigkeit große Motoren erforderlich.

Jedes Stützenfahrwerk erhält eine Haltebremse, die als gewichtbelastete, elek- tromagnetisch gelüftete Bandbremse oder doppelte Backenbremse ausgebildet wird. Die Haltebremse kann zu gleicher Zeit zur Sicherung des stillstehenden Kranes gegen auftretende Windkräfte dienen. Ferner ist jede Brücke mit Schienen- zangen oder selbstsperrenden Hemmschuhen auszurüsten. Bei Außerbetriebsetzung ist der Kran in die Endstellung der Fahrbahn zu bringen und zu verriegeln.

Veröffentlichungen über Verladebrücken: David, Über die wirtschaftl. Bewertung einiger Antriebsanordnungen bei Brückenkränen. Diss. Berlin 1913. — Z. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 82, 785 u. 1517. — Desgl. 1910, S. 486: Michenfelder, Verladebrücken mit veränderlicher Spannweite. — Desgl. S. 577: Richter, Elektr. betr. Bagger und Verladevorrichtungen. — Desgl. S. 1669: Elektr. Einrichtungen an Verladebrücken. — Desgl. 1911, S. 898: Verladebrücke von Dyckerhoff & Söhne. — Desgl. S. 1545: Garlepp, Einige neuzeitliche Verladeanlagen. — Desgl. 1912, S. 116: Fahrbare Verladebrücke in Rotterdam. — Desgl. 1913, S. 645: Bergmann, Neuere amerik. Verladebrücken. — Desgl. S. 317 u. 1477: Hulett - Verlader für Kohle bzw. Erz. — Desgl. 1915: Feigl, Verladebrücken neuerer Bauart. — Stahl u. Eisen 1913, S. 1089: Hulett-Entlader. — Desgl. 1919, S. 1026: Boersch, Die Erzkipperanlage im Nordhafen von Hannover und Entwicklungsmöglichkeit der neuen Bauart (Kipperkatzen-Verladebrücken) für Umschlaganlagen. — Eisenbau 1912, S. 397: Berechnung einer Verladebrücke. — Förd.-Techn. 1910, S. 245: Fahrbare und drehbare Verladebrücke. — Desgl. 1911, S. 81: Löschner, Zur theoretischen Gewichtsbestimmung von Verladebrücken. — Desgl. 1913, S. 19: Neuartige Verladebrücke. — Elektr. Kr. u. B. 1909, S. 546: Hochbahnverladekrane.

5. Kabelkrane (Seilbahnkrane).

Bei den Kabelkränen wird die Laufkatze auf einem freigespannten Trage- seil verfahren. Da die Verladebrücken großer Spannweite eine schwere, in sehr un- günstigem Verhältnis zur bewegten Last stehende teure Eisenkonstruktion er- fordern, deren Verfahren einen sehr hohen Stromverbrauch bedingt, so sind die Kabelkrane in vielen Fällen vorzuziehen.

Die Kabelkrane lassen sehr große Spannweiten (bis 500 m und mehr), Hubhöhen bis 60 m und Nutzlasten bis 6 t, bei Doppelkränen bis 12 t zu. Bei schräger An- ordnung des Fahrbahnseiles (bis etwa 45°) sind sie geeignet, große Höhenunter- schiede zu bewältigen.

Arbeitsgeschwindigkeiten der Kabelkrane. Heben: 30 bis 90 m/min; Katzen- fahren: 75 bis 225 m/min.

Infolge ihres großen Arbeitsbereiches und ihrer weitgehenden Anpassungs- fähigkeit sind die Kabelkrane in neuerer Zeit zu großer Bedeutung gelangt.

Ortfeste Kabelkrane [Fig. 240 und 241¹⁾] Anordnung C—C] können nur einen schmalen Flächenstreifen bedienen, erfordern jedoch, da sie eine einfache Turmgestaltung ermöglichen, niedrigere Anlagekosten als schwenkbare und fahr- bare. Durch Anwendung seitlich kippbarer Stützen²⁾ läßt sich die Breite der von einem ortfesten Kabelkran bedienten Arbeitsfläche ohne größere Kosten wesentlich vergrößern.

Das Trageil der Kabelkrane ist ebenso wie bei den Drahtseilbahnen (s. S. 553) ein starkdrähtiges patentverschlossenes Seil, das hinter den Stützen in der Gründung verankert ist. Die drei- oder vierrädrige Laufkatze wird durch ein Zugseil [Fig. 242¹⁾] verfahren, dessen beide Enden an der Katze befestigt sind. Der Antrieb des Hub- und Fahrwerks ist am Fuße der einen Stütze fest angeordnet. Für das Hub- und Fahrwerk ist je eine Seiltrommel vorgesehen. Wird die Fahr- trommel durch die Bremse festgehalten und läuft die Hubtrommel im einen oder anderen Sinne, so wird die Last gehoben oder gesenkt. Beim Katzenfahren laufen beide Trommeln im einen oder anderen Sinne.

¹⁾ Bleichert u. Co., Leipzig-Gohlis.

²⁾ Kabelkran auf den Möllerschächten der Berginspektion 2, Gladbeck i. W.

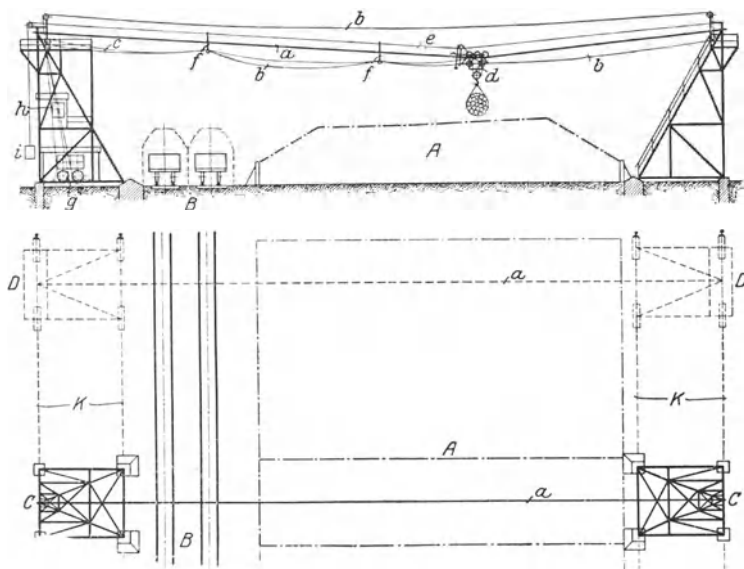


Fig. 240. Ortster und fahrbarer Kabelkran (schematische Darstellung). *A* Lagerplatz; *B* An- und Abfuhrgleise; *C*—*C* ortsfester Kabelkran; *D*—*D* fahrbarer Kabelkran; *a* Tragseil; *b* Fahrseil; *c* Hubseil; *d* Laufkatze; *e* Knotenseil; *f* Seilreiter; *g* Antrieb; *h* Führerhaus; *i* Spannungsgewicht zu *e*; *k* Doppelspur zu *D*—*D*.

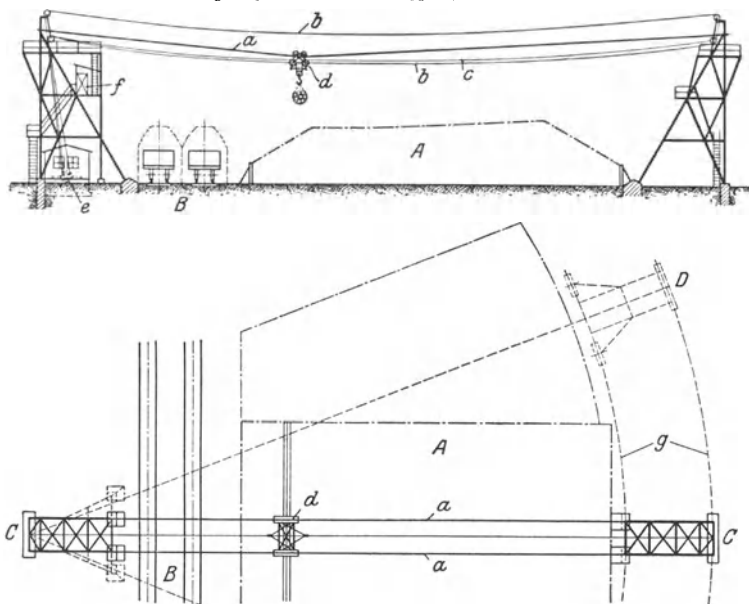


Fig. 241. Ortster und schwenkbarer Kabelkran (schematische Darstellung). *A* Lagerplatz; *B* An- und Abfuhrgleise; *C*—*C* ortsfester Kabelkran; *C*—*D* schwenkbarer Kabelkran; *a* Tragseil; *b* Fahrseil; *c* Hubseil; *d* Laufkatze (Doppelanordnung für Langholztransport); *e* Antrieb Führerhaus; *g* kreisförmige Doppelspur zu *C*—*D*.

Zu starker Durchhang des Hubseiles und des Fahrseiles wird durch Reiter *f* (Fig. 242), die auf dem Tragseil *a* sitzen, mittels eines Knotenseiles *d* vermieden. Die Reiter sitzen zunächst auf dem Horn *h* der Katze und werden beim Fahren dadurch abgegeben, daß sie an den in bestimmten Abständen am Seil *d* angeordneten Knoten *e* anstoßen und die Arbeitsseile mittels Rollen *g* tragen.

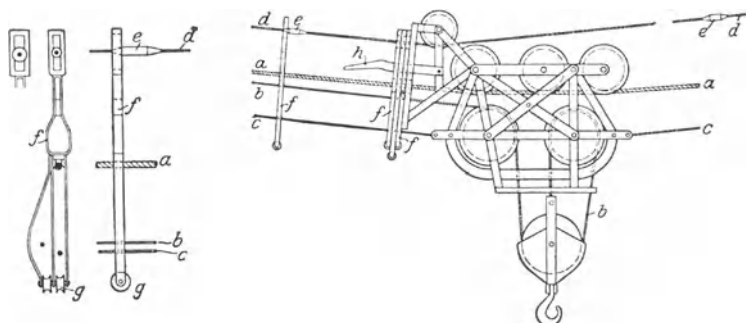


Fig. 242. Laufkatze zu einem Kabelkran. *a* Tragseil; *b* Hubseil; *c* Fahrseil; *d* Knotenseil; *e* Knoten; *f* Reiter; *g* Tragrollen für *b* und *c*; *h* Horn.

Beim Zurückfahren der Laufkatzen werden die Seilreiter wieder nacheinander von dem Horn aufgenommen.

Seilführung. Das Hubseil ist bei dreifacher Lastaufhängung (Fig. 242) an der Kranflasche befestigt, geht über eine Umlenkrolle, die lose Rolle eine weitere Umlenkrolle an der Katze und über eine Umlenkrolle an der Stütze zur Hubtrommel. Das endlose Fahrseil ist an beiden Stützen über Umlenkrollen geführt und umschlingt die Fahrtrommel in zwei Windungen. Seine beiden Enden liegen im unteren Strang und sind am Katzengestell befestigt.

Die Stützen sind bei den ortfesten Kranen entweder turmartig (Fig. 240 und 241) oder sie werden als einfache Fachwerkmasten mit seitlichen und rückwärtigen Spannschienen ausgeführt. Bei den Kranen mit zur Vergrößerung des Arbeitsbereiches kippbaren Masten sind die Seitenseile durch Windwerke aus- und einziehbar.

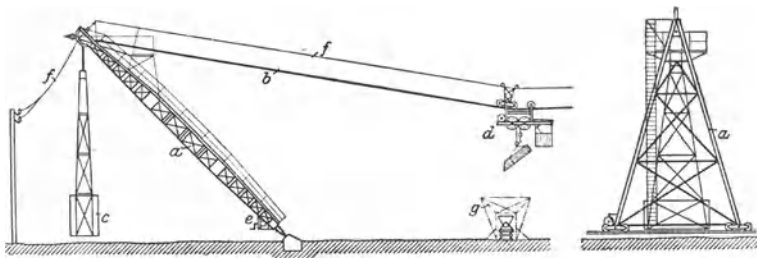


Fig. 243. Fahrbarer Kabelkran mit einstellbarer Stütze. *a* Stütze; *b* Tragseil; *c* Spannungsgewicht; *d* Führerstands-Laufkatze mit Kippgefäß; *e* Kranfahrwerk mit Antrieb von Hand; *f* Stromleitung; *g* Schüttrumf.

Schwenkbare Kabelkrane (Fig. 241 Anordnung C—D) haben eine feste und eine auf einer Kreisbahn fahrbare Stütze. Die kreisförmige Fahrbahn kann auch geschlossen sein.

Fahrbare Kabelkrane. Die beiden Kranstützen sind entweder turmartig ausgebildet, wobei jede auf zwei senkrechten Schienen fahrbar ist (Fig. 240 Anordnung D—D) oder die eine Stütze ist eine Turmstütze und die andere eine geneigte (pendelnd einstellbare) Stütze. Letztere hat dann die aus Fig. 243

ersichtliche A -Form und ist auf einer schräg verlegten Schiene fahrbar, durch die die Richtung der Mittelkraft aus dem Zug des Tragseiles b und dem des Spannungswichtes c geht. Anwendung der fahrbaren Krane mit schräger Stütze bei Schiffsverladekränen, die auch bei Bedarf einen wasserseitigen aufklappbaren Ausleger erhält.

Bei dem in Fig. 243 dargestellten Kabelkran ist, im Gegensatz zu den meist üblichen Ausführungen, die Laufkatze als Motorlaufkatze und mit angebautelem Führerstand vorgesehen. Vorteil: Gute Übersichtlichkeit des Arbeitsfeldes und Fortfall der langen Hub- und Fahrseile. Nachteil: Hohes Laufkatzen-gewicht und damit größere Belastung des Tragseiles. Verringerung des Gewichtes der Laufkatze durch Übertragung der Fahrbewegung mittels endlosen Seils.

Für Stückgüter sowie zur Förderung von Schüttgütern in Kippkübeln werden die Laufkatzen mit einfachem Haken bzw. Sicherheitshaken ausgerüstet. Kippkasten mit aufklappbarer Stirnwand erfordern bei fester Anordnung des Hub- und Fahrwerkantriebs außer den beiden Arbeitsseilen noch ein weiteres Zugseil zum Kippen des Kastens.

Bei den Doppelkränen für Langholz (Fig. 241) fahren zwei Laufkatzen auf parallelen Tragseilen. Die beiden Unterflaschen dieser Katzen sind dann durch eine Querstange gelenkig miteinander verbunden.

Kabelkrane, die zum Fördern von Schüttgut mit Selbstgreifern oder zum Aufnehmen regelmäßig gestapelter kurzer Hölzer (Grubenholz und Holz für Zellstofffabriken) mit Rundholzgreifern (nach Art von Fig. 135 u. 136, S. 442) ausgerüstet sind, erfordern entsprechende Ausbildung des Windwerks und setzen feste Anordnung des Antriebs an einer Stütze voraus.

Veröffentlichungen über Kabelkrane: Z. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 375: Ausbalanzierte Seilbahnkrane. — Desgl. 1910: Buhle, Kabelhochbahnkrane. — Desgl. 1912, S. 232: Kabelkrane. — Desgl. 1913, S. 117: Hermanns, Kabelkrane. — Desgl. 1916: S. 501: He in old, Seilbahnkrane neuerer Bauart.

6. Drehkrane.

a) Ortfeste Drehkrane.

Sie haben den Nachteil eines geringen Arbeitsbereiches, erfordern jedoch den fahrbaren Drehkränen gegenüber geringere Anlagekosten.

Schwerlastkrane (Krane über 100 t Tragkraft) werden, da die Fahrbahn und ihre Gründung in der Herstellung schwer und teuer, meist ortfest ausgeführt.

Ausladung der Drehkrane je nach der Betriebsanforderung fest oder veränderlich.

Das Produkt aus der Tragkraft Q und der größten Ausladung A wird Kran- oder Auslegermoment genannt und in der Regel in tm ausgedrückt.

Nach Art der Aufnahme des Kranmomentes und der an dem drehbaren Teil wirkenden senkrechten Kräfte unterscheidet man Säulendrehkrane (mit drehbarer oder mit feststehender Säule) und Drehscheibenkrane.

Antrieb von Hand oder elektrisch.

Drehkrane mit drehbarer Säule.

Ausleger an der drehbaren Säule angebaut, deren Lager bei den Drehkränen mit Endzapfen (Ober- und Unterzapfen) an einer Gebäudewand (Fig. 244), am Fußboden und an der Decke (Fig. 253) oder in einem besonderen Gerüst angeordnet (Derrickkrane).

Wanddrehkrane (Fig. 244). Kranmoment in Rücksicht auf Belastung der Gebäudewand bis etwa 12 tm. Drehbereich auf 180° beschränkt.

Hubwerk. Meist an dem unteren Teil des Auslegers aufgebaut, mitunter auch getrennt vom Kran angeordnet.

Huborgan: Gliederkette, meist jedoch Drahtseil. Übersetzungsmittel allgemein Stirnräder-vorgelege. Bei Handantrieb Ausrüstung des Hubwerks mit Sperrdremse, bei größerem Hub auch mit Fliehkraftbremse. Für elektrisches Hubwerk Anordnung einer gewichtbelasteten Bandbremse, die von Hand oder durch einen Bremsmagneten gelüftet wird.

Lagerung des drehbaren Auslegers (Fig. 244) in einem oberen Halslager und einem unteren Spur- und Halslager. Höhe der drehbaren Säule $h_1 = 0,5A$ bis $1,0A$.

Die Auslegerstützkräfte bzw. Lagerkräfte ergeben sich aus der Gleichgewichtsbedingung. Diese erfordert die Anbringung einer, in Richtung der Drehachse wirkenden und der Resultierenden aus den Belastungskräften Q und G_1 entgegengesetzten senkrechten Stützkraft

$$V = Q + G_1 \tag{76}$$

(G_1 = Eigengewicht des drehbaren Teiles) sowie eines Kräftepaars

$$H_1 \cdot h_1 = H \cdot h = Ve = Q \cdot A + G_1 \cdot e_1 \tag{77}$$

Die wagerechten Stützkkräfte H_1 folgen nach Annahme der Säulenhöhe h_1 aus vorstehender Gleichung.

Die im Abstand e von der Drehachse angreifende Mittelkraft aus den Kippkräften Q und G_1 und die obere wagerechte Kraft H , lassen sich zu einer Resultierenden R zusammensetzen. Da $V = Q + G_1$, H_1 und R ein Kräfte-dreieck (Fig. 245) bilden, so müssen sich die Verlängerungen von R und H_1 in der Wirkungslinie der Kippkräfte-Resultierenden V schneiden. Mit letzterer, deren Abstand e und der nach oben wirkenden Stützkraft V sind daher R und H_1 zeichnerisch festgelegt.

Der Seilzug S wirkt, wenn das Hubwerk am Ausleger angebaut ist, nur als innere Kraft und kommt daher für die Ermittlung der Stützkkräfte nicht in Betracht. Ist dagegen das Hubwerk von dem drehbaren Teil getrennt angeordnet, so ist er als äußere Kraft einzuführen.

Drehwerk. Es ist wegen des geringen Drehwiderstandes meist nicht erforderlich.

Ermittlung des Drehwiderstandes s. S. 505, Berechnung des Drehwerkes S. 506.

Weitgehende Verminderung des Drehwiderstandes durch den Einbau von Wälzlager an Stelle der Gleitlager.

Fig. 249¹⁾. Kugellagerung der Säule eines Wanddrehkranes. a drehbare Säule; b Oberzapfen; c einstellbares Querlager; d Lagerarm, an der Wand befestigt; e Unterzapfen; f einstellbares Querlager; g einstellbares Längslager; h Distanzring. Die Halbmesser R_1 und R_2 der balligen Einstellung von f und g müssen gemeinsamen Mittelpunkt haben.

Ausleger. Für feste Ausladung einfache Dreieckform (Fig. 244) oder für größere Lastabmessungen als Fachwerk mit geknickter Druckstrebe. Beanspruchung durch Q und G_1 . Ermittlung der Stabspannkkräfte rechnerisch, meist jedoch zeichnerisch. Entwurf des Last-Kräfteplanes mit Q als Belastung (Fig. 247) oder mit der am Auslegerkopf wirkenden Resultierenden R_0 aus Q und S (Fig. 248). Damit sich der Kräftezug am Knoten III schließt, wird der an der Trommel angreifende Seilzug dadurch nach III verlegt, daß daselbst parallele, gleich große, aber entgegengesetzt wirkende Kräfte S und S' angebracht werden. Einwandfreier nach Tochtermann (Zeitschr. f. gewerbl. Unterricht 1914, S. 45) durch Reduktion des Seilzuges auf die Knotenpunkte.

Berechnung der Kransäule auf zusammengesetzte Festigkeit. (Zug und Biegung durch $H_1 \cdot c_1$ bzw. $H_1 \cdot c_2$).

Veränderung der Ausladung durch wagerechte Anordnung der Zug- oder Druckstrebe und deren Ausbildung als Katzenfahrbahn.

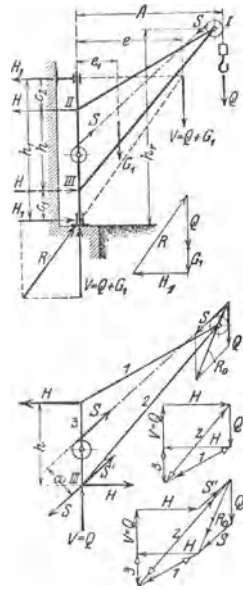


Fig. 244 bis 248.

¹⁾ Kugelfabrik Fischer, Schweinfurt.

Fig. 250 und 251. Als Fahrbahnträger dient ein I-Träger, der von einer Unterflansch-Laufkatze mit Handantrieb oder eingebautem Elektroflanschzug befahren wird.

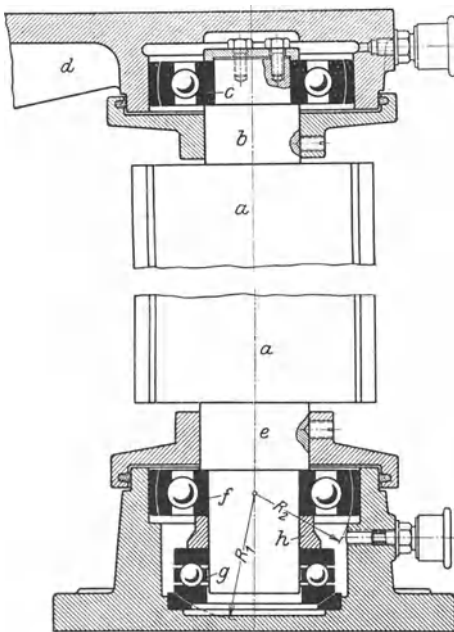


Fig. 249.

Fig. 252¹⁾. Wanddrehkran für einen Hafenspeicher. $Q = 1,5$ t; $A = 7$ m; $A_0 = 3$ m; Hub $h = 20$ m. Übertragung der Hub- und Fahrbewegung von den fest angeordneten Windwerken auf die Laufkatze durch Seilzüge.

a Unteres Spur- und Halslager; b oberes Halslager; c Hubseilzug, bei d befestigt; e Hubtrommel; f Fahrseil, dessen beide Enden an Katzenrahmen befestigt; g Fahrtrummel.

Fig. 253. Gießerei-Drehkran üblicher Bauart. Die Anordnung des oberen Halslagers c an der Gebäudedecke ermöglicht vollen Drehbereich des Kranes und gestattet auch das Anbringen eines Gegengewichtes am hinteren Auslegerteil.

Ausführung des Hub- und Katzenfahrwerks ebenfalls mit fest angeordneten Windwerken und Übertragung durch Seil- und Kettenzüge auf die Laufkatze.

Übliche Tragkraft 5 t, 7,5 und 10 t.

Antrieb von Hand oder elektrisch. Für größere Tragkraft und Ausladung ist Anordnung eines Drehwerkes erforderlich.

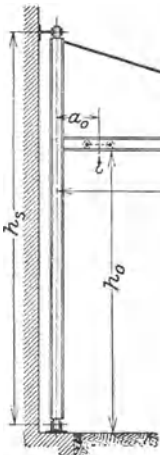


Fig. 250.

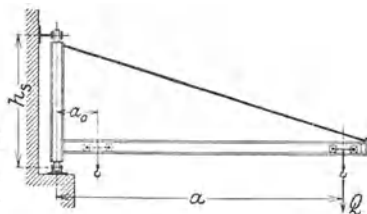


Fig. 251.

Derrick-Krane (Fig. 254) haben gleichfalls eine drehbare Säule, an deren unterem Ende das Gelenk für den wippbaren Ausleger angeordnet ist. Das untere Säulenlager ist als Hals- und Spurlager ausgebildet. Aufnahme der oberen wagerechten Kraft der Säule durch zwei am Fußboden verankerte Streben.

Schwenkbereich daher auf 270° beschränkt.

Veränderung der Ausladung durch einen Rollenzug, dessen Seilspannung mit der Ausladung veränderlich. In

Rücksicht auf konstantes Drehmoment an der Trommel erhält diese zweckmäßig konische Form.

¹⁾ Mohr u. Federhaff, Mannheim. (Ausführung s. Bethmann, Hebezeuge, 6. Aufl., S. 439.)

Der größte Seilzug ergibt sich bei der größten Ausladung (Fig. 254) zu:

$$S = \infty \frac{1}{i \cdot f} \cdot (Q \cdot A + G_1 \cdot e_1 - S_0 \cdot f), \quad (78)$$

wobei i die Zahl der Seilstränge des Rollenzuges, S_0 die Spannung im Hubseil und f deren Abstand vom Auslegerdrehpunkt.

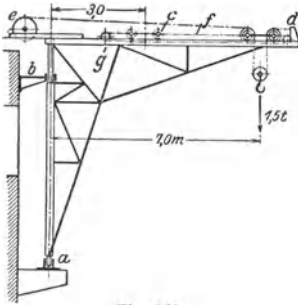


Fig. 252.

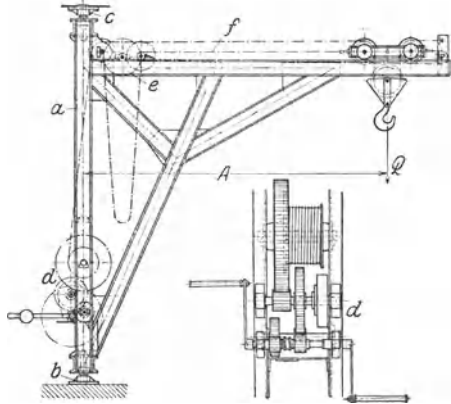


Fig. 253.

Ein Nachteil der Derrick-Krane ist die starke Seilabnutzung und die sich hieraus ergebende Betriebsunsicherheit. Der Ausleger kann leicht gehalten werden, da er — keiner Biegungsbeanspruchung ausgesetzt — nur knicksicher zu sein braucht.

Ausführungen: Elektr. betr. Derrick-Kran von 20 t Tragkraft und 30 m Hub zur Verladung von Steinen [Fig. 254¹⁾]. $A = 20$ m; $A' = 10$ m; Schwenkbereich: 230° .

Schwerlast-Derrickkran von 100 t Tragkraft mit Dampftrieb der Schiffswerft Blohm & Voss, Hamburg (gebaut von der Demag, Duisburg), s. Z. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1606.

Derrickkrane mit vollem Drehbereich zur Lagerplatzbedienung (Bamag, Berlin) s. Z. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1463. Voller Drehbereich wird dadurch erreicht, daß das Gerüst fällt und das obere Säulenlager zur Aufnahme der wagerechten Stützkraft nach vier Richtungen durch Drahtseile verstrebt ist.

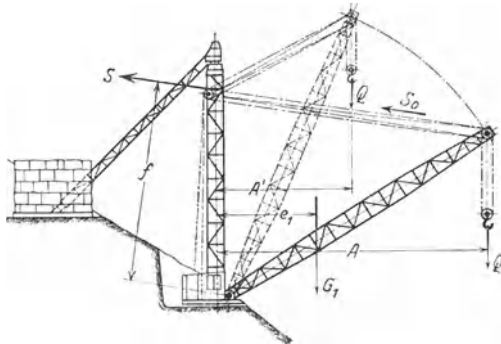


Fig. 254.

Drehkrane mit feststehender Säule.

Lagerung des drehbaren Auslegers. An dem drehbaren Ausleger ist bei *II* (Fig. 255) ein oberes Längs- und Querlager und bei *III* ein unteres Querlager eingebaut, die die senkrechten Kräfte und Momente auf die feststehende Kransäule übertragen.

Ausführung der Säule bei Drehkranen nach Fig. 255 und für Kranmomente bis 20 tm aus geschmiedetem S.-M.-Stahl. Gebräuchlicher größter Durchmesser etwa 300 mm. Höhe der Säule kann zu $h = 0,5$ bis $0,7 A$ angenommen werden. Beanspruchung auf Druck und auf Biegung. Bei größeren Kranen ist Anordnung

¹⁾ Demag, Duisburg (Z. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 993).

eines Gegengewichtes zur Herabminderung der Biegungsbeanspruchung der Säule erforderlich (Fig. 255).

Nach Schätzung des Eigengewichtes des drehbaren Teils G_1 und seines Schwerpunktabstandes e_1 wird das Gegengewichtsmoment $G_g \cdot e_g$ so groß angenommen, daß das Auslegermoment des vollbelasteten Kranes zur Hälfte und das Eigengewichtsmoment ganz ausgeglichen ist.

$$G_g \cdot e_g = \frac{Q \cdot A}{2} + G_1 \cdot e_1. \quad (79)$$

Nach Annahme der Länge des Gegengewichtsarmes e_g ist die Größe des Gegengewichtes festgelegt. Ausführung des Gegengewichtes in Gußeisen, Stein oder Beton. Mitunter auch Schrott als Gegengewicht.

Die Auslegerstützkkräfte bzw. Lagerkräfte ergeben sich aus der Gleichgewichtsbedingung.

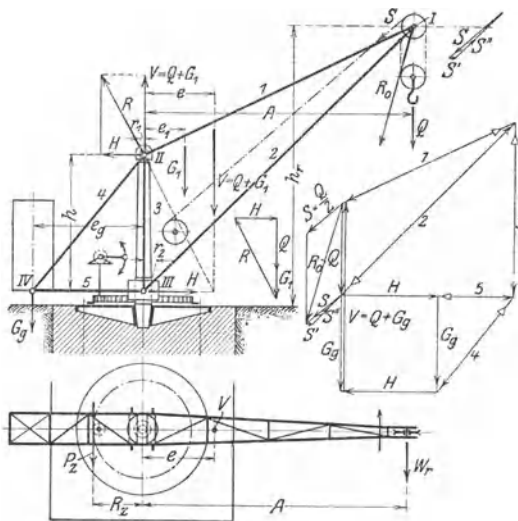


Fig. 255 bis 257.

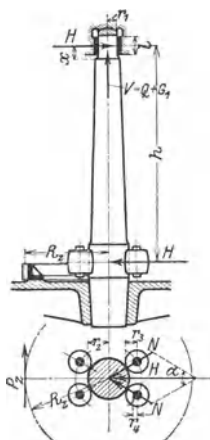


Fig. 258.

Senkrechte Stützkraft (Spurlagerkraft bei II). Sie ist der Resultierenden aus den am drehbaren Teil wirkenden senkrechten Kräften gleich und entgegengesetzt (Fig. 255).

$$V = Q + G_1 + G_g. \quad (80)$$

Kräftepaar an der Kransäule:

$$H \cdot h = V \cdot e = Q \cdot A + G_1 \cdot e_1 - G_g \cdot e_g. \quad (81)$$

Mit der angenommenen Säulenhöhe h ergeben sich die wagerechten Stützkkräfte (Halslagerkräfte bei II und III).

Die resultierende Stützkraft R des oberen Auslegerlagers, die untere wagerechte Stützkraft H und die Resultierende der senkrecht abwärtswirkenden Kräfte am Ausleger V sind miteinander im Gleichgewicht und bilden ein Kräfte-dreieck (Fig. 256). Bringt man daher V im Abstände e von der Drehachse mit der Richtung der unteren wagerechten Stützkraft H zum Schnitt, so sind R und seine Komponenten V und H festgelegt.

Berechnung der Kransäule auf Biegung (gefährlicher Querschnitt an der Grundplatte) mit dem Moment $H \cdot h$ und $h_b = 800$ bis 1000 kg/cm^2 (S.-M.-Stahl) für motorisch betriebene Krane und bis 1200 kg/cm^2 für Handdrehkrane. Wegen der gleichzeitigen Beanspruchung auf Druck Nachprüfung der auftretenden größten resultierenden Spannung.

Die Säule ist meist nach Art von Fig. 258 konisch in die Grundplatte eingesetzt. $\operatorname{tg} \alpha = \frac{1}{25}$ bis $\frac{1}{15}$. Bei größeren Auslegermomenten (über 20 tm) Ausführung der Säule in Fachwerk.

Die Größe des Drehwiderstandes ist von der baulichen Durchbildung der Auslegerlagen abhängig.

Für die einfache Lagerung mit oberem Spur- und Halslager und unterem Halslager (Fig. 255) ergibt sich, wenn μ_1 Reibungsziffer des vollen Spurlagers und μ die der Halslager bedeuten, das auf Mitte Kransäule bezogene Reibungsmoment zu:

$$M_r = W_r \cdot A = V \cdot \mu_1 \cdot \frac{2}{3} r_1 + H \cdot \mu \cdot r_1 + H \cdot \mu \cdot r_2. \quad (82)$$

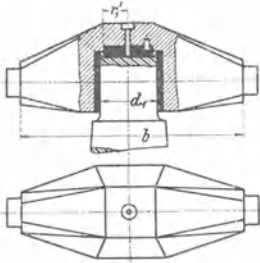


Fig. 259.

Bei der meist angewendeten Lagerung mit unterem Rollenlager (Fig. 258) kommt auf jede der vorderen Druckrollen, dem halben Winkel α entsprechend ein Druck $N = \frac{H}{2 \cos \frac{\alpha}{2}}$ wobei α meist 60° .

Gesamtreibungsmoment bezogen auf Mitte Säule¹⁾:

$$M_r = W_r \cdot A = V \cdot \mu_1 \cdot \frac{2}{3} r_1 + H \cdot \mu \cdot r_1 + 2N \mu \cdot r_4 \frac{r_3}{r_3} + 2N \cdot f \cdot \frac{r_3 + r_4}{r_3}. \quad (83)$$

$\mu = \mu_1 = \infty 0,1$. Hebelarm der rollenden Reibung $f = 0,05$ cm.

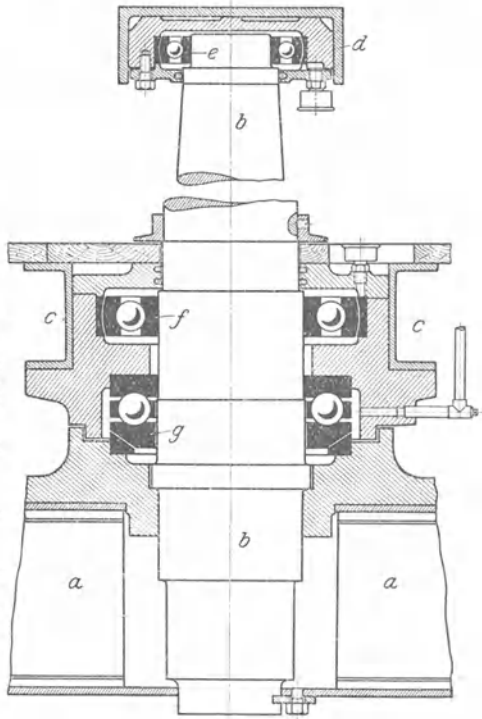


Fig. 260.

Ausbildung des Querstückes (Traverse), das die Spurplatte und obere Halslagerbüchse enthält, entweder als Schmiedestück (Fig. 259) oder aus zwei \square -Eisen mit eingebautem Spur- und Halslager.

Einbau von Wälzlager (Kugel-, Rollen- oder Tonnenlagern) vermindert den Reibungsdrehwiderstand.

Fig. 260.²⁾ Kugellagerung eines freistehenden Drehkranes. *a* Grundplatte; *b* feststehende Säule; *c-d* drehbarer Ausleger; *e* oberes einstellbares Querlager; *f* unteres Querlager; *g* Längslager, beide ballig einstellbar.

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 38: Fügen, Berechnung des Schwenkwiderstandes der Drehkrane. — Desgl. S. 358: Zuschriften zu den Ausführungen.

²⁾ Kugelfabrik Fischer, Schweinfurt.

Bei Kranen größerer Tragkraft und Spannweite Anwendung eines Rollenlagers nach Art von Fig. 261, das hinsichtlich der Reibungsverhältnisse günstiger als die Ausführung Fig. 253 mit dem kleinen Verhältnis $\frac{r_2}{r_4}$. Der innere Laufkranz dieses Rollenlagers ist an der feststehenden Kranssäule a und der äußere in dem drehbaren Auslegerteil b befestigt. Anordnung der Druckrollen in einem ringförmigen, auf senkrechten Rollen laufenden Käfig.

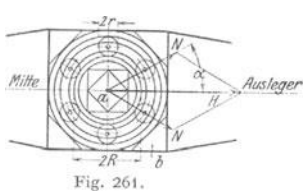


Fig. 261.

Unter Vernachlässigung der geringen Reibung der Käfigtragrollen und mit der Annahme, daß jeweils zwei Rollen tragen, beträgt das Reibungsmoment mit Bezug auf Fig. 261

$$M_r = 2 N \cdot f \cdot \frac{R}{r}, \quad (84)$$

wobei der Druck auf eine Rolle $N = \frac{H}{2 \cos \alpha}$. Bei 6 Rollen ist $\alpha = 22^\circ 30'$.

Drehwerk. Krane mit geringem Drehwiderstand werden ohne Drehwerk ausgeführt.

Bei Antrieb des Drehwerks von Hand (mittels Kurbeln) ergibt sich mit Kraftmoment $P \cdot a$ die erforderliche Übersetzung zu:

$$i = \frac{M_r}{\eta \cdot P \cdot a}. \quad (85)$$

Kurbelhalbmesser und Kurbeldruck s. S. 424. M_r bei Lagerung Fig. 258 nach Gleich. 83, S. 505. Höhe der Kurbelwelle über dem Standorte des Arbeiters etwa 1000 mm. Zahndruck am Zahnkranz (Fig. 255).

$$P_z = W_r \cdot \frac{A}{R_z}. \quad (86)$$

Bei motorischem Antrieb Motorleistung: $N = \frac{W_r \cdot v}{75 \cdot 60 \cdot \eta}, \quad (87)$

worin Drehwiderstand $W_r = \frac{M_r}{A}$, Drehgeschwindigkeit v in m/min (am Auslegerkopf) und η Wirkungsgrad des Drehwerks.

Nachprüfung des Anzugmomentes des Drehmotors bei flott arbeitenden Kranen erforderlich (vgl. auch S. 512).

Übersetzung des Drehwerks: $i = \frac{n_m}{n_a}$ worin n_m = Drehzahl des Motors, $n_a = \frac{v}{2 A \pi}$ = Drehzahl des Auslegers. Da n_a meist klein (2 bis 3 Uml/min), so ist für das Drehwerk große Übersetzung erforderlich.

Das Drehwerk wird auf der Plattform des drehbaren Teils aufgestellt. Ausführungsart s. Fig. 270, S. 512.

Genaueres Anhalten des Auslegers erfordert Anordnung einer Drehwerksbremse mit Fußhebel oder Bremslüftmagnet.

Ausleger. Ausführung als Vollwandträger meist jedoch als Fachwerk.

Für feste Ausladung einfaches Dreiecksfachwerk nach Fig. 255 Beanspruchung durch Q , das Gegengewicht G_0 und G_1 . Entwurf des Last-Kräfteplanes (Fig. 257) mit der am Auslegerkopf wirkenden Resultierenden R_0 aus Last und Seilzug S , des Eigengewichts-Kräfteplanes unter Verteilung des Eigengewichtes auf die einzelnen Knotenpunkte.

Der auf den Auslegerkopf umgerechnete Reibungs- und Massendrehwiderstand beansprucht den Ausleger noch in wagerechtem Sinne. Er wird von dem Querverband der Druckstrebe aufgenommen und kann überschläglich zu $\frac{1}{10}$ der Last angenommen werden.

Ausbildung der Druckstrebe für Krane geringerer Tragkraft (z. B. Kohlenladekrane der Eisenbahnverwaltung) als genietetes oder geschweißtes Rohr. Sonst allgemein aus zwei C-Eisen mit entsprechendem Verband. Die Zugstrebe kann rechteckigen, Kreis- oder L-Querschnitt erhalten.

Zulässige Zug- bzw. Druckbeanspruchung je nach den Betriebsverhältnissen des Kranes: k_z bzw. $k = 750$ bis 1000 kg/cm^2 . Berechnung der Druckstrebe auf Knickung nach S. 481 mit $\mathcal{C} = 5$. Für Nietenschlüsse: $k_s = 600 \text{ kg/cm}^2$; Lochleibungsdruck bis $k = 1200 \text{ kg/cm}^2$.

Die Kranschilde werden aus \square -Eisen oder Blech gebildet und sind wegen des anzubauenden Hubwerkes reichlich zu bemessen.

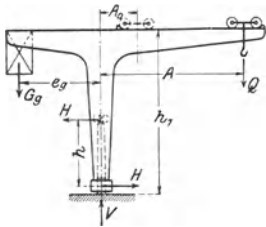


Fig. 262.

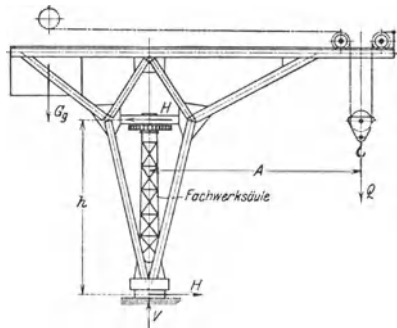


Fig. 263.

Erhält der drehbare Teil eine Plattform, so wird sie in \square -Eisen gehalten und mit Riffelblech oder Bohlen abgedeckt.

Veränderung der Ausladung durch Ausbildung des Auslegers mit wagerechter Katzenfahrbahn (Fig. 262 und 263), seltener mit wippbarem Ausleger.

Fig. 262. Schematische Darstellung eines freistehenden Lagerplatzdrehkranes mit vollwandigem Ausleger und normaler elektrischer Kranlaufwinde. Drehen von Hand. Ausführung¹⁾: Tragkraft 5 t; Ausladung $A = 6,5 \text{ m}$, $A_0 = 2 \text{ m}$; Höhe der Katzenfahrbahn über Fußboden $h_1 = 7,0 \text{ m}$.

Fig. 263²⁾. Elektrisch betriebener freistehender Drehkran mit Fachwerksäule von 12 t Tragkraft, 6,6 m größter Ausladung und 6 m Hub. Hub- und Katzenfahrwerk am Gegengewichtsarm fest angeordnet. Fahrwerk mit endloser Kette.

Standfestigkeit und Fundament. Die Resultierende V_s aller an dem vollbelasteten Kran wirkenden senkrechten Kräfte muß innerhalb der Fundamentfläche bzw. hinter der Kippkante liegen. $e_s < x$.

Bedeutet G_2 das Gewicht der Kransäule und Grundplatte, G_f das Fundamentgewicht, x die halbe Breite des Fundamentklotzes bzw. der Halbmesser bei zylindrisch ausgeführtem Klotz, so ist, mit Bezug auf Fig. 264):

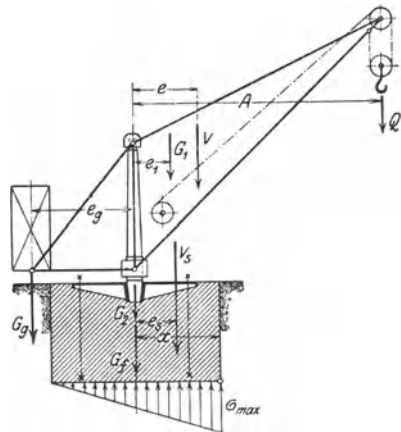


Fig. 264.

$$\left. \begin{aligned} V_s &= V + G_2 + G_f = Q + G_1 + G_g + G_2 + G_f \\ e_s &= \frac{Q \cdot A + G_1 \cdot e_1 - G_g \cdot e_g}{Q + G_1 + G_2 + G_f + G_g} \end{aligned} \right\} \quad (88)$$

Ermittlung des Fundamentgewichtes unter schätzungsweise Annahme von x nach der Gleichung:

$$(G_f + G_2) \cdot x - Q(A - x) + G_1(x - e_1) + G_g \cdot (e_g + x) = 0. \quad (89)$$

¹⁾ Rheinmetall, Düsseldorf.

²⁾ Fried. Krupp A. G., Grusonwerk.

Das hiernach berechnete Fundamentgewicht ist aus Sicherheitsgründen mindestens zwei- bis dreimal so schwer zu halten.

Einheitsgewichte: Mauerwerk 1600 kg/m³; Beton 2000 kg/m³.

Flächenpressung zwischen Mauerwerk und Erdboden: Ist das Fundamentgewicht so schwer gewählt, daß V_s in die Drehachse des Kranes fällt ($e_s = 0$), so verteilt sich der Druck gleichmäßig auf die ganze Fundamentgrundfläche. Für quadratische Grundfläche ist daher:

$$V_s = x^2 \cdot k \dots \text{kg} \tag{90}$$

worin x in cm und k in kg/cm².

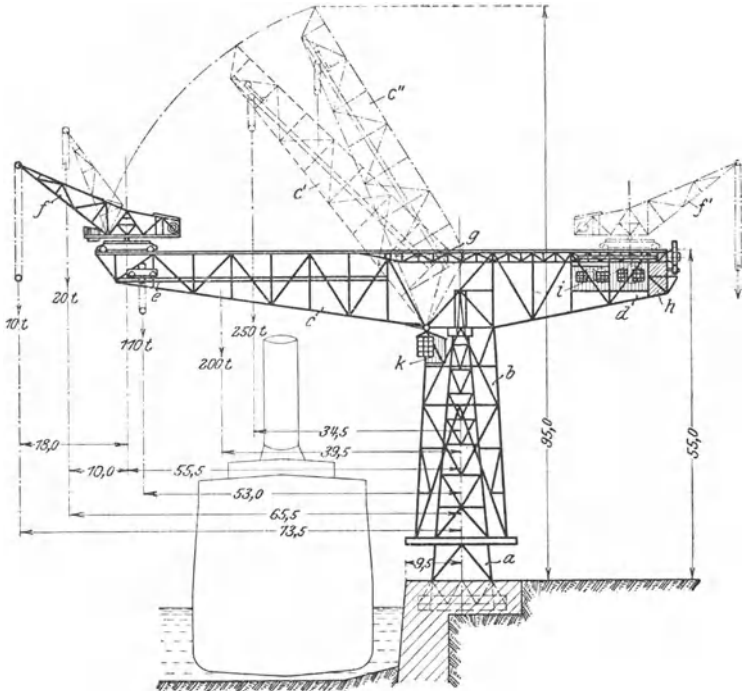


Fig. 265.

Wirkt V_s exzentrisch (im Abstände e_s von der Drehachse), so ist die größte auftretende Kantenpressung σ_{\max} maßgebend. Mit der Grundfläche x^2 und deren Widerstandsmoment $\frac{x^3}{6}$ wird

$$\sigma_{\max} = \frac{V_s}{x^2} + \frac{V_s \cdot e_s \cdot 6}{x^3} < k, \tag{91}$$

Als größte Flächenpressung bzw. Kantenpressung kann $k = 2$ bis 3 kg/cm² zugelassen werden.

Die Grundplatte für die freistehende Kransäule wird entweder in Gußeisen hergestellt, meist jedoch aus Walzeisen zusammengenietet. Berechnung der Platte auf Biegung, der zugehörigen Ankerschrauben mit $k_z = 600$ bis 800 kg/cm² auf Zug.

Schwerlast-Turmdrehkrane für Werft- und Hafenbetriebe werden fast ausschließlich mit feststehender pyramidenförmiger Säule und mit hammerförmigem Ausleger hergestellt, dessen Unterteil haubenförmig ausgebildet und über die Säule gestülpt ist (Fig. 265). Die Auslegerstützkkräfte werden durch einen oberen Königstock mit Kegelrollenlager und Halslager sowie einen unteren Rollenkranz auf die feststehende Kransäule übertragen.

Übliche Tragkräfte: 100 t, 150 t, 200 t und 250 t.

Fig. 265. Hammerdrehkran mit wippbarem Ausleger von 250 t Tragkraft¹⁾. *a* feststehende pyramidenförmige Fachwerksäule, auf der das haubenförmige Unterteil *b* des drehbaren Auslegers aufgesetzt. *c* wippbarer Ausleger. *d* Gegengewichtsarm an dem der Antrieb des Hub- und Auslegerwippwerks²⁾ angeordnet. *e* Schwerlast-Laufkatze von 250 t Tragkraft, deren Fahrbahn im Inneren des wippbaren Auslegers eingebaut. *f* Drehkran, auf dem Oberring des Hammerauslegers fahrend. *g* Lenker zum Ausleger-Wippwerk, bei wagerechter Auslegerstellung als Verbindungsbrücke der Drehkranfahrbahn zwischen *c* und *d* dienend. *h* Gegengewicht. *i* Maschinenhaus. *k* Führerhaus. Bei Benutzung des Kranes als Wippkran wird der Hilfsdrehkran in die äußerste Stellung des Gegengewichtsarmes gebracht und die Laufkatze in der größten Ausladung (53 m) festgestellt und verriegelt. Wippen des Auslegers durch Schraubenspindeln.

Die Tragkräfte der Laufkatze bei verschiedener Ausladung sind aus der Fig. 265 ersichtlich. Hubhöhe: 50 m.

Arbeitsgeschwindigkeiten und Motorleistungen des Schwerlastkranes:

Heben: 250 t	1,6 m/min,	100 t	4 m/min.	2 Motoren	zu je 95 PS.
Katzenfahren (bei Belastung)	12 "	1 "	" "	" "	" 38 "
Drehen (mit 250 t) in	12 min.	2 "	" "	" "	" 38 "
Wippen (unbelastet)	30 "			Durch die Hubmotoren.	

Stromart: Gleichstrom 440 Volt.

Steuerung des 250-t-Hubwerks und des Auslegereinzehwerks durch Gleichstrommaschinen mit Leonard-Schaltung.

Damit die Standfestigkeit des Kranes gesichert ist, kann mit der 250 t-Katze nur dann gearbeitet werden, wenn der Hilfsdrehkran am Gegengewicht steht, wo er solange stromlos bleibt als mit der Laufkatze gearbeitet wird. Wird umgekehrt mit dem Hilfsdrehkran gearbeitet, so schließt die Schaltungsanordnung ein Einschalten der eingefahrenen Laufkatze aus.

c) Drehscheibenkrane.

Die Kippmomente des drehbaren Auslegers werden nur durch senkrechte Kräfte auf das Unterteil der Drehscheibe übertragen. Daher stets Anordnung eines Gegengewichtes.

Ausführung allgemein mit Rollendrehscheibe nach Art von Fig. 266.

Die Drehscheibenkrane bieten bei leichter und billiger Bauart genügend Raum zur Unterbringung des Hub- und Drehwerks, die auf dem hinteren Teile der Plattform angeordnet, die Kippmomente mit ausgleichen helfen. Nachteile sind die Verringerung der nutzbaren Ausladung und der erhebliche Schwenkwiderstand.

Antrieb der Drehscheibenkrane für Hafenbetriebe stets elektrisch. Nur für selten auszuführende Bewegungen, z. B. Kranfahren, von Hand.

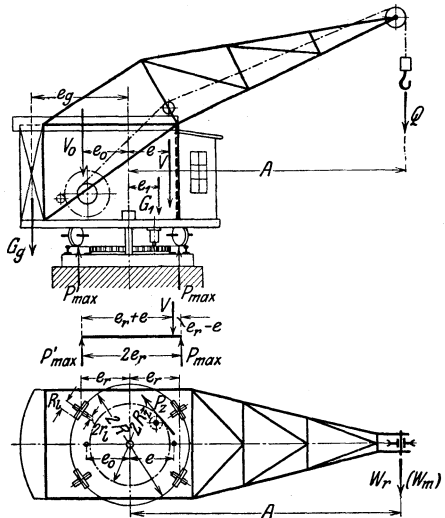


Fig. 266.

¹⁾ Bauart Demag, Duisburg. (Elektr. Ausrüstung: S.S.W.)

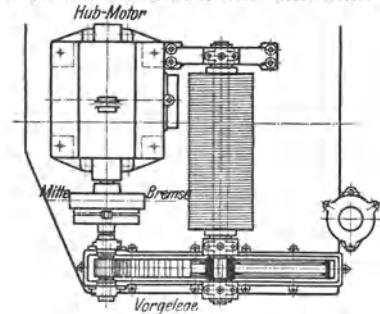
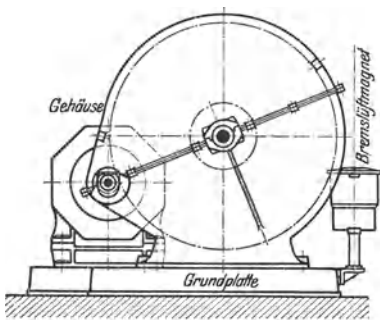
²⁾ Ausbildung des Antriebes für das Hub- und Auslegerwippwerk s. Z. Ver. deutsch. Ing. 1919, S. 349.

Übliche Tragkräfte von Hafendrehkränen für Stückgut-Verladung: 1,5—2,5—3—5 und 10 t. Hubgeschwindigkeit: 24 bis 60 m/min. Drehgeschwindigkeit je nach Tragkraft und Größe der Ausladung: 30 bis 120 m/min.

Tragkräfte von Greifer-Drehkränen¹⁾.

Greifer-Inhalt	$J = 1$	$1\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	$1\frac{3}{4}$	2	$2\frac{1}{4}$	$2\frac{1}{2}$	$2\frac{3}{4}$	3
Tragkraft	$Q = 4$	5	6	7	8	9	10	$10\frac{1}{2}$	11

Hubgeschwindigkeit: 30 bis 120 m/min.
Drehgeschwindigkeit: 60 bis 180 m/min.



Hubwerk. Hubhöhe 6 bis 14 m. Huborgan der meist hohen Arbeitsgeschwindigkeit wegen ausschließlich Drahtseil. Bei kleineren Tragkräften hängt die Last mittels gewichtbelasteten Hakens unmittelbar an dem über die Auslegerrolle geführten Seil. Krane höherer Tragfähigkeit werden mit loser Rolle ausgerüstet.

Bei Wahl eines Motors mit mittlerer Drehzahl Übersetzung: doppeltes Stirnrädergetriebe.

Krane mit der meist vorkommenden Normallast von 2 bis 3 t und einer Hubgeschwindigkeit von 0,6 bis 0,8 m/sek erhalten zweckmäßig Antrieb durch einen langsamlaufenden Motor ($n = 200$ bis 400), sowie einfaches Stirnrädervorgelege als Übersetzung.

Das Getriebe läuft in Öl. Das Antriebritzel wird aus S.-M.-Stahl hergestellt, seine Zähne aus dem Vollen geschritten und gehärtet. Übersetzung: $i = 8$ bis 10 (mitunter bis 15).

Ausführung nach Art von Fig. 267²⁾.

Fig. 267 a³⁾. Hubwerks-Schaulinien eines 3 t-Volltordrehkranes für Stückgutumschlag. Stromart: Gleichstrom 440 Volt. v_1 Verlauf der Hubgeschwindigkeit; N_1 Motorleistung; η mechanischer Wirkungsgrad; η_m Wirkungsgrad des Motors.

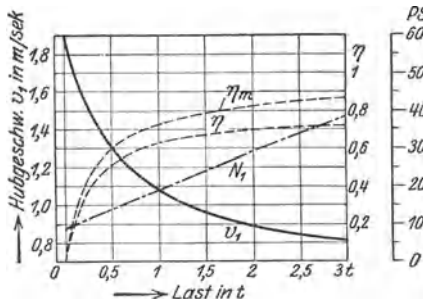


Fig. 267 a.

Die Hubwerksbremse wird meist als gewichtbelastete, elektromagnetisch gelüftete Bandbremse ausgeführt und auf dem Umfang der elastischen Kupplung angeordnet.

Regeln der Senkgeschwindigkeit entweder durch Lüften der Bremse mittels Handhebels oder bei Senkbremsschaltung durch den Motor.

Anordnung einer Sperradbremse mit Reibungsklinken, deren Bremshebel durch ein

Gestänge mit dem Controllerhebel verbunden [Fig. 268⁴⁾] hat sich als Hubwerksbremse für Hafendrehkrane kleiner und mittlerer Tragkraft gut bewährt.

¹⁾ Bei Greifern mittelschwerer Bauart.

²⁾ Maschinenfabrik J. v. Petrávič, Wien.

³⁾ Jahrb. d. Hafentechn. Ges. 1920, Schiebeler, Die elektrische Ausrüstung der Hebezeuge in Hafenanlagen.

⁴⁾ Eisenwerk vorm. Nagel u. Kämp, Hamburg.

Soll gehoben werden, so wird der Steuerhebel des Kontrollers nach rechts (Heben) ausgelegt und damit der Motor eingeschaltet. Die Bremswelle dreht sich alsdann im Hubsinne, wobei das Klinkensystem in der festgehaltenen Bremscheibe fortgleitet. Wird der Hebel in die Mittelstellung gebracht oder tritt Stromunterbrechung ein, so nimmt die Bremswelle infolge des Rückdruckes der Last entgegengesetzten Drehsinn an, die Klinken greifen ein, und die Last ist gestellt. Soll gesenkt werden, so wird der Steuerhebel nach links (Senken) ausgelegt und die Bremse gelüftet. Die Senkgeschwindigkeit ist hierbei durch Einstellen der Lüftung beliebig regelbar. Zum schnelleren Senken des leeren Hakens kann in der äußersten (linken) Lage des Steuerhebels Strom im Senksinne gegeben werden.

Für Greiferkrane kommen fast ausschließlich Zweiseilgreifer in Betracht, die ein besonderes Windwerk mit zwei Trommeln erfordern. Greiferwindwerke s. S. 380.

Drehscheibe. Das Gegengewicht ist so zu bemessen, daß die Mittelkraft V bzw. V_0 der an dem drehbaren Teil wirkenden senkrechten Kräfte stets innerhalb der Stützfläche liegt.

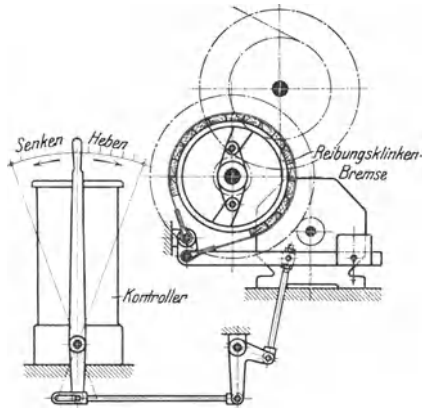


Fig. 268.

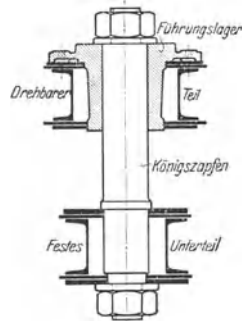


Fig. 269.

Für den vollbelasteten Kran gilt mit Bezug auf Fig. 266

$$\left. \begin{aligned} V &= Q + G_1 + G_g. \\ V \cdot e &= Q \cdot A + G_1 \cdot e_1 - G_g \cdot e_g. \end{aligned} \right\} \quad (92)$$

Für den unbelasteten Kran:

$$\left. \begin{aligned} V_0 &= G_1 + G_g. \\ V_0 \cdot e_0 &= G_g \cdot e_g - G_1 \cdot e_1. \end{aligned} \right\} \quad (93)$$

Das Gegengewichtsmoment muß der Bedingung $e < e_r$ und $e_0 < e_r$ genügen. Daher kleinster Wert bei vollbelastetem Kran: $G_g \cdot (e_g + e_r)$ und größter Wert bei unbelastetem Kran: $G_g \cdot (e_g - e_r)$. Nach Annahme von e_g ist die Größe des Gegengewichtes G_g bestimmt.

Fällt die Mittelkraft V bei vollbelastetem Kran und V_0 bei unbelastetem Kran genau in die Stützkante (e bzw. $e_0 = e_r$), so ergibt sich der kleinste zulässige Wert des Gegengewichtes zu

$$G_{g\min} = \frac{Q \cdot (A - e_r)}{2 e_r} - G_1. \quad (94)$$

Zur Unterstützung des Gegengewichtsmomentes sind das Hub- und Drehwerk, beide auf eine kräftige Grundplatte gesetzt, möglichst weit hinten anzuordnen.

Für die meist übliche Anordnung mit vier Laufrollen (bis $Q \cdot A = 50 \text{ tm}$) werden die größten Raddrucke mit Bezug auf Fig. 266 erhalten zu:

$$\left. \begin{aligned} \text{Raddruck einer vorderen Laufrolle } P_{\max} &= \frac{V}{2} \cdot \frac{e_r + e}{2 e_r}. \\ \text{„ „ hinteren „ } P'_{\max} &= \frac{V}{2} \cdot \frac{e_r - e}{2 e_r}. \end{aligned} \right\} \quad (95)$$

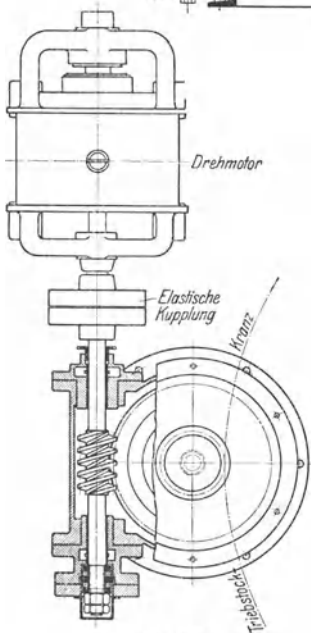
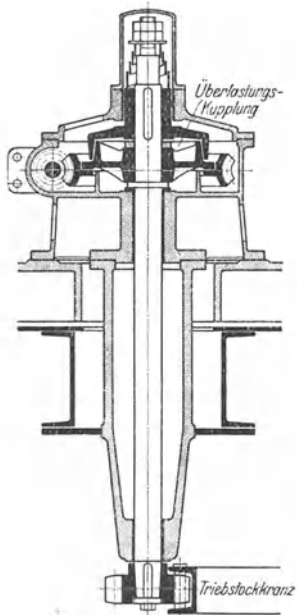


Fig. 270.

Ausführung der Laufrollen entweder schwach ballig oder konisch.

Der Königszapfen dient lediglich zur zentrischen Führung der Drehscheibe und wird nur bei Überlastung des Kranes auf Zug beansprucht. Ausführung nach Art von Fig. 269.

Drehwerk. Der Reibungsdrehwiderstand beträgt, am Auslegerkopf gemessen:

$$W_r = V \cdot (\mu \cdot r_1 + f) \cdot \frac{R}{A \cdot R_1} \quad (96)$$

Berechnung der Leistung des Drehmotors s. Gleich. (87), S. 506.

Massenwiderstand, am Auslegerkopf gemessen:

$$W_m = m \cdot \text{tg } \alpha, \quad (97)$$

worin m = Masse der Last einschließlich der auf den Auslegerkopf reduzierten Massen des drehbaren Teils. Für den parabolischen

Anlauf der Hauptstrommotoren ist $\text{tg } \alpha = \frac{2v}{t_a}$

wobei v die Drehgeschwindigkeit in m/sek. und t_a die Anlaufzeit (4 bis 6 sek).

Bei dem großen Anzugsmoment der im Kranbau verwendeten Gleichstromhauptstrom- und Drehstrommotoren ist dessen Nachprüfung nur unter besonderen Umständen erforderlich.

Übersetzung des Drehwerks ist durch Drehzahl des Motors und der des Auslegers bestimmt.

Ausbildung des Drehwerks nach Art von Fig. 270¹⁾.

Die Drehwerkbremse wird auf der Motorwelle angeordnet und kann eine elektromagnetisch gelüftete Band- oder Backenbremse sein. Wird die Bremse durch Fußtritt bedient, dann ist sie so einzurichten, daß ein unbeabsichtigtes Drehen des Auslegers durch Wind u. dgl. vermieden wird.

Ausleger. In Rücksicht auf möglichst geringes Eigengewicht als Fachwerk auszuführen.

Die Form des Auslegers selbst ist durch die örtlichen Verhältnisse bedingt und daher äußerst verschieden. Wegen Vorkommen sperriger Lasten gibt man ihm meist die Form in Fig. 266.

In dem Bestreben, den Ausleger nur so breit als unbedingt erforderlich zu halten, ist man durch die Diagonalen des Auslegerfußes (Fig. 266) behindert. Man gibt daher dem Auslegerfuß die Breite des Führerhauses.

¹⁾ Gebr. Weißmüller, Frankfurt a. M.

Die Auslegerform Fig. 271¹⁾ ermöglicht das Fortlassen der hindernden Diagonalen, und der Auslegerfuß kann daher schmaler gehalten werden.

Belastung des Auslegers durch Nutzlast und Eigengewicht. Ermittlung der Spannkkräfte rechnerisch oder zeichnerisch nach Cremona.

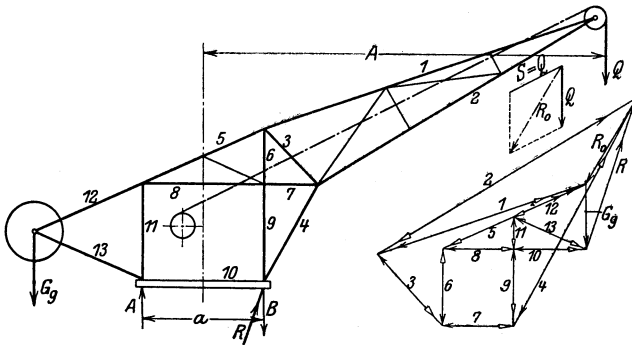


Fig. 271 u. 272.

Fig. 272 gibt den Kräfteplan eines Auslegers unter dem Einfluß der Last und des Seilzuges. Letzterer ist, wenn die Last unmittelbar am Hubseil hängt, gleich der Last. Ist eine lose Rolle angeordnet, dann ist $S = \frac{Q}{2}$.

Belastung an der Auslegerspitze durch die Mittelkraft R_0 aus Last und Seilzug, am hinteren Ende des Auslegers durch das Gegengewicht G_g . Ist das rechte Gerüstlager fest, das linke beweglich gedacht, dann sind Richtung und Größe der bei B angreifenden Reaktion R durch den Schnittpunkt der Richtungen von R_0 und G_g , sowie die Größe der letzteren festgelegt.

Bei unbelastetem Kran wirkt nur das Gegengewicht, das eine aufwärts wirkende senkrechte Reaktion A und eine abwärts wirkende B ergibt.

Der Verlauf der Spannkkräfte mit der Mittelkraft R_0 , dem Gegengewicht G_g und der Reaktion R als äußere Kräfte ist aus der Figur ersichtlich.

Bei Ermittlung der Spannkkräfte des Auslegers ist ferner der in Betracht kommende größte Winddruck in Rechnung zu ziehen, wobei die Windfläche schätzungsweise anzunehmen ist.

Der Ausleger erfährt während des Anlaufes der Drehbewegung noch eine wagerechte Beanspruchung durch den Massenwiderstand der Last und den seines Eigengewichtes. Daher entsprechender Verband in der Ebene der Druckstrebe.

Bemessung der Stabquerschnitte für eine zulässige Beanspruchung k bzw. $k_z = 750$ bis 1000 kg/cm^2 . Gedrückte Stäbe sind nach der Knickformel $J = 2,33 \cdot P_1 \cdot l^2$ (fünffache Sicherheit) zu berechnen. P_1 in t , l in m .

Veränderung der Ausladung. 1. Durch Rollenzug (Fig. 273).

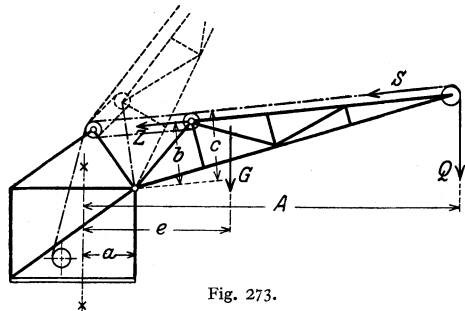


Fig. 273.

Bei viereckigem Auslegerquerschnitt Anordnung zweier Rollenzüge. Größte Belastung eines Rollenzuges bei vollbelastetem Kran und größter Ausladung

$$Z_{\max} = \frac{1}{2b} \cdot [Q \cdot (A - a) + G \cdot (e - a) - S \cdot c]; \quad (98)$$

wobei Q Tragkraft, G Eigengewicht des einziehbaren Auslegers, S Zugkraft im Hubseil.

¹⁾ M.A.N., Nürnberg (Z. f. pr. M. 1913, S. 235).

Bedeutet i die Zahl der Seilstränge des Rollenzuges, so ist die größte Seilspannung S ,

$$= \infty \frac{Z_{\max}}{i}.$$

2. Durch Spindeln (Fig. 274).

Der größte Spindelzug Z_{\max} tritt bei vollbelastetem Kran und größter Ausladung auf.

$$Z_{\max} = \frac{1}{b} \cdot [Q \cdot (A - a) + G \cdot (e - a) - S \cdot c]. \quad (99)$$

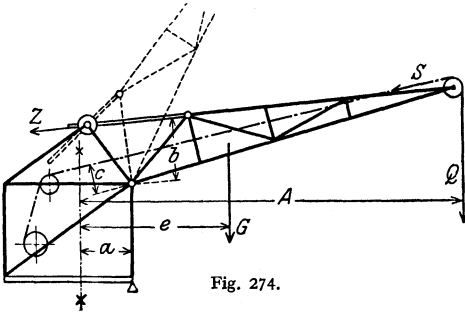


Fig. 274.

Krane geringerer Tragfähigkeit erhalten nur eine Spindel ($i = 1$), solche höherer Tragfähigkeit zwei Spindeln ($i = 2$). In ersterem Falle ergibt sich für den Auslegerquerschnitt dreieckige, in letzterem viereckige Form.

Werkstoff der Spindel Flußstahl der Mutter Phosphorbronze.

Antrieb der Spindeln entweder von Hand mittels Haseplrad und Kette, bei elektrischem Antrieb durch den Hubmotor oder einen besonderen Motor. Übersetzung durch Kegelräder unter Vorschalten eines Stirnräder- oder Schneckengetriebes.

Die Spindelverstellung des Auslegers bietet neben größerer Dauer-

haftigkeit und Betriebssicherheit eine ruhigere Lage des Auslegers gegenüber der Verstellung durch Rollenzug.

3. Mitunter Veränderung der Ausladung durch Anordnung einer Laufkatze auf dem entsprechend ausgebildeten Ausleger (Fig. 275).

Ausführungsbeispiel. Fig. 276¹⁾. Elektrisch betriebener, feststehender Hafen-Drehkran von 20/10 t Tragkraft, 8,25 m Ausladung und 9,85 m Rollenhöhe.

Arbeitsgeschwindigkeiten: Heben $v_1 = 2$ m/min bei 20 t bzw. 4 m/min bei 10 t (große Übersetzung) und 10 m/min bei 4 t bzw. 20 m/min bei 2 t (kleine Übersetzung). Drehen $v_2 = 50$ m/min.

Leistungen und Drehzahlen der Motoren: Heben $N_1 = 16$ PS; $n_1 = 700$; Drehen $N_2 = 6$ PS; $n_2 = 900$.

Hubwerk. Huborgan: Drahtseil, Zwillingsrollenzug nach Fig. 62, S. 416. Der Hubmotor arbeitet mittels eines Schneckengetriebes und eines umschaltbaren Stirnrädervorgeleges auf die Trommel. Das umschaltbare Vorgelege ermöglicht das Einstellen zweier Hubgeschwindigkeiten und wird durch einen Handhebel bedient. Die auf der elastischen Kupplung angeordnete Haltebremse ist als gewichtbelastete, elektromagnetisch gelüftete Bandbremse ausgebildet. Elektrische Senkbremse.

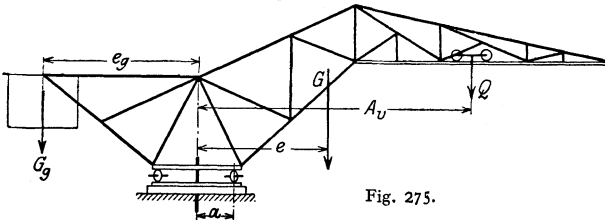


Fig. 275.

Drehwerk. Durchmesser der kreisförmigen Laufbahn $D_L = 5000$ mm, der Laufräder 450 mm. Als Übersetzung zwischen dem Drehmotor und dem feststehenden Zahnkranz ($D_T = 2850$ mm) dient ein wagerechtes Schneckengetriebe, auf dessen Schneckenradwelle das mit dem Zahnkranz in Eingriff befindliche Stahritzel sitzt. Drehwerkbremse: Doppelte, durch Fußtritt bediente Backenbremse.

Der Ausleger zeigt am Fuß als Grundfigur ein Viereck, wodurch eine geringste Breite des Auslegers ohne Beeinträchtigung des Maschinenraumes ermöglicht wird.

β) Fahrbare Drehkrane.

Einschiene-Drehkrane (Veloipedkrane).

Führung des Kranoberteils mittels Druckrollen entweder an zwei Schienen nach Fig. 277²⁾ oder an einer Schiene nach Fig. 279.

¹⁾ M.A.N., Werk Nürnberg.

²⁾ Losenhausenwerk, Düsseldorf.

Die Einschiene-Drehkrane erfordern eine Standsicherheit nur in Richtung der Fahrbahn. Senkrecht zu dieser ist die Standfestigkeit durch die oberen Druckrollen gewährleistet. Am Fahrgestell angeordnete, sich gegen die Laufschiene legende untere Druckrollen entlasten die Laufräder gegen Kräfte senkrecht zur Fahrtrichtung.

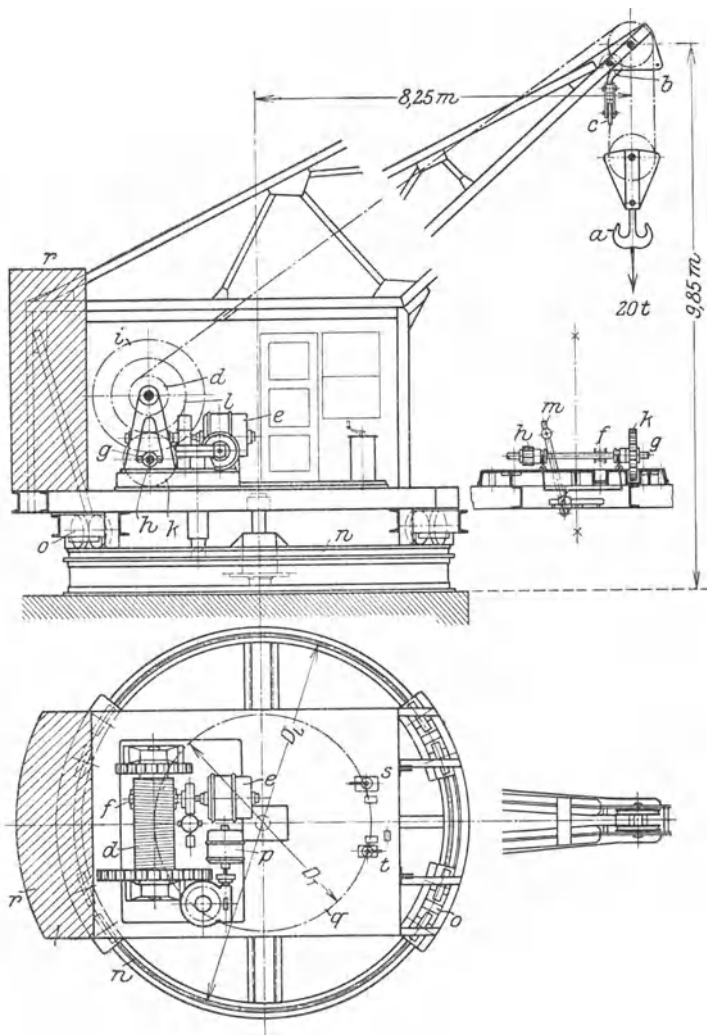


Fig. 276. Elektrisch betriebener Hafen-Drehkran von 20 t Tragkraft. *a* zweirollige Kranflasche mit Doppelhaken von 20 t; *b* einfacher Haken von 10 t, vom Führerstand aus mittels Windwerks heb- und senkbar; *c* Ausgleichrolle des Zwillingssrollenzuges; *d* Trommel; *e* Hubmotor; *f* Schneckenvorgelege; *g* Schneckenradwelle; *h*—*i* und *k*—*l* Stirnrädergetriebe (Trommelvorgelege) deren auf *g* sitzende Ritzel *h* und *k* mittels Klauenkupplungen aus- und einrückbar; *m* Hebel zur Bedienung der Klauenkupplungen; *n* Laufkranz; *o* Laufrollenpaare zur Drehscheibe; *p* Drehmotor; *q* Zahnkranz; *r* Gegengewicht; *s* Hub-, *t* Drehkontrolller.

Da die Einschiendrehkrane nur wenig Bodenfläche beanspruchen, finden sie in niedrigen Fabrikräumen, wo keine Laufkrane vorhanden sind, und nur ein schmaler Gang zur Verfügung steht, vorwiegend Anwendung.

Antrieb in der Regel elektrisch. Je nach Art der Benutzung ist auch gemischter Antrieb (z. B. Heben und Kranfahren elektrisch, Drehen von Hand) vorteilhaft.

Lagerung des drehbaren Auslegers. Bei Stellung des Auslegers in der Fahrtrichtung (Fig. 277) werden die Lagerkräfte auf eine im Kranuntergestell fest angeordnete Stahlsäule übertragen. Siehe auch S. 503 Drehkrane mit feststehender Säule.

Durch ein am hinteren Auslegerende befindliches Gegengewicht werden das Eigengewichtmoment des drehbaren Teils voll und das Lastmoment zur Hälfte

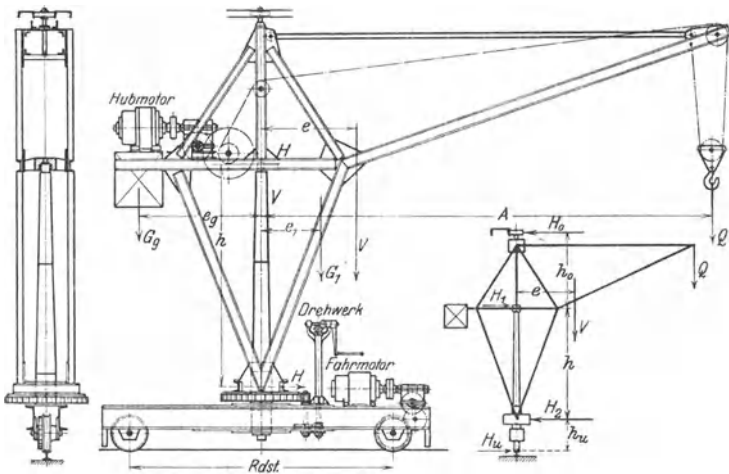


Fig. 277 u. 278.

ausgeglichen. Entlastung des Gegengewichts durch Verlegung des Hubwerks möglichst weit nach hinten. Kräfte an der Kransäule:

Senkrechte Stützkraft:

$$V = Q + G_1 + G_g.$$

Kräftepaar an der Kransäule:

$$H \cdot h = Q \cdot A + G_1 \cdot e_1 - G_g \cdot e_g = V \cdot e.$$

(100)

Durch Annahme der Säulenhöhe h sind die wagerechten Stützkräfte H bestimmt.

Steht der Ausleger senkrecht zur Fahrtrichtung (Fig. 278), so treten an der oberen und unteren Fahrbahn folgende wagerechten Stützkräfte auf:

$$H_0 = H_u = \frac{V \cdot e}{h_0 + h_g + h_u} \quad (101)$$

Je nach Größe von H_0 Anordnung einer oder zweier Druckrollen an der oberen Führungsbahn.

H_u wird durch die Reibung oder durch die Spurkränze der Laufräder auf die Fahrbahnschienen übertragen. Wenn nötig Anordnung unterer wagerechter Druckrollen.

Wagerechte Stützkräfte an der Kransäule:

$$H_1 = H_u \cdot \frac{h_u}{h}; \quad H_2 = H_1 + H_u. \quad (102)$$

Berechnung der Kransäule und Lagerung des drehbaren Teils s. S. 504.

Drehwerk. Berechnung des Drehwiderstandes und Ausbildung des Drehwerks s. S. 505.

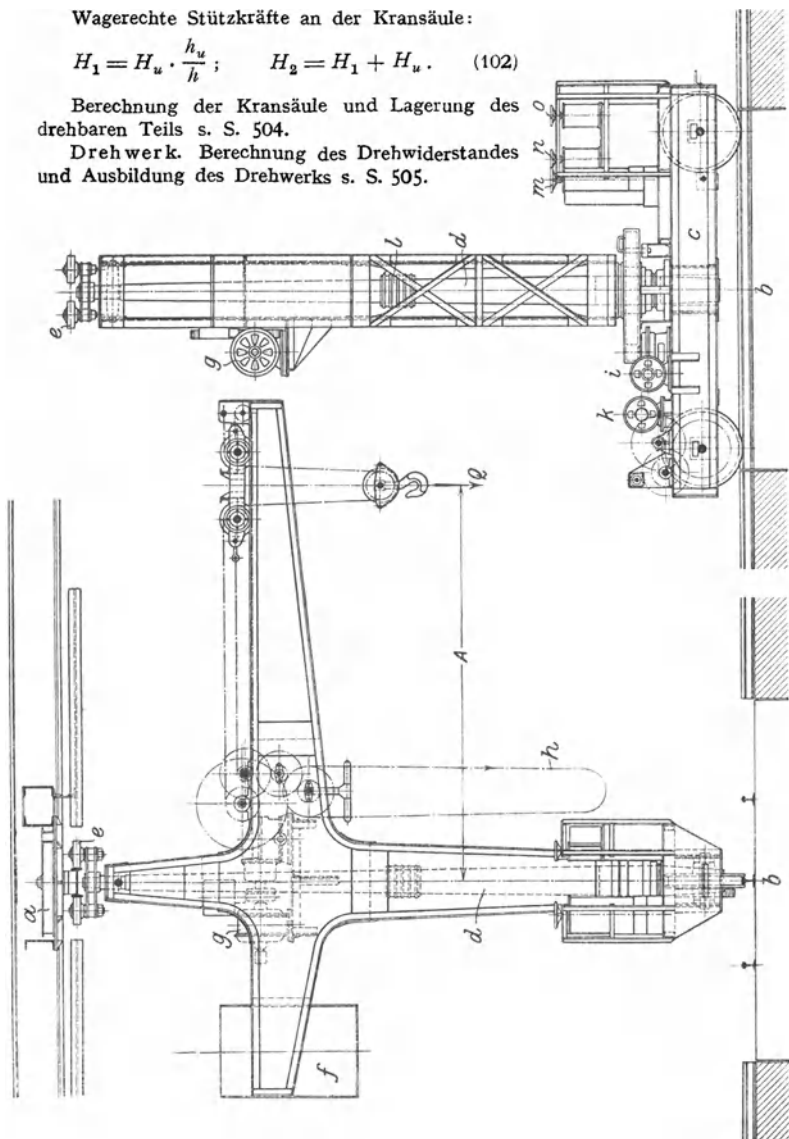


Fig. 279.

Ausleger. Ausführung entweder vollwandig (Fig. 279) oder des geringeren Eigengewichtes wegen meist als Fachwerk (Fig. 277).

Veränderung der Ausladung durch eine fahrende Laufkatze auf dem Ausleger (Fig. 279). Der ganze Ausleger wird dann zweckmäßig vollwandig gehalten. In Rücksicht auf kleines Eigengewicht der Laufkatze wird das Triebwerk am Ausleger fest angebaut und die Hub- und Fahrbewegung wird durch Seilzüge auf die Laufkatze übertragen. Bei der beschränkten größten Ausladung

der Einschiendrehkrane ist Antrieb des Katzenfahrwerks von Hand (durch Kette und Haspelrad) meist ausreichend.

Fahrwerk. Der größte (senkrechte) Raddruck eines Laufrades tritt auf, wenn der vollbelastete Ausleger in der Fahrtrichtung steht.

Der Fahrwiderstand setzt sich aus der Zapfen- und Rollreibung der beiden Laufräder und der der wagerechten Druckrollen (Ausleger senkrecht zur Fahrtrichtung) zusammen.

Berechnung des Fahrwiderstandes und des Fahrwerks s. S. 471 und 475.

Für Krane kleinerer Tragkraft und Ausladung genügt Antrieb eines Laufrades (Fig. 277 und 279), sonst Antrieb beider Laufräder.

Für schnelles Abbremsen des Nachlaufes erhält das Fahrwerk eine Bremse, die vom Führerstand aus durch einen Fußhebel bedient wird.

Der Führerstand mit den Kontrollern und der Schalttafel wird auf dem Kranfahrgestell aufgebaut.

Durch die Anordnung von Drehscheiben kann die Kranfahrbahn eines Einschiendrehkranes beliebig verzweigt werden.

Ausführung: Fig. 279¹⁾. Einschiendrehkran von 4 t Tragkraft und 3,5 m Ausladung zum Befahren von Drehscheiben. *a* obere, *b* untere Drehscheibe; *c* Unterwagen; *d* Kransäule; *e* wagerechte Druckrollen; *f* Gegengewicht; *g* Hubmotor; *h* Haspelkette zum Katzenfahrwerk; *i* Drehmotor; *k* Kranfahrmotor; *l* Ringschleifkontakt; *m* Hubkontroller; *n* Drehkontroller; *o* Kranfahrkontroller.

Eine Einrichtung der Firma ¹⁾ ermöglicht es, den auf eine Drehscheibe gefahrenen Einschiendrehkran mittels seines eigenen elektrischen Schwenkwerks zu drehen, ohne daß der Kranführer seinen Platz verlassen muß. Hierdurch werden besondere Drehscheibenantriebe überflüssig.

Zweischienen-Drehkrane (Rollkrane).

Der Drehkran ist auf einem im Walzeisen hergestellten vierrädrigen Unterwagen aufgebaut. Ausführung des Drehkranes mit feststehender Säule oder als Drehscheibenkran.

Standfestigkeit. Da der fahrbare Kran sowohl in belastetem, als auch in unbelastetem Zustande mit genügender Sicherheit standfest sein muß, so ist bei gegebenem Lastmoment und richtig bemessenem Gegengewicht ein bestimmter Radstand sowie eine Mindestspurweite erforderlich.

Für Krane kleinerer Tragkraft bzw. bei kleinerem Kranmoment genügt vielfach Normalspur (1435 mm).

Nachstehende Zahlentafel gibt die zulässigen Kranmomente fahrbarer Hafendrehkrane für Spurweiten von 1000 bis 2000 mm.

Spurweite des Gleises:	1000	1200	1400	1600	1800	2000 mm
Größtes Kranmoment:	12	16	20	25	30	35 tm

Die Bedingung der Standfestigkeit erfordert, daß die Mittelkraft aller senkrechten Kräfte sowohl bei belastetem, als auch bei unbelastetem Krane innerhalb der Stützfläche fällt, Fig. 280. Als Mittel zur Erreichung der Standfestigkeit dient ein entsprechend bemessenes Gegengewicht. Die Abstände x bzw. x_0 der Mittelkraft R bei belastetem, bzw. R_0 bei unbelastetem Kran können sowohl rechnerisch als auch zeichnerisch ermittelt werden.

Für die Standfestigkeit des belasteten Kranes gilt mit Bezug auf Fig. 280:

$$x = \frac{Q \cdot A + G_1 \cdot A + G_2 \cdot e_2 + \dots - G_g \cdot e_g}{Q + G_1 + G_2 + \dots + G_g + G_w} \leq \frac{s}{2}. \quad (103)$$

Hiermit ergibt sich ein kleinster Wert für das Moment des Gegengewichts — bezogen auf die vordere Kippkante — zu: $G_g \cdot \left(e_g + \frac{s}{2} \right)$.

Damit der unbelastete Kran standfest ist, gilt entsprechend:

$$x_0 = \frac{G_g \cdot e_g + \dots - G_1 \cdot A - G_2 \cdot e_2 \dots}{G_1 + G_2 + \dots + G_g + G_w} \leq \frac{s}{2}. \quad (104)$$

¹⁾ Maschinenbau A.-G. vorm. Beck & Henkel, Cassel.

In Bezug auf die hintere Kippkante ergibt sich hieraus ein größter Wert für das Gegengewichtmoment zu $G_g \cdot \left(e_g - \frac{s}{2} \right)$. Damit kann e_g angenommen und G_g berechnet werden. Ist der Radstand kleiner als die Spurweite s , so ist der Ausleger in Richtung der Fahrbahn zu stellen und die Untersuchung auf Standfestigkeit entsprechend durchzuführen.

Damit der Kran mit hinreichender Sicherheit standfest ist, ist es üblich, für Krane bis etwa 3 t Tragkraft eine Kipplast = $2 Q$, für Krane über 3 t Tragkraft eine solche = $1,5 Q$ zugrunde zu legen.

Als Mittel zur Unterstützung der Standfestigkeit werden mitunter 4 Stützschaublen am Unterwagen angeordnet. Das Gleiche kann auch durch Anbringung von Schienenzangen, die nur bei Überlastung beansprucht, erreicht werden.

Kranfahrwerk. Antrieb bei seltenem Verfahren des Kranes von Hand (durch Kurbeln oder Schalthebel), sonst allgemein elektrisch oder durch Dampf.

Die Raddrücke der fahrbaren Drehkrane sind mit der Auslegerstellung veränderlich. Für einen Drehscheibenkran mit der Trägeranordnung nach Fig. 281 ergeben sich die Raddrücke der vier Laufräder zu¹⁾:

$$\left. \begin{aligned} P_1 &= \frac{V}{4} \cdot \left(1 + 2 \frac{e \cdot \cos \alpha + t}{l} \right) \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{e \sin \alpha}{s} \right) ; \\ P_2 &= \frac{V}{4} \cdot \left(1 - 2 \frac{e \cdot \cos \alpha + t}{l} \right) \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{e \sin \alpha}{s} \right) ; \\ P_3 &= \frac{V}{4} \cdot \left(1 - 2 \frac{e \cdot \cos \alpha + t}{l} \right) \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{e \sin \alpha}{s} \right) ; \\ P_4 &= \frac{V}{4} \cdot \left(1 + 2 \frac{e \cdot \cos \alpha + t}{l} \right) \cdot \left(1 - 2 \cdot \frac{e \sin \alpha}{s} \right) . \end{aligned} \right\} \quad (105)$$

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 Schienenmittentfernung und t den Abstand des Königzapfens von Mitte Radstand.

Die Gleichungen gelten für jeden Winkel und jedes Maß von s und t .

Die Raddrücke sind eine Funktion des Winkels α . $P_{1 \max}$ und $P_{3 \min}$ werden z. B. am einfachsten dadurch ermittelt, daß man einige Winkel probeweise in die Gleichungen für P_1 und P_3 einsetzt. Die berechneten Werte trägt man wie in Fig. 282 zeichnerisch auf. Aus diesen Schaulinien lassen sich dann die gesuchten Werte genügend genau abgreifen.

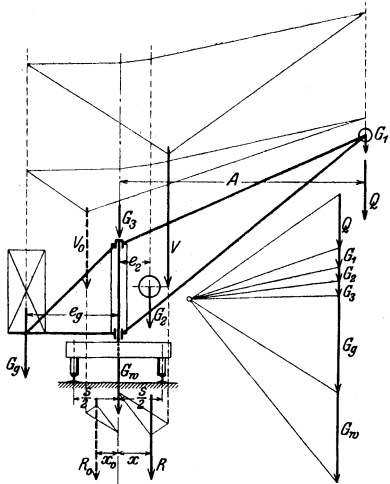


Fig. 280.

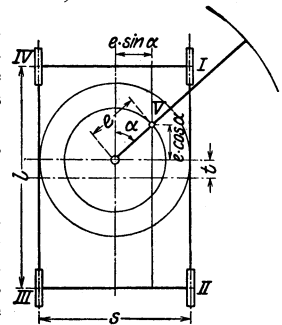


Fig. 281.

¹⁾ Andr é e, Die Statik der Schwerlastkrane. Vgl. auch Z. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 1031.

Das Gleiche wird auch durch Aufzeichnen eines Polardiagrammes erreicht (Bülz, Hebezeuge S. 156). Für $\frac{s}{l} = \frac{2}{3}$ ergibt sich der Höchstwert von P_I bei $\alpha = \infty 40^\circ$. Ist $\frac{s}{l} = 1$, so tritt der Höchstwert bei $\alpha = 45^\circ$, also bei Stellung des Auslegers über Rad I auf.

Bei größerem Raddruck als 20 t sind statt 4 Laufräder 8 anzuordnen, die paarweise in einstellbaren Radgestellen zu lagern sind. Bei größeren Fahr- geschwindigkeiten sind die Achsen federnd zu lagern.

Ermittlung des Fahrwiderstandes nach S. 471, wobei statt $Q + G$ Mittelkraft V (Fig. 280) und Wangengewicht G_w einzusetzen sind.

Übersetzung meist durch doppeltes oder dreifaches Stirnrädervorgelege.

Abbremsen des Nachlaufes durch eine gewichtbelastete doppelte Backenbremse, die elektromagnetisch gelüftet wird.

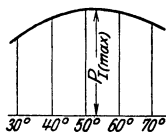


Fig. 282.

Eisenbahnwagen-Drehkrane. Fahrbare Drehkrane im Eisenbahnbetrieb erhalten kein Fahrwerk, müssen jedoch mit Zughaken, Puffern u. dgl., den Normalen der Reichsbahn entsprechend, ausgerüstet werden. Der Ausleger ist bei Einstellung des Kranes in den Zug in Fahrtrichtung zu stellen und zu verriegeln. Bei neueren Ausführungen¹⁾ wird der Ausleger, damit er nicht über den Unterwagen hinausragt, und ein besonderer Schutzwagen nicht erforderlich wird, einziehbar oder zusammenklappbar ausgeführt.

Fahrbare Dampfdruckkrane sind, mit Zughaken und Puffern ausgerüstet, sowohl zu Verladearbeiten wie auch zum Verschieben der Eisenbahnwagen geeignet. Vorteil: Unabhängigkeit und große Beweglichkeit.

Herstellung der Dampfkrane in kleineren Reihen in Normalausführung. Veränderung der Ausladung durch Wippen des Auslegers.

Normale Tragkraft²⁾ 6 t bei 4,75 m Ausladung, 2 t bei 9 m Ausladung. Entsprechende Rollenhöhen über Schienenoberkante 9,1 bzw. 5,0 m.

Arbeitsgeschwindigkeiten. Heben: 10 bzw. 20 m/min bei 6 t bzw. 3 t Last. Drehen: $2\frac{1}{2}$ Umdrehungen i. d. min. Fahren: 60 m/min bei Vollast; 120 m/min ohne Last. Wippen des Auslegers aus der tiefsten in die höchste Lage: 50 sek. Zugkraft auf geradem Gleis: 3 beladene 20 t-Wagen oder 9 bis 10 leere Wagen.

Dampfkessel: Stehender Quersiederessel von 8 at Überdruck, 7 m² Heizfläche und 0,35 m² Rostfläche.

Dampfmaschine: Liegende umsteuerbare Zwillingmaschine von 160 mm Zylinderdurchmesser, 180 mm Hub und 180 Uml/min.

Die Krane werden für Stückgutverladung und für Greiferbetrieb gebaut.

Elektrische fahrbare Drehkrane werden hauptsächlich im Hafenbetriebe zu Verladezwecken verwendet.

Ist weniger häufiges Verfahren des Kranes auf längere Strecken erforderlich, so kann der Hubmotor durch Anordnung einer Kupplung als Fahrmotor benutzt werden³⁾. Diese Antriebsart des Fahrwerks ist billig, schließt jedoch ein gleichzeitiges Heben und Kranfahren aus.

Krane, die nach jedem Kranspiel verfahren werden sollen, erhalten einen besonderen Fahrmotor.

Fig. 283. Elektrisch betriebener fahrbarer Drehkran von 7,5 t Tragkraft, 5 m Ausladung und 7,8 m Rollenhöhe über Schienenoberkante.⁴⁾

Arbeitsgeschwindigkeiten. Heben: 5 m/min. Drehen: 90 m/min. Kranfahren: 45 m/min.

Motorleistungen. Heben: 15 PS bei 900 Uml. Drehen: 5 PS bei 940 Uml. Kranfahren: 10 PS bei 940 Uml.

Der Hubmotor arbeitet mittels elastischer Kupplung und eines doppelten Stirnrädervorgeleges auf die Trommel. Die Haltebremse ist auf der elastischen Kupplung angeordnet und als gewichtbelastete, elektromagnetisch gelüftete Bandbremse ausgeführt. Lüften und Regeln der Senkgeschwindigkeit durch einen am Führerstand angeordneten Handhebel.

Drehwerk: Durchmesser der kreisförmigen Laufbahn 2800 mm, der Laufrollen 500 mm. Der Drehmotor arbeitet mittels elastischer Kupplung, eines horizontalen Schneckengetriebes,

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 1358: Schrader, Neue Eisenbahnwagen-Drehkrane.

²⁾ Demag, Duisburg.

³⁾ Eisenwerk vorm. Nagel u. Kämp, Hamburg.

⁴⁾ Maschinenbau-Akt.-Ges. vorm. Beck u. Henkel, Cassel.

eines Stirnrädergetriebes und eines Stahlritzels auf den am Unterteil befestigten Zahnkranz. (Verzahnung: Innere Triebstockverzahnung, Durchmesser des Triebstockkranzes 2300 mm). Drehwerkbremse (auf der elastischen Kupplung angeordnet): Doppelte Backenbremse, durch Fußtritt vom Führerstand aus bedient.

Kranfahrwerk: Durchmesser der Laufräder 700 mm. Übersetzung: Dreifaches Stirnräder-vorgelege zwischen Motor und Laufrad.

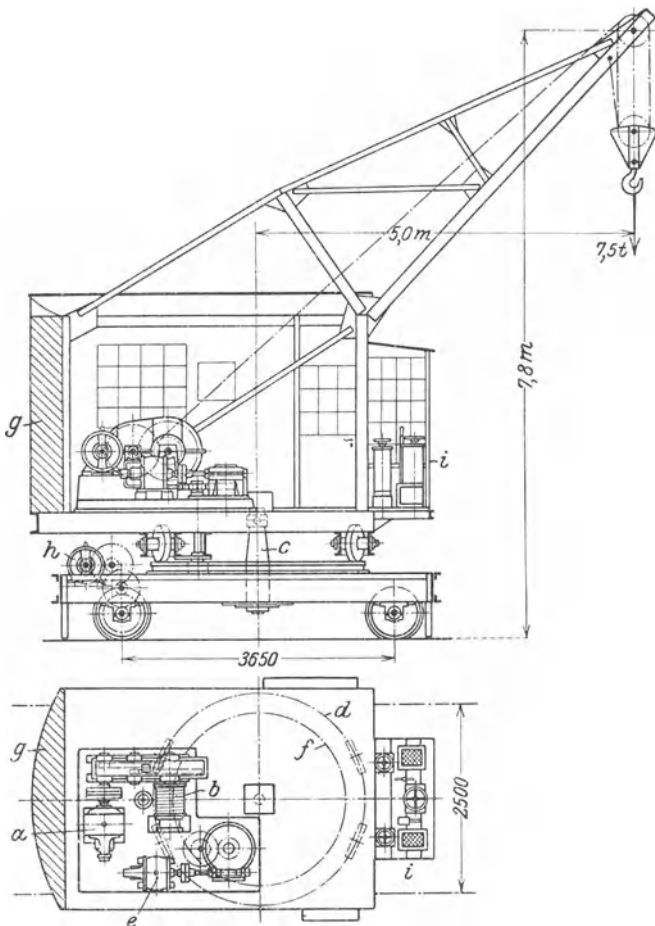


Fig. 283. Elektrisch betriebener fahrbarer Drehkran. *a* Hubmotor; *b* Trommel; *c* Königzapfen; *d* kreisförmige Fahrbahn zur Drehscheibe; *e* Drehmotor; *f* Triebstockkranz; *g* Gegengewicht; *h* Fahrmotor; *i* Führerhaus.

Veröffentlichungen über feststehende und fahrbare Drehkrane: El. B. u. K. 1909, S. 469: Schumilow, Feststehende Drehkrane. — Org. Fortschr. Eis. 1911, S. 414: Elektr. betr. Kohlenladekran. — Z. Ver. deutsch. Ing. 1906: Feststehender Drehkran mit Handantrieb. — Über Lokomotivkrane (Kranlokomotiven): El. K. u. B. 1913, S. 161: Elektr. betr. Lokomotiv-Drehkran. — Desgl. 1909, S. 272: Elektr. betr. Rangier-Lokomotive mit Akkumulatorbetrieb. — Desgl. S. 453: Eine Industrie-Kranlokomotive. — Dingl. Polyt. Journ. 1908, S. 399: Kranlokomotive. — Desgl. 1910, S. 333. — Org. Fortschr. Eis. 1910, S. 405: Elektr. betr. Kranlokomotive. — Desgl. 1913, S. 358. — Z. Ver. deutsch. Ing. 1918, S. 164: Elektr. betr. fahrbarer Greifer-Drehkran. — Fördertechn. u. Frachtverk. 1920 S. 94 Fahrbarer Turmdrehkran von 30 t Tragkraft. — Desgl. 1923 S. 61 u. 73, Gubat, die Berechnung d.

Fundamente v. freistehenden Drehkränen. — Desgl. S. 110 Benedikt, Normale Dampfdrehkräne und ihre Verwendung. — Desgl. S. 128 Riedig, Uferdrehkräne mit Wippausleger (Bauart Mohr u. Federhaff, Mannheim).

Fahrbare Tordrehkrane (Portalkrane). Da der fahrbare Drehkran (Rollkran) zu viel Grundfläche beansprucht, so sieht man im Hafenbetriebe meist Tordrehkrane vor.

Die Tordrehkrane überspannen ein oder mehrere Eisenbahngleise, die zur Abkürzung des Ladeweges möglichst nahe an der Kaimauer angeordnet werden. Die dem Eisenbahndurchgangsprofil (Fig. 284) entsprechende lichte Höhe des Tores soll, mindestens 4,8 m, die lichte Weite in der Breite etwa 4,5 m für jedes Gleis betragen. Übliche Tragkraft bei Stückgutverladung 1,5 bis 5 t (meist 2,5 t). Ausladung 8 bis 15 m, Geschwindigkeiten. Heben je nach Tragkraft: 0,5 bis 1,5 m/sek; Drehen 1,5 bis 3 m/sek; Kranfahren (wenn elektrisch) 0,2 bis 0,3 m/sek.

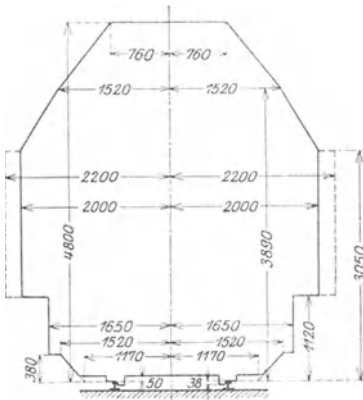


Fig. 284.

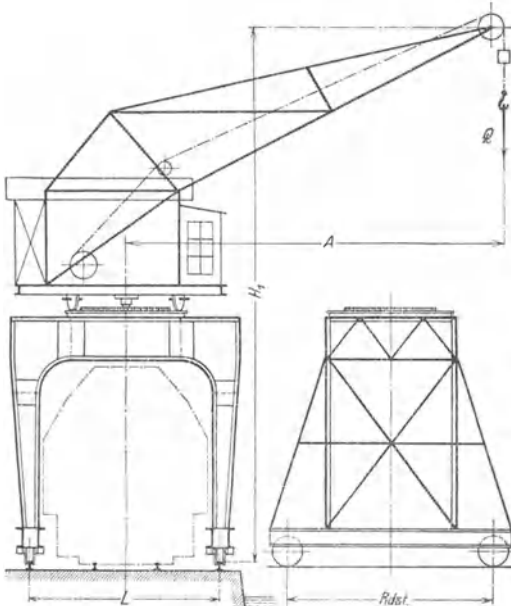


Fig. 285.

Hubwerk, Drehwerk und Ausleger s. S. 510 u. f. Drehscheibenkrane.

Lastaufnahmemittel der Krane s. S. 440.

Volltordrehkrane für Verladezwecke in Häfen sind für kleine und mittlere Tragkräfte stets fahrbar. (Fig. 285.)

Zum Verladen schwerer Lasten werden sie der teuren Fundamentstrecke wegen auch ortfest angeordnet.

Bei öfterem Verfahren, insbesondere auf längere Strecken, wird elektrischer Antrieb des Kranfahrwerkes vorgesehen, wobei der Motor auf Tormitte aufgestellt wird.

Ausbildung des Kranfahrwerkes nach Art des in Fig. 227,

S. 490 dargestellten Volltorkranes. Für Krane der üblichen Tragkräfte (2,5 bis 5 t) vier Laufräder (Fig. 285). Krane von großer Tragkraft erhalten acht Laufräder, von denen je zwei in einem einstellbaren Radgestell gelagert sind.

Ist die Größe der Kranfahrgeschwindigkeit bei weniger öfterem Verholen von geringerer Bedeutung, so wählt man den Fahrmotor zweckmäßig gleich

dem Drehmotor. In diesem Falle kann der Drehkontroller bei Anbringung eines Umschalters am Schaltbrett auch als Kranfahrkontroller benutzt werden.

Das Tor wird meist nach Art von Fig. 285 aus zwei Vollwandträgern hergestellt. Seine Berechnung ist statisch unbestimmt (Durchführung s. Andréé, Die Statik d. Kranbaues). Für eine angenäherte Berechnung können jedoch Träger und Stützen gesondert betrachtet werden. Letztere werden zweckmäßig bis zu den Schienen durchgeführt (Spielraum 10 bis 20 mm) und dienen so als Radbruchstützen. Ein kräftiger Querverband zwischen beiden Torträgern ist Hauptbedingung.

Bei Ausbildung des Tores als Fachwerk (Fig. 286) hat man den Vorteil einer kleineren Windfläche, sowie eines geringeren Eigengewichtes.

Wichtig ist die Standfestigkeit der Krane, die in verschiedenen Stellungen des Auslegers, insbesondere in Rücksicht auf Winddruck, zu prüfen ist.

Um Fortbewegen des Kranes durch Wind zu verhindern, ist eine elektromagnetisch betätigte Haltebremse anzuordnen. Der Kran ist bei Außerbetriebsetzung in seiner Endstellung zu verriegeln oder durch Schienenzangen zu sichern.

Halbtordrehkrane (Fig. 287). Die Halbtordrehkrane sind dann angebracht, wenn der Verladeschuppen in nicht zu großer Entfernung parallel mit der Uferkante verläuft. Hierdurch ist eine noch bessere Raumausnutzung gegeben als bei den Volltorkranen. Diese haben dagegen, da sie nicht von der Länge des Gebäudes ab-

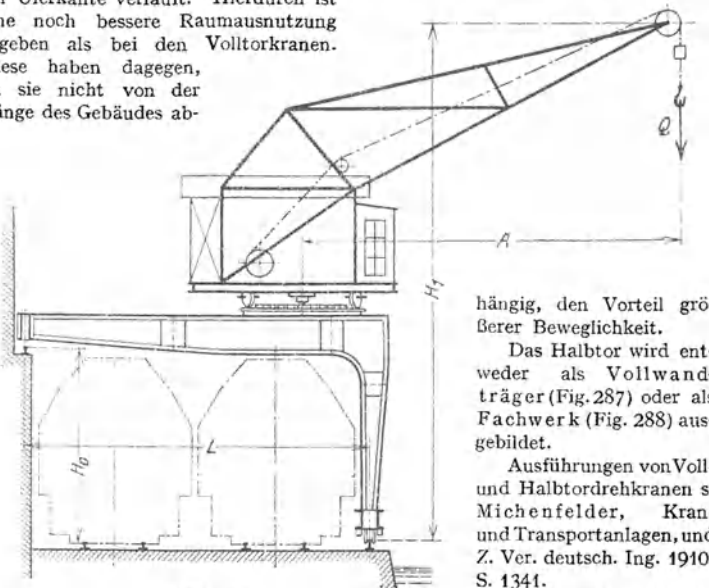


Fig. 287.

hängig, den Vorteil größerer Beweglichkeit.

Das Halbtor wird entweder als Vollwandträger (Fig. 287) oder als Fachwerk (Fig. 288) ausgebildet.

Ausführungen von Voll- und Halbtordrehkranen s. Michenfelder, Kran- und Transportanlagen, und Z. Ver. deutsch. Ing. 1910, S. 1341.

Im allgemeinen ist der Führerstand der Hafenkran auf der drehbaren Plattform angeordnet. Der Führer, der seinen Standort auf der vorderen Auslegerseite hat, kann daher die Bewegung der Last stets verfolgen, auch hat er das Hub- und Drehwerk vor Augen. Nur bei Kränen von größerer Tragkraft und Ausladung werden Führerstand und Maschinenhaus getrennt.

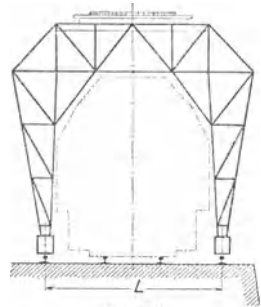


Fig. 286.

Eine Vergrößerung des Arbeitsbereiches der Tordrehkrane wird dadurch erreicht, daß der Drehkran nicht fest, sondern fahrbar auf dem mehrere Gleise überspannenden Voll- oder Halbtorgerüst angeordnet wird.

Ausführungsbeispiel: Fig. 289¹⁾. Volltorkran mit oben laufendem Drehkran von 2,5 t Tragkraft, 9,5 m Torspannweite und 16,5 m Rollenhöhe über Schienenoberkante.

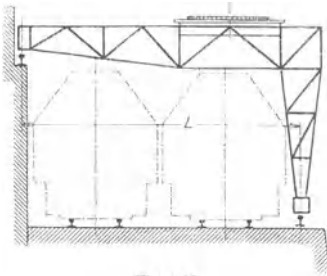


Fig. 288.

Bei großer Hubhöhe, wenn irgend möglich, elektrischer Antrieb für das Hubwerk.

Ausführungsbeispiel: Fig. 290²⁾. Hochbau-Turmdrehkran mit drehbarer Säule. Der Kran hat veränderliche Ausladung. Hub- und Kranfahrwerk elektrisch. Drehen des Auslegers von Hand.

Tragkraft 3 t, 2 t und 1,5 t bei 5 m, 7,5 m und 9 m Ausladung. Entsprechende Rollen-
höhe über Fußboden: 26 m, 24 m und 19 m. Hubgeschwindigkeit bis zu einer Tragkraft von

1 t 25 m/min, darüber 9 m/min. Kran-
fahrsgeschwindigkeit 40 m/min. Dauer
des Schwenkens von Hand: 1 Um-
drehung in 2 Minuten. Gesamtgewicht
des Kranes einschl. Belastungsgewicht
23 bis 24 t.

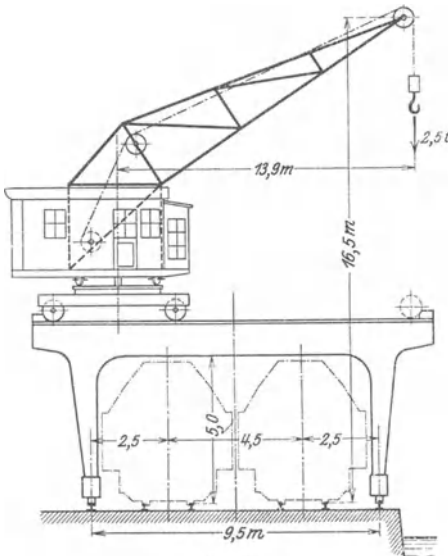


Fig. 289.

Veröffentlichungen über Bau-
krane: Z. Ver. deutsch. Ing. 1907,
S. 1189: Köhler, Hochbaumastkrane.
— Desgl. 1914, S. 585: Wintermeyer,
Turmkrane für Bauausführungen. —
Dingl. Polyt. Journ. 1910, S. 577:
Wintermeyer, Gerüstsparende Bau-
krane. — El. Kr. u. B. 1906, S. 280:
Fahrbare eiserne Mastkrane zur Be-
förderung von Baumaterialien. —

7. Schwimmkrane.

Schwimmkrane für Schüttgutverladung. Im Hafenbetriebe entlasten die Schwimmkrane die Krane an der Kaistrecke und ermöglichen, Güter zwischen Seeschiffen und Leichtern umzuladen. Tragkraft je nach Greiferinhalt meist 5 t bis 10 t.

Der Drehkran hat Dreh-
scheibenbauart und meist Aus-
leger-Verstellung durch Spindeln
oder Rollenzug.

Antrieb fast allgemein durch Dampf, seltener durch Verbrennungsmotoren. Verholten der Schwimmkrane entweder durch Schlepper oder durch eigene Maschinenkraft.

¹⁾ Eisenwerk vorm. Nagel u. Kämp, Hamburg

²⁾ H. Rieche, Kassel.

Fig. 291¹⁾). Schwimmkran für Greiferbetrieb mit auf dem Schwimmkasten fest angeordnetem Dampf-Drehkran. Tragkraft: 5 t. Größte bzw. kleinste Ausladung: 14,5 bzw. 11,0 m. Rollenhöhe über Schwimmkastenoberkante: 16,5 bzw. 19,6 mm.

Um ein Verholen des zu entladenden Schiffes zu vermeiden, ordnet man den Drehkran auch fahrbar auf dem Schwimmkasten an²⁾.

Zur Erreichung einer großen Hubhöhe, wie sie beim Umladen an großen Seeschiffen erforderlich ist, führt man den Unterteil des verstellbaren Auslegers turmartig aus und ordnet den Führerstand möglichst hoch an.

Schwimmkrane werden auch zur Bekohlung der Seeschiffe verwendet.

Die für den Schwimmkasten zulässige größte Neigung beträgt bei Vollast etwa 5° bis 6°. Zur Einhaltung dieser Neigung ist ein Gegengewicht erforderlich, das entweder fahrbar (mit motorischem Antrieb) angebracht ist, oder es wird ein Tank am hinteren Ende der Schwimmkästen vorgesehen.

Schwerlastschwimmkrane. Anwendung: In Häfen zur Verladung schwerer Einzellasten, vorwiegend jedoch auf Werften zur Schiffsausrüstung. Tragkraft bis 250 t. Antrieb allgemein elektrisch mit eigener Zentrale.

Ausführung in neuerer Zeit als Drehkran mit feststehender pyramidenförmiger Säule und veränderlicher Ausladung durch Wippen des Auslegers.

Fig. 292 schematische Darstellung eines Schwerlastschwimmkranes³⁾.

Tragkraft: 250 t; Probestlast 300 t. Größte Ausladung (an der Ausleger- spitze und bei tiefster Auslegerstellung): 56 m. Gesamthöhe über Deck und bei voll eingezogenem Ausleger: 84 m. Als Haupthebezeug des Kranes dienen zwei mit

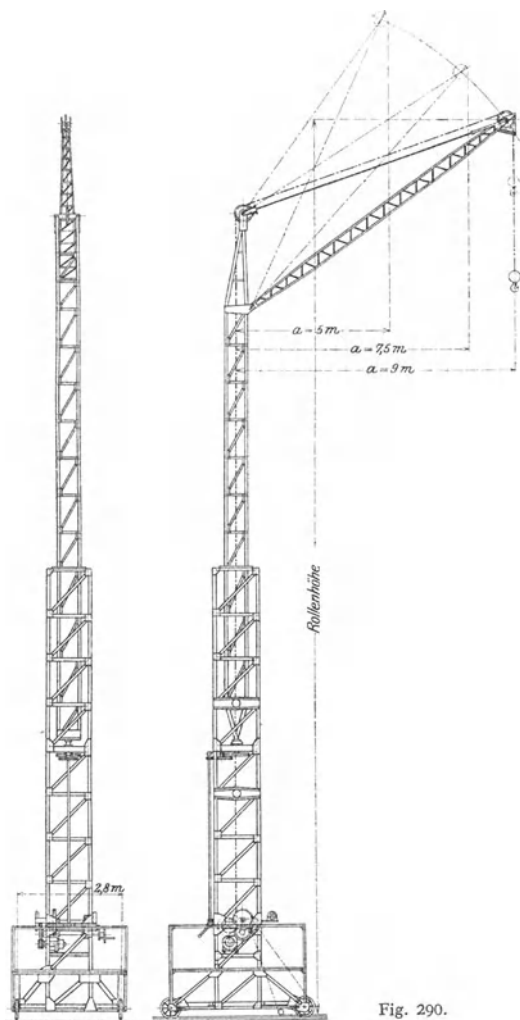


Fig. 290.

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1911, S. 1553: Garlepp, Einige neuzeitliche Verladeanlagen f. Kohle, Getreide u. Stückgut in Seehäfen.

²⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1911, S. 1552.

³⁾ Demag, Duisburg.

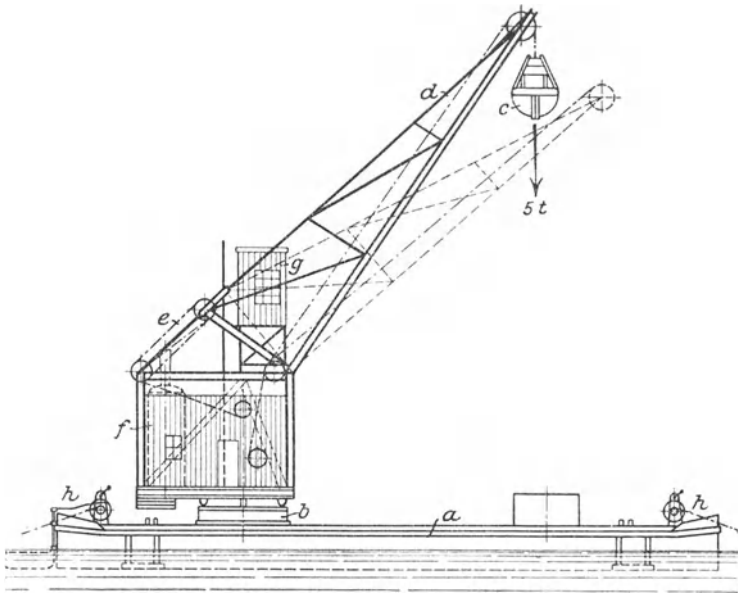


Fig. 291. Schwimmkran für Schüttgüterumschlag. *a* Schwimmkasten; *b* Drehscheibe; *c* Greifer; *d* wippbarer Ausleger; *e* Rollenzug z. Ausleger-Wippwerk; *f* stehender Quersiederkessel; *g* Führerhaus; *h* Ankerwinden.

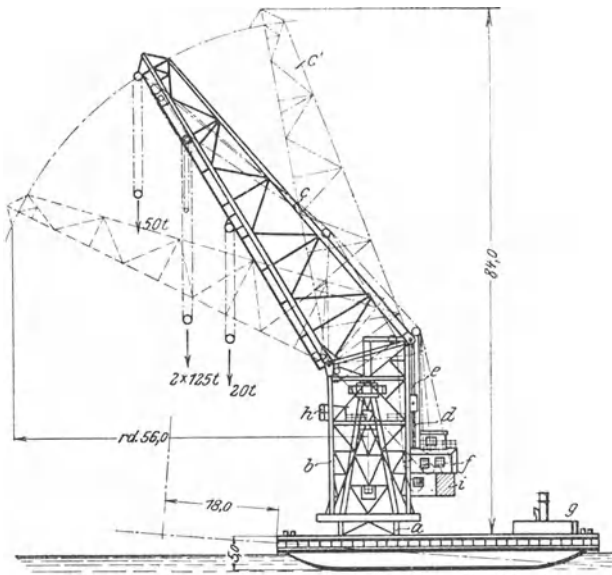


Fig. 292. Schwerlast-Schwimmkran von 250 t Tragkraft. *a* auf dem Schwimmkasten fest angeordnete pyramidenförmige Fachwerksäule; *b* Unterteil des drehbaren Auslegers; *c* wippbarer Ausleger; *d* Spindeln; *e* Lenker zum Ausleger-Wippwerk; *f* Antrieb des Hub- und Wippwerks; *g* Dampfkessel; *h* Führerhaus; *i* Ausleger-Gegengewicht.

Schäkeln ausgerüstete, an 10 Seilsträngen hängende Flaschen von je 125 t Tragkraft. Nutzbare Ausladung (bei $2 \cdot 125 = 250$ t) 18 m bei 55 m Höhe über Wasser.

Tragkraft des Hilfshakens (an der Auslegerspitze) 50 t bei 42 m Ausladung (bis Bordkante gemessen). Tragkraft des zweiten Hilfshakens 20 t.

Abmessungen des Schwimmkastens: $50 \times 30,5$ m; Höhe 5 m. Ausrüstung mit zwei Dreifach-Expansionsmaschinen von je 1000 PS. Für die Bewegungen des Kranes ist eine elektrische Zentrale eingebaut.

Veröffentlichungen über Schwimmkrane: Matschoß, Ein Jahr. deutsch. Maschinenbau, Berlin 1919, Jul. Springer, S. 176, Entwicklung der Schwimmkrane. — Förd.-Techn. 1913, S. 108; Herberts, Aus der Entwicklung des Schwimmkranes. — Dingl. Polyt. Journ. 1909, S. 733; Schwimmkran. — Z. Ver. deutsch. Ing. 1904, S. 987. — Dingl. 1907, S. 184, 396, 1476 u. 1960; Schwimmkrane. — Desgl. 1908, S. 261 u. 1602. — Desgl. 1909, S. 107. — Desgl. 1910, S. 1414. — Desgl. 1911, S. 750. — Tech. Rundschau 1919, S. 294, 250 t-Schwimmkran der englischen Marine.

8. Sonderkrane.

α) Hafenkrane.

Ortfeste Drehkrane, Rollkrane, Voll- und Halbtordrehkrane und Schwimmkrane s. S. 509 bis 527, Verladebrücken und Kabelkrane S. 493 bis 500.

Die Doppelkrane¹⁾ (Fig. 293 bis 296) sind Voll- oder Halbtorkrane und arbeiten mit einem auf dem Torgerüst *a* sitzenden gewöhnlichen Drehkran *b* und einer Laufkatze *d*, deren Fahrbahnträger *c* senkrecht zur Kaikantenrichtung liegt und bei Nichtbenutzung entweder in das Torgerüst eingefahren oder an ihm hochgeklappt wird.

Der normale Drehkran der Doppelkrane hat 3 t Tragkraft, 28 m Hubhöhe und eine durch eine Schraubenspindel zwischen 8 und 12 m veränderliche Ausladung. Arbeitsgeschwindigkeiten: Heben 36 m/min; Drehen 120 m/min.

Tragkraft der Laufkatze 1500 kg bei 20 m Hubhöhe.

Die Ausrüstung eines Hafenkranes mit zwei voneinander unabhängigen Hebezeugen bietet naturgemäß weitgehende Vorteile für die Abwicklung des Lösch- und

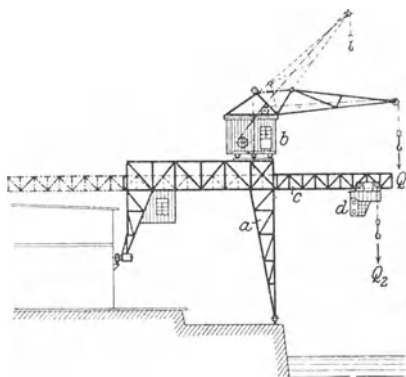


Fig. 293. Doppelkran mit Führerstand-Laufkatze.

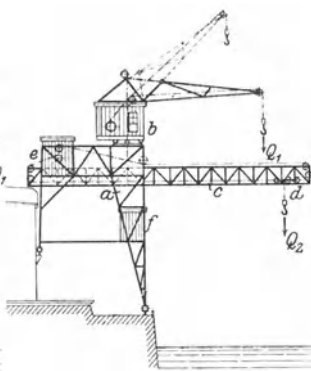


Fig. 294. Doppelkran mit Laufkatze und festem Hub- und Katzenfahrwerk.

Ladeverkehrs. Während schwere Stücke durch den auf dem Tor sitzenden Drehkran verladen werden, werden leichtere Stückgüter durch die Laufkatze mit höherer Hubgeschwindigkeit gefördert.

Ausführungsarten:

Fig. 293. Das zweite Hebezeug ist eine Führerstandlaufkatze *d*, die auf dem Untergurt eines Parallelträgers fährt, der im oberen Teil des Torgerüstes angeordnet ist und bei Nichtbenutzung der Laufkatze eingefahren wird.

¹⁾ Bauart Demag, Duisburg.

Fig. 294. Das Windwerk zum Antrieb der Laufkatze d ist in einem Schutzhaus e am oberen landseitigen Teil des Torgerüsts fest angeordnet. Hub- und Fahrtrommel übertragen ihre Bewegung durch Seilzüge auf die Laufkatze. Durch Anziehen oder Ausgeben des Fahrsesels wird die Last gehoben und gesenkt, die Katze ein- oder ausgefahren oder beide Lastbewegungen werden gleichzeitig ausgeführt. Das Führerhaus ist an der wasserseitigen Torstütze eingebaut, so daß der Führer die Last sowohl im Laderaum des Schiffes als auch auf dem Wege zum Speicher verfolgen kann. Vorzüge gegenüber der in Fig. 293: Infolge des geringeren Eigengewichtes der Laufkatze größere Ausladung des Fahrträhmers, höhere Fahrgeschwindigkeit der Laufkatze.

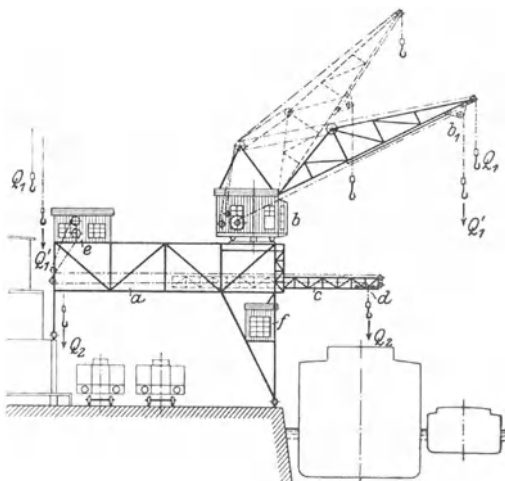


Fig. 295. Doppelkran mit Laufkatze auf der Druckstrebe des wagerechteinstellbaren Drehkran-Auslegers.

Fig. 295. Die Druckstrebe des Drehkran-Auslegers ist als Fahrbahn für eine weitere Laufkatze b_1 ausgebildet. Da der Ausleger soweit gesenkt werden kann, bis die Druckstrebe wagerechtliegt, so können mit dieser Laufkatze Lasten bis 3 t gehoben bzw. gesenkt, verfahren und gedreht werden.

Fig. 296. Ausführung für schnelle Bewältigung sehr großer Umschlagmengen. Der über die Kalkante hinausragende Teil des Laufkatzen-

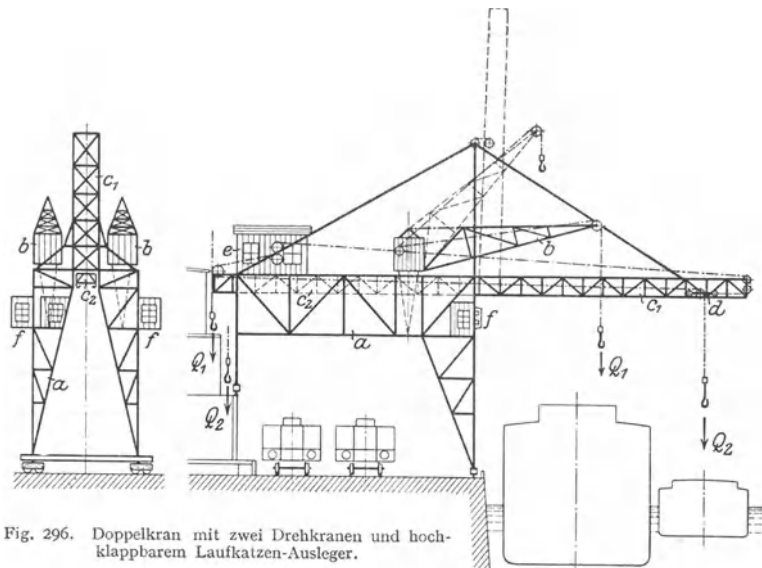


Fig. 296. Doppelkran mit zwei Drehkränen und hochklappbarem Laufkatzen-Ausleger.

trägers C_1 ist hochklappbar angeordnet. Zu seinen Seiten ist je ein Drehkran vorgesehen, so daß gleichzeitig drei Hebezeuge unabhängig voneinander an einer Schiffsluke arbeiten können.

Zwei Doppelkrane können so zusammen arbeiten, daß eine Reihe verschiedener Verladeweisen ermöglicht wird. So kann man vier Lasthaken auf eine Luke einstellen oder mit den Drehkränen die Ecke der Schiffsluke bedienen, während die

Laufkatzen Decklasten befördern. Oder die Laufkatze arbeitet vom Seeschiff auf einen anliegenden Leichter, während der Drehkran die Lasten zum Kai bzw. umgekehrt fördert.

Veröffentlichungen über Hafenkranne: Z. Ver. deutsch. Ing. 1901, S. 654: Krautschopp, Stromverbrauch elektr. Kafenkranne. — Desgl. 1904: Versuchsergebnisse bei Portalkranen. — Desgl. 1911, S. 1544: Garlepp, Neuzeitliche Verladeanlagen für Kohle, Getreide und Stückgut in Seehäfen. — Desgl. 1912, S. 737: Lufft, Die Verladeanlagen im Hafen zu Rosario. — Desgl. S. 817: Schurmann, Die Krananlagen im neuen Osthafen zu Frankfurt a. M. — Desgl. 1913, S. 201: Michenfelder, Fortschritte und Bestrebungen auf dem Gebiete der Fördertechnik in Häfen. — Desgl. 1914, S. 1130: Leibold, Der Osthafen zu Berlin. — E. T. Z. 1909: Heinrich, Krananlagen des Ruhrorter Hafens. — Dingl. Poly. Journ. 1907, S. 433: Koll, Stromverbrauch an Portalkranen. — Desgl. 1910, S. 97: Drews, Die neuen Hafenanlagen der Stadt Neuß. — Desgl. 1911, S. 748: Die A.E.G.-Verbundkontrollen für Hafenkranne. — El. Kr. u. B. 1905, S. 159: Elektr. Krananlagen im Hamburger Hafen. — Desgl. 1911, S. 217: Pietrkowski, Elektr. betr. Krane in engl. Hafenanlagen. — Förd.-Techn. 1913, S. 75: Neue Hebe- und Transporteinrichtungen im Hafen von Buenos-Aires. — Industrie und Technik 1920, S. 49. Hänchen, Neuzeitliche Hafendrehkrane.

β) Schiffswerftkrane.

Hellinganlage mit ortfesten Turmdrehkranen und Hängebahn zur Anfuhr der Werkteile s. Z. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 1728.

Dampfdrehkrane erhalten für Schiffbauzwecke hohen geknickten Ausleger mit zwei Flaschen verschiedener Tragkraft und Ausladung¹⁾.

Fahrbare Turmdrehkrane (Fig. 297 und 298). Das fahrbare Turmgerüst ist an seinem Unterteil torartig ausgebildet und überspannt das längs dem Helling liegende Eisenbahngleis für die Anfuhr der Werkteile. Spurweite 4 bis 6 m.

Ausführung der Krane entweder mit feststehender oder mit drehbarer Säule, mitunter auch mit Drehscheibe. Veränderung der Ausladung durch Anordnung einer Laufkatze auf der wagerecht angeordneten Auslegerfahrbahn oder durch Rollenzug.

Um bei Anordnung einer Laufkatze kleineres Gewicht und damit geringere zu beschleunigende Massen zu erhalten, wird das Windwerk fest angeordnet. Übertragung der Hub- und Katzenfahrbewegung durch Seilzüge. Bei Anordnung des Windwerks am hinteren Teile des Auslegers kann das Gegengewicht kleiner gehalten werden.

Zur sicheren Wahrung der Standfestigkeit der Krane sind entsprechende Gegengewichte an den Füßen des Turmgerüsts vorzusehen.

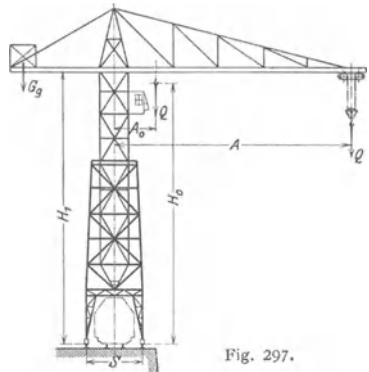
Vorzug der Turmdrehkrane: Unbegrenzte Beweglichkeit. Nachteile: Großes Eigengewicht, das in keinem Verhältnis zur Nutzlast steht, mit Rücksicht auf Standfestigkeit erforderlicher großer Platzbedarf, teure Fundamentstrecke.

Über Berechnung der Krangerüste s. Andréé, Stat. d. Kranb. 2.Aufl., S. 198.

Ausführungsbeispiele: Fig. 297²⁾. Fahrbarer Turmdrehkran mit drehbarer Säule von 6 t Tragkraft. Größte Ausladung $A = 24$ m; kleinste Ausladung $A_0 = 4,5$ m; größte Hakenhöhe über Schienenoberkante $H_0 = 26$ m; Spurweite $S = 5,85$ m. Geschwindigkeiten: Heben $v_1 = 16$ m/min; Katzenfahren $v_2 = 20$ m/min; Drehen $v_3 = 120$ m/min; Kranfahren $v_4 = 60$ m/min.

Fig. 298²⁾. Fahrbarer Turmdrehkran mit feststehender Säule. Tragkraft je nach Stellung der Katze $Q = 5$ t bei $A = 48$ m; 12 t bei $A_2 = 30$ m; 20 t bei $A_1 = 23$ m; 30 t bei $A_0 = 18$ m und 40 t bei $A_0 = 13,3$ m; $H_1 = 30$ m; $S = 6$ m.

Auf Hochbahnen fahrende Drehkrane lassen höhere Fahrgeschwindigkeiten zu, sind in ihrem Eigengewicht wesentlich niedriger und verbrauchen daher zum Kranfahren weniger Strom.



¹⁾ Demag, Duisburg. ²⁾ M.A.N., Werk Nürnberg.

Hellingkrananlage mit Hochbahngerüsten und fahrbaren Drehkränen s. Z. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 1689.

In neuerer Zeit ist man, besonders bei großen Werften, dazu übergegangen, über der Hellinganlage erhöhte rechteckige Gerüste anzuordnen und diese mit Laufkränen oder Laufdrehkränen auszurüsten. Hierdurch wird wesentliche Platzersparnis erreicht. Auch sind die Krane dem Werftverkehr entrückt und können daher höhere Fahrgeschwindigkeiten erhalten.

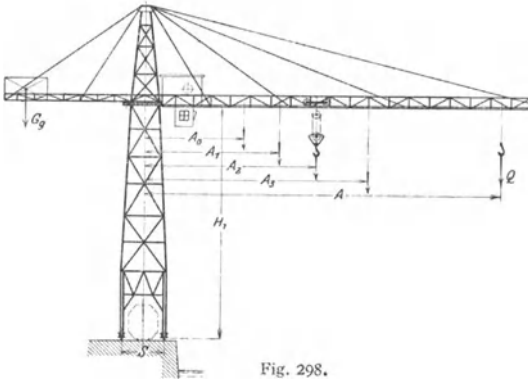


Fig. 298.

Ausführung neuer Helling-Krananlagen s. Lienau, Z. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 1689.

Veröffentlichungen über Hellingkrane: Z. Ver. deutsch. Ing. 1905, S. 935: Turmdrehkrane für Hellinge. — Desgl. 1908, S. 1622: Laas, Helling-Krananlagen.

— Förd.-Techn. 1909, S. 256: Voigt, Über die Umgestaltung der Hellinganlagen durch die modernen Hebe- und Transportvorrichtungen. — Desgl. 1912, S. 258, u. 1913, S. 20: Turmkrananlage für Hellingzwecke.

γ) Hüttenwerkskrane.

Die meisten Sonderkrane in den Hochofen-, Stahl- und Walzwerken weisen die Form der Laufkrane (s. S. 468) auf.

Krane für Hochofenwerke.

1. Zuführung der Rohstoffe (Erz, Koks, Kohle und Zuschläge).

Bei Anlieferung der Rohstoffe durch Schiffe ist zwischen Kaikante und Hochofenreihe ein entsprechend großer Lagerplatz vorgesehen, der von einer Verladebrücke überspannt ist.

Abgabe des Erzes entweder auf den Lagerplatz oder in die zwischen Verladebrücke und Hochofenreihe stehenden Hochbehälter.

Über Anlieferung von Rohstoffen durch die Eisenbahn s. Stahl u. Eisen 1904, S. 1633, u. 1910, S. 436.

2. Beschickung der Hochofen. Begichten der Hochofen meist durch Schrägaufzüge. Anwendung von senkrechten Aufzügen, Beschickkränen, Gichtlaufkatzen und Hängebahnen nur in seltenen Fällen.

Näheres über Hochofenbegichtung s. Aumund, Hebe- u. Förderanl., S. 637.

3. Krane für den Masselgießplatz. Die Massen werden durch einen Lasthebemagnet *a* (Fig. 299) befördert, der an einem senkrecht beweglichen Balken *b* aufgehängt ist. Dieser ist in einem entsprechend ausgebildeten Gerüst *c* der Kranlaufwinde geführt.

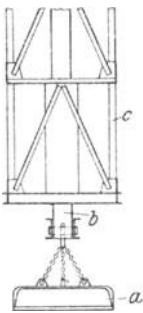


Fig. 299.

Zum Zerschlagen der Massen kann auf dem gleichen Kran eine Schlagwerkkatze angeordnet werden, deren Schlagwerk *a* (Fig. 300) in einen viereckigen Rahmen *b* eingebaut und in einem entsprechenden Gerüst auf- und abbewegbar ist. Der Meißel *c* des Schlagwerks wird durch eine Kurbel bewegt. Zwischen Meißel und Kurbel ist eine Feder geschaltet. Antrieb des Schlagwerks durch einen Elektromotor.

Masselkran mit mech. Formwalze und Aufbereitungswalze s. Aumann, Hebe- u. Förderanl.

4. Förderung der Nebenprodukte. Schlackenförderung durch schräge Kettenbahnen, Seilbahnen u. dgl.

Klärteichentleerung s. Stahl u. Eisen 1911, S. 1700, u. Michenfelder, Kran- u. Transportanl., S. 63.

Krane für Stahl- und Walzwerke.

Das flüssige Roheisen wird in Roheisenwagen von den Hochöfen zum Stahlwerk gefördert. Es gelangt zunächst in die als Ausgleichbehälter dienenden Mischer und aus diesen im Thomaswerk in die Konverter, und im Martinwerk in die Martinöfen, die außer flüssigem Einsatz noch festen (Schrott) erhalten.

Für die Förderarbeiten im Thomas- bzw. Martinwerk dienen hauptsächlich folgende Sonderkrane:

1. Magnetkrane zur Förderung von Schrott, Schrottpaketen, Knüppeln, Blöcken und Fertigerzeugnissen. Verwendung auch zur Bedienung der Fallwerksanlage.

Lasthebemagnete s. S. 443.

2. Muldenförderkrane. Die zum Beschicken der Martinöfen mit Kleinschrott dienenden Mulden werden auf dem Schrottlagerplatz von dem Kran aufgenommen und auf Bänken vor den Martinöfen abgesetzt.

Das Muldengehänge Fig. 301 ist an einem heb- und senkbaren Balken angeordnet, dessen Führung an der Laufkatze befestigt. Zum Aufnehmen der Mulden dienen einstellbare Bügel, die vom Führerstand aus gesteuert werden.

Die Krane befördern in der Regel drei Mulden. Vielfach sind die Magnetlaufkatze und die Muldenkatze auf einem Laufkran angeordnet. Erstere hat dann ihre Fahrbahn auf dem Obergurt, letztere läuft auf den Untergurten des einen Hauptträgers und zugehörigen Seitenträgers.

Mitunter werden Magnet und Muldengehänge auch an dem um eine senkrechte Achse drehbaren Gerüst einer Laufkatze aufgehängt.

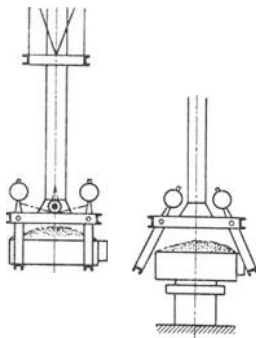


Fig. 301.

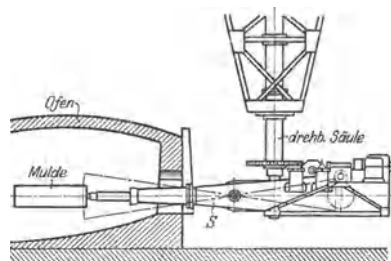


Fig. 302.

gefüllte Mulde mittels eines an ihm angebrachten Kopfes und führt die durch Verriegelung festgehaltene Mulde in den Ofen, wo die Mulde durch Drehen des Armes um seine eigene Achse entleert wird. Der Arm ist an einer dreh- sowie auf- und abbewegbaren Säule befestigt, die in einem an der Winde aufgehängten Gerüst geführt ist.

Vielfach wird der Beschickarm schräg gestellt, oder er erhält eine schwingende Bewegung (Fig. 302). An seinem hinteren Ende trägt er eine Plattform mit Triebwerk, den Steuerapparaten und Führerstand

4. Gießkrane. Besondere Sorgfalt erfordert die Herstellung des Krangehänges, in dessen Haken die Pfanne mittels Zapfen kippbar aufgehängt ist.

Kippen der Gießpfanne entweder durch ein auf der Hauptwinde angeordnetes Hilfshubwerk oder durch eine besondere Winde, die auf der oberen Bahn oder auf dem Untergurt der parallelen Hauptträger der Kranbrücke fahrbar ist (Fig. 303).

Gießkrane ohne starre Führung [Fig. 303¹⁾] haben den Nachteil, daß die Pfanne bei höheren Fahrgeschwindigkeiten pendelt.

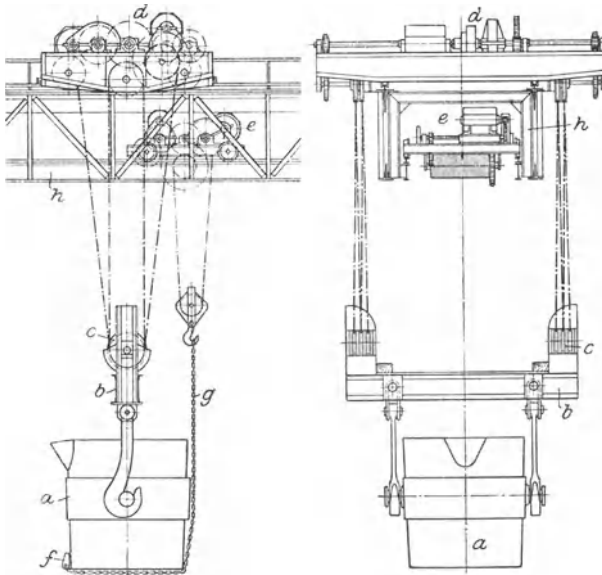


Fig. 303. Gießkran ohne starre Pfannenföhrung. *a* Gießpfanne; *b* Pfannengehänge; *c* lose Rollen an *b*; *d* Hauptwinde; *e* Hilfswinde, mittels der bei *f* an der Pfanne befestigten Kette *g* zum Kippen der Pfanne dienend; *h* Laufkran-Hauptträger.

Bei den Gießkranen mit starrer Führung [Fig. 304¹⁾] wird dieser Nachteil vermieden. Die Pfanne ist in einem Querstück aufgehängt, das in einem an der Winde angebauten Gestell in senkrechter Richtung geföhrt ist.

Da das Huborgan starkem Verschleiß unterworfen ist, werden vielfach Aufsatzriegel angeordnet, die das die Pfanne tragende Querstück in jeder Höhenlage abstützen. Auf diese Weise wird die schwebende Last festgestellt und eine erhöhte Sicherheit gegen Bruch des Tragorganes erzielt.

Ausföhrung der Gießkrane mit starrer Führung und mit drehbarer Pfanne (Schenck u. Liebe-Harkort).

Ist das Führungsgestell zwischen den Hauptträgern der Kranbrücke angeordnet, so kann die Pfanne nur von einer Seite aus gekippt werden. Liegt die Führung außerhalb der Kranbrücke (Fig. 304) und läuft die Hilfswinde auf dem Untergurt der Hauptträger, so ist ein Kippen nach beiden Seiten möglich.

¹⁾ Rheinmetall Düsseldorf.

5. Abstreifkrane (Stripperkrane). In Martinwerken mit weniger lebhaftem Betrieb sind zum Entfernen der gegossenen Blöcke aus den Gießformen meist keine besonderen Vorrichtungen erforderlich, da die heißen Blöcke Zeit zum Erkalten und Schrumpfen haben. Es genügt also ein ge-

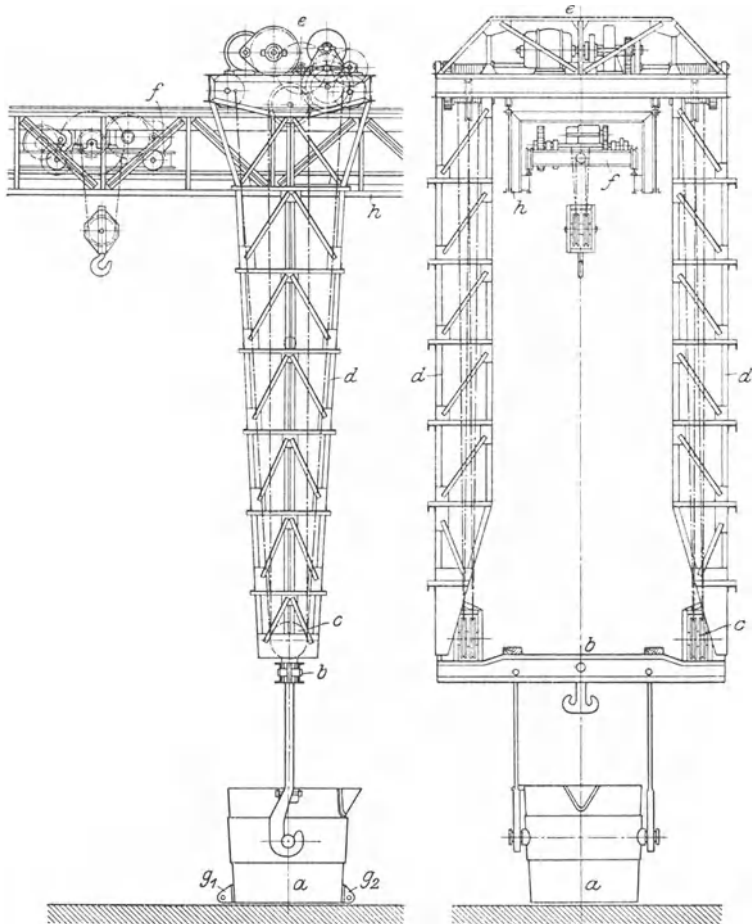


Fig. 304. Gießkran mit starrer Pfannenföhrung. *a* Gießpfanne; *b* Pfannengehänge; *c* lose Rollen zu *b*; *d* Föhrungsgerüst zu *b*, am Rahmen der Hauptwinde *e* angebaut; *f* H.lfswinde zum Kippen der Gießpfanne; *g*₁—*g*₂ Öfen zum Befestigen der Kippkette; *h* Laufkran-Hauptträger.

wöhnlicher Laufkran zum Hochheben der Kokillen, wobei die Blöcke meist beim Aufsetzen der Kokillen auf den Boden herausfallen.

Bei flottem Betrieb dagegen werden die heißen Blöcke sofort dadurch aus den Kokillen entfernt, daß sie durch einen Stempel herausgedrückt werden, d. h. die Kokille wird von dem gegossenen Block abgestreift.

Fig. 305 erläutert den Arbeitsvorgang. An einem heb- und senkbaren, sowie drehbaren, aus Quadranteisen gebildeten Rohr *a* ist die Zange *b* angeordnet, die die Kokille *c* an

seitlichen Nasen erfaßt. In *a* ist ein Stempel *d* auf- und abbewegbar geführt, der auf den Block *e* drückt, so daß bei Heben der Zange die Kokille *c* von dem Block abgestreift wird.

Bei geeigneter Zangen-Ausführung sind die Stripperkrane auch als Tief-ofenkrane verwendbar (Fig. 307).

6. Tief ofenkrane. Zum Erfassen der Blöcke sind sie mit einer Körnerzange und zum Abnehmen der Tiefendeckel vielfach mit einer mechanischen oder magnetischen Deckelabhebevorrichtung ausgerüstet.

Fig. 306. Tiefenzange. Die Drehpunkte *a* der Zangenhebel *H* sind an dem Stempel *S* angeordnet, der in dem Rohr *R* geführt ist. Am unteren Ende der Zangenhebel sind Körnerspitzen zum Fassen der Blöcke und am oberen Rollen angeordnet; diese Rollen laufen in Schlitzen der an *R* befestigten Blechschilde. Durch Auf- bzw. Abbewegen von *R* (unter Festhalten von *S*) wird die Zange geöffnet oder geschlossen.

Fig. 307. Tiefofen- und Stripperkran mit mechanischer Deckelabhebevorrichtung. Das Rohr *a*, an dessen Unterteil die Zange *b* angeordnet und abbewegbar, sowie drehbar gelagert. Der Rahmen selbst ist in einem, an der Laufkatze angebauten Fachwerkgerüst geführt und wird vom Hubwerk der Katze nach Bedarf gehoben oder gesenkt. *c* und *d* sind die Motoren des auf dem Rahmen befindlichen Zangenschließ- und Drehwerks. *e* lose Rollen zum Hubwerk.

Bei Benutzen des Kranes als Tiefofenkran ist der Druckstempel (*d* in Fig. 305) eingezogen und die Zange erfaßt die Blöcke mittels Körnerspitzen. *f* ist die Vorrichtung zum Abnehmen und Aufsetzen der Tiefendeckel *g*.

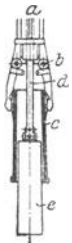


Fig. 305.

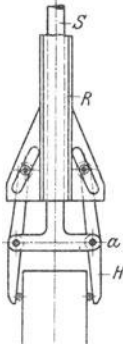


Fig. 306.

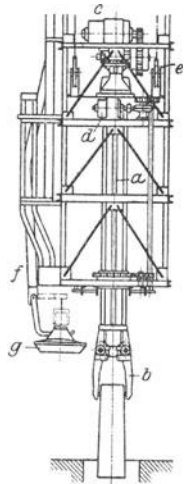


Fig. 307.

7. Blockeinsetzkrane zum Einsetzen der Blöcke in die Wärmeöfen sind in ihrer Bauart und Arbeitsweise den Besickkrane ähnlich.

Am unteren Teil der senkrecht geführten und drehbaren Säule (Fig. 308) ist eine wagerechte Körnerzange angeordnet, die die Blöcke am Kopfbende oder an den Seitenflächen faßt. Bei Verwendung einer Kopfzange (Fig. 308) Öffnen und Schließen durch eine Spindel, die durch einen Motor und entsprechende Vorlege angetrieben wird. Evolutenfedern nehmen die am Zangenarm auftretenden Stöße auf.

8. Blockenzangenkrane sind mit Körnerzangen ausgerüstet, die der Form und Größe der Blöcke angepaßt sind. Neuerdings mehr Transport der Blöcke durch Lasthebemagnete.

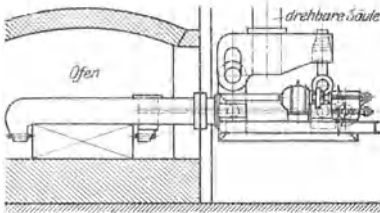


Fig. 308.

9. Pratzekrane. An der Laufkatze (Fig. 309) ist ein starres Gerüst angebaut, in dem der Stempel *a* derart geführt ist, daß er durch das Hubwerk in senkrechter Richtung eingestellt werden kann. Bei den meisten Ausführungen ist der Stempel auch drehbar.

Am unteren Ende des Stempels ist ein Balken *b* angeordnet, der durch den Seilzug *c* um seine wagerechte Achse gedreht werden kann. An dem Balken *b* sind mehrere Pratzten *d* einstellbar befestigt. Die Pratzten greifen unter die Träger oder Stäbe und nehmen sie auf.

10. Lagerplatzkrane für große und schwere Walzwerkezeugnisse (Träger, Schienen u. dgl.) werden mit Lasthebemagneten ausgerüstet. Bei großer Lagerplatzbreite sind sie Verladebrücken, die bei Anordnung von Kragarmen zum Durchfahren der langen Stücke große lichte Stützenöffnung erhalten.

11. Schmie d e k r a n e dienen zum Abstützen und Bewegen der auf der Schmiedepresse zu bearbeitenden, meist sehr schweren Stücke. Die Krane sind in der Regel Laufkrane, deren Winde mit einer Wendevorrichtung für das Arbeitsstück ausgerüstet ist.

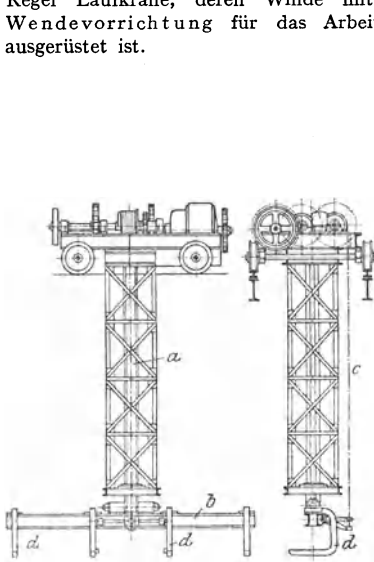


Fig. 309.

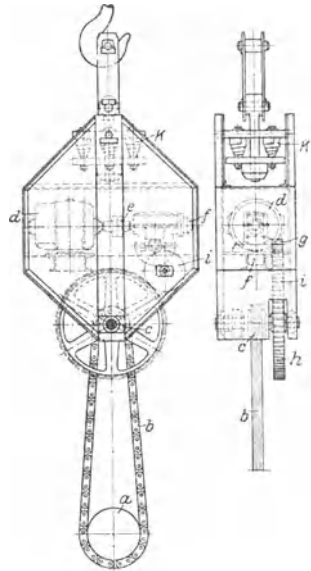


Fig. 310.

Die beim Wenden des Arbeitsstückes und sonst auftretenden Stöße werden durch Pufferfedern am Lasthaken aufgenommen.

Antrieb der Wendevorrichtung meist elektrisch nach Art von Fig. 310.

Fig. 310. Elektrisch betriebene Wendevorrichtung ¹⁾. *a* Arbeitsstück; *b* Wendekette; *c* treibendes Kettenrad; *d* Motor; *e* elastische Kuppelung; *f* eingängiges Schneckenvorgelege; *g*—*h* Stirnrädergetriebe mit Zwischenrad *i*; *k* elastische Aufhängung der Wendevorrichtung.

Veröffentlichungen über Hüttenwerkskrane: Z. Ver. deutsch. Ing. 1904: Fröhlich, Maschinelle Einrichtungen im Eisenhüttenwesen. — Desgl. 1905, S. 466. — Desgl. 1906, S. 1729. — Desgl. 1907, S. 541. — Desgl. 1908, S. 1461: Michenfelder, Kranbauarten für Sonderzwecke. — Desgl. 1911: Michenfelder, Magnetkrane. — Desgl. 1916, S. 685: Feigl, Hüttenwerkskrane. — Desgl. 1917, S. 655: Wintermeyer, Elektr. Antrieb der Hebe- und Transportvorrichtungen im Stahlwerk. — Desgl. 1917, S. 705: Martell, Stripperkrane. — Stahl u. Eisen 1907, S. 965, u. 1908, S. 1009: Stauber, Hebe- und Transportmaschinen in Stahl- und Walzwerken. — Desgl. 1909, S. 1286: Gießhallenkrane mit Schlagwerk und Lasthebemagnet. — Desgl. 1914, S. 887: Neue Krananlage in einem Hammerwerk. — Förd.-Techn. 1912, S. 283: Schwere Hüttenwerkskrane. — Desgl. S. 284: Elektr. Antriebe für mechan. Transport- und Fördervorrichtungen in Walzwerken. — Desgl. 1913, S. 21: Kranausrüstungen neuer Stahlwerke. — E. T. Z. 1920, S. 148: Hermanns, Neuere Bestrebungen bei der Anordnung und Durchbildung der Krananlagen in Siemens-Martin-Stahlwerken.

2. Mittel für stark geneigte Förderung.

a) Hunt-Elevator²⁾. Anwendung im Hafenbetrieb zum Entladen der Schüttgüter aus den Schiffen. Lastaufnahmemittel: Kippkübel oder Selbstgreifer. Ausführung ortfest, meist jedoch fahrbar.

Der an dem Gerüst befestigte Ausleger (Fig. 314) hat eine unter 30° geneigte, von einer Seilaukatze befahrene Fahrbahn. Windwerk der Katze am Gerüst fest angeordnet. Die Mittelkraft *R* aus Last und Seilzug steht stets senkrecht zur Fahrbahn, so daß die Laufkatze bei Stilllegen des Windwerks in jeder Lage stehen bleibt. Begrenzung der Fahrbahn durch einen oberen festen und einen unteren, festen oder durch Seilzug verstellbaren Prellbock.

¹⁾ Ardetwerke, Eberswalde.

²⁾ J. Pohlig A.-G., Köln.

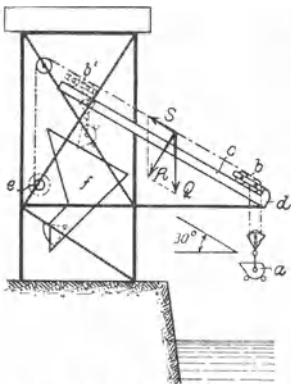


Fig. 311. Hunt-Elevator (Schema).
 a Kippkübel; b Laufkatze; c Katzenfahrbahn; d Prellbock zu c;
 e Antrieb; f Behälter mit Drehschieber-Verschluss.

Vorteil bei Anwendung eines parabolischen Auslegers: Zum Betrieb ist keine lose Rolle erforderlich. Seine Länge ist jedoch auf etwa 9 m beschränkt, auch ist er baulich umständlicher als der unter 30° geneigte gerade Ausleger, der ohne Schwierigkeiten schwenkbar, aufklappbar oder einziehbar angeordnet werden kann.

Vorzüge des Hunt-Elevators: Einfache Bedienung und Verwendbarkeit für große Leistungen, die im allgemeinen höher sind als die der üblichen Hafendrehkrane.

Ausführungsarten: Aumund, Hebe- u. Förderanl. Bd. I, S. 304; Z. Ver. deutsch. Ing. 1908, S. 1516, Hunt-Elevator mit einzieh. Ausleger.

b) Schrägaufzüge.

Bauarten von Schrägaufzügen für Hochofenbegichtung¹⁾: Tümmeler-Neumark (Z. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 1518). — Brown (Demag). — Aumund-Pohlig. — Aumund-Stähler und Aumund-Noelle (Demag).

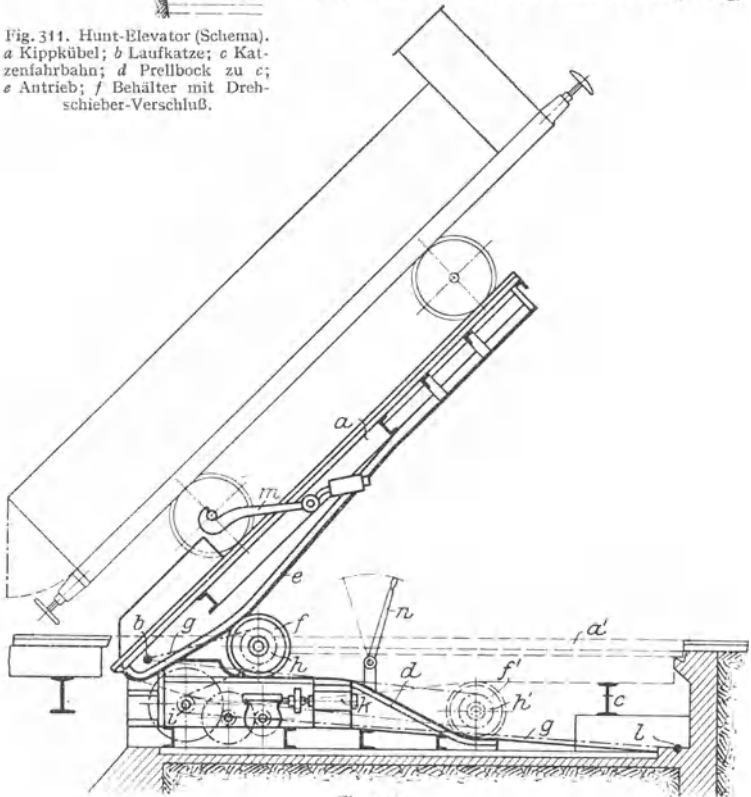


Fig. 312.

Der bei der Koksbeschickung auftretende Koksstaub verschmutzt nicht nur die Rohrleitung, sondern stellt bei den großen Beschickmengen und hohen Kokspreisen erhebliche Verluste dar. Sorgfältige Behandlung des Kokses und Absaugen des Koksstaubes an der Begichtglocke sind daher besonders anzustreben.

¹⁾ Siehe auch: Lilge, Hochofenbegichtungsanlagen, Berlin 1913. Julius Springer.

c) Eisenbahnwagen-Kipper. Der zu entladende Wagen wird auf eine Plattform gefahren, durch eine Fangvorrichtung gegen Abrollen festgehalten und nach Öffnen der vorderen Stirnwand senkrecht zu seiner Längsachse bis etwa 45° gekippt (Fig. 312), worauf er seinen Inhalt in eine Schüttgrube entleert [Stirn- oder Vorderkipper¹⁾].

Fig. 312. Ortfester Plattformkipper²⁾. *a* Plattform hochgekippt; *a'* wagerechte Lage; *b* Plattform-Drehachse; *c* Auflager der Plattform in Lage *a'*; *d* feste, *e* Kurvenbahn an *a*; *f* Rollenpaare, das eine auf *d*, das andere auf *e* abrollend; *g* Hub-Gelenkkette bei *b* befestigt; *h* Ketten-Umlenkrad; *i* treibendes Kettenrad; *k* Motor, mittels entsprechender Vorgelege auf *i* arbeitend; *l* Befestigung des losen Kettenendes; *m* Fanghaken, den Wagen in der Kippstellung haltend; *n* Hebel zum Einrücken von *m*.

Die Kipper sind in der Regel für 20 t-Wagen mit 4,5 m Radstand bemessen und werden schon für Leistungen von 4 bis 10 Wagen in der Stunde gebaut.

Sonderausführungen: Wechselweise in zwei gegenüber liegende Gruben entleerende feste oder drehbare Kipper. — Doppelkipper für große Leistungen, die in eine gemeinsame Grube entleeren. — Auf erhöhten Gerüsten angeordnete Kipper zum Entladen der Wagen in Schiffe.

In einer Grube fahrbare Kipper können so angeordnet werden, daß der Kipper entweder senkrecht zur Gleisrichtung fährt und in mehrere nebeneinander liegende Schüttgruben entleert oder er fährt in der Gleisrichtung und gibt das Fördergut in mehrere hintereinander liegende Gruben ab (M.A.N. Nürnberg).

Nachteil der üblichen Kipperbauarten: Tiefe Entladegrube, die mitunter bis in das Grundwasser reicht und daher hohe Anlagekosten bedingt.

Bei dem Aumundschen Kurvenkipper entfällt die bei den anderen Bauarten vorhandene schwere Plattform, wodurch erheblich an Arbeitsverbrauch zum Kippen der Wagen gespart wird, auch wird die sonst erforderliche Grube, in die sich die Plattform legt und in der das Triebwerk untergebracht ist, überflüssig. Auffahren des Wagens auf die konkave Kurvenbahn mittels eines Auflaufgestelles, an dem die vordere Wagenradachse durch den Fanghaken verankert wird. Durch ein Windwerk, dessen Seilzug an dem Auflaufgestell angreift, wird dann der Wagen hochgezogen und in Kippstellung gebracht.

Der fahrbare Kurvenkipper Bauart Aumund [Fig. 313 und 314³⁾] wird mit einem Spill ausgerüstet, das die zu entleerenden Wagen soweit heranzieht, bis

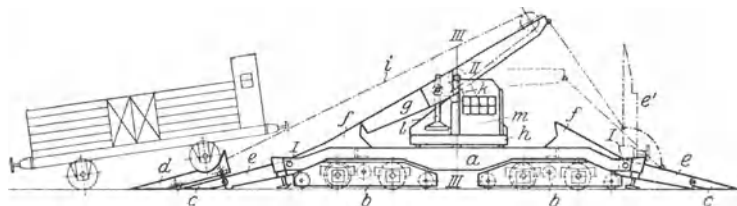


Fig. 313. Fahr- und drehbarer Aumund-Kipper (Hochziehen des Wagens auf die Plattform). *a* Rahmen des Kippers; *b* einstellbare Radgestelle; *c* Auflaufzungen; *d* Auflaufwagen für die vordere Radachse des zu kippenden Eisenbahnwagens und zum Hochziehen des letzteren auf die Plattform dienend; *e* um *I* klappbare Fahrbahnstücke für den Auflaufwagen; *e'* hochgeklappte Stellung; *f* feste Fahrbahnstücke des Anlaufwagens; *g* um *II* kippbare Plattform; *h* Plattform-Drehscheibe (*III—III* Drehachse); *i* Seilzüge und *k* Trommel des Hubwerks zum Hochziehen des Eisenbahnwagens; *l* Spindeln zum Kippen der Plattform; *m* Führerhaus des Kippers.

die vordere Achse auf dem Auflaufgestell angekommen und durch den eingerückten Fanghaken festgehalten ist.

Durch den fahrbaren Kurvenkipper, dessen Plattform auf dem Auflaufgestell noch um eine senkrechte Achse drehbar ist, kann nach beiden Seiten des

¹⁾ Seitenkipper, bei denen der Wagen um seine Längsachse gekippt wird, sind in Deutschland nicht üblich.

²⁾ M.A.N., Werk Nürnberg. ³⁾ Verbesserte Ausführung (Rheinmetall, Düsseldorf).

Gleises unmittelbar auf den Lagerplatz entladen werden. Der Arbeitsbereich des Kippers wird daher außerordentlich vergrößert, auch wird das Anlegen der teuren Schüttgruben überflüssig.

Stündliche Leistung: Bis zu 15 Wagen von je 20 t Ladegewicht.

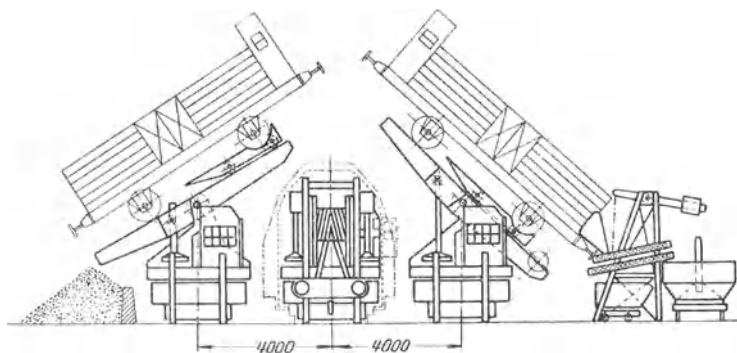


Fig. 314. Fahr- und drehbarer Aumund-Kipper beim Entladen auf den Lagerplatz (links als Verschiebelokomotive zusammengeklappt (Mitte) und beim Entladen mittels Abzapf- und Siebvorrichtung (rechts).

Verwendungsmöglichkeiten des fahrbaren Aumund-Kippers: Einfaches Entladen in Gruben oder auf Lagerplätzen. — Entladen mittels besonderer Abzapf- und Siebvorrichtung. — Benutzung als Verschiebelokomotive (nach Hochklappen der Auflaufschielen und Einziehen des Auflagestells). — Durch Anbringen des Schlepperwagens in geeignete Stellung und Einhängen eines einfachen Hakens ist er mit 7,5 t Tragkraft bei 5 m Ausladung zum Verladen von Stückgut verwendbar. — Bei Anordnung eines Greifers besonderer Ausführung, der an einer Verlängerung des in äußerster Stellung an der Plattform befestigten Schleppwagens angebracht ist, ist der Kipper bei Bedarf auch zum Beschicken eines Lagerplatzes (bis 5 m Schütthöhe) und zum Verladen in kleine Selbstentlader verwendbar.

Veröffentlichungen über Eisenbahnwagen-Kipper: Fördertechn. und Frachtwerk. 1922, S. 84: Riedig, Kipper und Wippen zum Entladen von Wagen. — Maschinenbau 1923, S. G. 202: Keßner und Bodenbergh, Neuere ortsfeste Wagenkipper für Fabrikanlagen. — Desgl. S. G. 205: Aumund, Die Bedeutung des Geschwindigkeits- und Arbeitsausgleiches bei Hebe- und Förderanlagen.

II. Stetig arbeitende Förderer oder Dauerförderer¹⁾.

Anwendung vorwiegend für Schüttgüter (Kohle, Koks, Asche, Erz u. a.), in neuerer Zeit auch in zunehmendem Maße für kleinere und mittlere Stückgüter.

Vorteile: Gleichmäßige Zuführung des Gutes und ununterbrochene Fortbewegung, so daß trotz geringer Arbeitsgeschwindigkeiten hohe Leistungen erreicht werden. Langsamer und regelmäßiger Gang, im allgemeinen weitgehende Schonung des Gutes bei geringer Staubentwicklung, geringe Bedienung und Wartung.

Die Dauerförderer sind meist ortsfest, einige Bauarten, wie Bandförderer, Elevatoren, Rollenförderer u. a., werden auch fahrbar ausgeführt.

1. Nahförderer. Größter Förderweg nicht über 300 m (Kratzer, Förderinnen, Förderschnecken und Förderrohre, Bandförderer u. dgl.).

¹⁾ Aumund, Hebe- u. Förderanl. 1. Bd. — v. Hanffstengel, Förderung der Massengüter, 1. Bd. — Z. Ver. deutsch. Ing. 1911, S. 388: Aumund, Die Hebezeuge und Förderanl. auf der Weltausstellung in Brüssel 1910.

2. Weitförderer kommen vorwiegend für Förderwege über 300 m in Frage (Standbahnen mit Seil- oder Kettenbetrieb, Hängebahnen mit Seilbetrieb und Drahtseilbahnen).

Antrieb meist elektrisch, bei den ortfesten Förderern unter 1. auch durch Riemen.

A. Mittel für wagerechte und schwach geneigte Förderung.

1. Kratzerförderer.

Arbeitsweise (Fig. 315). Das Gut wird an beliebiger Stelle (bei *d*) einer Rinne *a* zugeführt, in der es durch Schaufeln *b*, die an einer endlosen Kette *c* befestigt sind, fortgeschoben wird. Abgabe des Gutes durch Öffnen einer Klappe oder eines Schiebers *e* am Rinnenboden.

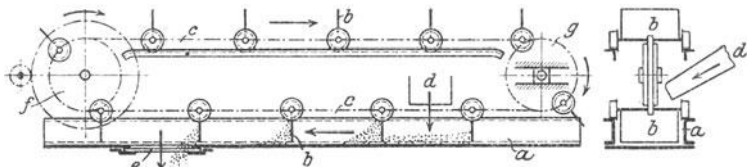


Fig. 315.

Arbeitsgeschwindigkeit 0,2 bis 1 m/sek. Wirtschaftlich für Leistungen von 8 bis 15 t/h und für Förderstrecken bis etwa 25 m.

Nachteile: Starker Verschleiß, Wertverminderung verschiedener Güter infolge Zerreiben und Zerquetschen zwischen Schaufeln und Rinne, hoher Arbeitsverbrauch, besonders bei Kratzern ohne Riemenboden 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. 315). Zugmittel: Seltener langgliedrige Rundeisenkette, meist Gelenkkette (Treib- oder Stahlbolzenkette Bauart Stotz, Gallsche Kette oder Einstabkette von Fredenhagen nach Fig. 316). Schaufeln und Rinne entweder rechteckig oder trapezförmig (Fig. 316). Schaufeln aus Flußeisenblech. Rinne aus Holz oder Eisen. Meist Ausführung mit unterer Rinne (Fig. 315 und 316).

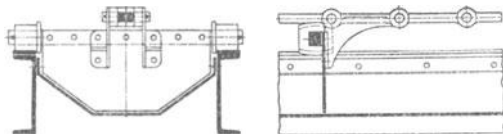


Fig. 316.

Für bestimmtes Fördergut (z. B. Rübenschnitzel u. a.) Anwendung rechenförmiger Schaufeln (Merz).

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.

Ausführungsbeispiel: Fig. 317. Schaufelförderer für Formsand¹⁾. *a* ist ein mittels Differentialrollen *b* auf \square -Eisenschienen gelagertes, durch ein Kurbelgetriebe bewegtes Gasrohrgestänge. Mit diesem sind Schaufeln *c*, die in eine Rinne *d* eingreifen, gelenkig verbunden. Beim Rückgang heben sich die Schaufeln an und gleiten über dem Gut fort. Bei Bewegung in der Förderrichtung (im Pfeilsinne) legen sie sich gegen Anschläge *e* und schieben das Gut vor sich her.

¹⁾ Vereinigte Schmirgelfabriken, Hannover-Hainholz.

Vorteile des Förderers: Langsamer hin- und hergehender Gang, daher keine Erschütterungen in der Tragkonstruktion; geringer Kraftbedarf und keine Schmierstellen, da die am Gasrohrgestänge befestigten Flacheisenschienen *f* 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.

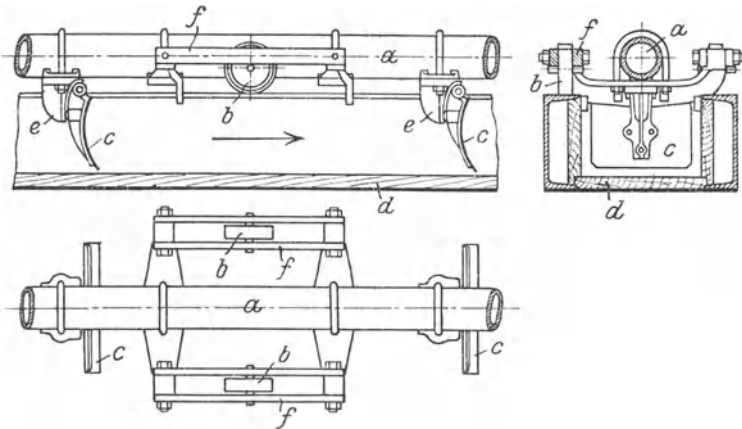


Fig. 317.

b) Schwingeförderrinnen (Förderrutschen). Anwendung zur wagerechten und schwach geneigten Förderung (bis etwa 15°) der verschiedensten Schüttgüter.

Hauptanwendung im Bergwerksbetriebe als Hilfsmittel bei der Abbauförderung. Antrieb elektrisch oder durch Druckluft.

Die Schwingeförderrinnen sind besonders für mittlere Leistungen und Förderwege geeignet und wegen geringer Raumbanspruchung 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.

Bewegung derart, daß das zugeführte und getragene Gut zeitweise in der Förderrichtung fortbewegt wird.

1. Schüttelrinnen. Bauarten: Gebr. Commichau, Magdeburg; Kreiß, Hamburg; M.A.N. Ritter, Altona und Strenge, Hamburg.

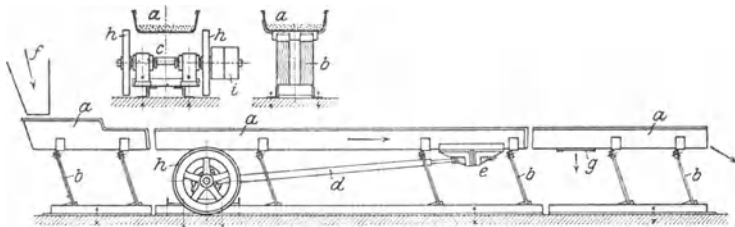


Fig. 318.

Arbeitsweise [Fig. 318¹⁾]: Die Rinne *a* ist mittels schräger Blattfedern *b* auf dem Untertheil 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 Ausschlags 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

¹⁾ A. Ritter, Altona.

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. *†* Fest- und Losscheibe des Riemenantriebes.

Arbeitsgeschwindigkeit bei 300 bis 400 Uml/min der Antriebswelle 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 m³/h.

Ausführung. Rinne aus Schwarzblech. 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. Halbmesser der gekröpften Welle 10 bis 20 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.

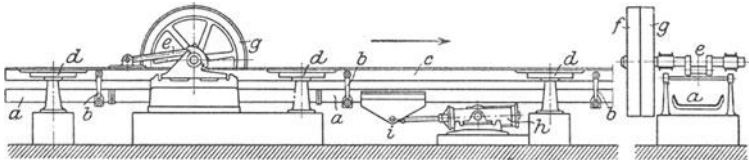


Fig. 319.

2. Wurfförderrinnen. Bauarten: Gebr. Forstreuter, Magdeburg; Marcus, Köln (Propellerrinne) und Amme, Giesecke & Konegen, Braunschweig. (Torpedorinne).

Fig. 319. 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 solange 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.

Weiteres über Bau und Berechnung der Förderrinnen s. v. Hanffstengel, Förderung d. Massengüter, 1. Bd. — Fördertechn. u. Frachtverk. 1921, S. 199: Stephan, Die Förderrinne bei geneigter Förderung. — Desgl. S. 310: Wintermeyer, Der elektrische Schüttelrutschenantrieb. — Desgl. 1923, S. 38: Ohnesorge, Die Schüttelrutschenförderung und das Beschleunigungsverfahren von Marcus.

3. Förderschnecken.

Arbeitsweise: Fig. 320. *a* Zuführung des Fördergutes; *b* Schneckenrotor; *c* Schneckengänge; *d* Abgabeschieber; *e* Antrieb mit Fest- und Losscheibe und Kegelrädervorgelege; *f* Schnecken-Zwischenlager.

Anwendung bei kleineren Leistungen (2 bis 10 t/h) und kurzen Förderstrecken. Bei Leistungen bis 5 t/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. 320), der Größe der Steigung S und der Drehzahl der Welle abhängig. Üblich: 50 bis 100 Uml./min.

Ausführung. Schneckengänge meist vollwandig (Fig. 320) aus Blech hergestellt und auf den Wellen genau aufgezogen, so daß sie diese versteifen.

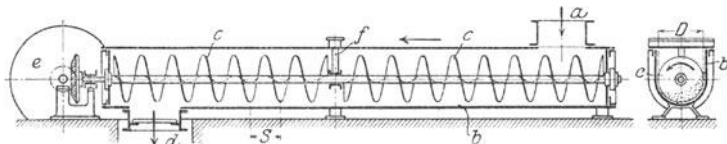


Fig. 320.

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.

Bei stark abnutzend wirkenden Gütern (Kohle, Erz, Sand u. dgl.) Ausführung der Schneckengänge auch in Gußeisen (Fig. 321). Bandspiralen (Fig. 322) verstopfen bei grobstückigem Gut nicht so leicht, sind jedoch nur für kleinere Leistungen geeignet. Förderschnecken, deren Gänge aus einzelnen schräg gestellten Blechen bestehen (Fig. 323), nur für untergeordnete Zwecke oder bei gleichzeitigem Mischen verschiedener Schüttgüter. Lagerentfernung der Schneckenwelle: 2,5 bis 3,5 m.

Antrieb bei kleiner Leistung und kurzer Förderstrecke durch Riemenscheibe, sonst Kegelhärdervorgelege zwischen Riemenantrieb und Schneckenwelle (Fig. 320).

Schnecktrog aus Flußeisenblech mit Saumwinkeln eingefaßt.

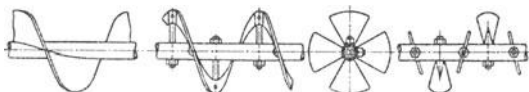


Fig. 321.

Fig. 322.

Fig. 323.

Zahlentafel 21. Normale Förderschnecken nach Fig. 320¹⁾.

Leistung bei $\frac{1}{4}$ Füllung	m ³ /h	$V = 9,0$	15,0	23,0	35,5	48,3	78,5	125
Schneckendurchmesser	mm	$D = 200$	250	300	350	400	500	600
Schneckensteigung	mm	$S = 150$	180	210	250	280	340	410
Drehzahl d. Schneckenwelle i. d. Min.	$n = 100$	90	80	75	70	60	55	
Blechstärke d. Gewindes	mm	$s_1 = 3$	3	4	4	5	6	8
Blechstärke d. Tröge	mm	$s_2 = 2$	2	3	3	4	5	6

Normale Lagerentfernung: 3 m, normale Troglänge: 6 m.

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. A u m n d, Hebe- u. Förderanlagen, 1. Bd., S. 142). Herstellung: A. Sueß, Wittkowitz; Gebr. Pfeiffer, Kaiserslautern.

¹⁾ A.T.G., Leipzig-Großschocher.

5. Bandförderer.

a) Förderer mit biegsamem Band (Gurtförderer).

Das Band ist entweder ein Textil-, Gummi- oder ein Stahlband.

Arbeitsweise (Fig. 324): Antrieb des endlosen Bandes *a* durch Rolle *b*, Spannung des Bandes durch die in einer wagerechten Führung verschiebbaren Rolle *c*. Tragrollen *d*, die bei dem fördernden Trumm in kleineren und beim leeren Trumm in größeren Abständen angeordnet sind, verhindern ein unzulässig großes Durchhängen des Bandes. Das Fördergut wird an beliebiger Stelle durch feste oder fahrbare Schuppen zugeführt.

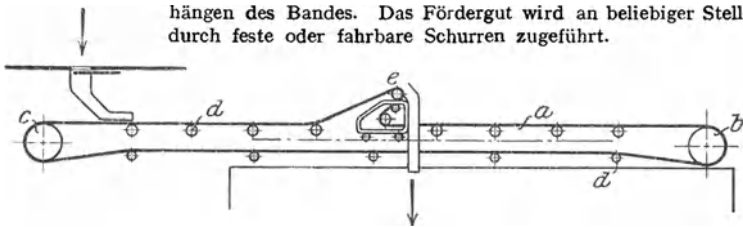


Fig. 324.

Abgeben des Gutes ebenfalls an beliebiger Stelle mittels Abstreichers, durch Abwurfwagen (*e* Fig. 324) oder an der Endrolle.

Anwendung. Größte Förderlänge je nach Art des Gurtwerkstoffes: 105 bis 200 m. Fördergeschwindigkeit: 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.

Neuerdings Verwendung der Gurtförderer auch zur Förderung von Stückgütern (Säcken, Ballen, Kisten u. dgl.) bei Bandneigungen bis 20°.

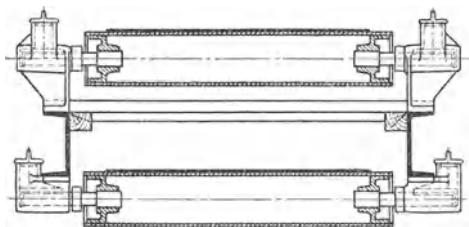


Fig. 325.

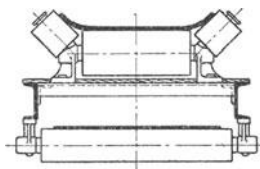


Fig. 326.

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.

Anordnung des Bandes flach (Fig. 325) oder muldenförmig (Fig. 326), dieses für grobstückiges Gut und große Leistungen. Wegen der hohen Beanspruchung 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.

Antrieb meist durch Riemenscheibe oder Elektromotor mit Stirnradvorgelegen. 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.

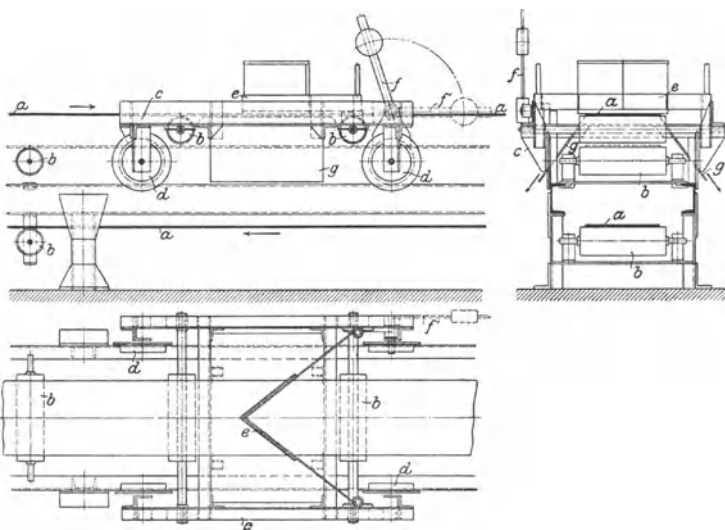


Fig. 327. Fahrbarer Abstreicher für Gurtförderer. *a* Förderband; *b* Tragrollen zu *a*; *c* Fahrgestell; *d* Laufrollen; *e* Abstreicher; *f* Gewichthebel zum Hochklappen von *e*; *g* Abwurf-Leitbleche.

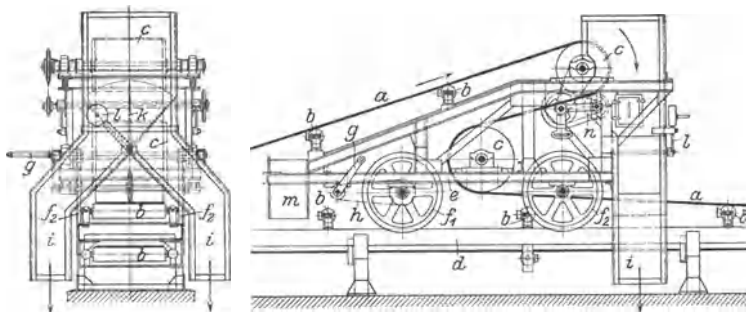


Fig. 328. Abwurfwagen mit Handfahrwerk. *a* Band; *b* Band-Tragrollen; *c* Umlenkrollen; *d* Laufschienen; *e* Fahrgestell des Wagens; *f*₁—*f*₂ Laufrollen; *g* Handkurbel; *h* Kettentrieb zum Antrieb der Laufrollen *f*₁; *i* Auslaufschurren; *k* Drehklappe zum Absperrn der rechts- oder linksseitigen Auslaufschurre; *l* Gewichthebel zu *k*; *m* Wagen-Gegengewicht; *n* Bandreinigungsbürste.

Ausführungsbeispiele von Abgabevorrichtungen: Fig. 327¹⁾. Fahrbarer Abstreicher. — Fig. 328¹⁾. Abwurfwagen mit Handfahrwerk.

Stahlbandförderer²⁾. Das Stahlband ist infolge der geringen Stärke (0,8 bis 0,9 mm) sehr biegsam und dehnt sich bei Temperaturerhöhung äußerst wenig. Vorteile: Große Steifigkeit des Bandes in der Querrichtung und damit große

¹⁾ A.T.G. Leipzig-Großschocher. ²⁾ Sandviken Transport-Ges. m. b. H., Charlottenburg

Beschickbreite, Schmälerhalten der End- und Tragrollen 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 Bandtrumms auf Holz schleifend oder rollend, des leeren Trumms stets auf Rollen. Abgeben des Fördergutes durch einseitigen oder doppelseitigen (pflugförmigen) Abstreicher nach Art von Fig. 327.

Eignung auch zur Förderung von Stückgütern (Säcke, Kisten, Steine u. dgl.)

Weiteres über Stahlbandförderer s. Dingl. Polyt. Journal 1920, S. 217. — Zement 1920, Nr. 15.

b) Gliederbandförderer.

Arbeitsweise: An Gelenkketten sind die Banelemente (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 aufliegt. 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 Träger ausgebildeten Banelemente.

Anwendung zur Förderung von grobstückigen, 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 Rampenförderer¹⁾.

Ausführung. Als Gliederbandförderer für Schüttgüter Banelemente aus Stahlplatten mit Spaltüberdeckung und beiderseitigen Bordrändern. Bei geneigter Förderichtung verhindern aufgenietete Querstege oder Winkeleisen Zurückgleiten des Gutes.

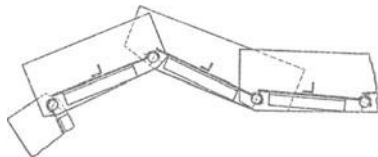


Fig. 329.

Bauarten: Plattenförderer von Bleichert (Fig. 329), Schenck, Stotz, Eitle, Pohligh u. a.

Das Stahlförderband von Pohligh (Ind. u. Techn. 1921, S. 223) 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.

Sind Stückgüter zu befördern, dann Ausführung der tragenden Elemente als einfache Holzplatten.

B. Mittel für senkrechte und stark geneigte Förderung.

1. Senkrecht- und Schrägbecherwerke (Elevatoren für Schüttgutförderung).

Arbeitsweise (Schrägbecherwerk Fig. 330): 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 wagerechte Förderweg gleich Null, so ist das Becherwerk ein Senkrechtbecherwerk. Bei den Aufgäbebecherwerken (Fig. 331) wird das Gut durch eine Aufgäbeschurre unmittelbar den Bechern zugeführt.

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 grobstückigem Gut.

¹⁾ Palmer Bee Co., Detroit.

Ausführung. Zugorgan: Meist Gelenkkette (Tempergußkette oder Laschenkette). Bei Senkrechtbecherwerken für feinkörniges Gut auch Baumwoll- oder Balatagurt. Becher aus Flußeisen- oder Stahlblech, gepreßt oder genietet mit Randverstärkung. Becherinhalt: 5 bis 110 l. Kettensterne bei Laschenkettens vier- oder sechskantig.

A.T.G.-Becherwerke für große Leistungen und Förderhöhen erhalten Geschwindigkeitsausgleich, der Aufheben der Beschleunigungen und der dadurch bedingten Stöße in den Ketten ermöglicht.

Führung der Kette bei Schrägbecherwerken (bis 60° Neigung) mittels auswechselbarer, auf Winkeleisen laufender Schleifbacken. Bei geringer Neigung Rollenführung der Kette.

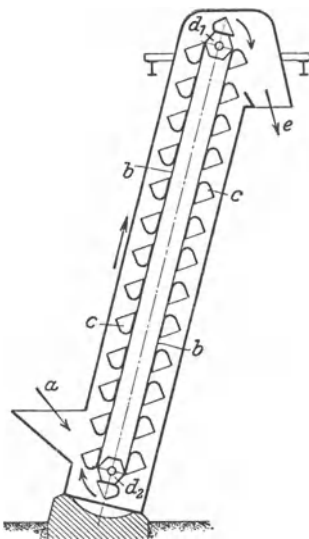


Fig. 330.

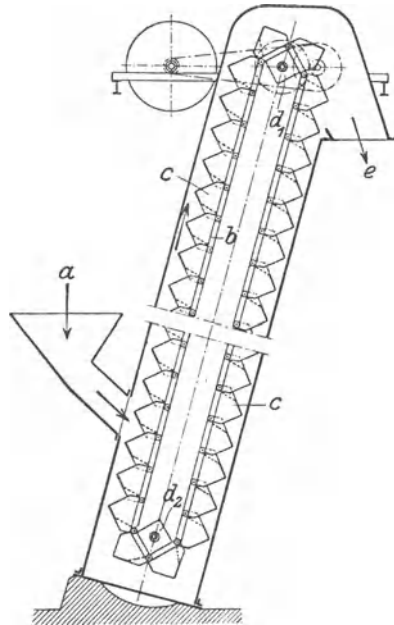


Fig. 331.

Herstellung des Becherwerkgehäuses aus Blech mit abnehmbaren Stirnwänden.

Ausführung schräger Becherwerke auch fahrbar (Z. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 1046, Hermanns, Fahrbare Verlade- und Fördervorrichtungen).

Über Becherwerksentlader mit Zubringeschnecken zum Entladen von Eisenbahnwagen s. Dubbel, Taschenbuch f. d. Fabrikbetrieb, Abschn. Werkstattförderwesen.

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 (Schaukellaufzüge). Anwendung zum Heben von Fässern, Kisten, Säcken, Ballen u. dgl.

Über fahrbare Stapellevatoren s. Z. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 1045.

3. Elevatoren für Personenförderung (Paternosteraufzüge).

Paternosteraufzüge sind bei regem Verkehr zwischen den Stockwerken angebracht.

Die Paternosteraufzüge für Personenförderung fallen in den Geltungsbereich der Polizeiverordnung, betr. die Einrichtung und den Betrieb von Aufzügen (Fahrstühlen) in Preußen¹⁾.

Infolge Wegfalls der Wartezeit sind die Paternosteraufzüge von großer Leistungsfähigkeit (etwa 2500 Personen täglich) und erfordern bei hoher Betriebssicherheit²⁾ und geringem Verschleiß nur niedrige Unterhaltungskosten.

Ausrüstung mit 10 bis 12 Fahrkörben, die mittels Bolzen an zwei endlosen Ketten (Fig. 332) aufgehängt, sich an der einen Seite des Fahrstuhls auf-, an der andern abwärts bewegen.

Zulässige Beanspruchung der Kette gleich $\frac{1}{5}$ der Bruchbelastung.

Jeder Fahrkorb bietet Raum für 1 bis 2 Personen. Bei der geringen Fahrgeschwindigkeit von etwa 0,25 m/sek sind die stets offenen Kabinen auch von wenig gewandten Personen bequem betretbar.

Bei der üblichen Ausführung (Fig. 332) arbeitet der Motor mittels elastischer Kupplung auf ein Schneckengetriebe und von da durch ein doppelseitiges Stirnrädervorgelege auf die unteren festgelagerten Kettenräder.

Die Lager der oberen Kettenräder sind dagegen verstellbar. Als Bremse dient eine gewichtbelastete doppelte Backenbremse, die bei Stromunterbrechung einfällt. Der Motor ist für Dauerbetrieb zu bemessen. Sind die abwärts gehenden Fahrkörbe besetzt und die aufwärts gehenden leer, so arbeitet der Motor bei Gleichstrom und Drehstrom als Generator.

Einschalten des im Maschinenraum aufgestellten Anlассers durch elektrische Fernsteuerung. Zu diesem Zwecke ist, meist im Erdgeschoß, ein Druckknopf angeordnet, der durch einen Schlüssel bedient wird, um ein Anlassen seitens unberechtigter Personen zu verhindern.

Die Anlaßvorrichtung selbst wird durch den Bremsluftmagneten betätigt, der durch ein Gestänge mit dem Anlasser gekuppelt ist. Wird der Stromkreis des Bremsmagneten geschlossen, so löst dieser die Bremse, dreht die Schaltkurbel des Anlассers und setzt so den Motor in Gang. Damit der Bremsmagnet während des Betriebes keinen Strom verbraucht, ist am Anlasser ein Sperrmagnet angeordnet, der den Strom des Bremsmagneten unterbricht. Beim Ausschalten wird der Strom des Sperrmagneten unterbrochen und der Anlasser freigegeben, der dann in seine Nullstellung zurückgeht.

¹⁾ Siehe S. 384, „Aufzüge“.

²⁾ Laut Unfallstatistik der Hamburger Polizei kommen auf 2 000 000 beförderte Personen nur 4,3 leichte Unfälle.

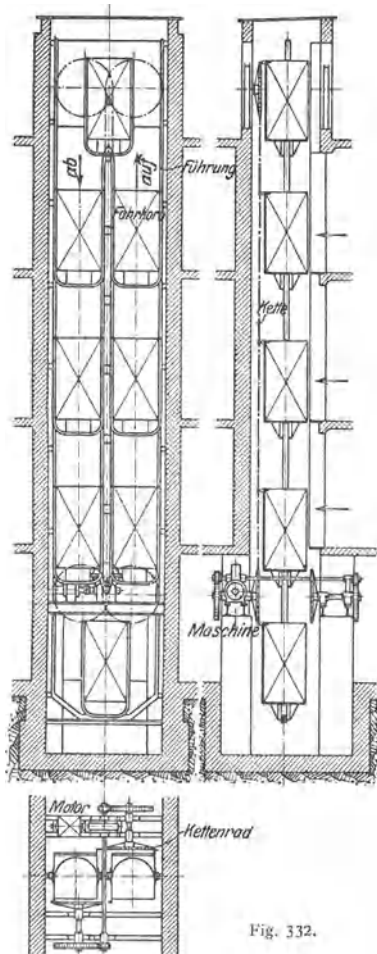


Fig. 332.

Die Fahrkörbe sind in Holzstraßen geführt und gehen oben und unten unter Beibehaltung ihrer senkrechten Lage aus der einen Schachthälfte in die andere über.

Die Zugänge zu den Kabinen sind stets offen. Sie werden, um ein verkehrtes Betreten unmöglich zu machen, an der Decke halbkreisförmig ausgeschnitten.

Kleinste lichte Höhe der Fahrkörbe 2 m, Grundfläche — 750 × 750 mm bei einer Person, — 1070 × 1060 bei zwei Personen. Die entsprechenden lichten Schachtmaße betragen etwa 2200 × 1250 bzw. 2800 × 1650 mm. Am Fußboden der Fahrkörbe sowie an den Eintrittsöffnungen sind bewegliche Klappen anzubringen, die bei Hervorstrecken eines Körperteiles betätigt werden und den Aufzug stellen.

Ferner ist eine Vorrichtung (Gestänge oder Druckknöpfe) anzuordnen, damit den Fahrgästen von jeder Stelle aus ein Stillsetzen des Aufzuges ermöglicht ist. Wiederinbetriebsetzen desselben jedoch nur durch den Wärter.

C. Mittel für wagerechte, senkrechte und geneigte Förderung, sowie Förderung in ebenen oder in Raumkurven.

1. Becherwerke (Pendelbecherwerke und raumbewegliche Becherwerke).

Becherwerke mit festen Bechern für senkrechte und wagerechte Förderung (Bauarten: Link, Belt Co. u. a.) spielen den Pendelbecherwerken gegenüber in deutschen Werken eine untergeordnete Rolle. Sie sind billig und einfach in ihrer Bauart und Arbeitsweise und haben in Amerika große Verbreitung gefunden.

a) Pendelbecherwerke oder Schaukelbecherwerke.

Arbeitsweise (Fig. 333). An den Gelenken der Kette sind die Becher pendelnd (schaukelnd) aufgehängt. Führung der Kette innerhalb der senkrechten Ebene beliebig. Beschicken der Becher am unteren wagerechten Strang durch

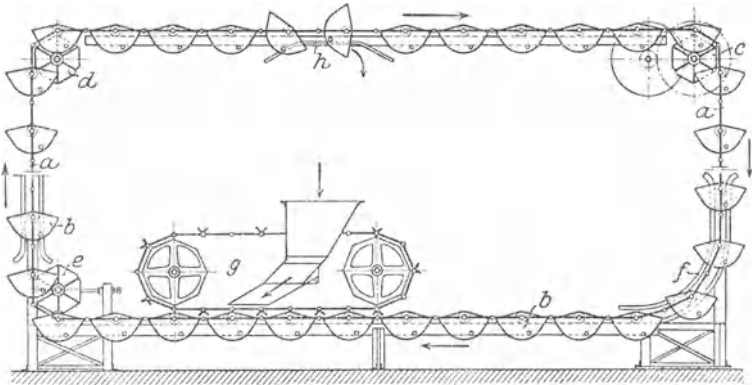


Fig. 333. Pendelbecherwerk (Schema). *a* Gelenkkette; *b* Becher, an *a* pendelnd aufgehängt; *c* Antrieb, *d* Umlenk-, *e* Spann-Kettenstern; *f* Kurvenführung der Becherkette; *g* Füllvorrichtung; *h* Kurvenbahn, an der die Becher mittels Rollen auflaufen und zwecks Entladung gekippt werden.

eine ortsfeste oder fahrbare Füllvorrichtung. Entleeren am oberen Strang durch eine fahrbare Vorrichtung, an der die Becher durch Auflaufen von Rollen gekippt werden.

Bauarten: Amme, Giesecke & Konegen, A.T.G., Bleichert, Luther, Pohlig (Bauart Hunt), Stotz (Fig. 333) 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 Huntschen Pendelbecherwerke (Pohlig) 0,15 bis 0,3 m/sek. Becherinhalt zwischen 16 und 200 l, zweckmäßig nicht unter 50 l. Stundenleistung je nach Wahl der Bechergröße und Arbeitsgeschwindigkeit zwischen 5 und 250 m³.

Mit beispielsweise 50 l Becherinhalt, 700 mm Becherabstand und einer Kettengeschwindigkeit von 0,2 m/sek bei $\frac{2}{3}$ Füllung Leistung bei Kohlenförderung 30 t/h.

Bauart s. Aumund, Hebe- u. Förderanl. 1. Bd., S. 175.

Die Schaukelbecherwerke der A.T.G. haben Becherabstände von 4000, 2000 und 1000 mm.

Geschwindigkeit 0,5 m/sek, Becherinhalt 34 bis 358 l.

Zahlentafel 22. Leistungen von A.T.G. Becherketten. (Bei 75 vH Becherfüllung.)

Fördergut	Raumgewicht in kg/m ³	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

Ausführung. Herstellung der Becher nach Art von Fig. 334¹⁾. *a* Laschenkette, deren Gelenkbolzen durch Abstandrohre *b* verbunden, an denen die Becher *c* pendelnd aufgehängt. *d* Tragrollen der Becherkette, an den wagerechten Strängen auf einer Schiene, in den senkrechten Strängen und in Kurvenführungen zwischen zwei Schienen laufend. *e* Auflaufrollen zum Kippen der Becher (s. Fig. 333). *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 (A.T.G.) ermöglicht gleichförmigen Gang und große Teilung der Kette. Umlenkung der Becherkette durch Kettensterne oder Kurvenführungen (Fig. 333). Spannen der Kette durch Verschieben der Lagerung eines Kettensternes.

Füllen im unteren wagerechten Strang nach Art von Fig. 333, durch Trichter- kette, mit gleicher Teilung wie die Becher- kette oder durch ortfeste bzw. fahrbare Trommel.

Entladen der Becher durch Kippen mittels kleiner Rollen, die auf einer Kurvenbahn auflaufen (Fig. 333) oder durch Entladefrosch (Pohlig).

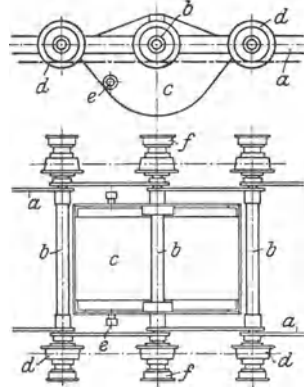


Fig. 334.

b) Raumbewegliche Becherwerke.

Bauarten: Einschienebecherwerk (Bleichert), Becherketten von Bousse und Schenck (für Kurven in senkrechter und wagerechter Ebene), raumbewegliche Becherketten von Stotz, Stuttgart, und Schenck, Darmstadt.

¹⁾ Amme, Giesecke u. Konegen, Braunschweig.

Hauptvorteil: Große Anpassungsfähigkeit auch an die ungünstigsten örtlichen Verhältnisse.

Einschienebecherwerk von Bleichert (Fig. 335) arbeitet nur mit einer Kette *a*, in deren Gelenken die Tragrollen *b* gelagert sind, die der Standsicherheit wegen im wagerechten Kettenstrang und in Kurven zwischen unteren und oberen Schienen *c*–*d* laufen. Seitlich der Kette sind die Becher *e* fliegend aufgehängt.

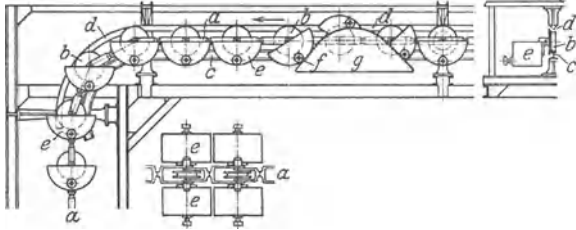


Fig. 335.

Die Ausführung mit einer Kette ermöglicht Führung in Kurven und Verdrehen der Kette im auf- und abwärtsgehenden Strang. Die Rollen *f* zum Kippen der Becher laufen auf beiderseitigen Kurvenbahnen *g* auf.

Raumbewegliches Becherwerk von Schenck (Fig. 336).

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 wagerechter 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 wagerechte Rollenführung der Kette. In den Kurven sind die Laufrollen zu beiden Seiten geführt. Gezahnte Rädchen, die an der Antriebsstelle in ein feststehendes Triebstocksegment eingreifen schmieren die Laufrollen durch Drehen der Staufferbüchsen selbsttätig.

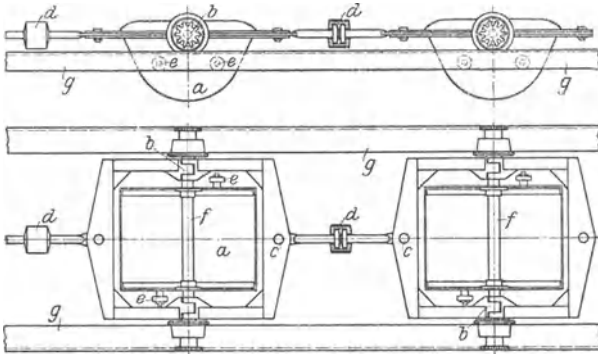


Fig. 336.

Diese Becherwerke werden sowohl für kleine Leistungen (3 bzw. 5 t/h), als auch für mittlere und größere Leistungen von 10 bis 100 t/h und mehr gebaut.

2. Schaukelförderer dienen zum Transport von Stückgütern oder sehr grobstückigem 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.

Schema eines Schaukelförderers s. Dubbel, Taschenbuch f. d. Fabrikbetrieb, Abschnitt Werkstattförderwesen.

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 (Fig. 337) haben eine spiralig verlaufende Bahn und werden zur Förderung von oberen Stockwerken nach unteren oder nach ebener Erde verwendet.

Die gleitende Reibung der Schwerkraftförderer läßt sich auch durch rollende Reibung dadurch ersetzen, daß 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 und werden auch von einigen deutschen Firmen hergestellt. Die auf Stützen ruhenden Rollbahnstücke lassen sich nach Bedarf zu einer längeren Rollbahn zusammensetzen. Infolge ihres geringen Gewichts sind die Rollbahnstücke mit ihren Stützen entweder tragbar oder fahrbar.

Im Werkstättenbetriebe, besonders in Gießereien und Bearbeitungswerkstätten finden die Rollenförderer mehr und mehr Anwendung.

Bauarten: Siegerin-Goldmannwerke, Mannheim. — Schoof & Weigel, Erfurt u. a.

Über Bau und Anwendung der Rollenförderer s. Gießereizeitung 1919, Nr. 11; Hermanns, Die Anwendung der Schwerkraftrollenförderer im Gießereibetriebe. — Werkstattstechnik 1918, S. 273; Hermanns, Schwerkraftrollenförderer in Bearbeitungswerkstätten. — Z. Ver. deutsch. Ing. 1918, S. 541, Rollbahnen. — Werkz.-Masch. 1920, S. 153/157 und 274/276, Raddatz, Fördergurte, Rollbahnen und ähnliche Beförderungsmittel. — Factory 1921, S. 475/480; Innentransporteinrichtungen.

4. Wasserstrahlförderer (Förderung durch Druckwasser). Anwendung zum Abladen schwemmbarer Güter (Kartoffeln, Rüben, Braunkohle, Asche, Müll u. dgl.) insbesondere aus Eisenbahnwagen [Elfa-Abladung¹⁾] und Weiterleitung des Gutes in Schwemmrinnen. Die Entladung von 200 Wagen mit je 15 t Zuckerrüben ist mit einer entsprechenden Anlage in 24 h durchführbar.

Über Elfa-Abladung s. Ind. u. Techn. 1922, S. 197.

Diese Wasserstrahl-Förderung wird neuerdings zum Abführen der Asche unter den Kesseln bei gleichzeitigem Löschen und Granulieren der Asche mehr und mehr verwendet.

Aschespülanlagen s. Dubbel, Taschenbuch für den Fabrikbetrieb, Abschnitt Werkstattförderwesen.

Bauarten: Baum; Gröppel; Gewerkschaft Hausbach II u. a.

5. 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.

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.

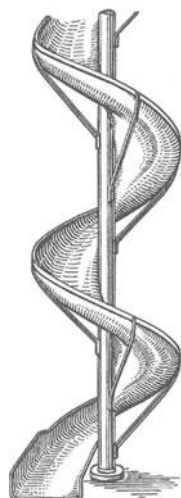


Fig. 337.

¹⁾ Fölsche, Halle a. S.

Kleine Rohrdurchmesser ergeben niedrige Anlagekosten, aber hohen Arbeitsverbrauch und umgekehrt.

a) Saugluftförderanlagen fördern von einem oder mehreren Aufgaborten nach einer Abgabestelle. Zunehmende Verwendung für Förderung von Kleinkohle und Asche.

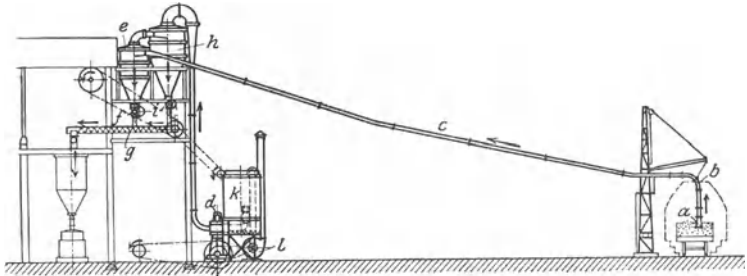


Fig. 338. Schema einer Saugluftförderanlage.

Fig. 338¹⁾ 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 Saugluftstrom 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 Roulettentmühle zum Zermahlen zuführt. Aus Abscheider e geht die Saugluft in einen Staubabscheider h. Feinere Kohlentelchen gelangen durch eine Auslaßschleuse i nach der Förderschnecke. k Saugschlauchfilter, Exhaustor. Arbeitsverbrauch 30 PS. Bedienung durch einen Mann. Entladung eines Eisenbahnwagens in 1 bis 1½ h.

Kesselentaschung durch Saugluft s. Dubbel, Taschenbuch f. d. Fabrikbetrieb, Abschnitt Werkstattförderwesen. — Siemens-Zeitschrift 1921, S. 312; Philippi, Elektrizität in Dampfkesselanlagen.

Über schwimmende Saugluftentladeanlagen für Getreide vgl. A u m u n d, Hebe- u. Förderanl., 1. Bd., S. 405.

b) Druckluftförderanlagen fördern von einem Aufgabort nach verschiedenen Abgabestellen.

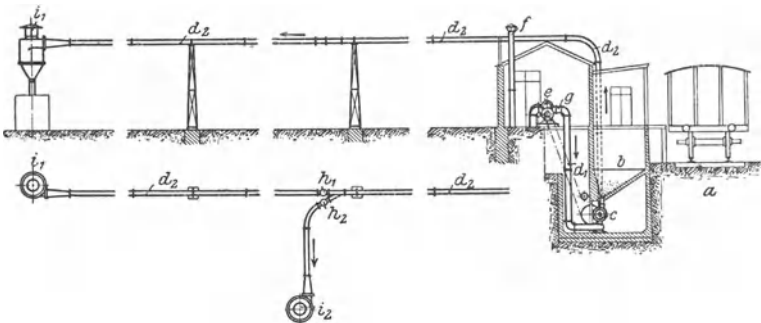


Fig. 339. Schema einer Druckluftförderanlage.

Fig. 339²⁾ 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 d₁—d₂ angeschlossen ist. e Kreis Kolbengebläse, f Luftansaugrohr. Der Druckluftstrom wird über Sicherheitsventil g und Rohrleitung d₁ unter die Schleuse c geleitet. Letztere führt das Gut dem Druckluftstrom zu,

1) Maschinenfabrik G. Luther Akt.-Ges., Braunschweig.

2) Mühlenbauanstalt und Maschinenfabrik vorm. Gebr. Seck, Dresden.

der es vermittle der Leitung \hat{d}_1 und bei entsprechender Stellung der Umstellhähne \hat{h}_1 bzw. \hat{h}_2 nach den Abgabestellen \hat{i}_1 bzw. \hat{i}_2 fördert. An letzteren sind Fliehkraftabscheider angeordnet, die 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 entgegengesetzter Richtung in Frage. Für derartige Anlagen verwendet die Firma Seck eine Ventilluftpumpe in Sonderausführung, die bei Saugluftförderung als Vakuumpumpe und bei Druckluftförderung als Niederdruckkompressor arbeitet.

Veröffentlichungen über Luftförderanlagen: Braunkohle 1913, Nr. 26: Schorrig, Förderanlagen für Kleinkohlen. — Fördertechn. und Frachtverk. 1921, S. 303: Klug. Die Aufgabe des Fördergutes beim pneumatischen Transport.

D. Stand- und Hängebahnen mit Zugmittel und Drahtseilbahnen.

1. Standbahnen mit Ketten- oder Seilbetrieb.

Anwendung zum Schüttguttransport für kleinere Förderlängen auf den Lagerplätzen industrieller Werke, vorwiegend jedoch im Bergwerksbetriebe für Weitförderung bis etwa 5 km.

Die auf Schmalspurgleisen fahrenden Wagen werden mit dem endlosen, ständig umlaufenden Zugorgan (Kette oder Seil) gekuppelt oder von ihm gelöst.

Zugorgan: Langgliedrige Rundeisenkette, wenn große Steigungen zu überwinden sind und Steigungen und Gefälle in der Bahn abwechseln, sowie bei kürzeren Förderstrecken der einfacheren Gestaltung und Betriebsweise wegen.

Seil bei gleichmäßig verlaufender Bahn und Steigungen nicht über 10 vH. Vorteil des Seiles: Kleineres Gewicht der Kette gegenüber.

Ausführung mit oben oder unten liegender Kette bzw. Seil.

Im ersteren Falle (Oberketten- bzw. Seilbahnen) wird das Zugorgan von den Wagen getragen, im letzteren (Unterketten- bzw. -seilbahnen) ist seine Führung zu ebener Erde und zwischen den Schienen angeordnet.

Schrägbahnen (Schrägaufzüge) und Bremsgesenke (Bremsberge) werden angewendet, wenn Lasten auf großen Steigungen bzw. Gefällen zu fördern sind. Erstere dienen zum Heben der Lasten und besitzen daher Antrieb, letztere dienen nur zum Senken, wobei die beladenen, nach unten gehenden Wagen die leeren nach oben ziehen. Das Seil ist bei den Bremsbergen über große Umföhrungsscheiben geleitet, von denen die obere mit einer Bremse ausgerüstet ist.

Bau und Berechnung der Standbahnen mit Ketten- oder Seilbetrieb s. v. Hanffstengel, Förderung der Massengüter, 2. Bd.

2. Hängebahnen mit Seilbetrieb.

Anwendung bei nicht zu großen Förderstrecken (100 bis 1000 m und mehr) an Stelle von Drahtseilbahnen. Die Wagen laufen auf Doppelkopfschienen (s. S. 336) und werden durch ein endloses Drahtseil fortbewegt.

Vorteile gegenüber den Standbahnen mit Seil- bzw. Kettenbetrieb: Geringerer Arbeitsverbrauch, die hochverlegten Gleise können nicht verschmutzen, der Verkehr auf ebener Erde wird nicht behindert.

Weiteres über Hängebahnen mit Seilbetrieb s. A u m u n d, Hebe- u. Förderanl. 1. Bd., S. 104. — Stephan, Die Drahtseilbahnen, 3. Aufl., S. 335.

3. Drahtseilbahnen (Seilschwebbahnen).

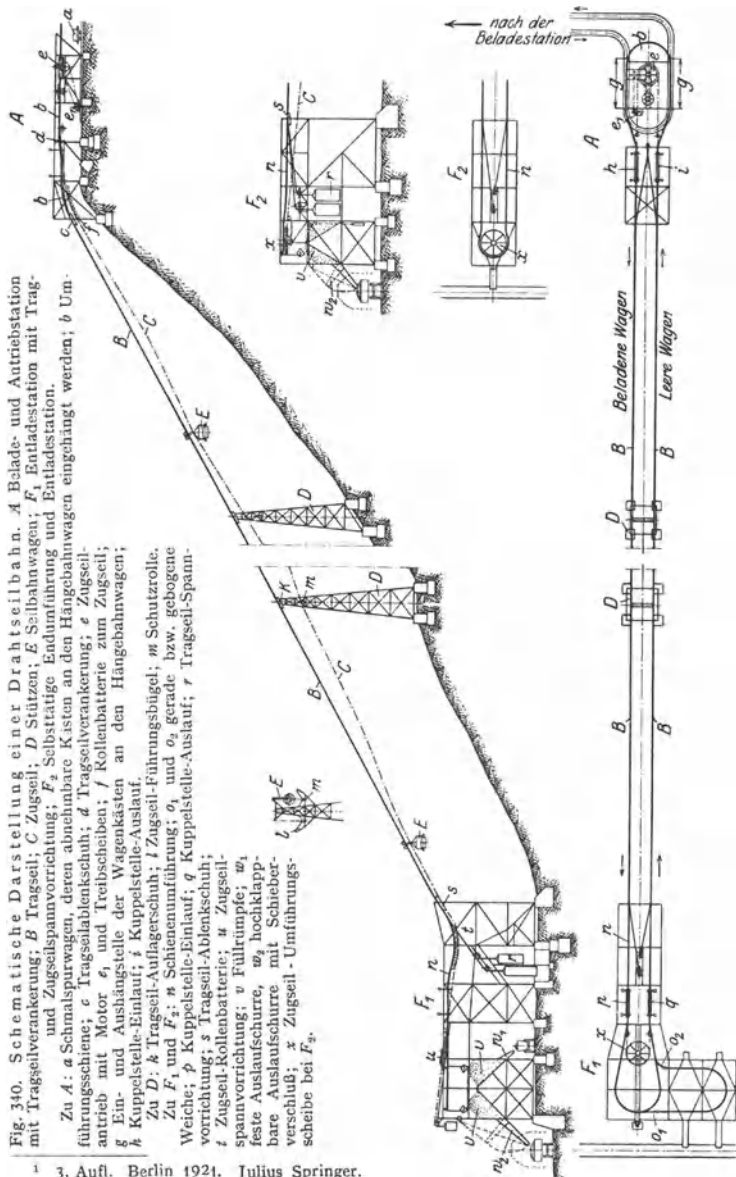
Man unterscheidet Einseilbahnen (englische Bauart) und Zweiseilbahnen (deutsche Bauart).

a) **Einseilbahnen.** Das Tragseil dient gleichzeitig als Zugseil und ist an den Stützen in fliegend angeordneten Seilrollen gelagert. Die Wagengehänge werden mit dem Seil durch Seilgreifer gekuppelt,

Hauptvorteil der Einseilbahnen: Geringere Anlagekosten gegenüber den Zweiselbahnen. Nachteil: Starker Verschleiß des gespannten Drahtseiles und die geringe Förderleistung (bis etwa 25 t/h).

Anwendung vorwiegend im Ausland.

Über Bau und Anwendung der Einseilbahnen s. Stephan, Die Drahtseilbahnen¹, S. 344.



¹ 3. Aufl. Berlin 1921. Julius Springer.

b) Zweiseilbahnen. Zwischen der Be- und Entladestation [Fig. 340¹⁾] sind zwei Tragseile für den Hin- und Rückgang der Wagen verlegt. An den Endstationen gehen die Wagen auf gekrümmte, fest verlegte Hängebahnschienen über. Die Wagen werden mit dem Zugseil gekuppelt. Lassen die örtlichen Verhältnisse gerade Linienführung nicht zu, so sind Winkelstationen oder in besonderen Fällen unter Einbau von Lenkrollen Kurven vorzusehen.

Förderstrecke bis etwa 35 km. Größte Steigung: etwa 86°. Leistung bis zu 500 t/h (Bleichert u. Co., Leipzig-Gohlis).

Die Tragseile sind grobdrähtige offene Spiralseile aus gehärtetem Flußstahl mit $K_z = 9000$ bis 15 000 kg/cm² oder halb- bzw. ganz verschlossene Seile aus

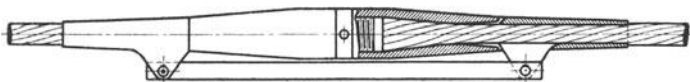


Fig. 341. Nachgiebige Tragseilkupplung.

Tiegelgußstahl mit $K_z = 9000$ bis 12 000 kg/cm² Zerreißfestigkeit. Die verschlossenen Seile haben eine glatte Oberfläche und werden vorwiegend für die beladene Förderstrecke, für größere Raddrücke oder bei dichter Wagenfolge angewendet.

Verbindung der Enden der aus mehreren Abschnitten bestehenden Tragseile durch Muffenkupplungen mit konischen Radaufauhülsen.

Bei der Seilkupplung [Fig. 341²⁾] sind diese Aufauhülsen kürzer gehalten und noch besondere, über das Seil geschobene Übergangshülsen vorgesehen, die durch ein Flacheisen gelenkig miteinander verbunden sind. Hierdurch wird die große starre Länge der Kupplung vermindert und das Seil ist beim Auflaufen der Wagen biegsamer.

Die Tragseile sind an den Stützen entweder in festen oder drehbaren Auflagerschuhen (Fig. 342) gelagert. Sie werden an der einen Station in der Gründung befestigt und am anderen Ende durch Gewichte belastet. Bei großer Bahnlänge Zwischenspannstellen, an denen die Wagen über eine feste Hängebahnschiene laufen.

Als Zugseile dienen gewöhnliche Litzenseile mit Albertschlag, die glatter als Kreuzschlagseile sind, so daß sie beim Anlegen der Kupplungen weniger verschleifen und das Lederfutter der Antriebseilscheiben mehr schonen. Herstellung des endlosen Zugseiles durch Spliceisen der einzelnen Abschnitte. Spannen des Zugseiles durch Anziehen der Umlenkscheibe. Tragen des Zugseiles an den Stützen durch gußeiserne Tragrollen, die



Fig. 342. Drehbarer Auflagerschuh.

bei schmaler und leichter Ausführung Schutzbügel erhalten und auswechselbar sind. Rollen schwerer Ausführung werden auch dreiteilig und mit auswechselbarem flußeisernen Ring hergestellt, der sich weniger abnutzt.

Die Stützen der Drahtseilbahnen werden in Holz- oder Eisenfachwerk, in neuerer Zeit auch in Eisenbeton ausgeführt. Größte ausgeführte Stützweite: etwa 1400 m

Tragkraft eines Wagens: 0,1 bis 5 t. Fahrgeschwindigkeit (Seilgeschwindigkeit): 2 bis 2,5 m/sek.

Laufwerk für kleinere Belastungen zweirollig (Fig. 343 und 344), für größere vierrollig (Doppellaufwerk).

¹⁾ A. Bleichert u. Co., Leipzig-Gohlis.

²⁾ J. Pohlig A. G., Köln, (D.R.P. 268 752).

Gehänge ist am Laufwerk pendelnd angeordnet. Für Schüttgutförderung verwendet man meist Gehänge mit Kippkübeln nach Art von Fig. 343, mitunter auch Fördergefäße mit Boden- oder Seitenentleerung. Für Stückgutförderung besondere Lastaufnahmemittel.

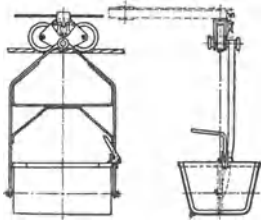


Fig. 343.

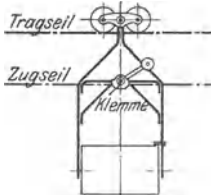


Fig. 344.

Je nachdem das Zugseil ober- oder unterhalb des Trageiles liegt (Fig. 343 bzw. 344), verwendet man Oberseil- oder Unterseilkupplungen, in der Regel Klemmbackenkupplungen, die durch Exzenter, Schrauben u. dgl. und unter dem Einfluß des Wangengewichtes oder eines

besonderen Gewichtes betätigt werden. Die Kupplungen werden entweder von Hand bedient oder sie arbeiten selbsttätig. Bauarten selbsttätiger Kupplungen: Bleichert u. Co. („Automat“), E. Heckel, Kaiser & Co., Pohlig u. a.

Ausführungsbeispiel. Fig. 345 Schraubekupplung Bauart Obach (Pohlig). Auf der Welle *a* sitzt ein zum Schließen der Kupplung dienender Gewichthebel. Dieser dreht *b* und das Steilgewinde *c* die Klemmbacken *d* und *e* schnell gegeneinander schieben. Berühren die Klemmbacken das Seil, so ist das Steilgewinde abgelaufen und das Feingewinde schließt die Kupplung mit entsprechend größerer Kraft.

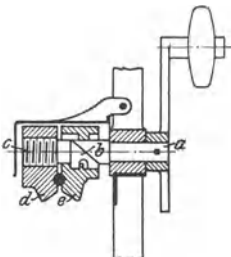


Fig. 345.

Beim selbsttätigen Ein- und Auskuppeln fährt der Wagen auf Hängebahnschienen und das Zugseil wird durch Tragrollen in Kuppelhöhe gehalten. Während des Einkuppelns läuft das als Rolle ausgebildete Hebelgewicht auf einer schrägen Schiene auf, die Welle *a* wird gedreht und das untere Hebelende stößt gegen einen festen Anschlag, wodurch der Gewichthebel umgeworfen und die Kupplung geschlossen wird. Auskuppeln entsprechend durch entgegengesetztes Umwerfen des Gewichthebels.

Festhalten der Fördermenge durch Zählen der beladenen Wagen mittels Zählapparates (Bleichert) oder durch selbsttätige Wage, die von den Wagen befahren wird (Schenk).

Weiteres über Bau und Berechnung der Drahtseilbahnen, Sonderbauarten (Gicht-, Halden-, Helling- u. a. Seilbahnen). Wirtschaftlichkeit, gesetzliche Bestimmungen, örtliche Ausführung und Betrieb s. Aumund, Hebe- u. Förderanl. 1. Bd. — v. Hanffstengel, Förderung d. Massengüter, 2. Bd. — Stephan, Die Drahtseilbahnen.

Veröffentlichungen über Drahtseilbahnen: Fördertechn. u. Frachtverk. 1919, S. 199; Klein, Berechnung d. Durchganges von Seilschwebbahnen. — Desgl. 1920, S. 110 und 118; Schröder, Wie sollen mit Rücksicht auf die Lebensdauer der Seile die Drahtseilbahnwagen beschaffen sein?

Werkzeugmaschinen für spanabhebende Metallbearbeitung.

Bearbeitet von Professor E. Toussaint.

I. Werkzeuge.

A. Ausbildung des Spanes. Werkzeugwinkel. Arbeitswinkel.

Da eine rein mathematische Schneide nicht herstellbar ist, so tritt stets ein Zusammendrücken der Metallfaser ein, dem schließlich deren Zerreißen folgt¹⁾.

Die theoretischen Ausführungen von Hermann²⁾, in guter Übereinstimmung mit den Versuchen von Thime³⁾ zeigen, daß dieses Zerreißen stets unter einem Winkel η vor sich geht (Fig. 1, 2), der nach Hermann

$$\eta = 90^\circ - \frac{\gamma + \varrho + \varrho'}{2}$$

beträgt, wenn $\mu = \operatorname{tg} \varrho$ den Koeffizienten der Reibung zwischen Stahlbrust und zerspantem Material, $\mu' = \operatorname{tg} \varrho'$ den Koeffizienten der inneren Reibung für dieses Material bedeutet.

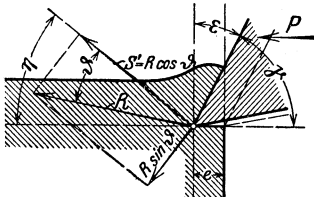


Fig. 1.

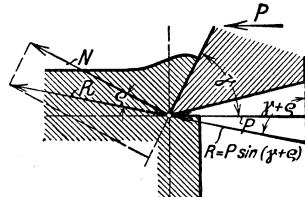


Fig. 2.

Lindner²⁾ setzt $\operatorname{tg} \varrho = 0,2$, $\operatorname{tg} \varrho' = 1$, und erhält:

$$\eta = 62^\circ - \frac{\gamma}{2}.$$

Bei sehr spröden Werkstoffen bilden sich vor der Brust des Werkzeuges einzelne Brocken, bei zähen Stoffen wird der Span erst nach starker Zusammenschiebung abgeschert, und der an der Werkzeugbrust hochsteigende Spanbrocken hängt mit dem nachfolgenden noch mehr oder minder zusammen, so daß sich oft ein scheinbar ununterbrochener Span bildet. Die innere Zerrissenheit des Spanes wird dadurch verdeckt, daß infolge des Reibungs-

¹⁾ Karmarsch - Heeren, Techn. Wörterbuch, bearbeitet von Kick u. Gintl.

²⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 1072.

widerstandes an der Werkzeugbrust¹⁾ die nachfolgenden Spanbrocken sich mit den vorher abgespaltenen verschweißen.

Der Zerspanungswiderstand drückt die Werkzeugschneide in den Werkstoff hinein, bis der Querschnitt des verdrängten Streifens so groß geworden ist, daß der Gegendruck W_2 hinreicht, um weiteres Eindringen zu verhindern (Fig. 3).

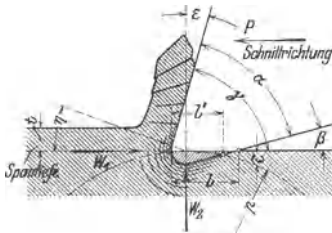


Fig. 3.

Am Werkzeugrücken entlang muß der zusammengedrückte Werkstoff mit der „Schnittgeschwindigkeit v “ geleiten und hierbei darf infolge der Reibungsarbeit nicht mehr Wärme erzeugt werden, als Werkstück und Werkzeug abzuleiten imstande sind.

Die Größe des Vertikaldruckes, dem W_2 Widerstand zu leisten hat, hängt, außer von dem zu zerspanenden Stoff und der Spanstärke t , ganz besonders von der Größe des „Spanabgangswinkels ϵ “ ab. Dieser Winkel stellt ein Maß dafür dar, um welchen Betrag der Span von seiner Bewegungsrichtung abgelenkt werden muß, um an der Brust des Werkzeuges entlang gleiten zu können (Fig. 4 und 5). Ein negativer Winkel ϵ (Fig. 6) würde das Werkzeug verhindern zu schneiden; es würde quetschen (Wirkung des Schabers).

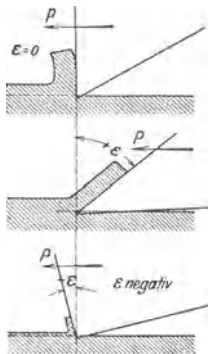


Fig. 4 bis 6.

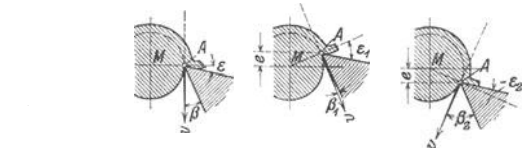


Fig. 7 bis 9.

Der „Schneiden- oder Meißelwinkel α “ hängt in seiner Größe von der Art des zu bearbeitenden Stoffes ab, und zwar kann eine allgemeine Regel dahin aufgestellt werden, daß für spröde Werkstoffe (Brockenspäne, siehe oben) die größten, und für geschmeidige (Schälspäne) kleinere Meißelwinkel angebracht sind²⁾.

Wichtiger als α , der dem Werkzeug eigentümlich ist, sind die „Arbeitswinkel“ β , ϵ und $\gamma = \alpha + \beta$, die von der Lage des Werkzeuges gegenüber dem Werkstück abhängen (Fig. 7 bis 9). Für β gilt als allgemeine Regel, daß β den kleinsten Wert erhält für das Schrappen dünner Zylinder und den größten für das Ausdrehen enger Bohrungen. Winkel $\epsilon = 90^\circ - (\alpha + \beta)$ soll tunlichst groß, d. h. α tunlichst klein gehalten werden.

¹⁾ Taylor-Wallichs, Über Dreharbeit und Werkzeugstähle. S. 30. Berlin 1908. Julius Springer.

²⁾ Hartig, Handb. d. mech. Technologie, 1875, S. 299. — Zentralztg. f. Optik u. Mechanik. (Egleston) 1885, S. 62. — Ledebur, Mechan. metallurg. Technologie 1897, S. 409. — Fischer, Werkzeugmaschinen. 2. Aufl. Berlin 1905, Julius Springer. — Taylor-Wallichs, S. 64. Berlin 1908. Julius Springer. — Schlesinger, W. T. 1913, S. 435.

Der Querschnitt des abgehenden Spanes ist ein Produkt aus der „Spantiefe t “ und der „Schaltung s “, so daß die Leistung der Zerspannung durch

$$L = t \cdot s \cdot K \cdot v \text{ mkg/min}$$

auszudrücken wäre, wenn der Wert K eine Konstante darstellte.

K ist für das Drehen und Bohren durch zahlreiche Versuche bestimmt worden und hängt ab von Schaltung und Spantiefe, dann aber auch davon, wie die Zerspanungsarbeit auf die Hauptschneide AB und die Nebenschneide AC (Fig. 11) verteilt wird. Die Versuche von Taylor und die von Streiff¹⁾ und Vogler²⁾ widersprechen sich einigermaßen in bezug auf die Größe des „Anstellwinkels δ_1 “, indes ist als feststehend anzusehen, daß die Hauptschneidarbeit von AB verrichtet wird und daß AC lediglich die stehenbleibende Oberfläche nachzuschlichten hat. Eine Abrundung beim Übergang der Hauptschneide in die Nebenschneide erscheint immer geraten, damit ein ruhigeres Arbeiten des Werkzeuges eintritt³⁾.

Schließlich ist noch zu beachten der „Überhöhungswinkel δ_2 “, der ein Abgehen des Spanes erleichtert, da durch Schräglegen der Schneide der Span vom Werkstück abgehogen wird.

B. Schnittgeschwindigkeit, Schaltung.

Die Werkzeugmaschine hat die Aufgabe, Werkstück und Werkzeug den für das Arbeiten nötigen Halt und die zur Spanabnahme erforderlichen Bewegungen zu vermitteln.

Der vorübergehend durch das eintauchende Werkzeug verdrängte Werkstoffstreifen (Fig. 3) übt einen Druck auf den Werkzeugrücken aus, der um so größer ausfällt, je härter der Werkstoff und je größer der senkrechte Druck, also je größer die Spantiefe t ist. Dieser Druck erzeugt einen Reibungswiderstand (W_2 in Fig. 3), und dadurch entsteht eine Reibungsarbeit, die, außer vom Spanquerschnitt und vom auftretenden Reibungskoeffizienten zwischen Werkzeugrücken und Werkstückoberfläche, ganz wesentlich von der Schnittgeschwindigkeit v abhängt.

Für die Schnittgeschwindigkeit stellen Taylor³⁾ und Friedrich⁴⁾ Formeln auf, doch empfiehlt es sich, vorläufig die in der Zahlentafel (S. 562) zusammengestellten Werte für „Schnittgeschwindigkeit“ und „Schaltung s “ der Berechnung der Werkzeugmaschinen zugrunde zu legen.

Aus dem oben Gesagten ergibt sich, daß man den Reibungskoeffizienten möglichst klein halten, also den Rücken des Werkzeuges sehr sauber schleifen und v beim Schruppen kleiner als beim Schlichten halten muß, damit nicht die durch die Reibung und Schnittgeschwindigkeit erzeugte Leistung

$$L_w = W_2 \cdot \mu \cdot v \text{ mkg/min}$$

in mehr Wärmearbeit/Minute umgesetzt wird, als Werkstück und Werkzeug ableiten können.

C. Spezifischer Schnittdruck. Arbeitswiderstände.

Wie schon erwähnt, ist der spezifische Schnittdruck K keineswegs eine Konstante, sondern hängt von der Größe der Schaltung s ⁴⁾ und auch von der Spanstärke t ab. Die auftretenden und von den Antriebsorganen der Werkzeugmaschinen zu überwindenden Widerstände sind in nachstehenden Formeln und Tafeln zusammengestellt worden.

¹⁾ Streiff, W. T. 1907, S. 793.

²⁾ Vogler, W. T. 1909, S. 538 ff.

³⁾ S. Diagramm von Nicholson, Taylor-Wallichs, S. 60 und die Folgerungen, die Taylor daraus für seine Versuche zieht.

⁴⁾ Friedrich, Z. Ver. deutsch. Ing. 1909, S. 860; 1914, S. 379.

1. Hobeln, Stoßen, Drehen.

W_1 (Fig. 10 bis 13) ist der Zerspanungswiderstand, dem eine Kraft P entgegenwirken muß, und zwar muß diese Kraft durch den sog. „Haupt- oder Schnittantrieb“ hergegeben werden. Den Widerstand $W'' = W_2 \sin \delta_1$, den man, nach übereinstimmender Ansicht von Fischer und Taylor, in einer Größe gleich W_1 der Berechnung der Maschine zugrunde legen soll, muß eine Kraft P' überwinden, die der „Schaltantrieb“ zu liefern hat. Nach Taylor ist

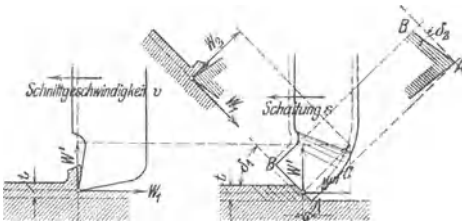


Fig. 10 bis 13.

$P = P' = 88 \cdot s^{3/4} \cdot t^{14/15}$ kg für weiches Gußeisen,
 $= 138 \cdot s^{3/4} \cdot t^{14/15}$ kg für hartes „ „,
 $= 200 \cdot s^{14/15} \cdot t$ kg für mittelharten Stahl.

In Fig. 14 sind vorstehende Formeln zeichnerisch in logarithmisch geteiltem Netz, aufgetragen, und zwar stellen die Kurven 1 bis 5 dar:

- 1: $200 \cdot s^{14/15}$, 2: $138 \cdot s^{3/4}$, 3: $88 \cdot s^{3/4}$, 4: t , 5: $t^{14/15}$.

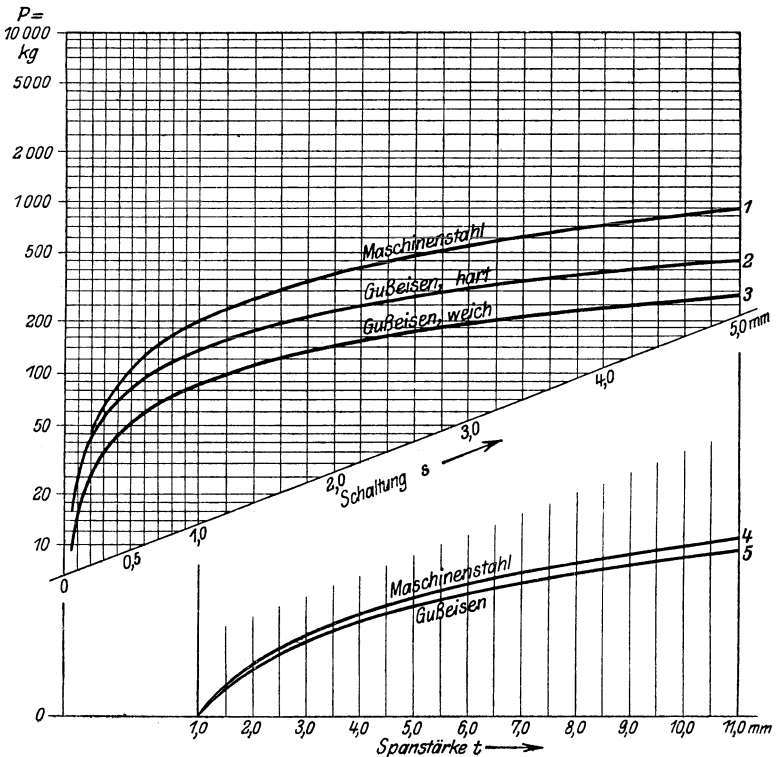


Fig. 14.

Liegen z. B. eine Schaltung $s = 3,4$ mm/Umdr., eine Spanstärke $t = 4,5$ mm, und als Werkstoff hartes Gußeisen vor, so hat man die durch (5) bestimmte Ordinate für $t = 4,5$ mm nach oben an die durch (2) bestimmte Ordinate für $s = 3,4$ mm anzusetzen und liest ab:

$$P = P' \approx 1400 \text{ kg.}$$

Eine genaue logarithmische Rechnung ergibt $P = P' = 1406,5$ kg.

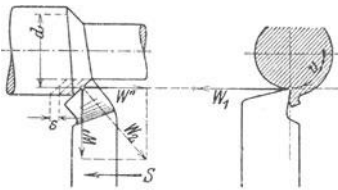


Fig. 15.

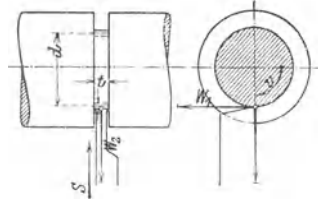


Fig. 16.

Beim Drehen und Abstechen (Fig. 15 und 16) ist $P \cdot d/2$ das vom Hauptantrieb zu liefernde Drehmoment. Beim Abstechen entspricht die Breite des Einstiches der Spantiefe t beim Hobeln und Drehen.

2. Bohren.

Für das Bohren hat Codron¹⁾ außerordentlich sorgfältige Versuche angestellt, die den in Fig. 20 und 21 dargestellten Diagrammen zugrunde liegen. In diesen Diagrammen sind die auf Rücken und Brust der Bohrerschneide wirkenden Widerstände $R \cdot s$ und $R_1 \cdot s$ für 1 mm Schneidenlänge in Abhängigkeit von der Bohrschaltung dargestellt (s. auch Fig. 17 bis 19).

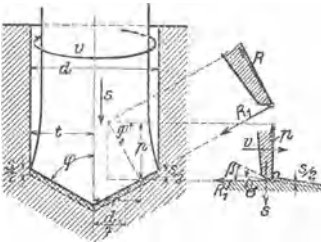


Fig. 17 bis 19.

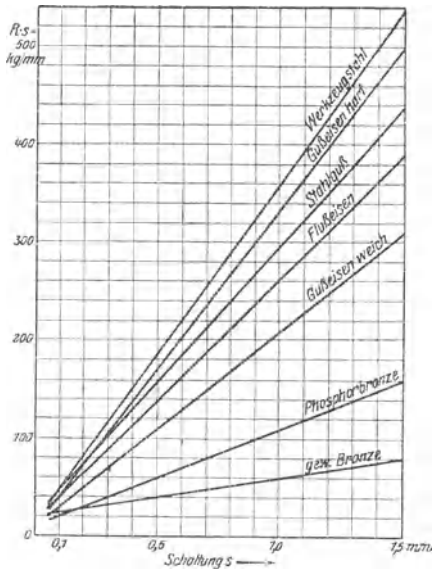


Fig. 20.

Die „Vorschubkraft“, die den Eindringungswiderstand in der Längsrichtung des Bohrers überwinden muß, ist

$$P' = R \cdot s \frac{d \sin \varphi}{2} \text{ kg.}$$

¹⁾ Codron, Expériences sur le travail des machines-outils p. les métaux, Vol. 2 Paris Dunod et Pinat, 1906; s. auch Lindner, Z. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1761.

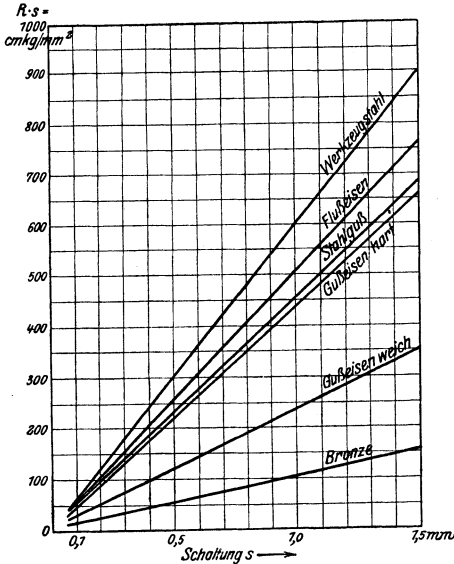


Fig. 21.

Sie wird aus dem Diagramm durch Multiplikation des betreffenden Ordinatenwertes mit $d \cdot 0,433$ mm ($\varphi = 60^\circ$) entnommen.

Das hier ebenfalls durch den Hauptantrieb zu liefernde „Drehmoment“, das am Hebelarm $\frac{d}{4}$ die Summe der Zerspanungswiderstände

$$R_1 \cdot \frac{s \cdot d}{2}$$

überwinden muß, ist

$$M = R_1 \cdot s \cdot \frac{d^2}{8 \cdot 10} \text{ cmkg.}$$

Für einen Bohrer von $d = 25$ mm, der mit einer Schaltung $s = 0,4$ mm/Umdr. auf Flußeisen arbeiten soll, ist $R \cdot s = 115$ kg/mm, also: $P' = 115 \cdot 25 \cdot 0,433 = 1250$ kg und $R_1 \cdot s = 210$ kg/mm, also

$$M = 210 \cdot \frac{25^2}{80} = 1640 \text{ cmkg.}$$

Aus Fig. 17 ist zu ersehen, daß beim Bohren $\frac{d}{2}$ an Stelle der Spantiefe t tritt.

Tafel der Schnittgeschwindigkeiten v (m/min) und Schaltungen s für 1 bis 3 in mm/Umdr., 4 bis 5 in mm/min, 6 in mm/Hub.

	Gußeisen		Schmiedeeisen		Maschinenstahl		Bronze, Rotguß, Messing		
	v	s	v	s	v	s	v	s	
1. Drehen	6—12 15—20	0,1—3 0,5—5	10—13 20—30	0,1—3 0,5—5	8—12 15—25	0,1—3 0,5—5	15—20 20—40	0,1—3 0,1—3	
2. Abstechen	5—8 15—18	0,1—0,6 0,1—0,6	6—10 15—18	0,1—0,4 0,1—0,4	5—8 12—15	0,1—0,4 0,1—0,4	12—15 —	0,1—0,6 —	
3. Bohren	8—12 16—20	0,1—0,5 0,2—2,0	10—15 18—25	0,1—0,5 0,2—1,5	6—10 15—20	0,1—0,5 0,2—1,5	16—20 25—35	0,1—1,0 0,1—1,0	
4. Planfräsen	10—15 25—40	15—150 25—250	12—18 30—50	15—150 30—300	10—15 25—40	15—150 25—250	25—40 40—70	25—200 30—300	
5. Zahnfräsen	9—12 15—20	15—75 25—90	10—15 16—20	15—50 25—70	8—12 15—18	12—40 20—60	20—40 —	25—100 —	
6. Hobeln, Stoßen	5—10 10—15	0,1—7 0,5—11	6—12 10—15	0,1—7 0,5—11	5—10 10—15	0,1—7 0,5—11	10—20 —	0,1—10 —	
7. Schleifen	außen	m/sek 20—35	m/min 8—12	m/sek 20—35	m/min 10—20	m/sek 20—35	m/min 10—20	m/sek 20—35	m/min 10—20
	innen	10—15	8—12	10—15	10—20	10—15	10—20	10—15	10—20
Anstellung der Schleifscheibe		$\frac{1}{s} - \frac{1}{s_0} \times$ Scheibenbreite/Umdr. des Werkstückes							
8. Gewindeschneiden	$v = 2—5$ m/min				$v = 6—15$ m/min				

Erläuterung zu vorstehender Tafel.

Die Werte der oberen Reihe in jedem Fach gelten für gewöhnlichen Werkzeugstahl, die unteren für Schnellstahl.

Zu Reihe 1, 4 und 6: Die kleineren Werte für v und s gelten für das Schruppen, die größeren für das Schleifen; bei wachsender Spantiefe muß v kleiner gewählt werden. Außerdem wächst v mit zunehmendem Drehdurchmesser und fällt mit zunehmender Drehlänge; besondere Vorsicht ist bei dünnen Wellen geboten.

Zu Reihe 3: Die Schnittgeschwindigkeiten dürfen mit wachsendem Bohrerdurchmesser größer gewählt werden, ebenso die Vorschübe s .

Zu Reihe 5: Die Werte für v dürfen bei feinen Teilungen der zu fräsenden Räder nahe der oberen Grenze liegen; sie müssen mit steigenden Werten für die Teilung abnehmen und bei Moduln von etwa 12 bis 15 mm schon nahe der unteren Grenze liegen.

Zu Reihe 6: Bei Senkrechtstoßmaschinen gelten die kleineren, bei Wagrechtstoßmaschinen und Tischhobelmaschinen die größeren Werte für v und s .

Zu Reihe 7: Beim Innenschliff dürfen wegen der Anlage der Schleifscheibe in breiteren Flächenstreifen die angegebenen Werte für v auf keinen Fall überschritten werden, weil sonst das Werkstück zu warm wird; je enger die Bohrung, um so kleiner ist v zu wählen. Die Werte s geben die Umfangsgeschwindigkeit des Werkstückes an, die beim Schlichtschleifen wenn irgend möglich weniger als 10 m/min betragen sollen. Der Schleifscheibendurchmesser soll beim Außen-Rundschliff möglichst groß, beim Innenschliff im allgemeinen nicht größer als $\frac{1}{4}$ des Durchmessers der auszuschleifenden Bohrung gewählt werden. Die Breite der Schleifscheibe soll beim Außen-Rundschliff möglichst groß, etwa $\frac{1}{10}$ des Scheibendurchmessers werden. Beim Innenschliff soll die Scheibe immer noch zu etwa $\frac{1}{3}$ ihrer Breite in der Bohrung bleiben, nie also ganz aus ihr herausbewegt werden, weil sonst „Vorweite“, d. h. eine Vergrößerung des geschliffenen Zylinderdurchmessers, an den Enden der Bohrung entsteht.

3. Fräsen.

Für das Fräsen liegen zuverlässige neuzeitliche Versuche nicht vor und es müssen deshalb bis auf weiteres die Formeln von Fischer¹⁾ Anwendung finden, die für die hier benutzten Bezeichnungen und Abmessungen umgeändert wurden.

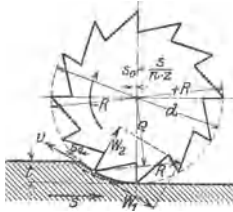


Fig. 22.

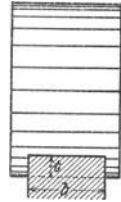


Fig. 23.

Bezeichnet in Fig. 22, 23:

b die Breite des Werkstückes senkrecht zur Fräsrichtung in mm,

t die Höhe der abgenommenen Schicht in mm,

s die Schaltung in mm/min,

v die Umfangsgeschwindigkeit des Fräasers in m/min,

z die Zähnezah und

d den Durchmesser des Fräasers in mm,

so ist:

Wenn nur ein Zahn arbeitet	Wenn mehrere Zähne gleichzeitig arbeiten
in cmkg: das Drehmoment für die Fräsarbeit	
$M = 3,14 \cdot 10^{-4} \frac{b \cdot s}{Z \cdot v} d K \sqrt{dt - t^2}$,	$M = 0,5 \cdot 10^{-4} \frac{b \cdot s}{v} dt K$
in kg: der vom Schaltantrieb zu überwindende Widerstand	
$P' = 6,28 \cdot 10^{-4} \frac{b \cdot s}{Z \cdot v} K \sqrt{dt - t^2}$,	$P' = 10^{-4} \frac{b \cdot s}{v} t K$,
in kg: der auf die Fräserwelle biegend wirkende Druck	
$R = 8,9 \cdot 10^{-3} \frac{b \cdot s}{Z \cdot v} K \sqrt{dt - t^2}$,	$R = 1,4 \cdot 10^{-3} \frac{b \cdot s}{v} t K$

Für K sind vorläufig die Werte aus nachstehender Zahlentafel²⁾ einzusetzen:

für Gußeisen	$K = 70$ bis 120 kg/mm ²)
„ Schmiedeeisen.	$K = 110$ „ 170 „
„ Stahl	$K = 160$ „ 240 „

1) Fischer, Werkzeugmaschinen, 2. Aufl., Bd. 1, S. 16ff. Berlin 1905. Julius Springer.

2) Fischer, Werkzeugmaschinen, 2. Aufl., Bd 1, S. 14. Berlin 1905. Julius Springer.

Für einen Fräser mit Spiralzähnen vom Durchmesser $d=75$ mm und $z=25$ Zähnen, der, mit einer Schnittgeschwindigkeit $v = 12$ m/min und einer Schaltung $s = 30$ mm/min auf Schmiedeeisen arbeitend, eine Schicht von $b = 80$ mm Breite und $t = 3$ mm Höhe abnimmt, ergibt sich, wenn $K = 100$ kg/mm² ist, das Drehmoment zu

$$M = 0,5 \cdot 10^{-4} \frac{80 \cdot 30}{12} 75 \cdot 3 \cdot 100 = 225 \text{ cmkg.}$$

Außerdem ist: $P' = 10^{-4} \frac{80 \cdot 30}{12} \cdot 3 \cdot 100 = 6 \text{ kg,}$

$$R = 1,4 \cdot 10^{-3} \frac{80 \cdot 30}{12} \cdot 3 \cdot 100 = 84 \text{ kg.}$$

4. Schleifen.

Nach der älteren Ansicht¹⁾ verbrauchen die Antriebsorgane einer Schleifmaschine so viel Kraft, daß die für das eigentliche Schleifen in Frage kommende dagegen verschwindet. Die neuzeitlichen Versuche von Schlesinger²⁾ und Pockrandt³⁾ haben gezeigt, daß dem nicht so ist. Wenn auch noch nicht genau die Gesetze ermittelt worden sind, nach denen der Schleifwiderstand in Abhängigkeit von Spantiefe und Schaltung wächst, so sind doch einige Folgerungen deutlich aus den angestellten Versuchen zu ziehen.

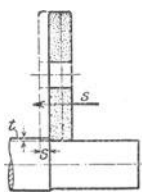


Fig. 24.

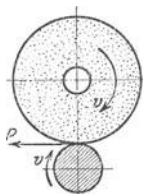


Fig. 25.

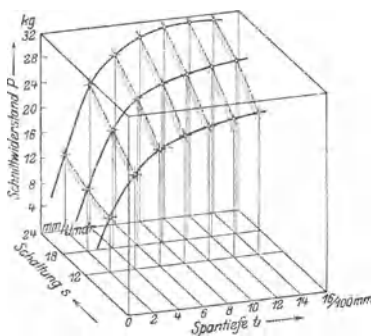


Fig. 26.

Die Tangentialkraft P (Fig. 24, 25) wächst, wie aus dem räumlichen Diagramm Fig. 26³⁾ zu ersehen ist, mit zunehmender Schaltung und Spantiefe, doch nicht proportional diesen; ferner nimmt P ab mit zunehmender Schnittgeschwindigkeit v , die bei den der Fig. 26 zugrunde liegenden Versuchen 1500 m/min bei Bearbeitung von Maschinenstahl betrug.

Arbeitsaufwand in mkg/g zerspanten Werkstoffes.

Schaltung mm/Umdr.	Material Spantiefe	Schmiedeeisen		Gußeisen	
		$t = 0,02$ mm	$t = 0,14$ mm	$t = 0,02$ mm	$t = 0,14$ mm
$s = 12$ mm	$v = 1500$ m/min	1930	635	2180	540
	$v = 2100$ „	2070	685	2230	690
$s = 24$ mm	$v = 1500$ „	—	525	—	350
	$v = 2100$ „	—	540	—	480

¹⁾ Codron, Expériences sur les machines-outils, Paris 1912. „Dans la plupart des meuleuses à rectifier l'énergie absorbée par le meulage est très faible, relativement à celle qu'absorbe la commande des organes.“

²⁾ Schlesinger, Versuche über die Leistung von Schmirgelscheiben. Mitt. über Forschungsarbeiten, Heft 43. 1907.

³⁾ Pockrandt, Versuche zur Ermittlung der günstigsten Arbeitsweise der Rundschleifmaschine. Mitt. über Forschungsarbeiten. Heft 105. 1911.

⁴⁾ S. hierzu auch Sch w e r d, Zeitschr. d. V. d. Ing. 1915 S. 190, 241, 280.

II. Konstruktionselemente der Werkzeugmaschinen.

A. Antriebsorgane für Schnitt- und Schaltbewegung.

1. Grundlegende Betrachtungen.

a) Wahl der Reihen für Abstufung der Drehzahlen.

Die sehr stark verschiedenen Schnittgeschwindigkeiten, die sich als zweckmäßig für die Bearbeitung der einzelnen Werkstoffe herausgestellt haben, würden an sich schon eine größere Anzahl von Drehzahlen für den Haupt- oder Schnittantrieb erfordern, wenn die Durchmesser von Werkstück und Werkzeug unveränderlich wären. Nun ist dies aber nur bei den Hobel- und Stoßmaschinen der Fall, wo die Werkstücke oder auch die Werkzeugschneiden sich geradlinig, d. h. auf stets gleichen Kreisen mit unendlichem Radius bewegen. Für alle anderen Werkzeugmaschinen liegt eine kreisende Bewegung mit endlichem Radius von Werkstück oder Werkzeugschneide vor. Es ergibt sich die Forderung, für den vorliegenden Werkstoff, unabhängig vom gegebenen Durchmesser, Innehaltung der nötigen Schnittgeschwindigkeit an der Arbeitstelle zu gewährleisten. Das zwingt zur Beachtung der Gleichung:

$$n = \frac{v \cdot 1000}{d \cdot \pi},$$

worin n die Drehzahl in der Minute,

v die Schnittgeschwindigkeit in m/min,

d den Durchmesser von Werkstück oder Werkzeug in mm angibt.

Sondert man $\frac{v \cdot 1000}{\pi} = C$ als Konstante ab, so erkennt man die Form der gleichseitigen Hyperbel

$$n \cdot d = C \text{ (für } v = \text{konst.)}^1.$$

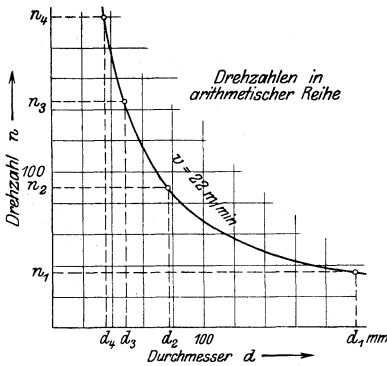


Fig. 27.

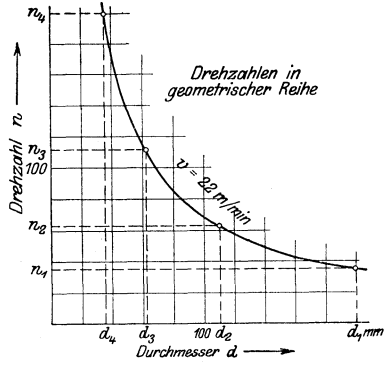


Fig. 28.

In Fig. 27, 28 ist für die konstant angenommene Schnittgeschwindigkeit $v = 22$ m/min diese Hyperbel zweimal angetragen, und man müßte, um für jeden Durchmesser und dann auch für jede Schnittgeschwindigkeit innerhalb der Grenzen:

$$n_{\min} = \frac{v_{\min} \cdot 1000}{d_{\max} \cdot \pi}$$

und

$$n_{\max} = \frac{v_{\max} \cdot 1000}{d_{\min} \cdot \pi}$$

¹⁾ Adler Umlaufreihen bei Werkzeugmaschinen. Z. Ver. deutsch. Ing. 1907 S. 1491.

der gestellten Forderung gerecht zu werden, eine ununterbrochene Reihe von Drehzahlen erzeugen können. Ein Mittel, diese Aufgabe zu erfüllen, bieten die Reibgetriebe, von denen in Fig. 37 bis 42 drei Beispiele gegeben sind¹⁾.

Im allgemeinen wird dieses Hilfsmittel nur noch bei den Abstechmaschinen (s. Fig. 16) angewendet, wo sich während der Arbeit die Schnittgeschwindigkeit an der Arbeitsstelle ständig verringert, wenn man nicht für eine stetige Änderung der Drehzahl Sorge trägt. Ein anderes Mittel für Änderung der Drehzahlen (mit außerordentlich geringen Sprüngen), wobei praktisch der Forderung $n = \frac{v \cdot 1000}{d \cdot \pi}$ genügend genau Rechnung getragen wird, bietet der Antrieb durch Stufenmotoren, von denen später²⁾ noch gesprochen werden soll.

Im allgemeinen wird es sich darum handeln, die Drehzahlen in irgendeiner Reihe abzustufen und den Stufensprung möglichst so klein zu halten, daß er praktisch keine allzu große Bedeutung erlangt.

Die allein für den Werkzeugmaschinenbau in Frage kommenden Reihen sind: die arithmetische Reihe, bei der die Differenz δ , und die geometrische oder logarithmische Reihe, bei der der Quotient φ von zwei aufeinanderfolgenden Gliedern konstant bleibt.

Bezeichnung der Reihe	n_1	n_2	n_3	n_4	n_z
arithmetisch	n_1	$n_1 + \delta$	$n_1 + 2\delta$	$n_1 + 3\delta$	$n_1 + (z-1) \cdot \delta$
geometrisch	n_1	$n_1 \cdot \varphi$	$n_1 \varphi^2$	$n_1 \varphi^3$	$n_1 \cdot \varphi^{z-1}$

Aus $n_z = n_1 + (z-1) \cdot \delta$ folgt: $\delta = \frac{n_z - n_1}{z-1}$ und $z = \frac{n_z - n_1}{\delta} + 1$,

aus $n_z = n_1 \cdot \varphi^{z-1}$ folgt: $\varphi = \sqrt[z-1]{\frac{n_z}{n_1}}$ und $z = \frac{\log \frac{n_z}{n_1}}{\log \varphi} + 1$.

Unter Annahme von 4 Drehzahlen mit den Grenzwerten $n_1 = 35$, $n_4 = 200$ Umdr./min findet man für beide Reihen und für $v = 22$ m/min:

Reihe	z	δ	φ	n_1	n_2	n_3	n_4
arithmetisch . .	4	55	—	35	90	145	200 Umdr./min
geometrisch . .	4	—	1,79	35	63	112	200 „

Es wurden nun die Drehzahlen auf den Ordinatenachsen je einer der Hyperbeln in Fig. 27, 28 angetragen, und die zugehörigen Durchmesser, für die v den richtigen Wert annimmt, sind aus nachstehender Zahlentafel zu ersehen:

Reihe	d_1	d_2	d_3	d_4
arithmetisch . .	200	78	48	35 mm
geometrisch . .	200	112	63	35 „

Der Augenschein lehrt, daß für den Schnittantrieb die Abstufung der Drehzahlen nach geometrischer Reihe vorteilhafter ist, weil sich dann die zugehörigen Durchmesser ebenfalls geometrisch abstufen. Bei Anwendung der arithmetischen Reihe stehen für die Durchmesser unter 80 mm die Drehzahlen unnötig dicht, während für die über 78 mm, bis 200 mm, nur die Wahl zwischen $n_2 = 90$ oder $n_1 = 35$ Umdr./min übrigbleibt. Die größere Drehzahl ist aber ungeeignet, weil damit für Durchmesser über 78 mm eine Schnittgeschwin-

¹⁾ Siehe Bd. I, Maschinenteile, Abschnitt Kupplungen.

²⁾ Siehe S. 715, Elektrischer Einzelantrieb von Werkzeugmaschinen.

digkeit von mehr als 22 m/min (z. B. für einen Drehdurchmesser von 110 mm eine solche von $v = 31$ m/min) entstehen würde.

Um diesen Uebelstand zu vermeiden, ist man gezwungen, bei $d = 110$ mm mit $n_1 = 35$ zu arbeiten, was eine Schnittgeschwindigkeit von $v = 12,1$ m/min, d. h. ein Zurückbleiben hinter der geforderten Größe um 45 v. H. bedeutet.

Bei Anwendung der geometrischen Reihe aber würde man schon bei 112 mm Durchmesser wieder eine neue Drehzahl zur Verfügung haben, also, falls $v_{\max} = 22$ m/min nicht überschritten werden soll, überhaupt nicht auf einen größeren Abfall als 44 v. H. kommen.

Bei Anwendung der arithmetischen Reihe, unter Einhaltung der gleichen Bedingung, würde v für $d = 78$ mm auf 8,6 m/min, also um 61 v. H. der richtigen Schnittgeschwindigkeit, fallen¹⁾.

Handelt es sich um den Schaltantrieb, so liegen zunächst, weil dann die Durchmesser von Werkstück und Werkzeug ohne Einfluß sind, solange keine Bedenken gegen die arithmetische Reihe vor, wie alle Drehzahlen der getriebenen Schaltwelle von einer einzigen treibenden Welle mit gleichbleibender Drehzahl abgeleitet werden. Eine derartige Schaltung liegt z. B. vor, wenn eine treibende Welle sich stets um den gleichen Winkel δ , s. Fig. 148, dreht und, durch einen verstellbaren Kurbelzapfen bewegt, eine Sperrklinke, um 1, 2, 3, 4 Zähne eines Sperrades ausholend, beim Rückgange die schaltende Schraubenwelle um 1, 2, 3, 4... Bruchteile einer ganzen Umdrehung mitnimmt. Allerdings bricht sich in neuerer Zeit bei den Betriebsingenieuren auch schon die Ansicht Bahn, daß bei Schaltantrieben von Hobel- und Stoßmaschinen die geometrische Reihe vorteilhafter sei als die arithmetische²⁾.

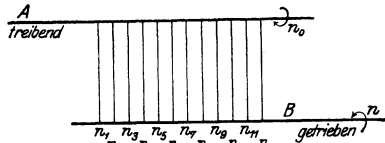


Fig. 29.

Diese Art der Schaltung ist schematisch nach dem Vorgange von Adler in Fig. 29 dargestellt, wo A die treibende, B die getriebene Welle bedeutet, die bei stets gleichbleibender Drehzahl n_0 der Welle A die Drehzahlen $n_1, n_2, n_3 \dots$ annimmt.

b) Gruppensprung, Einfluß auf die Stufenreihe.

Will man die Reihe unterteilen, indem man eine Zwischenwelle A' einfügt (Fig. 30), die von A aus mit verschiedenen Übersetzungsverhältnissen, also bei gleichbleibender Drehzahl n_0 für A mit den Drehzahlen n'_0, n''_0, n'''_0 getrieben werden soll, so stellt sich noch deutlicher der Vorteil der geometrischen Reihe gegenüber der arithmetischen heraus.

Die drei Übersetzungen zwischen den Wellen A und A' sollen J_1, J_2 und J_3 , die vier zwischen den Wellen A' und B sollen i_1, i_2, i_3, i_4 heißen; dann sind die zwölf Drehzahlen:

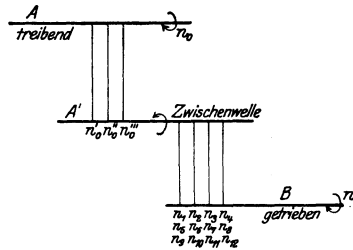


Fig. 30.

$$\begin{array}{lll}
 n_1 = n_0 \cdot J_1 \cdot i_1 & n_5 = n_0 \cdot J_2 \cdot i_1 & n_9 = n_0 \cdot J_3 \cdot i_1 \\
 n_2 = n_0 \cdot J_1 \cdot i_2 & n_6 = n_0 \cdot J_2 \cdot i_2 & n_{10} = n_0 \cdot J_3 \cdot i_2 \\
 n_3 = n_0 \cdot J_1 \cdot i_3 & n_7 = n_0 \cdot J_2 \cdot i_3 & n_{11} = n_0 \cdot J_3 \cdot i_3 \\
 n_4 = n_0 \cdot J_1 \cdot i_4 & n_8 = n_0 \cdot J_2 \cdot i_4 & n_{12} = n_0 \cdot J_3 \cdot i_4
 \end{array}$$

¹⁾ S. hierzu Toussaint, Neuzeitl. Betriebsführung S. 37 bis 40. Berlin 1918. Julius Springer.

²⁾ Ebenda, S. 55 bis 56.

Werden die Drehzahlen in algebraischer Reihe angeordnet, so ergeben sie sich zu:

$$\begin{array}{lll}
 n_1 = n_1 & n_5 = n_1 + 4 \delta & n_9 = n_1 + 8 \delta \\
 n_2 = n_1 + \delta & n_6 = n_1 + 5 \delta & n_{10} = n_1 + 9 \delta \\
 n_3 = n_1 + 2 \delta & n_7 = n_1 + 6 \delta & n_{11} = n_1 + 10 \delta \\
 n_4 = n_1 + 3 \delta & n_8 = n_1 + 7 \delta & n_{12} = n_1 + 11 \delta
 \end{array}$$

Aus den beiden Tafeln ergeben sich folgende Werte, bei $n_1 = 10$ Umdr./min und $\delta = 5$:

für die Drehzahlen	für das Verhältnis der Übersetzungen $\frac{J_2}{J_1}$
$n_5 = n_1 \frac{J_2}{J_1}$	$\frac{J_2}{J_1} = \frac{n_5}{n_1} = \frac{n_1 + 4 \delta}{n_1} = \frac{30}{10} = \frac{3}{1}$
$n_6 = n_2 \frac{J_2}{J_1}$	$\frac{J_2}{J_1} = \frac{n_6}{n_2} = \frac{n_1 + 5 \delta}{n_1 + \delta} = \frac{35}{15} = \frac{2,33}{1}$
$n_7 = n_3 \frac{J_2}{J_1}$	$\frac{J_2}{J_1} = \frac{n_7}{n_3} = \frac{n_1 + 6 \delta}{n_1 + 2 \delta} = \frac{40}{20} = \frac{2}{1}$
$n_8 = n_4 \frac{J_2}{J_1}$	$\frac{J_2}{J_1} = \frac{n_8}{n_4} = \frac{n_1 + 7 \delta}{n_1 + 3 \delta} = \frac{45}{25} = \frac{1,8}{1}$

Da die drei Übersetzungsverhältnisse J_1 , J_2 und J_3 feste Werte darstellen, so kann natürlich die Drehzahlenreihe dann unmöglich eine gleichbleibende Abstufung aufweisen, wenn man irgendeinen der vier errechneten Werte wählt, der nur für n_1 und n_5 oder für n_3 und n_6 usw. richtig ist. Nachfolgende Zusammenstellung läßt das deutlich erkennen:

	n_1	n_2	n_3	n_4	n_5	n_6	n_7	n_8	n_9	n_{10}	n_{11}	n_{12}	
für $\delta = 5$ und $n_1 = 10$ Uml./min.	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	
Verhältnis der Übersetzungen	$\frac{J_2}{J_1} = \frac{3}{1}$	10	15	20	25	30	45	60	75	50	55	60	65
	$\frac{J_2}{J_1} = \frac{2,33}{1}$	10	15	20	25	23,33	35	46,67	58,3	50	55	60	65
	$\frac{J_2}{J_1} = \frac{2}{1}$	10	15	20	25	20	30	40	50	50	55	60	65
	$\frac{J_2}{J_1} = \frac{1,8}{1}$	10	15	20	25	18	27	36	45	50	55	60	65

Ordnet man die Drehzahlen in geometrischer Reihe an, so ergeben sie sich zu:

$n_1 = n_1$	$n_5 = n_1 \cdot \varphi_4$	$n_9 = n_1 \cdot \varphi_8$
$n_2 = n_1 \cdot \varphi$	$n_6 = n_1 \cdot \varphi_5$	$n_{10} = n_1 \cdot \varphi_9$
$n_3 = n_1 \cdot \varphi_2$	$n_8 = n_1 \cdot \varphi_6$	$n_{11} = n_1 \cdot \varphi_{10}$
$n_4 = n_1 \cdot \varphi_3$	$n_8 = n_1 \cdot \varphi_7$	$n_{12} = n_1 \cdot \varphi_{11}$

Das Verhältnis der Übersetzungen $\frac{J_2}{J_1}$ ist dann, gleichgültig aus welchen der Drehzahlen es abgeleitet wird:

$$\frac{J_2}{J_1} = \frac{n_5}{n_1} = \frac{n_6}{n_2} = \frac{n_7}{n_3} = \frac{n_8}{n_4} = \varphi^4 \quad \text{und} \quad \frac{J_3}{J_1} = \frac{n_9}{n_1} = \frac{n_{10}}{n_2} = \frac{n_{11}}{n_3} = \frac{n_{12}}{n_4} = \varphi^8.$$

Gegenüber dem Stufensprung φ kann man den Sprung (φ^4 und φ^8 im Beispiel), den die Übersetzungen $\frac{J_2}{J_1}$, $\frac{J_3}{J_1}$ usw. aufweisen, als Gruppensprung bezeichnen.

Der Gruppensprung muß stets einer ganzen Potenz des Stufensprunges φ entsprechen; der Exponent dieser Potenz ist gleich der Anzahl der Drehzahlstufen, die die Gruppe umfaßt.

c) Praktische Bedeutung des Quotienten φ der geometrischen Reihe.

In Fig. 27, 28 wurde $v = \text{konst.}$ angenommen, und die Gleichung $n \cdot d = C$ ergab für $n = f(d)$ eine gleichseitige Hyperbel. Setzt man in die Formel:

$$v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{1000} \quad \text{den Ausdruck} \quad \frac{\pi \cdot n}{1000} = C \quad \text{ein, so erhält man}$$

$$v = d \cdot C,$$

d. h. die Gleichung einer Geraden, für $v = f(d)$, bei $n = \text{konst.}$

Liegt nun z. B. für eine Drehbank eine Reihe von 8 Drehzahlen vor mit den

Grenzwerten $n_1 = 8$, $n_8 = 320$ Umdr./min und dem Quotienten $\varphi = \sqrt[7]{\frac{320}{8}} = 1,695$, so ist die vollständige Reihe:

- $n_1 = 8$ $n_5 = 66$
- $n_2 = 13$ $n_6 = 111$
- $n_3 = 23$ $n_7 = 189$
- $n_4 = 39$ $n_8 = 320$.

Man ist imstande, 8 Diagramme für $v = f(d)$, nämlich je eines für $n_1 = \text{konst.}$, $n_2, n_3 \dots n_8 = \text{konst.}$ aufzustellen, die dann natürlich gerade

Linien ergeben müssen (in Fig. 31 bis 35 stark ausgezogen). Wird die Forderung aufgestellt, daß $v_{\text{max}} = 20$ m/min nicht überschritten werden soll, so ist $n_8 = 320$ Umdr./min bis zu einem Drehdurchmesser $d_8 = 20$ mm zu verwenden. Größere Durchmesser würden bei der gleichen Drehzahl zu große

Schnittgeschwindigkeiten ergeben, und eine geringere Drehzahl — hier $n_7 = 189$ Umdr./min — ist einzuführen; dadurch sinkt bei 20 mm Drehdurchmesser die Schnittgeschwindigkeit auf $v' = v \frac{n_7}{n_8} = \frac{v}{\varphi} = 11,8$ m/min.

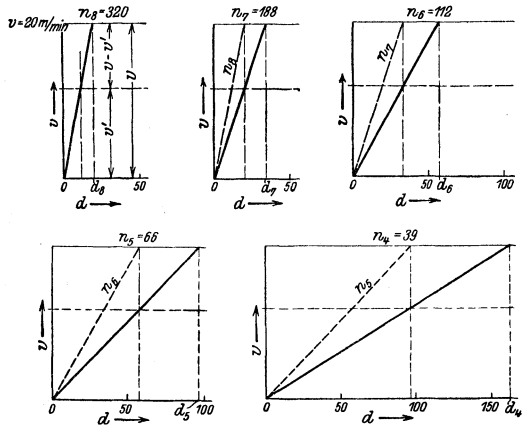


Fig. 31 bis 35.

Diese neue Drehzahl ist ihrerseits bis zu einem Drehdurchmesser $d_7 = 34$ mm verwendbar und muß von da an durch $n_6 = 111$ Umdr./min ersetzt werden, was abermals einen Schnittgeschwindigkeitsabfall von $v - v' = 20 - 11,8 = 9,2$ m/min ergibt, da $v' = v \frac{n_7}{n_6} = \frac{v}{\varphi}$ ist. In den Fig. 33 bis 35 ist die gleiche Überlegung noch für $n_6 = 111$, $n_5 = 65$ und $n_4 = 39$ Umdr./min ausgeführt, und schließlich sind in Fig. 36 die Diagramme für die 8 Drehzahlen so übereinandergelegt worden, daß ihre Koordinatenanfangspunkte zusammenfallen. Man ersieht nun deutlich aus Fig. 36 folgendes:

Der Quotient φ der geometrischen Reihe ist ein Maß für den maximalen Schnittgeschwindigkeitsabfall beim Übergang von einer Drehzahl auf die nächstniedere.

Der **Schnittgeschwindigkeitsabfall selbst** ist ¹⁾

$$\frac{v - v'}{v} = \frac{\varphi - 1}{\varphi}.$$

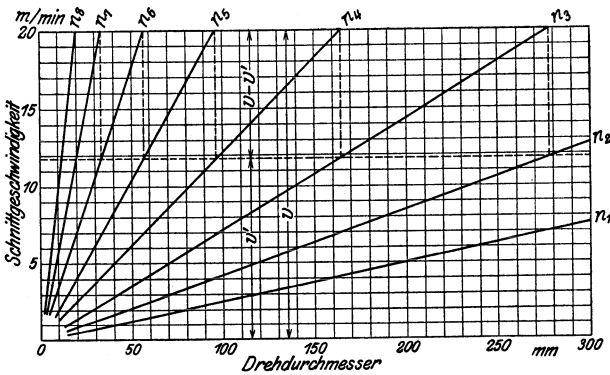


Fig. 36.

Für $\varphi = 1,695$ ist also $\frac{v - v'}{v} = \frac{0,695}{1,695} = 0,41$, d. h. beim Übergang von einer Drehzahl auf die nächstniedere fällt die Schnittgeschwindigkeit bei gleichbleibendem Drehdurchmesser um 41 v. H.

Das Diagramm der Fig. 36 hat aber noch eine andere, rein praktische Bedeutung; es dient zum Aufsuchen der passenden Drehzahlen für Bearbeitung der verschiedenen Werkstoffe von gegebenen Durchmessern. Liegt z. B. eine Welle von 150 mm Durchmesser aus Maschinenstahl vor, zu dessen Bearbeitung eine Schnittgeschwindigkeit von 12 m/min in Frage kommt, so zeigt das Diagramm, daß die Drehzahl n_3 gewählt werden muß.

Derartige Diagramme haben in den Betrieben schon vielfach Eingang gefunden und es ist klar, daß der Meister oder der Arbeitsverteiler mit ihrer Hilfe in den Stand gesetzt wird, auf der für die Arbeit bestimmten Maschine die Drehzahl einzustellen, die die von der Vorkalkulation vorgeschriebene Schnittgeschwindigkeit bei dem vorliegenden Drehdurchmesser mit möglichster Annäherung hervorbringt.

Einen Nachteil zeigt die Darstellung in Fig. 36, der darin besteht, daß die Geraden für die hohen Drehzahlen (z. B. für n_7 und n_8) ziemlich steil verlaufen, so daß in die Ablesung eine gewisse Ungenauigkeit hineinkommt. In neuerer

¹⁾ S. hierzu Toussaint, *Neuzeitliche Betriebsführung und Werkzeugmaschine*, J. Springer 1918, S. 36 bis 53.

Zeit zieht der Betriebsmann es infolgedessen vor, die Teilung nicht arithmetisch, sondern logarithmisch auszuführen, was in Fig. 37 gezeigt ist.

Führt man die Einteilung sowohl für die Schnittgeschwindigkeitsordinate wie für die Durchmesserabszisse logarithmisch durch, so stellen sich die einzelnen Geraden für die verschiedenen Drehzahlen als parallele Linien dar, die sämtlich unter 45° verlaufen müssen. Dies erklärt sich daraus, daß die Schnittpunkte der Drehzahlgeraden auf den senkrechten und wagerechten Begrenzungslinien des Diagramms um eine Strecke gleich dem $\log \varphi$ voneinander abstehen müssen, bei gleichem Drehdurchmesser müssen sich nämlich die zugehörigen Schnittgeschwindigkeiten ebenso wie $\varphi/1$ verhalten, wie dies für die Drehzahlen in Frage kommt. Das gleiche gilt für die Drehdurchmesser, an denen bei Verwendung der verschiedenen Drehzahlen die gleiche Schnittgeschwindigkeit auftreten soll.

Ein weiterer Vorteil der Darstellungsart ist, daß die kleineren Durchmesser mit größerer Genauigkeit abzulesen sind als die größeren, was den Anforderungen der Praxis entspricht.

Besondere Beachtung hat aber die Darstellung auf logarithmisch geteiltem Netz in der Vorkalkulation gefunden. Es ist nämlich möglich, unter Zuhilfnahme der Support-Schaltvorschübe, die sich gleichfalls eintragen lassen, an der Abszissen-

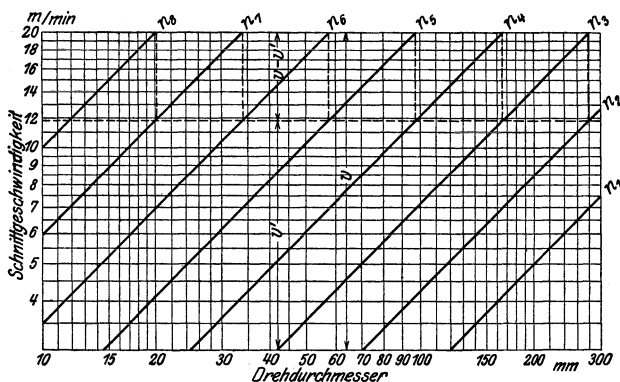


Fig. 37.

achse sofort die für eine Drehlängeneinheit, z. B. für 10 mm Drehlänge, erforderliche Arbeitszeit abzulesen. Ein solches Diagramm ist zu der Drehbank Fig. 516 in der Fig. 524 dargestellt und seine Entwicklung soll im Anschluß an diese besprochen werden.

Wird dem Diagramm eine Skizze eingefügt, aus der der Arbeiter die Lage des Riemens oder der Schalthebel für Herstellung der Drehzahlen erkennen kann, so ist er in stande, die für seinen Zweck geeignete Drehzahl einzustellen, ohne daß er ihre zahlenmäßige Größe kennt; ja er kann unmittelbar die Arbeitszeit ablesen.

Diese Diagramme, ihrer Form nach „Sägendiagramme“ genannt, sollte in jeder Werkzeugmaschine beim Verlassen der herstellenden Fabrik mitgegeben werden, weil sie die Bedienung der Maschine außerordentlich erleichtern.

2. Mittel zur Herstellung der Umlaufreihen.

a) Reibgetriebe.

Wie schon erwähnt, ist man in stande, durch Reibgetriebe ununterbrochene Reihen aller Drehzahlen zwischen zwei gegebenen Grenzen herzustellen, wobei man allerdings mit der unsicheren Mitnahme der getriebenen durch die treibende Welle rechnen muß.

Fig. 38 zeigt das Reibtellergetriebe, wie es bei Abstechmaschinen (s. Fig. 16) angewendet wird. Eine Rolle mit wagerechter Achse ist verschiebbar angeordnet und treibt den mit senkrechter Achse federnd angebrachten Teller an, oder umgekehrt. Der Durchmesser der kleinen Rolle ist konstant, der wirksame Durchmesser des Tellers ist von einem Maximalwert bis nahezu auf 0 herunter zu verändern. Es wird so also, je nachdem die Rolle oder der Teller das treibende Organ ist, durch Verstellen der Rolle nach innen die Drehzahl der getriebenen Welle verringert oder erhöht.

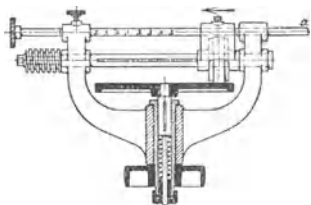


Fig. 38.

Im allgemeinen gibt man heute der Anordnung den Vorzug, bei der die **kleine**, mit Leder bezogene **Scheibe das treibende**, der **Teller das getriebene Organ** darstellt. Zunächst nämlich ist dann, gleiches auf die getriebene Achse zu übertragendes Drehmoment vorausgesetzt, der am anfänglich großen Radius des Tellers zu überwindende Widerstand gering und das Anlaufen der Maschine deshalb erleichtert; der Widerstand wächst auch nicht beim Fortschreiten der treibenden Rolle nach innen, er wird sogar (siehe später) noch etwas geringer.

Bei treibendem Teller ist zu Anfang der Widerstand wegen des kleinen Radius, an dem er angreift, groß und nimmt auch bis zum Schluß nicht wesentlich ab; es kann infolgedessen vorkommen, daß die zu treibende Rolle stehen bleibt, einseitig durch den umlaufenden Teller abgeschliffen und dadurch zur Mitnahme überhaupt untauglich wird. Tritt ein Schleifen, bei der ersten Anordnung, beim Anlaufen ein, so kann höchstens eine Rinne in den Teller geschliffen werden, was wegen der günstigen Hebelübersetzung zu Anfang überhaupt unwahrscheinlich ist und dann nie so gefährlich werden kann, wie das Abschleifen der mit Leder bezogenen Rolle.

Ein anderes Reibgetriebe besteht aus konischen Walzen, die, zu zwei oder vier paarweis angeordnet, von einem geschränkten oder offenen endlosen Riemen angetrieben werden. Übersetzungsänderungen bis zum Verhältnis 2 : 5 — bei einem Walzenpaar — oder bis zum Verhältnis 1 : 6,5 — bei zwei Walzenpaaren — können so ausgeführt werden. Die Walzen zeigen einen Durchmesserabfall

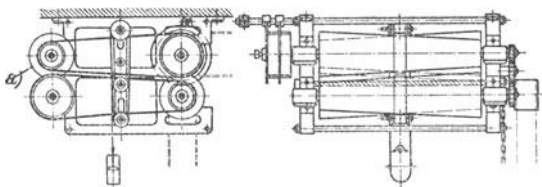


Fig. 39.

von 1 : 10 und leiden an dem Übelstand, daß die Riemen stets geneigt sind, nach dem größeren Durchmesser hin zu laufen, was bei geschränktem Riemen eine starke Beanspruchung der Lagerstellen nach sich zieht und bei offenem Riemen die Anwendung eines Spanngewichtes nötig macht. Fig. 39 zeigt ein solches Reibgetriebe, das Viktoria-Vorgelege der Firma Paul Heuer in Dresden.

Ein anderes Reibgetriebe, das sich besonders bei Rund- und Innen-Schleifmaschinen (s. Fig. 513 bis 514) gut bewährt hat, ist in Fig. 40 bis 43 dargestellt. Die Riemenscheibe *A* nimmt den auf der rechten Stirnfläche mit einer Hohlkehle versehenen Teller *B₁* mit. Die Drehung wird auf den Teller *B₂* durch zwei Lederscheiben *C₁* und *C₂* übertragen, die durch den Handhebel *g* in 7 ver-

schiedene Schräglagen zu drehen sind. Da ihr Durchmesser genau dem Radius der in die Teller B_1 und B_2 eingedrehten Hohlkehlen angepaßt ist, so werden

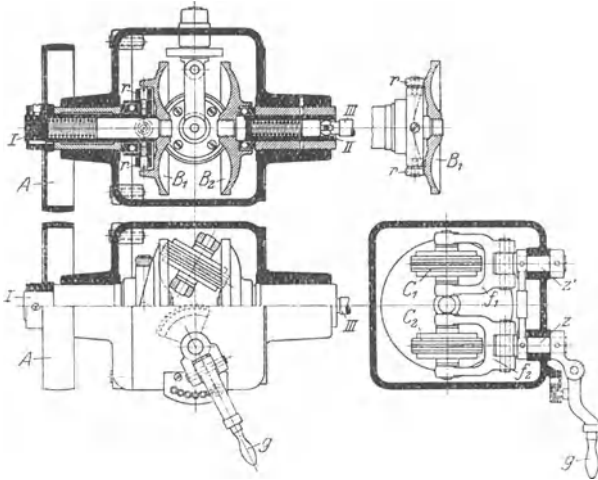


Fig. 40 bis 43.

sie von Teller B_1 in Umdrehung versetzt und übertragen die Drehung von B_1 auf B_2 , und zwar entsprechend der jedesmaligen Schräglage mit wechselndem Übersetzungsverhältnis.

Teller B_1 ist nicht starr mit der Welle I verbunden, auf der die Riemenscheibe A aufgekeilt ist, sondern die Mitnahme erfolgt dadurch, daß zwei Rollen r , durch Welle I mitgenommen, auf eine Kurve an der Rückseite des Tellers B_1 auflaufen und so nicht nur die Mitnahme von B_1 bewirken, sondern auch diesen Teller gegen die Reibrollen C_1 und C_2 und diese gegen Teller B_2 drücken.

In der vorliegenden Form wird das Reibgetriebe von der Fritz Werner-Aktiengesellschaft in Berlin-Marienfelde gebaut.

b) Stufenscheiben.

α) Riemenlänge.

Der Riemen, meist ohne Spannrolle angewendet, ist genäht oder geleimt und muß mit wenigstens annähernd gleicher Spannung auf den verschiedenen Stufenpaaren aufliegen.

Es ist die Riemenlänge bei gekreuztem Riemen (Fig. 44):

$$L = 2 [E \sin \alpha + (r + r') \alpha] .$$

Da $\cos \alpha = \frac{r' + r}{E}$, so ist die Länge

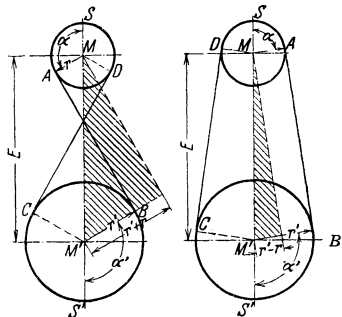


Fig. 44.

Fig. 45.

nur abhängig von der Summe der zueinandergehörigen Scheibendurchmesser.

Es genügt also bei gekreuzten Riemen, die Durchmesser der Riemenscheiben so zu wählen, daß $d' + d = 2(r' + r)$ konstant bleibt.

Die Riemenlänge bei offenem Riemen ist (Fig. 45):

$$L' = 2 [E \cdot \sin \alpha + r \cdot \alpha + r' (\pi - \alpha)] .$$

Da hier $\cos \alpha = \frac{r' - r}{E}$ ist, so müßte man dafür Sorge tragen, daß $(r' - r) = \text{konst.}$, d. h. daß die zueinandergehörigen Durchmesserpaare der Riemenscheiben um den gleichen Betrag zu- oder abnehmen, was natürlich gleichbleibende Riemenlänge ausschließt.

Erst für $\alpha = 90^\circ$ würde $\sin \alpha = 1$,

$$r \cdot \alpha + r' (\pi - \alpha) = (r + r') \alpha$$

und

$$L = 2 \left[E + (r + r') \frac{\pi}{2} \right] ,$$

d. h. ebenfalls nur abhängig von der konstant gehaltenen Durchmessersumme ($d' + d$) sein.

Zieht man die Elastizität des Riemenmaterials in Betracht, so kann man schon für $\cos \alpha = \frac{1}{20}$, d. h. für $\alpha = 87^\circ$ die Vorbedingungen als gegeben ansehen und demnach, falls

$$\cos \alpha = \frac{r' - r}{E} = \frac{1}{20} ,$$

d. h. falls $E \geq 20(r' - r)$ oder $10(d' - d)$ ist, die Bedingung folgendermaßen fassen:

Auch bei offenem Riemen genügt es, die Summe der zueinandergehörigen Durchmesser der beiden Riemenscheiben konstant zu halten, falls die größte auftretende Durchmesser-

differenz gleich oder kleiner ist als $\frac{1}{10}$ des Achsenabstandes.

Ist die Achsenentfernung $E < 10(d' - d)$, so kann man die Durchmesser der zueinandergehörigen Scheiben nach Fig. 46 in folgender Weise ermitteln¹⁾: Im Halbierungspunkte P der Zentralen $MM' = E$ errichte man eine Senkrechte von der Länge $a = \frac{E}{\pi}$, wähle zwei Durchmesser

d'_1 und d_1 entsprechend dem gewünschten Übersetzungsverhältnis $J_1 = \frac{d_1}{d'_1}$ und ziehe die Tangente A_1B_1 . Um den

Endpunkt M_0 der erwähnten Senkrechten schlage man einen Kreis mit dem Radius b so, daß A_1B_1 gemeinsame Tangente an die Kreise um M, M' und M_0 ist.

Ist das zweite Übersetzungsverhältnis

$$J_2 = \frac{d_2}{d'_2} ,$$

so suche man den Punkt C_2 in der Entfernung $f_2 = \frac{E}{u_2 - 1}$,

worin $u_2 = \frac{1}{J_2}$ der reziproke Wert des Übersetzungsverhältnisses ist. Die Tangente von C_2 an den um M_0 mit dem Radius b beschriebenen Kreis ergibt die neue Riemenlage, und die Lote von M und M' auf diese ergeben die Radien $\frac{d_2}{2}$ und $\frac{d'_2}{2}$ der zugehörigen Scheibenstufen.

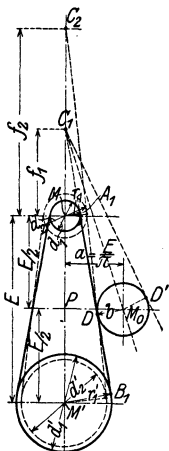


Fig. 46.

¹⁾ Nach einer Konstruktion in Machinery's Handbook.

Die Konstruktion gibt Näherungswerte, die aber für die Praxis gut brauchbar sind, sie leidet jedoch an einem Übelstande. Wird J sehr nahe $= 1$, also z. B. $J = \frac{1}{1,25}$, so wird $f = \frac{E}{0,25} = 4 E$; also schon bei $E = 250 \text{ mm}$ wird $f = 1 \text{ m}$, nimmt also einen Wert an, der zeichnerisch meist gar nicht mehr zu erreichen ist.

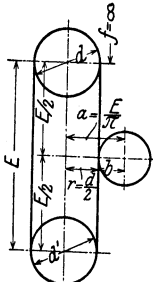


Fig. 47.

Man kann sich natürlich dadurch helfen, daß man eine Hilfskonstruktion nach Fig. 46 in entsprechend verkleinertem Maßstabe ausführt, und wird, da die Stufendurchmesser in der Praxis nie genauer als auf ganze Millimeter abgerundet werden, auch dann noch praktisch brauchbare Werte erzielen.

Für $J = \frac{1}{1}$, also

für $u = 1$, wird

$$f = \frac{E}{0} = \infty,$$

d. h. die beiden Rie-

mentrumme laufen parallel (Fig. 47). Der für treibende und getriebene Scheibe gleiche Durchmesser ist dann $d = d' = 2(a - b)$. Eine gute graphische Lösung des vorliegenden Problems ist vor einiger Zeit erschienen¹⁾.

Beide Näherungskonstruktionen ergeben für die verschiedenen Verhältnisse

$J = \frac{d}{d'}$ Riemenlängen, die so nahezu gleich sind, daß die Unstimmigkeiten durch die Riemenelastizität ausgeglichen werden.

Ein anderes Verfahren, das sich in der Praxis gut bewährt hat, soll an Hand der Fig. 48 beschrieben werden. Der hauptsächliche Vorteil besteht darin, daß nach einer kurzen vorbereitenden Rechnung, die nur einmal anzustellen ist, für sämtliche Übersetzungsverhältnisse einer Getriebegruppe zunächst der Durchmesser der jedesmal größeren der beiden zusammengehörigen Stufen der Stufenscheiben zu ermitteln ist, aus dem dann mit Hilfe des Übersetzungsverhältnisses

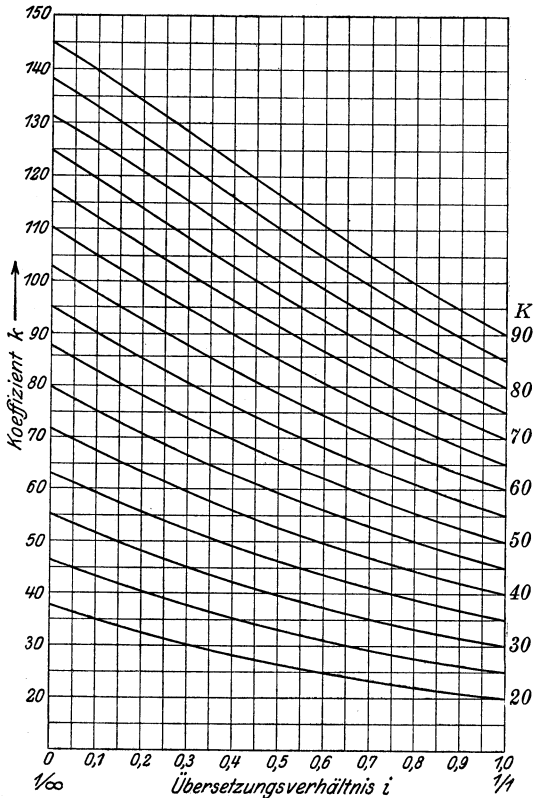


Fig. 48. Kurven K.

¹⁾ Zeitschrift für Maschinenbau, Heft 4, 15. Dez. 1918, S. 61.

der kleinere Durchmesser sich ergibt. Das Verfahren ist für alle Übersetzungsverhältnisse, von $1/\infty = 0$ bis $1/1 = 1$ gleich gut anwendbar.

Angenommen¹⁾, die in geometrischer Reihe abgestuften Übersetzungsverhältnisse seien, bei einem Achsenabstand $E = 350$ mm, $i = 0,25, 0,35, 0,49, 0,69, 0,95$ und $1,35$, d. h. $\varphi = 1,4$.

Die dem kleinsten Werte i entsprechenden Durchmesser sollen aus konstruktiven Gründen etwa $d_1 = 60$ und $d_1 = 240$ mm betragen. Nach der in der Fußnote²⁾ enthaltenen Anweisung wäre dann für Auswahl der richtigen Kurve K folgende Rechnung anzustellen:

$$K = \frac{50 \cdot (0,25 + 1) \cdot 240}{350} = 42,9;$$

gewählt wird die Kurve 45.

Die Koeffizienten k ergeben sich dann auf dieser Kurve, über den Übersetzungsverhältnissen i als Abszissen abgegriffen, zu:

$$k = 68,8, 65, 59,7, 53,3, 46,2 \text{ und } 53,$$

wobei zu beachten ist, daß für das Übersetzungsverhältnis $1,35/1$ der reziproke Wert $0,74$ gewählt werden muß.

Die größeren Durchmesser jedes Stufenpaares erhält man aus der Gleichung $d = k \cdot E/100$; mithin ist:

$$\begin{aligned} d \text{ (treibend)} &= 60, 80, 102, 129, 152 \text{ und } 186 \text{ mm} \\ d' \text{ (getrieben)} &= 241, 228, 209, 187, 162 \text{ und } 138 \text{ mm.} \end{aligned}$$

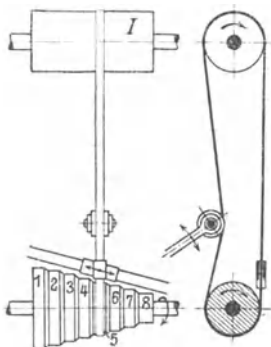


Fig. 49.

β) Wahl der Stufenscheibendurchmesser.

Die Übersetzungsverhältnisse müssen nach einer geometrischen Reihe abgestuft sein, d. h.

$$i_1 = i_1, i_2 = i_1 \varphi, i_3 = i_1 \varphi^2 \dots i_8 = i_1 \varphi^7.$$

Trommelvorgelege mit Stufenscheibe (Norton-Schleifmaschine, Fig. 49).

Nur für kleine Sprünge φ brauchbar, da lediglich durch Abänderung der Durchmesser an der getriebenen Scheibe die Änderung des Übersetzungsverhältnisses erzielt wird.

Z. B. $i_8 = 3 \cdot i_1$, $i_1 = \frac{2}{3}$, $d_1 = 200$ mm angenommen.

$$i_8 = 3 \cdot i_1 = i_1 \cdot \varphi^7, \quad \varphi = \sqrt[7]{3} = 1,17.$$

$\frac{d_1}{d_1}$	$\frac{d_2}{d_2}$	$\frac{d_3}{d_3}$	$\frac{d_4}{d_4}$	$\frac{d_5}{d_5}$	$\frac{d_6}{d_6}$	$\frac{d_7}{d_7}$	$\frac{d_8}{d_8}$
$\frac{2}{3}$	$\frac{2}{3} \varphi$	$\frac{2}{3} \varphi^2$	$\frac{2}{3} \varphi^3$	$\frac{2}{3} \varphi^4$	$\frac{2}{3} \varphi^5$	$\frac{2}{3} \varphi^6$	$\frac{2}{3} \varphi^7$
200	200	200	200	200	200	200	200
300	256	219	187	160	137	117	100

¹⁾ Vgl. Toussaint, Stufenscheibendurchmesser bei kurzen Achsenabständen, Veröffentlichungen der Fritz Werner A.-G. Berlin-Marienfelde, Heft 4. Selbstverlag der Firma.

²⁾
$$K = \frac{50 \cdot (i' + 1) \cdot d_{\max}}{S},$$

wobei i' das größte Übersetzungsverhältnis ins Langsame, d_{\max} den ungefähren Durchmesserwert der größten getriebenen Stufe und S den Achsenabstand der Stufenscheiben bezeichnet.

Für jede der gegebenen Übersetzungen i suche man auf der nach der Formel gefundenen

Doppelte Stufenscheiben (Fig. 50).

Bedingung: $d_I + d_1 = d_{II} + d_2 = d_{III} + d_3 = d_{IV} + d_4$;

gegeben: $i_1 = \frac{1}{2}$, $d_I = 100$ mm, $\varphi = 1,5$.

$\frac{d_I}{d_1}$	$\frac{d_{II}}{d_2}$	$\frac{d_{III}}{d_3}$	$\frac{d_{IV}}{d_4}$
$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{2} \cdot \varphi$	$\frac{1}{2} \cdot \varphi^2$	$\frac{1}{2} \cdot \varphi^3$
100	129	159	188
200	171	141	112

$$d_{II} + d_2 = d_I + d_1 = 300 \text{ mm,}$$

$$\frac{d_{II}}{d_2} = \frac{1,5}{2} = 0,75 \quad d_{II} = d_2 \cdot 0,75,$$

$$d_{II} + d_2 = d_2 \cdot 1,75 = 300 \text{ mm,}$$

$$d_2 = 171 \text{ mm, } d_{II} = 129 \text{ mm usw.}$$

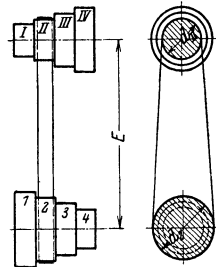


Fig. 50.

Vermeidung von Übersetzungen ins Schnelle (Fig. 51),

$\frac{d_I}{d_1}$	$\frac{d_{II}}{d_2}$	$\frac{d_{III}}{d_3}$	$\frac{d_{IV}}{d_4}$
$\frac{1}{\varphi^3}$	$\frac{1}{\varphi^2}$	$\frac{1}{\varphi}$	1
102	117	133	150
198	183	167	150

gegeben:

$$d_4 = d_{IV} = 150 \text{ mm,}$$

$$\text{d. h. } i_4 = \frac{1}{1}; \quad \varphi = 1,25;$$

$$d_{III} = \frac{d_4 + d_{IV}}{1 + \varphi} = \frac{300}{2,25} = 133 \text{ mm usw.}$$

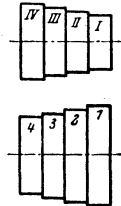


Fig. 51.

Beide Scheiben haben gleiche Abmessungen der Stufen (Fig. 52),
d. h.

$$d_1 = d_{IV}, \quad d_3 = d_{II},$$

$$d_2 = d_{III}, \quad d_4 = d_I.$$

Aus $i_1 = \frac{d_I}{d_1} = \frac{d_4}{d_{IV}}$

$$\frac{1}{\varphi^3} = \frac{d_4^2}{d_{IV}^2}; \quad \frac{d_{IV}}{d_4} = \sqrt{\varphi^3}.$$

und $i_4 = i_1 \cdot \varphi^3 = \frac{d_{IV}}{d_4}$ folgt

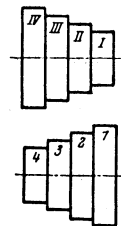


Fig. 52.

bei 3, 5, 7 Stufen usw. sind die mittleren Durchmesser gleich, bei 4, 6, 8 Stufen usw.

ist das Verhältnis für die beiden mittleren Durchmesserpaare $\frac{1}{\sqrt{\varphi}}$ und $\frac{\sqrt{\varphi}}{1}$. Die

Kurve K (nach Abrundung auf einen der vorhandenen Kurvenwerte) den Koeffizienten k , der mit $\frac{S}{100}$ multipliziert, jeweilig den Durchmesserwert für die größere der zusammengehörigen Stufen ergibt; durch Multiplikation von k mit $\frac{S \cdot i}{100}$ erhält man den Durchmesser der anderen Stufe.

Ist $i > 1$, so muß der Reziprokwert des Übersetzungsverhältnisses, also z. B. für $i = 1,5$ der Wert $i_r = 0,667$, eingesetzt werden.

vielfach geübte Praxis, die Durchmesserunterschiede gleichzumachen, d. h. $d_1 - d_2 = d_2 - d_3 = d_3 - d_4$ usw., ergibt nur annähernd geometrische Reihen der Übersetzungsverhältnisse¹⁾.

Im allgemeinen soll man vermeiden, die Durchmesser zweier miteinander arbeitenden Stufen um mehr als den Durchmesser der kleineren verschieden zu wählen, weil sonst der Umschlingungswinkel, in dem der Riemen die kleinere Scheibe umspannt, zu klein wird und der Riemen nicht mehr durchzieht. Ueberhaupt soll man sich, besonders wenn keine Leder-, sondern Ersatzriemen, zur Verwendung gelangen, vor der Benutzung zu kleiner Riemenscheiben hüten, weil in Folge der scharfen Biegung die Riemen leicht brechen.

Stellt man die Bedingung auf, daß die Durchmesser der äußeren Stufen sich wie 1 : 2 verhalten sollen, so ergeben sich für zwei-, drei-, vier- und fünfstufige Riemenscheiben die Grenzwerte für φ nach den Fig. 53 bis 56 und den darunterstehenden Tafeln zu

$\varphi = 4$	für die zweistufige Riemenscheibe,	
$\varphi = 2$	" " drei " "	
$\varphi = 1,59$	" " vier " "	
$\varphi = 1,414$	" " fünf " "	usw.

Hierbei ist vorausgesetzt, daß treibende und getriebene Stufenscheibe gleiche Abmessungen haben, was man im Interesse der Modellersparnis anstreben wird.

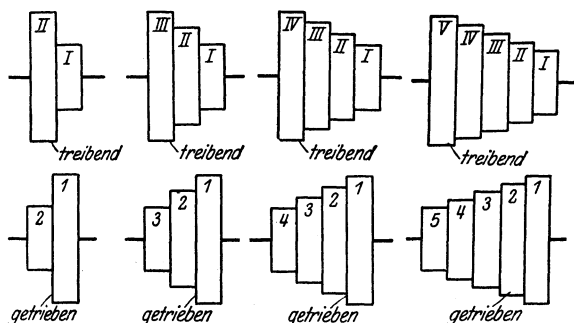


Fig. 53 bis 56.

$i_2 \quad i_1$		$i_3 \quad i_2 \quad i_1$			$i_4 \quad i_3 \quad i_2 \quad i_1$				$i_5 \quad i_4 \quad i_3 \quad i_2 \quad i_1$				
$\frac{d_{II}}{d_2}$	$\frac{d_I}{d_1}$	$\frac{d_{III}}{d_3}$	$\frac{d_{II}}{d_2}$	$\frac{d_I}{d_1}$	$\frac{d_{IV}}{d_4}$	$\frac{d_{III}}{d_3}$	$\frac{d_{II}}{d_2}$	$\frac{d_I}{d_1}$	$\frac{d_V}{d_5}$	$\frac{d_{IV}}{d_4}$	$\frac{d_{III}}{d_3}$	$\frac{d_{II}}{d_2}$	$\frac{d_I}{d_1}$
$\sqrt{\varphi}$	$\frac{1}{\sqrt{\varphi}}$	φ	1	1	$\sqrt{\varphi^3}$	$\sqrt{\varphi}$	$\frac{1}{\sqrt{\varphi}}$	$\frac{1}{\sqrt{\varphi^3}}$	φ^2	φ	1	1	1
1	1	1	1	φ	1	1	$\sqrt{\varphi}$	$\sqrt{\varphi^3}$	1	1	1	φ	φ^2
$\frac{2}{1}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{1}$	—	$\frac{1}{2}$	2	—	—	$\frac{1}{2}$	$\frac{2}{1}$	—	—	—	$\frac{1}{2}$

c) Unterteilung der Reihen.

α) Riemenscheibenvorgelege.

Diese, meist als Deckenvorgelege, seltener als Wand- oder Fußvorgelege ausgeführt, dienen zur Überleitung des Antriebes in die Werkzeugmaschine, zur Umkehrung der Drehrichtung und zur Unterteilung der Umlaufreihen.

¹⁾ S. hierzu Zeitschrift: Der Betrieb, Januar 1919, S. 98.

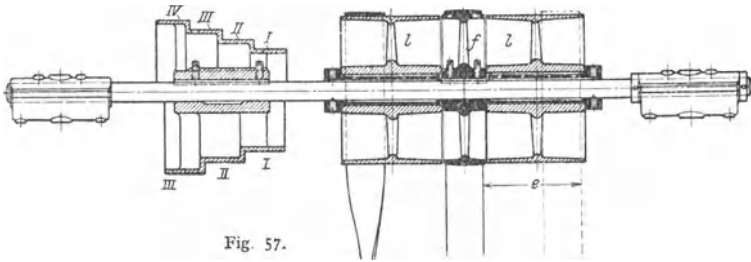


Fig. 57.

Fig. 57 zeigt ein Deckenvorgelege von Heidenreich und Harbeck. Der offene und der gekreuzte Riemen, deren Riemengabeln an gemeinsamer Schiene befestigt sind, müssen stets um den Betrag e seitwärts bewegt werden, und die Leerlaufscheiben müssen doppelt breit sein, damit der eine Riemen erst völlig von der Festscheibe heruntergezogen ist, ehe der andere auf sie aufläuft. Die Stufenscheibe ist zur Hälfte als vier-, zur Hälfte als dreistufige Scheibe dargestellt.

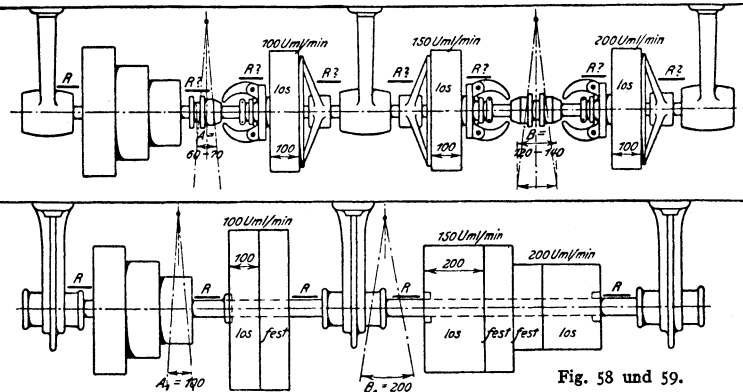


Fig. 58 und 59.

Durch die breiten Leerlaufscheiben wird das Deckenvorgelege sehr lang, und man hat deshalb vielfach die Anordnung getroffen, daß man die auf der Welle lose laufenden Riemenscheiben durch eine Reibkupplung, s. Fig. 60, zur Mitnahme der Welle zwingt. Abgesehen von ihrem hohen Preise haben diese Deckenvorgelege noch eine Reihe anderer Nachteile, die Ruppert folgendermaßen zusammenfaßt (s. hierzu Fig. 58, 59).

„Die Vorteile, welche zur Einführung des Reibkupplungs-Deckenvorgeleges berechtigen, könnten nur folgende sein:

Für den Käufer und Verbraucher:

1. bessere Kraftübertragung;
2. schnellere Erzielung der Bewegung oder des Stillstandes;
3. geringere Reibung beim Leerlauf;
4. geringeres Raumbedürfnis;
5. größere Dauerhaftigkeit des Vorgeleges und der Riemen;

für den Fabrikanten:

6. billigere Herstellung;
7. größere Zuverlässigkeit;

für den Arbeiter:

8. leichtere und bequemere Ein- und Ausrückung;
9. geringere Wartung (Schmierung, Nachstellung u. a. m.).

Welche von diesen Vorteilen sind in Wirklichkeit vorhanden?

1. Vorteil bei gleicher Breite, Geschwindigkeit und Spannung der Riemen ausgeschlossen; Nachteil des Nachlassens der Reibung in der Kupplung vorhanden;
2. geringer Zeitgewinn unter Umständen möglich, siehe weiter unten;
3. Leerlaufreibung gleich groß, wie beim alten Vorgelege, da die Riemenscheibe des neuen Vorgeleges nichts anderes als eine lose Scheibe ist,

4. Raumbedarf eher etwas größer, siehe die maßstäblich gleichen Figuren (Fig. 58, 59);
5. infolge von mehr Teilen im gleichen Verhältnis mehr Abnützung als beim alten Vorgelege (über die Schonung des Riemens infolge Freilaufes siehe weiter unten);
6. nicht unwesentlich höhere Herstellungskosten des Reibkupplungsvorgeleges;
7. infolge des Einflusses von 1. und 5. geringere Zuverlässigkeit;
8. eher etwas mehr Kraftaufwand als bei der Riemenverschiebung von der festen zur losen Scheibe und umgekehrt, bedingt durch die Erzeugung des nötigen Reibungsdruckes;
9. mit dem Alter des Vorgeleges steigende Wartung und Nachhilfe zur Erhaltung der Reibfähigkeit und Reibstärke¹⁾.

Die Bemerkungen von Ruppert beziehen sich auf die in Fig. 60 im Schnitt wiedergegebene Anordnung der amerikanischen Art des Vorgeleges, an dem als ganz besonders gefährlich die Daumen der Reibkupplung anzusehen sind, die bei etwa abfallendem Riemen diesen fangen und zerreißen.

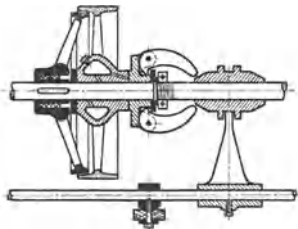


Fig. 60.

Fig. 61 bis 63 zeigen ein Deckenvorgelege für 2 Arbeitsgeschwindigkeiten und beschleunigten Rücklauf, wie es heute vielfach ausgeführt wird. Die Riemen *a* und *b* werden gleichzeitig, Riemen *c* für sich allein verschoben.

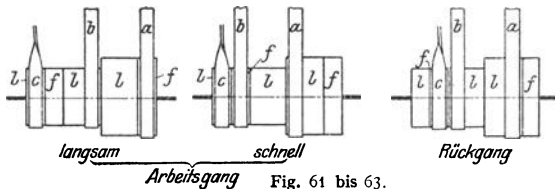


Fig. 61 bis 63.

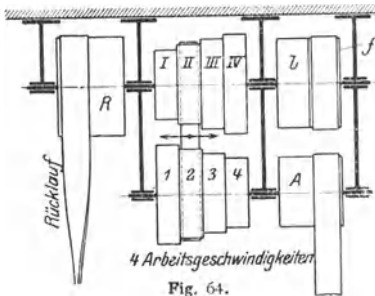


Fig. 64.

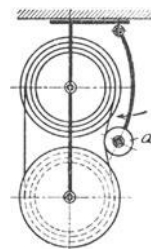


Fig. 65.

Fig. 64 u. 65 geben eine schematische Darstellung des Stufenscheibenvorgeleges für die Gray-Hobelmaschine wieder; wird die Spannrolle *a* gehoben, so ist der schlaife Riemen leicht von der Arbeitstelle aus zu verschieben, und es stehen schon vom Deckenvorgelege her 4 Geschwindigkeiten für die Schnittbewegung und eine für beschleunigten Rücklauf zur Verfügung.

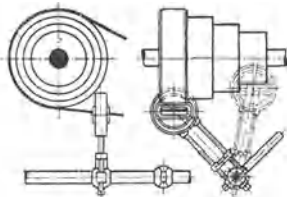


Fig. 66/67.

Fig. 66/67 zeigen den Riemenumleger der Barmag, der ein Umlegen des Riemens von einem Stufenpaar zum andern vom Arbeitstande her und ohne Anhalten der Maschine gestattet.

¹⁾ Ruppert, Z. Ver. deutsch. Ing. 1904 bis 1907.

β) Rädervorgelege.

Gleichfalls zur Unterteilung der Umlaufreihen dienen Rädervorgelege, die von einem mit der Stufenscheibe fest verbundenen Rade 1 aus über eine oder mehrere Vorgelegewellen den Antrieb auf ein mit der Drehachse festverbundenes Rad leiten, während die Stufenscheibe lose auf der Drehwelle läuft. Durch Ausschwenken oder Verschieben der Vorgelegewelle oder durch Verbindung beider Bewegungen lassen sich die verschiedensten Kombinationen herstellen.

Fig. 68 zeigt ein einfaches Rädervorgelege, durch das 2 Gruppen von Drehzahlen herzustellen sind, indem einmal von der lose drehbaren Stufenscheibe her mit der Übersetzung $J = \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$ und einmal, durch Schließen der Kuppung k zwischen der Stufenscheibe und dem auf der Spindel befestigten Rad 4 unmittelbar die Drehspindel angetrieben wird.

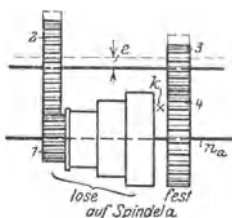


Fig. 68.

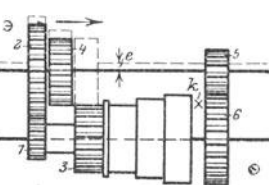


Fig. 69.

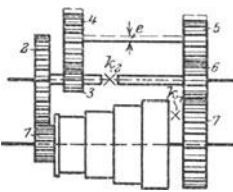


Fig. 70.

Fig. 69 zeigt ein doppeltes Rädervorgelege, bei dem ebenfalls eine um den Betrag e auszuschwenkende Vorgelegewelle vorgesehen ist, auf der die Räder 2 und 4 verschiebbar angeordnet sind. Es sind so 3 Gruppen möglich:

1. Gruppe: von der Stufenscheibe mit $J_1 = \frac{Z_1 \cdot Z_5}{Z_2 \cdot Z_6}$ zur Drehspindel.

2. Gruppe: von der Stufenscheibe mit $J_2 = \frac{Z_3 \cdot Z_5}{Z_4 \cdot Z_6}$ zur Drehspindel.

3. Gruppe: bei ausgeschwenkter Vorgelegewelle und geschlossener Kuppung k unmittelbar von der Stufenscheibe auf die Drehspindel.

Ein Übelstand dieser Anordnung, nämlich die ziemlich große Baulänge der Drehspindel, ist bei dem gleichfalls doppelten Rädervorgelege in Fig. 70¹⁾ durch Einführung einer zweiten Vorgelegewelle vermieden. Die 3 Gruppen kommen hier folgendermaßen zustande:

1. Gruppe: bei offenen Kupplungen k_1 und k_2 von der Stufenscheibe mit $J_1 = \frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_7}$ zur Drehspindel.

2. Gruppe: bei um e ausgeschwenkter zweiter Vorgelegewelle und geschlossener Kupplung k_2 von der Stufenscheibe mit $J_2 = \frac{Z_1 \cdot Z_6}{Z_2 \cdot Z_7}$ zur Drehspindel.

3. Gruppe: bei ausgeschwenkter zweiter Vorgelegewelle, geöffneter Kupplung k_2 und geschlossener Kupplung k_1 , von der Stufenscheibe unmittelbar zur Drehspindel.

Die stets inne zu haltende Bedingung bei Berechnung der Einzelübersetzungen für die miteinander kämmenden Räderpaare ist, daß die Achsenentfernungen den gleichen Wert ergeben müssen. Da die normale Achsenentfernung $E = \frac{m}{2} (Z_1 + Z_2)^2$ ist, so erhält man folgende Bedingungsgleichungen:

¹⁾ Zuerst eingeführt von der Firma Wohlenberg, Hannover.

²⁾ m ist der Modul = Teilung/ π .

Zu Fig. 68:

$$\frac{m}{2} (Z_1 + Z_2) = \frac{m'}{2} (Z_3 + Z_4).$$

Zu Fig. 69:

$$\frac{m}{2} (Z_1 + Z_2) = \frac{m'}{2} (Z_3 + Z_4) = \frac{m''}{2} (Z_5 + Z_6).$$

Zu Fig. 70:

$$\frac{m}{2} (Z_1 + Z_2) = \frac{m''}{2} (Z_6 + Z_7),$$

$$\frac{m'}{2} (Z_3 + Z_4) = \frac{m''}{2} (Z_5 + Z_6).$$

Gewöhnlich liefert dann die Forderung, daß die größten Räder — 4 in Fig. 68, 6 in Fig. 69 und 7 in Fig. 70 — im Außendurchmesser gleich dem der größten Stufe sein sollen, daß also

$$m' (Z_4 + 2) \approx d_1 \text{ (Fig. 68),}$$

$$m' (Z_6 + 2) \approx d_1 \text{ (Fig. 69),}$$

$$m'' (Z_7 + 2) \approx d_1 \text{ (Fig. 70),}$$

eine weitere Gleichung, in der auch noch die Teilung ($t = m \cdot \pi$) aus dem auftretenden größten Schnittdruck: $P = k \cdot b \cdot t$ ermittelt werden kann. Bd. I, S. 744.

Außerdem wird man das Rad 1 nicht gern zu klein werden lassen, da es auf der meist hohlen — und deshalb dicken — Spindel sich noch lose drehen soll. Trägt man ferner Sorge, daß das kleinste Rad des Getriebes möglichst nicht weniger als 20, auf keinen Fall aber weniger als 12 Zähne erhält — weil sonst genügende Eingriffdauer nicht mehr gewährleistet ist — so steht in der Regel eine ausreichende Anzahl von Gleichungen zum Aufsuchen der verschiedenen Unbekannten zur Verfügung.

Eine Anwendung der Ausführungsform Fig. 69 zeigt Fig. 285. Bei anderen Ausführungen, wie Fig. 118 und die Anordnung Fig. 459, läßt man nicht nur die treibende Scheibe, sondern auch das letzte Vorgelegerad lose auf der Welle laufen und sieht eine Kupplung vor, die entweder dieses letzte Rad oder die treibende Scheibe mit der Welle zu kuppeln gestattet, demnach den Antrieb entweder über die Vorgelegewelle oder direkt von der treibenden Scheibe in die Drehspindel leitet; die Vorgelegerräder laufen dann leer mit.

d) Umlaufräder¹⁾ (Planeten- und Differentialgetriebe).

Sie werden selten zur Unterteilung der Umlaufreihen, meist als selbständige Mittel zur Umkehr oder ganz erheblichen Verminderung der Drehzahl der getriebenen gegenüber der treibenden Achse angewendet.

Fig. 71 stellt ein Rad 2 dar, das, im Stege s drehbar gelagert, mit dem feststehenden Rad 1 kämmt und mit dem Steg um die Achse von 1 herumgeführt wird. Dabei macht Rad 2 zwei volle Umdrehungen um seine Achse, wenn die Zähnezahlen von 1 und 2 gleich sind.

In Fig. 71 ist Rad 2 in seiner ursprünglichen Lage gegenüber 1 (voll ausgezogen) und in 3 anderen Lagen (gestrichelt) eingezeichnet. In der ersten Lage berühren sich die Punkte A, A_2 beider Räder, nach einer Drehung des Steges im Sinne des Uhrzeigers um 90° kommen die Punkte B, B_2 zur Berührung. Der ursprünglich senkrecht nach oben gerichtete Pfeil durch B_2 und M_2 weist dann senkrecht nach unten; Rad 2 hat also gleich-

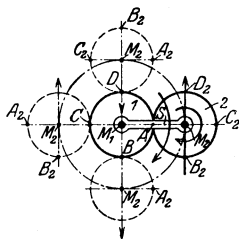


Fig. 71.

¹⁾ Schlesinger, W. T. 1910, S. 269ff. — Veröffentlichungen der Fritz Werner A.-G. Berlin-Marienfelde, Selbstverlag der Firma, 1919, Heft 1.

zeitig, und zwar ebenfalls im Sinne des Uhrzeigers, eine Drehung um 180° ausgeführt.

Fig. 72 zeigt die Anordnung für den allgemeinen Fall, d. h. für $r_2 \leq r_1$. Wird der Steg s um den $\sphericalangle \alpha$ nach rechts geführt so dreht sich 2 um den $\sphericalangle \beta$ gegenüber dem Stege und ein ursprünglich durch den Mittelpunkt von 1 zeigender Durchmesser von Rad 2 hat sich um

$$\gamma = \alpha + \beta$$

gedreht. Da die den Winkeln α und β entsprechenden Wälzbögen auf den Umfängen der Räder 1 und 2 gleich sind, also:

$$\alpha \cdot r_1 = \beta \cdot r_2, \text{ und } \beta = \alpha \frac{r_1}{r_2}, \text{ so ist die Größe der}$$

Drehung des Rades 2 gegenüber seiner ursprünglichen Lage:

$$\gamma = \alpha \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right),$$

oder das Übersetzungsverhältnis der Winkeldrehungen von Steg s und Rad 2 gegenüber ihren ursprünglichen Lagen:

$$J = \frac{\gamma}{\alpha} = 1 + \frac{r_1}{r_2},$$

also für den in Fig. 71 gezeichneten Fall, wo $r_1 = r_2$ ist:

$$J = \frac{\gamma}{\alpha} = 1 + 1 = 2,$$

d. h. Rad 2 dreht sich zweimal um die eigene Achse, wenn der Steg einmal herumgeführt wird.

In Fig. 73 ist 1 als innenverzahntes Rad ausgeführt; dann ist β der Außenwinkel in dem schraffierten Dreieck und

$$\gamma = \beta - \alpha.$$

Da die Beziehungen: $\alpha \cdot r_1 = \beta \cdot r_2$ und $\beta = \alpha \cdot \frac{r_1}{r_2}$ auch hier bestehen, so ist dann

$$J = \frac{\gamma}{\alpha} = \frac{r_1}{r_2} - 1.$$

Für $r_1 = r_2$ liegt keine Verzahnung, sondern eine Kupplung vor, und Rad 2 kann sich überhaupt nicht drehen, wenn die Forderung aufrechterhalten wird, daß Rad 1 stillstehen soll; $r_1 < r_2$ ist überhaupt nicht denkbar.

Bedeutung für den Antrieb erhalten die Umlaufräder erst, wenn sie rückkehrend sind, d. h. wenn noch 2 oder mehr Räder hinzugefügt werden und für das letzte von ihnen die mathematische Achse mit der von 1 zusammenfällt.

Fig. 74 zeigt vier Räder, von denen Rad 2 und 3 miteinander fest verbunden und im Stege s drehbar gelagert sind, 4 dagegen Rad 1 gegenüber lose drehbar ist. Wird Steg s aus der ursprünglich senkrechten Lage um den $\sphericalangle \alpha$ nach rechts geführt, so dreht sich die Kombination 2, 3 um den $\sphericalangle \beta$ gegenüber dem Stege, woraus die Beziehung (wie oben)

$$\beta = \alpha \frac{r_1}{r_2}$$

hergeleitet werden kann. Rad 4 kämmt mit Rad 3, dreht sich also um den gleichen Wälzbogen wie dieses, so daß die Beziehung $\beta \cdot r_3 = \delta \cdot r_4$, oder

$$\beta = \delta \frac{r_4}{r_3}$$

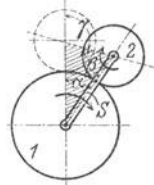


Fig. 72.



Fig. 73.

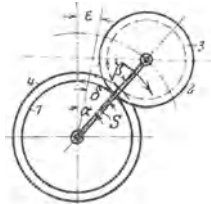


Fig. 74.

besteht. Diese beiden Gleichungen für β ergeben $\alpha \frac{r_1}{r_2} = \delta \frac{r_4}{r_3}$ und

$$\delta = \alpha \frac{r_1 \cdot r_3}{r_2 \cdot r_4}$$

Da sich Rad 4 um $\angle \alpha$ mit dem Stege s vorwärts und um $\angle \delta$ gegen den Steg rückwärts dreht, so bleibt eine Restdrehung um $\varepsilon = \alpha - \delta$ übrig.

Es ist also $\varepsilon = \alpha \left(1 - \frac{r_1 \cdot r_3}{r_2 \cdot r_4} \right)$ und das Übersetzungsverhältnis:

$$J = \frac{\varepsilon}{\alpha} = 1 - \frac{r_1 \cdot r_3}{r_2 \cdot r_4}$$

Vorstehende Gleichung entsteht, falls man Rad 1 an der Drehung hindert, als Beziehung zwischen den Winkeldrehungen des Rades 4 und des Steges s und ergibt für den in der Fig. 74 dargestellten Fall, wo $r_1 < r_4$, $r_3 < r_2$ ist, einen positiven Wert, d. h. Drehung von Rad 4 und Steg s im gleichen Sinne. Hält man Rad 4 fest und treibt durch den Steg und die „Planetenräder 2, 3“ das Rad 1 an, so wird

$$J = 1 - \frac{r_2 \cdot r_4}{r_1 \cdot r_3}$$

einen negativen Wert ergeben.

Man hat also in den rückkehrenden Umlaufrädern auch ein Mittel zur Verwandlung einer Schnellverstellung in einer Richtung — Antrieb direkt vom Stege s her — in eine stark verlangsamte Verstellung in entgegengesetzter Richtung — Antrieb vom letzten Rade der Reihe (s. auch Fig. 74 und die Rechnungsbeispiele zur Regel von Swamp).

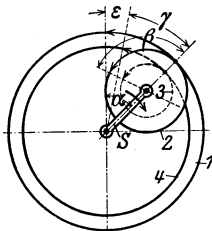


Fig. 75.

In Fig. 75 sind 1 und 4 Räder mit Innenverzahnung, was ein vollständiges Einkapseln der Planetenräder 2, 3 gestattet. Die Übersetzung ist auch in diesem Falle, wenn Rad 1 festgehalten wird:

$$J = 1 - \frac{r_1 \cdot r_3}{r_2 \cdot r_4}$$

Der Amerikaner Swamp¹⁾ gibt ein sehr einfaches Verfahren an, dem die schon oben benutzte Übersetzung zugrunde liegt.

Man denke sich zunächst die Räder 2, 3 mit dem Stege s verriegelt, so daß sie auf die Räder 1, 4 wie Kupplungen wirken, dann werden sie bei einer Drehung des Steges s im gleichen Sinne wie dieser mitgenommen, was im Schema dargestellt ist, bezogen auf Fig. 74.

I. Räder gegen Steg verriegelt	s	1	2, 3	4
Anzahl der Umdrehungen	+ 1	+ 1	+ 1	+ 1

Da Rad 1 fest bleiben sollte, wurde es zu Unrecht mitgenommen, muß also bei stehenbleibendem Stege — der ja eine Drehung rechtsherum ausführen sollte — einmal linksherum (zurück) gedreht werden. Da die Verriegelung jetzt aufgehoben gedacht wird, werden sich dann die 4 Räder wie ein gewöhnliches Rädervorgelege, gelagert im Stege s , verhalten, und es ergibt sich:

II. Steg fest, Räder drehbar	s	1	2, 3	4
Anzahl der Umdrehungen	0	- 1	+ $\frac{r_1}{r_2}$	- $\frac{r_1 \cdot r_3}{r_2 \cdot r_4}$

¹⁾ S. Schlesinger, W. T. 1910, S. 271.

Durch Zusammenstellung beider Schemata ergibt sich:

Teilbewegung	s	1	2, 3	4
I, $n =$	+ 1	+ 1	+ 1	+ 1
II, $n =$	0	- 1	$+\frac{r_1}{r_2}$	$-\frac{r_1 \cdot r_3}{r_2 \cdot r_4}$
Ergebnis $n =$	+ 1	0	-	$1 - \frac{r_1 \cdot r_3}{r_2 \cdot r_4}$

Das Übersetzungsverhältnis ist also:

$$\frac{n_4}{n_s} = J = 1 - \frac{r_1 \cdot r_3}{r_2 \cdot r_4}.$$

In der Formel kann man bei Anwendung von Zahnrädern die Radien durch die Zähnezahlen ersetzen und erhält:

$$J = 1 - \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}.$$

Als Beispiel ist in Fig. 76 das Planetengetriebe eines Automaten dargestellt; Rad 1 sitzt auf der getriebenen Welle fest, ebenso die eine der Riemenscheiben, während die andere dem Planetenräderpaar 2, 3 zum Stege (S) dient; Rad 4 wird durch eine Sperrklinke, die am Maschinengestell gelagert ist, an der Drehung gehindert. Liegt der Riemen in der vollauszugezogenen Lage, d. h. auf der Riemenscheibe S auf, so ist ein Umlaufrädergetriebe gegeben, wenn die Sperrklinke im Sperrrad einliegt. Nach der Regel von Swamp ergibt sich dann

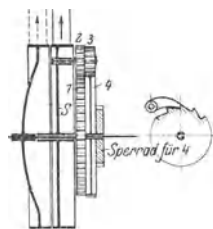


Fig. 76.

Teilbewegung	s	1	2, 3	4
I, $n =$	+ 1	+ 1	+ 1	+ 1
II, $n =$	0	$-\frac{Z_4 \cdot Z_2}{Z_3 \cdot Z_1}$	$+\frac{Z_4}{Z_3}$	- 1
Ergebnis	+ 1	$1 - \frac{Z_4 \cdot Z_2}{Z_3 \cdot Z_1}$	-	0

Das Übersetzungsverhältnis wird

$$J = \frac{n_1}{n_s} = 1 - \frac{Z_4 \cdot Z_2}{Z_3 \cdot Z_1}.$$

Es wurde nämlich (I) zuerst angenommen, die Sperrklinke hindere Rad 4 nicht an der Drehung, und die ganze Räderanordnung 1, 2, 3, 4 sei mit dem Stege einmal gegen die Sperrklinke hin herumgeführt. Dann wurde (II) der Steg stillstehend gedacht, und Rad 4, das ja eigentlich durch die Sperrklinke an dieser Drehung gehindert wird, um 360° in seine ursprüngliche Lage wieder zurückgeführt.

Werden für die Zahnräder die Zähnezahlen

$Z_1 = 105$, $Z_2 = 21$, $Z_3 = 20$ und $Z_4 = 106$ eingeführt, so ist

$$J = \frac{n_1}{n_s} = 1 - \frac{106 \cdot 21}{20 \cdot 105} = 1 - \frac{106}{100} = -\frac{6}{100},$$

d. h. wenn die Riemenscheibe S 100 Umdrehungen in einem Sinne ausgeführt hat, so ist Rad 1 im entgegengesetzten Sinne nur 6 mal umgelaufen. Wird jetzt der Riemen auf die feste Scheibe geschoben und die Sperrklinke ausgehoben — meist wird dann gleichzeitig S gebremst — so ist ein gewöhnliches Rädervorgelege mit leerlaufendem letzten Rad 4 gegeben, und die Welle dreht sich ebenso schnell wie die Riemenscheibe und im gleichen Sinne wie diese.

Vertauscht man die Räderpaare 1, 2 und 3, 4 gegeneinander, so daß Rad 4 fest auf der Welle, Rad 1 lose ist und nur zeitweilig durch die Sperrklinke gesperrt wird, so ergibt sich nach Swamp:

Teilbewegung	s	1	2, 3	4
I, $n =$	+ 1	+ 1	+ 1	+ 1
II, $n =$	0	- 1	$+\frac{Z_1}{Z_2}$	$-\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$
Ergebnis	+ 1	0	-	$1 - \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$

und

$$J = \frac{n_1}{n_s} = 1 - \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4},$$

was nach Einsetzen der oben gegebenen Zähnezahlen zu dem Übersetzungsverhältnis führt:

$$J = \frac{n_1}{n_s} = 1 - \frac{105 \cdot 20}{21 \cdot 106} = 1 - \frac{100}{106} = + \frac{6}{106},$$

d. h. bei eingeleger Sperrklinke läuft die Achse 6 mal herum, wenn die Riemenscheibe 106 Umdrehungen macht, und zwar ist der Drehsinn der gleiche.

Ist die zuerst betrachtete Einrichtung geeignet, einen Schlitten in einer Richtung langsam vorgehen und dann in entgegengesetzter Richtung schnell zurücklaufen zu lassen, so kann man die zweite Anordnung benutzen, um z. B. bei Hobelarbeiten an Gußstücken, die mehrere kurze, zu bearbeitende Flächen in größeren Abständen aufweisen, schnell über die Zwischenräume hinwegzukommen.

Auch mit Kegelrädern lassen sich derartige Umlaufrädergetriebe ausrüsten, sie heißen dann meist Differentialgetriebe und werden auch im Werkzeugmaschinenbau verwendet¹⁾.

Ein Weg zur Berechnung der Zähnezahlen bei gegebenem Übersetzungsverhältnis J sei nachstehend gewiesen.

Der Unterschied der Zähnezahlen, zwischen Z_1 und Z_4 einer- und Z_2 und Z_3 andererseits, heiße a , und der absolute Wert des Übersetzungsverhältnisses

werde mit $J = \frac{x}{y}$ bezeichnet. Dann ergibt sich aus den vorstehenden Formeln für J :

$$Z_3 = \frac{Z_4(y \mp x)}{Z_4 \frac{x}{a} - y}; \quad Z_1 = Z_4 \mp a; \quad Z_2 = Z_3 \pm a,$$

wobei das obere Vorzeichen in dem Falle Geltung hat, daß J positiv ist, das getriebene Rad 4 also im gleichen Sinne umläuft wie der Steg S , und das untere Vorzeichen für den Fall gilt, wo J negativ ist, d. h. Rad 4 im entgegengesetzten Sinne umläuft wie der Steg.

¹⁾ Schlesinger, W. T. 1910, S. 391 ff.

Es sei: $J = \pm \frac{1}{13}$, also $y = 13$, $x = 1$, $y - x = 12$, $y + x = 14$.

1. J positiv.

$$Z_3 = \frac{Z_4 \cdot 12}{Z_4 \frac{1}{a} - 13}$$

Damit für Z_3 eine ganze Zahl herauskommt, muß entweder $\frac{Z_4}{a}$, und damit der ganze Nenner, ein Vielfaches von 13 sein und der entsprechende Faktor in 12 aufgehen, oder der Nenner muß ein Vielfaches von 12 darstellen und der Faktor von 12 in Z_4 aufgehen.

a) Nenner ein Vielfaches von 13, z. B. = 26.

$$\frac{Z_4}{a} - 13 = 26, \quad Z_4 = a \cdot 39;$$

wählt man $a = 2$, so ist

$$Z_4 = 78, \quad Z_3 = \frac{78 \cdot 12}{26} = 36, \quad Z_1 = 76, \quad Z_2 = 38,$$

$$J = 1 - \frac{76 \cdot 36}{38 \cdot 78} = 1 - \frac{12}{13} = + \frac{1}{13}.$$

b) Nenner ein Vielfaches von 12, z. B. = 24.

$$\frac{Z_4}{a} - 13 = 24, \quad Z_4 = a \cdot 37 = 74 \quad (\text{für } a = 2),$$

$$Z_3 = \frac{74 \cdot 12}{24} = 37, \quad Z_1 = 72, \quad Z_2 = 39,$$

$$J = 1 - \frac{72 \cdot 37}{39 \cdot 74} = 1 - \frac{12}{13} = + \frac{1}{13}.$$

2. J negativ.

$$Z_3 = \frac{Z_4 \cdot 14}{Z_4 \frac{1}{a} - 13}$$

a) Nenner ein Vielfaches von 13, z. B. = 26.

$$\frac{Z_4}{a} - 13 = 26, \quad Z_4 = a \cdot 39 = 78 \quad (\text{für } a = 2),$$

$$Z_3 = \frac{78 \cdot 14}{26} = 42, \quad Z_1 = 80, \quad Z_2 = 40,$$

$$J = 1 - \frac{80 \cdot 42}{40 \cdot 78} = 1 - \frac{14}{13} = - \frac{1}{13}.$$

b) Nenner ein Vielfaches von 14, z. B. = 28.

$$\frac{Z_4}{a} - 13 = 28, \quad Z_4 = a \cdot 41 = 82 \quad (\text{für } a = 2),$$

$$Z_3 = \frac{82 \cdot 14}{28} = 41, \quad Z_1 = 84, \quad Z_2 = 39,$$

$$J = 1 - \frac{84 \cdot 41}{39 \cdot 82} = 1 - \frac{14}{13} = - \frac{1}{13}.$$

Einfacher gestaltet sich die Berechnung bei Anwendung von zwei Zwischenrädern.

e) Reine Räderkästen.¹⁾

α) Beispiele von Ausführungsarten.

Räderkästen können zur Herstellung einer geometrischen Grundreihe oder auch zur Erzeugung von Gruppensprüngen Anwendung finden; man kann ihnen also zur Unterteilung Vorgelege wie in Fig. 68 bis 70 usw. vor- oder nachschalten, sie untereinander oder auch mit Räderkästen anderer Art beliebig zusammenstellen.

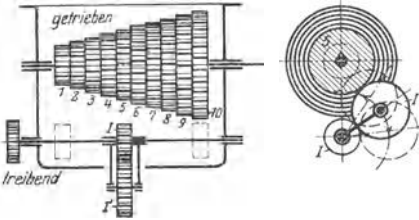


Fig. 77/78.

gewendet wurde. Auf die Leitspindel sind 10 Räder fest aufgebracht; das Rad I erhält von der Drehspindel der Bank her seinen Antrieb und überträgt die Drehung auf die Räder 1 bis 10 der Leitspindel durch ein Zwischenrad I'. Die Räder I und I' sind auf der treibenden, genuteten Welle in einer Schwinge gelagert, deren Ein- und Feststellung aus Fig. 79 zu erkennen ist.

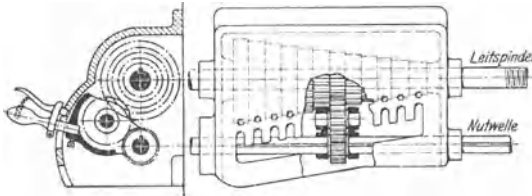


Fig. 79.

Beispiel: Entwurf eines Räderkastens für Whitworth-Gewinde vom Durchmesser $d_{min} = 3/16''$ bis zu $d_{max} = 1''$. Die zugehörigen Steigungen sind:

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$\frac{1''}{8}$	$\frac{1''}{9}$	$\frac{1''}{10}$	$\frac{1''}{11}$	$\frac{1''}{12}$	$\frac{1''}{14}$	$\frac{1''}{16}$	$\frac{1''}{18}$	$\frac{1''}{20}$	$\frac{1''}{24}$

Im Räderkasten kommt es natürlich nur auf das richtige Verhältnis der Übersetzungen nicht auf die Drehzahlen der getriebenen Welle selbst an — denn diese kann man dann jederzeit durch vor Rad I geschaltete Räder, entsprechend der Steigung der Leitspindel, erzwingen.

Das erste Übersetzungsverhältnis $\frac{Z_I}{Z_1}$ sei $\alpha = \frac{1}{I}$ und auf die treibende Welle komme ein Rad I mit 24 Zähnen. Dann ergibt sich nachstehendes Schema (siehe auch Fig. 49):

Räder	I	I	I	I	I	I	I	I	I	I
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Übers.-Verh.	α	$\alpha \frac{8}{9}$	$\alpha \frac{8}{10}$	$\alpha \frac{8}{11}$	$\alpha \frac{8}{12}$	$\alpha \frac{8}{14}$	$\alpha \frac{8}{16}$	$\alpha \frac{8}{18}$	$\alpha \frac{8}{20}$	$\alpha \frac{8}{24}$
Zähnezahlen	$\frac{24}{24}$	$\frac{24}{27}$	$\frac{24}{30}$	$\frac{24}{33}$	$\frac{24}{36}$	$\frac{24}{42}$	$\frac{24}{48}$	$\frac{24}{54}$	$\frac{24}{60}$	$\frac{24}{72}$
Sprung $\varphi =$	1,12	1,11	1,10	1,09	1,17	1,14	1,12	1,11	1,20	

¹⁾ S. hierzu Ruppert, Aufg. u. Fortschr. d. deutschen Werkzeugmaschinen. Berlin 1907. Julius Springer; Hülle, Schnellstahl und Schnellbetrieb, Berlin 1909. Julius Springer, und die Ausstellungsberichte: Fischer, Paris 1900, Düsseldorf 1902, Schlesinger, Lüttich 1905, Z. Ver. deutsch. Ing.; Adler, Brüssel 1910, Schlesinger, Brüssel 1910, W. T.

Das Zwischenrad I' hat beliebige Größe, doch muß der Achsenabstand von der Stufenräderwelle bis zur Nutwelle so bemessen werden, daß I' in den beiden Grenzlagen mit Rad 1 und mit Rad 10 zum Eingriff kommt.

Der Sprung φ der Reihe ist nicht konstant, sie ist also keine geometrische Reihe; auch arithmetisch ist die Reihe nicht, denn die Differenzen δ sind nicht konstant. Bemerkenswert ist die Kleinheit der Sprünge φ , die auch kaum größer werden dürfen, da schon jetzt Rad 10 dreimal so groß wird wie Rad 1, weil im vorliegenden Falle — wie bei der Norton-Stufenscheibe in Fig. 49 — die ganze Übersetzungsänderung durch die eine Gruppe der Stufenräder hervorgerufen wird.

Das Norton-Getriebe wird deshalb kaum für den Schnittantrieb, sondern nur für das Gewindeschneiden oder den Schaltantrieb verwendet.

Ebenfalls nur für den Schaltantrieb, für diesen aber gut geeignet, ist das in Fig. 80 dargestellte Bickford-Getriebe. Es zeigt 2 kongruente Gruppen von untereinander fest verbundenen Stufenrädern, die, jede für sich auf einer Welle lose drehbar, mit den Gruppenübersetzungen

$$J_1 = \frac{Z_I}{Z_4} \quad \text{und} \quad J_2 = \frac{Z_{II}}{Z_5}$$

auf verschiedene Drehzahlen gebracht werden. Die Zähnezahlen der Räder 1 bis 8 sind so gewählt, daß die Umfangsgeschwindigkeiten in den Teilkreisen nach einer geometrischen Reihe abgestuft sind. Rad 9, in zwei zueinander senkrechten Richtungen verstellbar, nimmt demnach 8 verschiedene, ebenso abgestufte Umfangsgeschwindigkeiten und Drehzahlen an.

Gewöhnlich wird diesem Getriebe, das bei der Fräsmaschine der Cincinnati-Fräsmaschinen-Gesellschaft Anwendung findet, noch ein Vorgelege vorgeschaltet, so daß 2 große Gruppen von je 8 Drehzahlen für die getriebene Kugelgelenkwelle C entstehen. Rad 9 wird auf Nutwelle C seitlich verschoben durch eine Gabel, die durch Zahnstange und Trieb betätigt wird, und der Eingriff in je eines der Räder 1 bis 8 wird durch Schraube und Mutter bewirkt, die den Kastenteil, in dem Welle C gelagert ist, vor- und rückwärts bewegen.

Achse des Triebes und Achse der Schraube liegen parallel untereinander, so daß die auf ihnen sitzenden Schaltkurbeln übersichtlich angeordnet werden können.

Die Zähnezahlen der einzelnen Räder, zunächst der beiden vierstufigen Gruppen, lassen sich, da sie in geometrischer Reihe abgestuft sein müssen, nach folgendem Schema berechnen

$$\begin{aligned} Z_6 &= Z_1 \\ Z_7 &= Z_2 = Z_1 \cdot \varphi \\ Z_8 &= Z_3 = Z_1 \cdot \varphi^2 \\ Z_9 &= Z_4 = Z_1 \cdot \varphi^3. \end{aligned}$$

Die Vorgelegeräder I und II ergeben sich aus der Überlegung, daß durch sie der Zwischenwelle B zwei Drehzahlen vermittelt werden sollen, die sich bei gleichbleibender Drehzahl für die treibende Welle A verhalten sollen wie $\frac{1}{\varphi^4}$. Es ist also:

$$\frac{J_1}{J_2} = \frac{1}{\varphi^4} = \frac{Z_I \cdot Z_6}{Z_4 \cdot Z_{II}} = \frac{Z_I \cdot Z_1}{Z_{II} \cdot Z_1 \cdot \varphi^3}$$

und

$$Z_{II} = Z_I \cdot \varphi \quad \text{oder} \quad Z_{II} - Z_I = Z_I(\varphi - 1).$$

Da nun $Z_{II} - Z_I = Z_4 - Z_5 = Z_1(\varphi^3 - 1)$ ist, so ergibt sich:

$$Z_I = Z_1 \frac{\varphi^3 - 1}{\varphi - 1} = Z_1(\varphi^2 + \varphi + 1)$$

und

$$Z_{II} = Z_I \cdot \varphi = Z_I(\varphi^3 + \varphi^2 + \varphi).$$

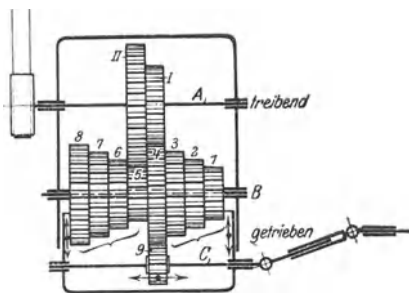


Fig. 80.

Da φ nie kleiner als 1, der Klammerwert also nie kleiner als 3 werden kann, so erhält man für $J_2 = \frac{Z_{II}}{Z_1} = (\varphi^3 + \varphi^2 + \varphi)$ ein Übersetzungsverhältnis ins Schnelle, das nie kleiner als $\frac{3}{1}$ werden wird in den meisten Fällen aber erheblich größer ausfällt. Will man z. B. den Vorschubrädern für eine Fräsmaschine mit 16 verschiedenen Vorschüben von 14 bis 400 mm/min. entwerfen, so ergibt sich, da $s_{16} = s_1 \cdot \varphi^{15}$ ist,

$$\varphi = \sqrt[15]{\frac{400}{14}} = 1,25; \quad \varphi^2 = 1,56; \quad \varphi^3 = 1,95$$

und

$$(\varphi^3 + \varphi^2 + \varphi) = 4,76; \quad (\varphi^3 + \varphi + 1) = 3,81.$$

Nimmt man die kleinste Zähnezah zu 20 an, eine Zahl, die man wegen der Unterschnittgefahr nicht gern unterschreiten wird, so erhält man:

$$\begin{aligned} Z_3 &= Z_1 = 20 \text{ Zähne} \\ Z_6 &= Z_2 = 25 \text{ „} & Z_I &= 3,81 \cdot 20 = 76 \text{ Zähne} \\ Z_7 &= Z_3 = 31 \text{ „} & Z_{II} &= 4,76 \cdot 20 = 95 \text{ „} \\ Z_8 &= Z_4 = 39 \text{ „} \end{aligned}$$

Bedenklich sind nicht nur die beiden hohen Übersetzungsverhältnisse ins Schnelle von $\frac{3,81}{1}$ und $\frac{4,76}{1}$, sondern auch die großen Zähnezahlen der Räder I und II, die schon bei einer Teilung von $2 \cdot \pi = 6,28$ mm Außendurchmesser von $2(76 + 2) = 156$ mm und $2(95 + 2) = 194$ mm ergeben. Da der Kasten selbst nur 8 Drehzahlen herzustellen gestattet, so müßte man ihm für den vorliegenden Fall noch ein Rädervorgelege (s. Fig. 68) vorschalten, das dann ein Übersetzungsverhältnis $J = \frac{1}{\varphi^8} = \frac{1}{5,97}$ zu erhalten hätte.

Fig. 81 zeigt ein Ziehkeilgetriebe, bei dem auf einer der Wellen die Stufenräder festsitzen, während sie auf der anderen lose und, einzeln, frei drehbar sind. Mit ihrer Welle werden die losen Räder durch den Ziehkeil verbunden, d. h. durch einen von außen her einstellbaren Keil, der nur je eines der Räder mit der Welle kuppelt. Die Ziehkeilrädern werden genau so wie die doppelten Stufenscheiben berechnet (s. S. 577), d. h. es wird ein Schema aufgestellt, in dem nur an Stelle der Scheibendurchmesser die Zähnezahlen erscheinen.

Wie dort die Summe der Stufendurchmesser, so muß hier die Summe der Zähnezahlen — bei gleicher Zahnteilung für die einzelnen Räderpaare — konstant sein.

Beispiel: Die Rädernsysteme sollen gleich sein, d. h.

$$Z_I = Z_6$$

$$Z_{II} = Z_4$$

$$Z_{III} = Z_3$$

$$Z_{IV} = Z_2$$

$$Z_V = Z_1$$

erner soll $\varphi = 1,45$ sein, also $\varphi^3 = 2,4$.

$\frac{Z_I}{Z_1}$	$\frac{Z_{II}}{Z_2}$	$\frac{Z_{III}}{Z_3}$	$\frac{Z_{IV}}{Z_4}$	$\frac{Z_V}{Z_5}$
1	1	1	φ	φ^2
φ^2	φ	1	1	1
20	25	31	37	42
42	37	31	25	20

Es ist, weil ein Übersetzungsverhältnis 1:1 vorkommt, darauf zu achten, daß die Summe $Z_I + Z_1 = Z_V + Z_5$, denn damit wird die Rechnung beginnen, durch 2 teilbar sei. Z_3 ist = $Z_{II} \cdot \varphi$, d. h. $Z_{II} + Z_3 = Z_{II}(1 + \varphi) = Z_I + Z_1$ 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 ist noch darauf zu achten, daß die getriebene — nicht die treibende — Welle den Ziehkeil erhält. Trifft man nämlich die Anordnung so, daß die treibende Welle mit dem festen Räderystem ausgerüstet ist, so wird die höchste in den Teilkreisen überhaupt auftretende Umfangsgeschwindigkeit in unserem Beispiel:

$$v_5 = \frac{Z_V \cdot t \cdot n}{1000} \text{ m/min}$$

sein, wenn t die Teilung der Zahnräder in mm und n die Drehzahl der treibenden Welle bedeutet.

Wird dagegen der Ziehkeil in die treibende Welle verlegt und ist Rad V mit dieser Welle gekuppelt, so tritt in den Teilkreisen der Räder V und 5 ebenfalls $v_5 = \frac{Z_V \cdot t \cdot n}{1000}$ dagegen in den Teilkreisen der Räder I und 1 die erheblich größere Geschwindigkeit $v_1' = v_5 \cdot \varphi^2$ auf; da Rad 1 mit $2 \div 5$ auf einer Welle festsetzt, deshalb die gleiche Drehzahl hat wie diese, so ist seine Teilkreisgeschwindigkeit $\frac{Z_1}{Z_5} = \varphi^2$ mal so groß wie die von Rad 5.

Ein Hauptvorteil den Ziehkeilgetriebe besteht in ihrer kurzen Bauart. Als Nachteil ist anzusehen, daß die Welle zur Aufnahme des Keiles ziemlich tief genutet, ja auf ein gewisses Stück sogar mit einem durchgehenden Schlitz versehen und dadurch nicht unerheblich geschwächt werden muß (s. hierzu Fig. 290 auf S. 643).

Es ist deshalb, und auch weil der Ziehkeil ein Konstruktionsteil von verhältnismäßig geringen Abmessungen sein muß, auf alle Fälle zu vermeiden, die Getriebe bei laufender Maschine einzurücken.

Für Hauptantriebe, wie sie zur Herstellung der Drehzahlenreihen in Frage kommen, sind wegen der dort auftretenden großen Umfangskräfte diese Getriebe ungeeignet.

Fig. 82 stellt das Ruppert-Getriebe dar, bei dem mit 6 Rädern 4 Drehzahlen erzielt werden können; hier wirkt kein Ziehkeil, sondern es werden Klauenkupplungen verwendet, die an sich kräftiger sind und auch an größeren Hebelarmen angreifen. Die Räder 1, 2, 5 und 6 sind auf ihren Wellen in der Längsrichtung verschiebbar, 2 und 5, 3 und 4 lose drehbar, 1 und 6 aufgekeilt. Die Kupplungen a , c und b , d , durch je einen Doppelhebel so zu betätigen, daß stets die eine offen, die zugehörige geschlossen ist, verbinden 1 oder 5 mit 3, 2 oder 6 mit 4. In Fig. 83 ist ein Schema dargestellt, das in Spalte 1 den Kraftweg darstellt und wobei die Kreuze andeuten, welche Kupplungen augenblicklich geschlossen sind — Fig. 82 zeigt die Schaltung 2, Kupplungen a und b geschlossen, c und d offen.

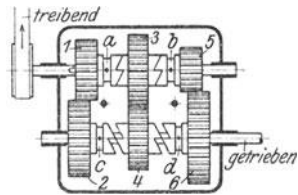


Fig. 82.

Beispiel: Es soll ein Räderkasten für den Schaltantrieb einer Drehbank entworfen werden für $s_1 = 0,2$, $s_4 = 1,0$ mm/Umdr. $i_4 = 1/1$ angenommen.

Es ist dann

$$\varphi = \sqrt[3]{\frac{s_4}{s_1}} = \sqrt[3]{5} = 1,71, \quad \varphi^2 = 2,915.$$

$\frac{Z_1 \cdot Z_4 \cdot Z_6}{Z_2 \cdot Z_3 \cdot Z_5}$	$\frac{Z_5}{Z_6}$	$\frac{Z_1}{Z_2}$	$\frac{Z_3}{Z_4}$
$\frac{1}{\varphi^3}$	$\frac{1}{\varphi^2}$	$\frac{1}{\varphi}$	$\frac{1}{1}$
$\frac{32 \cdot 43 \cdot 22}{54 \cdot 43 \cdot 64}$	$\frac{22}{64}$	$\frac{32}{54}$	$\frac{43}{43}$

Skizze des Kraftweges	Hebelstellung	Kupplungen		Übersetzungsverhältnis
		offen	geschl.	
		a, d	b, c	$i_1 = \frac{Z_1 \cdot Z_4 \cdot Z_6}{Z_2 \cdot Z_3 \cdot Z_5}$
		c, d	a, b	$i_2 = \frac{Z_5}{Z_6}$
		a, b	c, d	$i_3 = \frac{Z_1}{Z_2}$
		b, c	a, d	$i_4 = \frac{Z_3}{Z_4}$

Fig. 83.

In diesem Falle kann man mit $\frac{Z_6}{Z_8}$ anfangen und muß wegen $i_4 = \frac{1}{5}$ nur Sorge tragen, daß $+ Z_6$ durch 2 teilbar sei.

$$\frac{Z_6}{Z_8} = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{1}{2,915} = \frac{22}{64}; \text{ die anderen Zähnezahlen werden dann wie oben gefunden.}$$

Die Übersetzungen sind: $i_1 = \frac{1}{4,91}$, $i_2 = \frac{1}{2,91}$, $i_3 = \frac{1}{1,686}$, $i_4 = \frac{1}{1}$

und müßten sein: $\frac{1}{5}$, $\frac{1}{2,915}$, $\frac{1}{1,71}$, $\frac{1}{1}$.

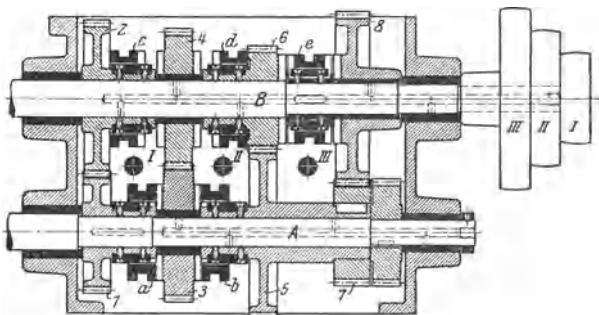


Fig. 84.

Durch Hinzufügen eines einzigen Räderpaares läßt sich die Anzahl der Umdrehungen auf 8 steigern, wie in Fig. 84 und 85 gezeigt ist, die das Ruppert-Getriebe für eine Wagerichtbohrmaschine der Union in Chemnitz darstellen.

Die treibende Welle ist A, die getriebene B; hier sind nicht die Räder seitlich verschiebbar, sondern nur die Kupplungen, von denen ebenfalls je zwei durch einen gemeinsamen Hebel bedient werden. Dann ist aber noch ein einfacher Hebel vorgesehen, der eine Kupplung e bedient; diese Kupplung zwingt, je nach Lage des Hebels, die Welle B, die Drehzahl des Rades 6 oder 8 anzunehmen. Natürlich kann man — was vielfach angezweifelt worden ist — bei diesen Räderkästen, ebenso wie bei denen anderer Konstruktionen, die geometrische Reihe innehalten.

An Hand des Schemas in Fig. 85 soll auch für dieses Getriebe eine Berechnung durchgeführt werden, und zwar der Deutlichkeit wegen nicht als Zahlenbeispiel, sondern in der Art, daß die Einzelübersetzungen der verschiedenen Räderpaare durch Potenzen von φ ausgedrückt werden. Es ist so leichter zu erkennen, bei welchen Übersetzungen sich diese Potenzen multiplizieren und bei welchen sie sich ganz oder teilweise aufheben.

Geht man von der Überlegung aus, daß Übersetzungen ins Schnelle höchstens den Wert $\varphi/1$ annehmen sollen, was deshalb unbedenklich ist, weil φ immer kleiner als 2 sein wird, so legt man am besten die Übersetzung i_6 , die mit den Rädern 5 und 6 hergestellt wird, auf $\varphi/1$ fest. Die einzelnen Übersetzungen ergeben sich dann aus den Teilübersetzungen

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\varphi^2}, \quad \frac{z_3}{z_4} = \frac{1}{\varphi}, \quad \frac{z_5}{z_6} = \frac{\varphi}{1} \quad \text{und} \quad \frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\varphi^3}$$

in folgender Weise:

$$i_1 = \frac{z_1 \cdot z_6 \cdot z_7}{z_2 \cdot z_5 \cdot z_8} = \frac{1}{\varphi^6} \quad i_5 = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{\varphi^2}$$

$$i_2 = \frac{z_3 \cdot z_6 \cdot z_7}{z_4 \cdot z_5 \cdot z_8} = \frac{1}{\varphi^5} \quad i_6 = \frac{z_5}{z_4} = \frac{1}{\varphi}$$

$$i_3 = \frac{z_1 \cdot z_4 \cdot z_7}{z_2 \cdot z_3 \cdot z_8} = \frac{1}{\varphi^4} \quad i_7 = \frac{z_1 \cdot z_4 \cdot z_5}{z_2 \cdot z_3 \cdot z_6} = \frac{1}{1}$$

$$i_4 = \frac{z_7}{z_8} = \frac{1}{\varphi^3} \quad i_8 = \frac{z_5}{z_6} = \frac{\varphi}{1}$$

Siehe hierzu auch das Zahlenbeispiel auf S. 730.

Rädervorgelege

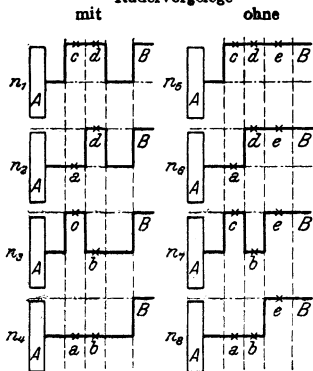


Fig. 85.

In Fig. 84 sind die Kupplungen a und b geschlossen, d. h. die Räder 2, 4, 6 und 8 laufen lose auf Welle B . Wird die Kupplung e nach rechts gelegt, d. h. das langsam umlaufende Rad 8 mit B gekuppelt, so entsteht Drehzahl n_4 mit der Übersetzung $i_4 = \frac{1}{\varphi^3}$, wird e nach links gelegt, so ist Rad 6 mit B gekuppelt, und es entsteht Drehzahl n_6 mit der Übersetzung $i_6 = \frac{\varphi}{1}$.

Eine fünfte Art von Räderkästen ist in Fig. 475, 476, Vertikalfräsmaschine von Reinecker, dargestellt. Die Räder werden durch axiales Verschieben in und außer Eingriff gebracht; der Kasten selbst soll bei der Maschine mitbesprochen werden.

b) Vor- und Nachteile der Räderkästen.

Die Vorzüge der Räderkästen gegenüber den Stufenscheibenantrieben sind im wesentlichen folgende¹⁾:

1. Größere Kräfte, oder besser gesagt, größere Leistungen, können in die Werkzeugmaschinen hineingeleitet werden.
2. Bei richtiger Anordnung der Kupplungen und Bedienungshebel kann Zeit gespart werden, da leichter von einer Drehzahl auf die andere übergegangen werden kann.

Der erstgenannte Vorteil spielt besonders eine Rolle bei Schruppdrehbänken, da es bei Anwendung von Räderkästen möglich wird, durch richtige Wahl der Übersetzungen der ersten treibenden Scheibe eine große Umfangsgeschwindigkeit und außerdem auch noch eine ziemlich große Breite zu geben. Bei Anwendung von Stufenscheiben verbietet sich die große Breite der Stufen von selbst, weil dies schon bei Anordnung von 3, sicher aber bei 4 oder gar 5 Stufen zu ganz unzulässig langen Wellen führen würde.

Beispiel: Es liege eine Schruppdrehbank von 250 mm Spitzenhöhe vor, die gestatten soll, Maschinenstahl mit $v = 15$ m/min (s. Tafel S. 562) zu bearbeiten. Die größte Spantiefe sei $t = 10$ mm, die größte für Maschinenstahl verwendete Schaltung sei $s = 2,0$ mm/Umdr.

Aus dem Diagramm Fig. 14 ist dann eine Umfangskraft $P = 3800$ kg zu entnehmen. Setzt man für die Bank mit Stufenscheibe ein: $\eta = 0,7$, für die mit Einscheibenantrieb $\eta = 0,65$, so erhält man als Motorleistung

$$N = \frac{P \cdot v}{75 \cdot 60 \cdot \eta} \text{ PS,}$$

und somit für die Stufenscheibenbank $N_1 = \frac{3800 \cdot 15}{75 \cdot 60 \cdot 0,7} = 18,1$ PS,

$$\text{für die Einscheibenbank } N_2 = \frac{3800 \cdot 15}{75 \cdot 60 \cdot 0,65} = 19,5 \text{ PS.}$$

Die Bank soll in beiden Fällen mit 8 Drehzahlen von $n_1 = 8$ bis $n_8 = 320$, entsprechend dem Diagramm in Fig. 36, arbeiten, was mit $\varphi = \sqrt[7]{\frac{320}{8}} = 1,69$ ergibt:

$n_1 = 8$	$n_2 = 14$	$n_3 = 23$	$n_4 = 39$	mit Vorgelege: $J = \frac{1}{\varphi^4}$ ohne Vorgelege
$n_5 = 66$	$n_6 = 112$	$n_7 = 188$	$n_8 = 320$	

Der Drehdurchmesser für die gedachte Höchstleistung sei in beiden Fällen $d_{\max} = 300$ mm, mithin ist bei $v = 15$ m/min, nach Diagramm Fig. 36, $n_2 = 14$ Umdr./min anzuwenden.

1. Die Stufenscheibenbank habe zwei gleiche Stufenscheiben auf Arbeitsspindel und Deckenvorgelege nach Fig. 52, die größte Stufe habe 350 mm Durchmesser.

$\frac{d_I}{d_1}$	$\frac{d_{II}}{d_2}$	$\frac{d_{III}}{d_3}$	$\frac{d_{IV}}{d_4}$	Für $\varphi = 1,69$ ist $\sqrt{\varphi} = 1,3$, $\sqrt[3]{\varphi^3} = 2,2$.
$\frac{1}{\sqrt{\varphi^3}}$	$\frac{1}{\sqrt{\varphi}}$	$\frac{\sqrt{\varphi}}{1}$	$\frac{\sqrt[3]{\varphi^3}}{1}$	
$\frac{160}{350}$	$\frac{222}{288}$	$\frac{288}{222}$	$\frac{350}{160}$	

¹⁾ Ludw. Loewe & Co., Stufenscheibe oder Räderkasten.

Für die Stufenscheibe, deren Stufen eine Breite von 110 mm, für einen Riemen von 100 mm Breite, erhalten sollen, kommt natürlich nicht die Drehzahl n_2 , sondern $n_3 = n_2 \cdot \varphi^2$ in Frage. Die Riemengeschwindigkeit ist

$$v = \frac{d_2 \cdot \pi \cdot n_3}{1000 \cdot 60} = \frac{238 \cdot 3,14 \cdot 112}{1000 \cdot 60} = 1,69 \text{ m/sek.}$$

es ist also $P = \frac{N \cdot 75}{v} = \frac{18,1 \cdot 75}{1,69} = 800 \text{ kg}$, und für 100 mm = 10 cm Riemenbreite die zu

übertragende Kraft $p = \frac{P}{b} = \frac{800}{10} = 80 \text{ kg/cm Riemenbreite}$, ein Wert, der unter den vorliegenden Umständen ungefähr das 20fache der von Gehskens gestatteten Größe¹⁾ beträgt, die für Steilbetrieb noch um 20 vH erniedrigt werden müßte.

Der Riemen wird also unter diesen Umständen fortwährend rutschen.

2. Die Einscheibenbank werde durch 4 Räderpaare mit vorgeschaltetem Vorgelege so angetrieben, daß nur Übersetzungen ins Langsame vorliegen, deren

erste $\frac{1}{8}$ betragen möge; das würde die Drehzahl der treibenden Scheibe zu $n = \frac{320 \cdot 3}{2} = 480$

Umdr./min ergeben. Die treibende Riemenscheibe habe 400 mm Durchmesser und 150 mm Breite, also einen Riemen von 140 mm Breite. Dann ist $v = \frac{400 \cdot 3,14 \cdot 480}{1000 \cdot 60} = 10$

m/sek und $P = \frac{19,5 \cdot 75}{10} = 146 \text{ kg}$, was ergibt: $p = \frac{P}{b} = \frac{146}{140} \approx 10 \text{ kg/cm Riemenbreite}$.

Gehrken's gibt 7 kg/cm an, so daß hier nur eine geringe Überschreitung vorliegt, die wohl zuzulassen sein dürfte.

Ist so zweifellos erwiesen, daß für reine Schruppmaschinen der Einscheibenantrieb und damit der Räderkasten seine Berechtigung hat, so gilt dies keineswegs für geringere Leistungen und gar für die Massenfabrikation, wo ein Abändern der Durchmesser und der Werkstoffe selten, wohl nur bei Bohrmaschinen häufiger, vorkommt. (Über Verwendung des Räderkastens bei Wagrechtstoßmaschinen siehe später.) In allen anderen Fällen aber soll man den teureren Räderkasten, wenigstens für den Schnittantrieb, vermeiden, während er für den Schaltantrieb durchaus geeignet erscheint (s. auch unter 4b „Ausrückbare Kupplungen“).

3. Antriebsorgane für geradlinige Wege.

a) Grundlagen für die Berechnung.

Diese Antriebsart wird für den Schaltantrieb — s. hierzu Fig. 10 bis 15, 17 bis 19, 22/23 und 24/25 — bei allen spanabhebenden Werkzeugmaschinen, außerdem für den Haupt- oder Schnittantrieb bei den Hobel- und Stoßmaschinen, also dann verwendet, wenn es sich darum handelt, die zu zerspanende Materialschicht in einzelnen Streifen von der Länge des Arbeitshubes L und von der Breite der Schaltung s abzuheben.

Nachstehend sollen infolgedessen die Bedingungen für beide Bewegungen gemeinsam, unter Beziehung auf die Werkzeugmaschinen für geradlinige Schnittbewegung, untersucht werden; bei den anderen Werkzeugmaschinen sind die Anforderungen an den Schaltantrieb durchsichtiger.

Bedeutet in Fig. 86 L die Länge des Werkstückes, so muß naturgemäß der Hub der Maschine $h > L$ sein, weil ja auf dem Wege AD einerseits und CB andererseits die Arbeitsgeschwindigkeit von Null bis v_a allmählich ansteigen und vor der Rückkehr des Werkzeuges

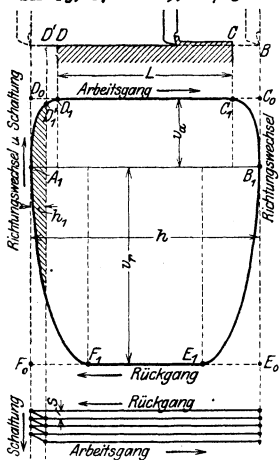


Fig. 86.

¹⁾ S. hierzu auch Zahlentafel Maschinenteile Bd. I, S. 768.

von v_a wieder auf Null sinken muß; außerdem muß — und diese Bedingung ist noch wichtiger als die vorstehende — die Schaltung, um den Betrag s , erledigt sein, ehe das Werkzeug von neuem in den Werkstoff eindringt.

Wenn plötzliche Umkehr, d. h. ein Diagramm nach dem Rechteck $A_1 D_0 C_0 B_1 E_0 F_0$ vorläge, so würden die Beschleunigungs- und Verzögerungsdrücke den Antrieb bald unbrauchbar machen, und es muß dafür Sorge getragen werden, daß ein Geschwindigkeitsdiagramm etwa nach der Figur $A_1 D_1 C_1 B_1 E_1 F_1$ entsteht, und daß ferner der Schaltantrieb so mit dem Hauptantrieb gekuppelt wird, daß die Schaltung sich auf dem Wege h_0 vollzieht.

Außerdem wird von dem Getriebe verlangt werden müssen, daß der leere Rückgang mit möglichst hoher Geschwindigkeit v_r , einem Vielfachen der Arbeitsgeschwindigkeit v_a , erfolgt.

b) Kurbelgetriebe.

Diese Getriebearten sind ohne besondere Zwischenglieder geeignet, eine Drehbewegung in eine gleitende zu verwandeln.

a) Die einfache **Kurbel mit Schubstange**, der Kurbeltrieb¹⁾, ist bereits an anderer Stelle behandelt und das Geschwindigkeitsdiagramm — die Geschwindigkeiten über den Wegstrecken — graphisch entwickelt worden.

Für den Hauptantrieb von Werkzeugmaschinen kann er schon deshalb nicht in Frage kommen, weil ein beschleunigter Rücklauf nicht vorhanden ist, wohl aber für den Schaltantrieb, wo er in Fällen ruckweiser Schaltung viel verwendet wird.

β) Die **schwingende Kurbelschleife** (Fig. 87) benutzt, meist unter Fortfall der Schubstange, nur einen Teil des Kurbelzapfenkreises, nämlich nur den Bogen $A_1 A_2$, der ohnehin dem geringsten Geschwindigkeitsunterschied entspricht, und erzielt, da die Umfangsgeschwindigkeit v_1 des Punktes A jetzt nicht konstant bleibt, für A eine wagerechte Geschwindigkeitskomponente c , deren Verlauf (Fig. 88) den Anforderungen des Diagrammes in Fig. 86 ziemlich genau entspricht. Zur Entwicklung des Diagrammes in Fig. 88 dient Fig. 90, aus der sich ergibt:

$$c = v_1 \frac{FB}{AB}; \quad v_1 = v_2 \frac{AB}{CB}; \quad v_2 = \omega \frac{CE}{r}$$

also:

$$c = \frac{\omega}{r} \frac{CE \cdot AB \cdot FB}{CB \cdot AB} = \omega \frac{CE \cdot FB}{CB}$$

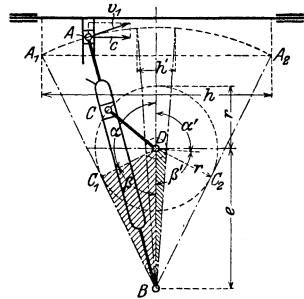


Fig. 87.

Verbindet man C mit F , und zieht man durch E — Fußpunkt des Lotes von D auf AB — die Gerade $EG \parallel CF$, so ist: $y = FG = \frac{CE \cdot FB}{CB}$ und deshalb

Gleitgeschwindigkeit des Schlittens: $c = y$ (für $\omega = 1$).

Da die Fußpunkte der Lote von D auf die verschiedenen Lagen des Schwinghebels AB auf einem Kreise mit BD , d. h. der Exzentrizität e , als Durchmesser liegen, so hat man also nur für eine beliebige Lage des Schwinghebels AB den Schnittpunkt C von AB mit dem Kurbelkreise und den Punkt F zu verbinden, in dem die Wagerechte durch A die Zentrale BD schneidet. Eine Parallele zu CF durch den Schnittpunkt E des Hebels AB mit dem Exzentrizitätskreise bestimmt auf der Zentralen den Punkt G so, daß $FG = y$ ist. Die maximale

¹⁾ S. Maschinenteile, Bd. I, S. 790.

Arbeits- und die maximale Rücklaufgeschwindigkeit werden (s. Fig. 90) gefunden zu:

$$v_a = \omega \cdot r \frac{R}{e + r} \quad \text{und} \quad v_r = \omega \cdot r \frac{R}{e - r},$$

weil $\omega \cdot r = v$ die gleichbleibende Umfangsgeschwindigkeit auf dem Kurbelzapfenkreise um D als Mittelpunkt ist

$$\left[\text{für } \omega = 1 \left\{ \begin{array}{l} v_{a1} = r \frac{R}{e + r} \\ v_{r1} = r \cdot \frac{R}{e - r} \end{array} \right. \right].$$

Während des Arbeitsganges durchläuft der Kurbelzapfen C den Weg von C_1 nach $C_2 = 2\alpha$ (Fig. 87) und während des Rücklaufes den Weg von C_2 nach $C_1 = 2\beta$; die mittleren Geschwindigkeiten verhalten sich umgekehrt wie die aufgewendeten Zeiten, d. h. wie:

$$u = \frac{v_r}{v_a} = \frac{t_a}{t_r} = \frac{\alpha}{\beta}.$$

Da ferner

$$\frac{\text{Hub}}{2 \times \text{Schwinghebel}} = \frac{h}{2R} = \cos \beta = \frac{r}{e}$$

und $\alpha + \beta = 180^\circ$ ist, so kann man sich über die Getriebeabmessungen und Geschwindigkeitsverhältnisse genau unterrichten.

Beispiel (Fig. 88 bis 90). Gegeben: $u = 2$, $h = 600$ mm, $v_m = 10$ m/min, Kurbelradius $r = 160$ mm.

$$\frac{\alpha}{\beta} = 2, \quad \alpha = 120^\circ, \quad \beta = 60^\circ, \quad \cos \beta = 0,5;$$

$$R = \frac{h}{2 \cos \beta} = \frac{600}{2 \cdot 0,5} = 600 \text{ mm}$$

$$e = \frac{r}{\cos \beta} = \frac{160}{0,5} = 320 \text{ mm}.$$

Die Zeit für eine ganze Umdrehung der Kurbel r ist — bei n Umdrehungen/Minute —

$$t = \frac{1}{n} \text{ min.}$$

Da $t = t_a + t_r$ (Zeit für den Arbeitshub und Rücklauf) und $t_r = \frac{t_a}{u}$ so ist

$$t = t_a + t_r = t_a \frac{u + 1}{u} = \frac{1}{n}, \text{ mithin}$$

$$t_a = \frac{u}{(u + 1)n}, \quad n = \frac{u}{(u + 1)t_a}.$$

Ferner ist v_m (für den Arbeitsgang) = $\frac{h}{t_a \cdot 1000}$ m/min, also

$$v_m = \frac{h \cdot n}{1000} \cdot \frac{u + 1}{u} \quad \text{und} \quad n = \frac{v_m \cdot 1000}{h} \cdot \frac{u}{u + 1}.$$

Nach Einsetzen der gegebenen Werte erhält man:

$$n = \frac{10 \cdot 1000}{600} \cdot \frac{2}{3} = 11,1 \text{ Umdr./min.}$$

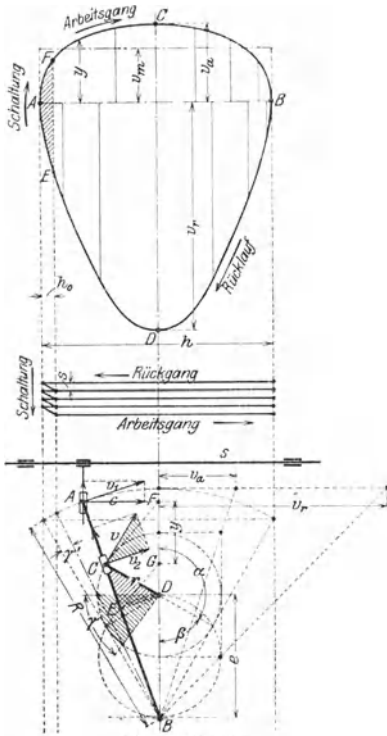


Fig. 88 bis 90.

Nachteile der schwingenden Kurbelschleife¹⁾. 1. Wird der Hub verringert, was aus konstruktiven Gründen nur durch Verkürzung der Kurbel r ermöglicht werden kann, so wächst β (weil $\cos \beta = \frac{r}{e}$).

Die Rücklaufbeschleunigung $u = \frac{v_r}{v_a} = \frac{\alpha}{\beta}$ wird immer kleiner.

Sinkt z. B. im oben durchgeführten Falle h' auf 100 mm, so wird

$$\frac{r}{e} = \frac{h'}{2R} = \frac{100}{2 \cdot 600} = \cos \beta = 0,0833,$$

$$\text{mithin } \begin{cases} \beta = 85^\circ 13' \\ \alpha = 94^\circ 47' \end{cases} \quad \text{und} \quad u = \frac{\alpha}{\beta} = 1,11.$$

2. Weil der verkleinerte Hub bei Anwendung der gleichen Drehzahl die gleiche Zeit erfordert wie der ursprüngliche, so sinkt die Schnittgeschwindigkeit ganz erheblich, im obigen Beispiel auf

$$v_m = \frac{100 \cdot 11,1}{1000} \cdot \frac{2,11}{1,11} = 2,11 \text{ m/min.}$$

Soll v_m wieder auf 10 m/min gesteigert werden, so muß also eine neue Drehzahl

$$n' = \frac{10 \cdot 1000}{100} \cdot \frac{1,11}{2,11} = 53 \text{ Umdr./min}$$

eingeführt werden. Es muß also, strenggenommen, für jede Hubveränderung eine neue Drehzahl vorhanden sein.

Gleichzeitige Ausführung der Schaltung ist hier, wie auch bei den anderen Kurbeltrieben, leicht zu bewirken, weil dem kleinen Schaltwege $2 \times h_0$ (Fig. 88) (zum Schluß des Rücklaufes und zu Beginn des Arbeitsganges) ein ziemlich großer Schaltwinkel γ (Fig. 90) entspricht. Wie diese Teildrehung des Kurbelarmes r der Schaltung dienstbar gemacht werden kann, soll weiter unten ausgeführt werden.

Eine Ausführungsform der schwingenden Kurbelschleife mit Schubstange, dort sogar in Verbindung mit exzentrisch angetriebenem Kurbelzapfen, ist bei der Senkrechtstoßmaschine von Schieß (Fig. 438/439) angewendet; das Diagramm wird dadurch um eine Wenigkeit unsymmetrisch (s. auch Fig. 92), zeigt aber sonst die Form der Fig. 88. Ausführungen ohne Schubstange — oder mit unendlich langer Schubstange — zeigen die Fig. 415, 416 und 433.

γ) Die **umlaufende (exzentrische) Kurbelschleife**, Fig. 91 (s. hierzu auch Fig. 417) zeigt einen Kurbelarm R , der eine volle Umdrehung ausführt, allerdings mit dem Unterschied gegenüber der gewöhnlichen Kurbel mit Schubstange, daß ihm eine zweite, exzentrisch gelagerte Kurbel vom Radius r vorgeordnet ist, deren Stein in einer Führung der Hauptkurbel gleitet. Durch die exzentrische Anordnung der treibenden Kurbel wird erreicht, daß für den Arbeitsgang, d. h. für den Weg des Kurbelzapfens von D_1 nach D_2 , eine größere Zeit gebraucht wird, als für den Rücklauf — Weg des Kurbelzapfens von D_2 nach D_1 . Es findet also auch hier eine Rücklaufbeschleunigung statt im Verhältnis:

$$u = \frac{v_r}{v_a} = \frac{t_a}{t_r} = \frac{\alpha}{\beta},$$

ferner ist auch hier

$$\cos \beta = \frac{e}{r}.$$

Der Hub ist, weil bei dieser Ausführung eine Verkürzung des Kurbelarmes R möglich wird, stets $h = 2R$, mithin ist das Übersetzungsverhältnis u hier nicht abhängig vom Hub, was einen unbestreitbaren Vorteil bedeutet. Daß trotzdem im allgemeinen die schwingende Kurbelschleife vorgezogen wird, hat seinen Grund in der Möglichkeit bequemeren Einbaues —

¹⁾ Ruppert, Aufgaben und Fortschritte, S. 96/97. Berlin 1907. Julius Springer.

unter dem Schlitten — und im Fortfall der Schubstange, durch die eine sperrige Konstruktion entsteht.

Die Entwicklung des Geschwindigkeitsdiagramms (Fig. 92) folgt aus Fig. 91, unter Benutzung eines Momentanpoles M :

$$c = v_1 \frac{AM}{BM} = v_1 \frac{FC}{BC}; \quad v_1 = v_2 \frac{BC}{DC}; \quad v_2 = v \frac{DG}{2r};$$

also

$$c = \frac{v}{2r} \frac{DG \cdot BC \cdot FC}{DC \cdot BC} = \frac{\omega}{2} \cdot \frac{DG \cdot FC}{DC}.$$

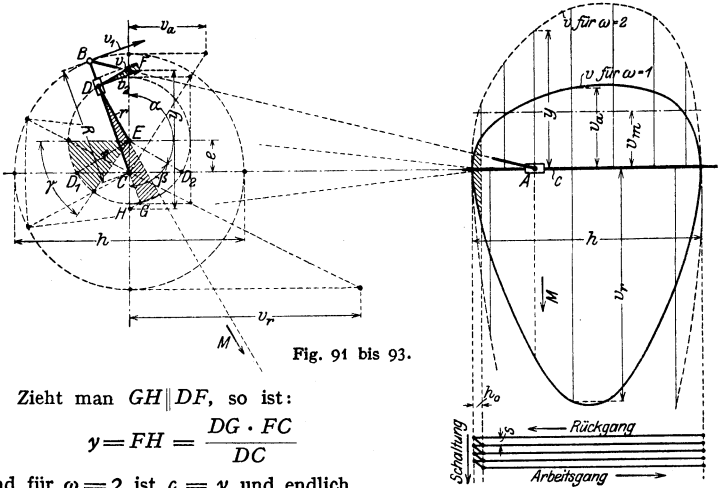


Fig. 91 bis 93.

Zieht man $GH \parallel DF$, so ist:

$$y = FH = \frac{DG \cdot FC}{DC}$$

und für $\omega = 2$ ist $c = y$ und endlich

Gleitgeschwindigkeit des Schlittens : $c = \frac{y}{2}$ (für $\omega = 1$).

Der exzentrische Antrieb des Kurbelarmes ist aus Fig. 438, die übrige Anordnung, wie obenerwähnt, aus Fig. 417 zu erkennen.

Anordnung mehrerer Drehzahlen für die verschiedenen Hübe ist auch für diese Ausführung nötig, stellt aber, wie unten nachgewiesen werden soll, nicht einen besonders großen Nachteil dar.

Die Schaltung (Fig. 93) kann auch hier ohne Schwierigkeiten abgeleitet werden.

In Fig. 94 ist die Kombination einer schwingenden Kurbelschleife mit vorgelagerter, umlaufender und exzentrisch angetriebener Kurbel dargestellt, und in Fig. 95 ist das entsprechende Geschwindigkeitsdiagramm wiedergegeben.

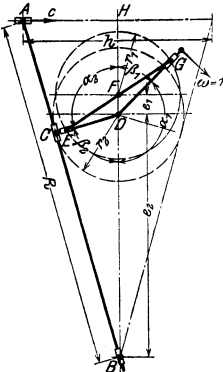


Fig. 94.

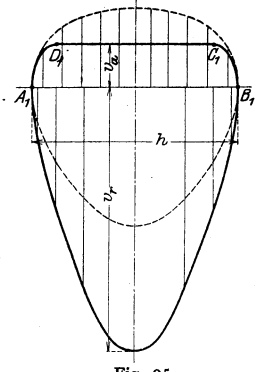


Fig. 95.

entsprechende Geschwindigkeitsdiagramm wiedergegeben.

Die gestrichelt eingetragene Kurve zeigt das Geschwindigkeitsdiagramm für den Fall, daß Kurbelzapfen C (Fig. 94) gleichförmige Winkelgeschwindigkeit ω hätte. Bei der vorliegenden Anordnung hat aber nicht Punkt C , sondern Punkt G (C gegenüber exzentrisch gelagert) gleichförmige Winkelgeschwindigkeit und die Veränderung von ω für den treibenden Kurbelzapfen C bewirkt den Geschwindigkeitsverlauf nach der voll ausgezogenen Kurve. Ihre gute Übereinstimmung — wenigstens was den Verlauf von v_a betrifft — mit dem Ideal-diagramm Fig. 86 ist ohne weiteres zu erkennen. Eine Verkleinerung des Hubes beeinflußt ebenfalls, und zwar ungünstig, die Rücklaufbeschleunigung u , doch nicht annähernd in dem Maße, wie bei der allgemein üblichen Ausführung.

c) Schraube und Mutter.

Fig. 96 zeigt einen Schlitten, der durch Schraube und Mutter bewegt wird. Angenommen wurde, daß die Mutter zum Zwecke der Nachstellung eine Teilung in der Längsachse erhalten hat und infolge von Nachstellung der unteren Mutterhälfte senkrecht zur Achse ein Verlagern der Mutterachse und Verbiegen der Schraubenspindel stattfindet. Wird der Schlitten von links nach rechts beansprucht, so entsteht eine Knickbelastung der Schraube, der sie besonders dann nicht gewachsen sein wird, wenn vorher schon eine Verbiegung auftrat.

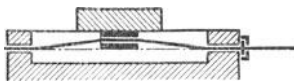


Fig. 96.

Fig. 96 lehrt also:

1. Die Schraubenspindel ist stets so zu lagern, daß sie außer den unvermeidlichen verdrehenden Kräften nur noch Zugkräfte aufzunehmen gezwungen ist.
2. Die Schraubemutter ist behufs Nachstellung stets so zu teilen, daß durch Nachstellung keine Änderung der Achsenlage eintritt.

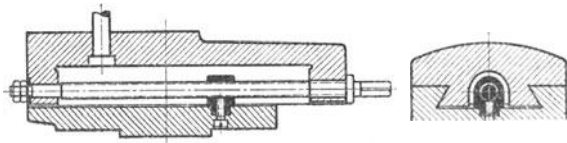


Fig. 97/98.

Fig. 97/98 zeigen das Beispiel einer richtigen Lagerung der Schraubenspindel, Fig. 99/100 und 101 bis 103 zwei Ausführungen der Mutter, durch die eine richtige Achsenlage auch beim Nachstellen gewahrt bleibt. Wenn der Druck auf den Schlitten im allgemeinen nur in einer Richtung erfolgt, ist die Mutter so zu teilen, wie Fig. 104 zeigt, damit die eigentliche Mutter B und nicht der nachstellbare Teil C , oder die Stellschrauben, die Beanspruchung auszuhalten haben. Wechselt die Druckrichtung, so sind in den Teilen B und C gleichviel Gewindegänge vorzusehen und die Stellschrauben so zu bemessen, daß sie den Druck

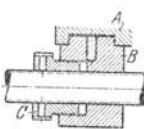


Fig. 99.

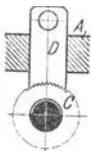


Fig. 100.

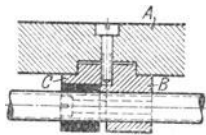


Fig. 101.



Fig. 103.

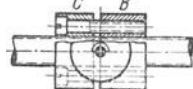


Fig. 102.

oder die Stellschrauben, die Beanspruchung auszuhalten haben. Wechselt die Druckrichtung, so sind in den Teilen B und C gleichviel Gewindegänge vorzusehen und die Stellschrauben so zu bemessen, daß sie den Druck

aufzunehmen vermögen. Können wie bei der Leitspindelmutter (siehe später), beide Mutterhälften gleichzeitig verstellt werden, so gibt eine Teilung der Mutter in axialer Richtung zu Bedenken keinen Anlaß mehr.

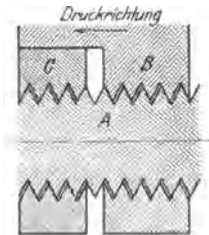


Fig. 104.

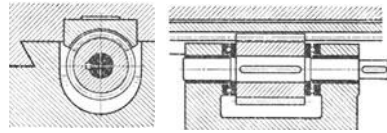


Fig. 105 und 106.

Fig. 105, 106 zeigen die Langmutter mit kurzer Schraube (Schnecke). Meist ist die Mutter ungeteilt, weil genügend große Anlageflächen zwischen Mutter und Schraube geschaffen werden können. Die gedrungene Schnecke kann im Ölbad laufen, und der Axialdruck kann durch Kugellager gut aufgenommen werden. Eine gewisse Unbequemlichkeit bietet der Antrieb, da auf der Schneckenwelle nur ein kleines Antriebsrad untergebracht werden kann, dessen Durchmesser höchstens gleich dem Kerndurchmesser der Schnecke sein darf. Die Schnecke wird meist aus Stahl, die Langmutter aus Rotguß oder Phosphorbronze, in vielen Fällen aus Gußeisen hergestellt.

Liegt die Ausführung Fig. 96 bis 103 vor, so ist zu bedenken, daß die Mutter nicht aus zu weichem Werkstoff — Gußeisen und auch Stahl sind sehr geeignet —, jedenfalls nicht aus Messing oder Rotguß hergestellt werden darf.

Die unvermeidlichen, scharfkantigen Staubteilchen setzen sich in dem weichen Material der Mutter fest und kehren ihre scharfen, schneidenden Kanten der Schraube zu, die sie abschleifen¹⁾. Da die Schraube hauptsächlich an einer Stelle benutzt werden wird, so muß die Abnutzung dann an dieser Stelle stattfinden, die Mutter hier schlottern und an anderen Stellen der Schraube zu fest gehen. Besteht die Mutter aus dem härteren Material, so setzen sich die schleifenden Staubteilchen in der Schraube fest, die kurze Mutter wird auf ihrer ganzen Länge ausgeschliffen — ein Übelstand, dem man zunächst durch Nachstellen, schließlich durch Erneuern der kurzen Mutter begegnen kann, während die lange, teure Schraube erhalten bleibt.

Bei Anwendung der Langmutter liegen diese Bedenken natürlich nicht vor, es findet auch ein besserer Schutz gegen Staubfall statt.

d) Zahnrad und Zahnstange,

heute nur noch in Evolventenverzahnung ausgeführt, sind mit Rücksicht auf den bei kleinen Zähnezahlen auftretenden Unterschnitt — der bei dem meist üblichen Konstruktionswinkel von 75° schon bei weniger als 30 Zähnen des Triebes, bei 70° bei weniger als 17 Zähnen auftritt — auszuführen. Man muß also entweder das Trieb mit 30 Zähnen oder mehr — bei Tischhobelmaschinen mit 40 und 50 und oft noch mehr — Zähnen ausführen, oder in irgendeiner der in dem Kapitel Maschinenelemente aufgeführten Arten von der Normalform abweichen. Praktisch tritt der Fehler erst bei 20 und weniger als 20 Zähnen in die Erscheinung²⁾.

Fig. 107 zeigt ein Trieb mit 12 Zähnen, Mod. = 3 mm, das so weit aus der Zahnstange hergehoben ist, daß die Kopfbahn der Stange gerade

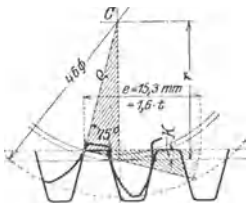


Fig. 107.

¹⁾ Es ist bekannt, daß weiche Schleifscheiben, auf die loser Schmirgel aufgebracht wird, wesentlich schärfer angreifen als harte Scheiben.

²⁾ S. hierzu Toussaint, Vermeidung des Unterschnittes usw. Zeitschrift: „Der deutsche Werkzeugmaschinenbau“ 1918. Uhlands techn. Verlag.

durch den Punkt hindurchgeht, in dem die Konstruktionslinie den Grundkreis berührt. Natürlich ist der Kopfkreisdurchmesser dann nicht mehr $d_k = (Z + 2)m$, d. h. $d_k = 14 \cdot 3 = 42$, sondern größer, im vorliegenden Falle 46 mm groß. Oft ist man gezwungen, zu diesem Hilfsmittel oder, unter Beibehaltung normaler Lage der Teillinie, zur Ausbildung der Zahnstangenköpfe nach einer Zyloide zu greifen, wenn Raummangel oder — wie beim Vorschub der Bohrspindel an der Bohrmaschine — ein sonst zu stark anwachsendes Drehmoment am Trieb zur Vorsicht mahnen. Das Beispiel zeigt, wie groß bei dieser geringen Zähnezahl die Eingriffdauer (1,6 t) noch gehalten werden kann.

e) Schnecke und Zahnstange.

Fig. 108, 109 zeigt den Antrieb der Sellers-Tischhobelmaschine, der, eine Kombination aus den Getriebearten unter c und d , gewissermaßen den Eingriff von zwei Zahnstangen ineinander darstellt.

Die Zahnstange — gestrichelt angedeutet — liegt über der Schnecke, die um ihren Steigungswinkel + Reibungswinkel schräg gegen die Zahnstangenrichtung angeordnet worden ist. Von dem auf die Zahnstangenzähne wirkenden Normaldruck N kommt nämlich nur die eine Komponente als Vorschubkraft in Frage, die andere,

$$W = N \cdot \operatorname{tg} \varrho = N \cdot \mu,$$

wird in Reibungswärme und Abnutzungsarbeit umgesetzt.

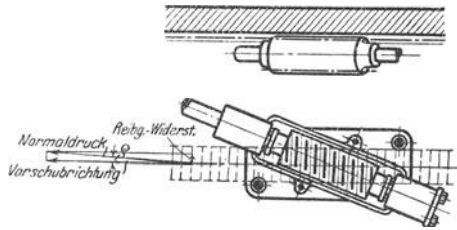


Fig. 108 und 109.

4. Kupplungs- und Schalteinrichtungen.

a) Kupplungen für dauernde Mitnahme

dienen zur Übertragung der Drehbewegung von einer Welle auf die andere unter Vermittlung von Kugelgelenken (Cardanisches Gelenk).

Eine mittlere, ausziehbare Welle II ist mit zwei in einer Ebene stehenden Bügeln ausgerüstet, in denen Schrauben sitzen, die in Bohrungen von 2 Kugeln greifen. Jede dieser Kugeln enthält noch eine zweite, zur ersten rechtwinklige Bohrung, in die treibende, in gleichen Bügeln der Wellen I und III gelagerte Schrauben eingreifen (Fig. 110, 111).

Soll die getriebene Welle III ständig die gleiche Winkelgeschwindigkeit haben wie Welle I , so müssen die Wellen parallel gelagert sein. Für die Größe der Drehwinkel von Welle II besteht die Beziehung:

$$\operatorname{tg} \alpha_{II} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_I}{\cos \delta_1},$$

wenn α_I , α_{II} die in den gleichen Zeiten von den Wellen I und II durchlaufenen Drehwinkel darstellen und δ_1 den Winkel zwischen den beiden Wellenrichtungen angibt.

Stehen die Bügel der Welle II in einer Ebene, so ist $\operatorname{tg} \alpha_{III} = \operatorname{tg} \alpha_{II} \cdot \cos \delta_2$, mithin, wenn $\delta_1 = \delta_2$ ist, d. h. die Wellen I und III parallel sind:

$$\operatorname{tg} \alpha_{III} = \operatorname{tg} \alpha_{II} \cdot \cos \delta_2 = \frac{\operatorname{tg} \alpha_I \cdot \cos \delta_2}{\cos \delta_2} = \operatorname{tg} \alpha_I$$

d. h. in diesem Falle (Fig. 110) sind die Winkelgeschwindigkeiten: $\omega_{III} = \omega_I$.

Im Diagramm Fig. 112 sind die Unterschiede zwischen α_{II} und α_I für α_I von 0 bis 360° graphisch aufgetragen; man sieht, daß im ersten Quadranten Welle *II* der Welle *I* voraneilt, daß nach einer Vierteldrehung der Unterschied ausgeglichen ist, daß im zweiten Quadranten *II* hinter *I* zurückbleibt und sich das Spiel von 180° bis 360° wiederholt. Bei richtiger Anordnung der Bügel an Welle *II* gleicht sich der Fehler für Welle *III* wieder aus, so daß stets

$$\alpha_{III} - \alpha_I = 0$$

oder

$$\omega_{III} = \omega_I.$$

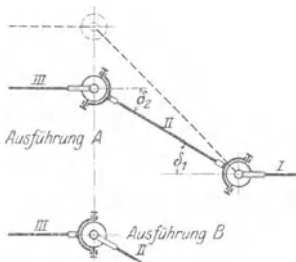


Fig. 110 und 111.

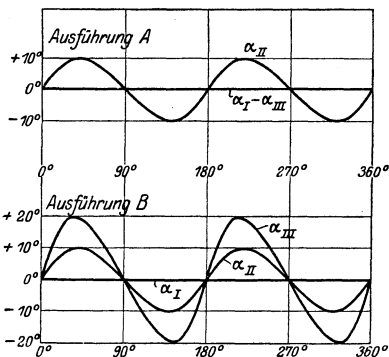


Fig. 112 und 113.

Werden dagegen (Fig. 111) die Bügel der Welle *II* um 90° gegeneinander versetzt, so besteht die Gleichung:

$$\operatorname{tg} \alpha_{III} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_{II}}{\cos \delta_2} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_I}{\cos \delta_1 \cdot \cos \delta_2}$$

und für $\delta_1 = \delta_2 = \delta$:

$$\operatorname{tg} \alpha_{III} = \frac{\operatorname{tg} \alpha_I}{\cos^2 \delta}.$$

In Fig. 113 ist der Einfluß der unrichtigen Anordnung und die Steigerung des Fehlers für die Welle *II*, beim Übergang auf Welle *III*, zu erkennen.

Für $\delta = 45^\circ$, also $\cos \delta = \frac{1}{2}\sqrt{2}$ und $\cos^2 \delta = \frac{1}{2}$ ist dann:

$$\operatorname{tg} \alpha_{III} = 2 \operatorname{tg} \alpha_I,$$

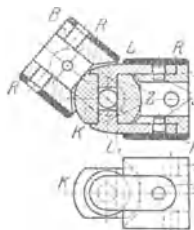


Fig. 114/115.

was ein Maximum des Fehlers bei $\alpha_I \approx 30^\circ$ (nämlich $\alpha_{III} = 49^\circ 24'$) ergibt. Da die Kugelgelenke — nach Angabe der herstellenden Firmen — bis zu einem Winkel $\delta = 40^\circ$ benutzt werden dürfen, so ist also der in den Diagrammen dargestellte Wert nicht als übertrieben anzusehen.

In den Fig. 114 u. 115 ist ein Kugelgelenk der Fritz Werner-Aktiengesellschaft dargestellt, das recht große Kräfte zu übertragen vermag. Die mit Kreuzloch versehene Kugel *K* wird durch die Zapfen *Z* der Laschen *L*, *L*₁ mitgenommen. Die Laschen sind in die Körper *A* und *B* eingelassen, durch Stifte *S* am Herausziehen verhindert und durch das übergeschobene Rohr *R* in ihrer Lage gesichert.

Die ausziehbare Welle muß natürlich mit Nut und Langfeder versehen sein.

b) Ausrückbare Kupplungen.

α) **Zahnkranzkupplungen**, wie solche in Fig. 77–79 radial wirkend, in Fig. 496, 497 axial wirkend dargestellt sind, müssen als sehr gut angesehen werden, wenn genügend Platz vorhanden ist und, wenigstens für axiales Einschieben, die Zahnlücken seitlich ausgerundet sind.

β) **Klauenkupplungen.** Fig. 116/117 zeigen eine Kupplungsklaue, die, auf die eine Welle verschiebbar aufgedrückt, die andere Welle zur Drehung zwingt. Zur Erleichterung der Herstellung sei darauf hingewiesen, daß bei ungerader Anzahl der Kupplungszähne jedesmal zwei Zahnflanken auf einmal — die Fräswerke sind einschrafft — bearbeitet werden können, was bei gerader Anzahl der Kupplungszähne unmöglich ist. Anwendungen der Kupplungszähne zeigen die Fig. 84, 118¹⁾.

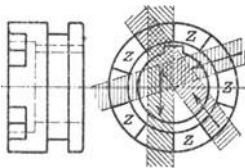


Fig. 116. Fig. 117.

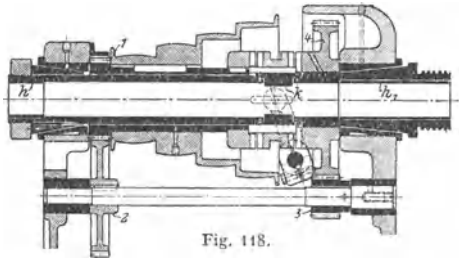


Fig. 118.

Ähnlich den Klauenkupplungen wirken die Stiftkupplungen, von denen die Fig. 119, 120 Ausführungsbeispiele darstellen. Besonders einfach und billig ist die in Fig. 116 dargestellte Kupplung der Firma Ludw. Loewe & Co.

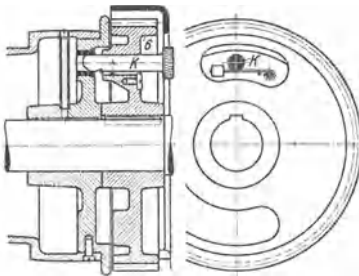


Fig. 119.

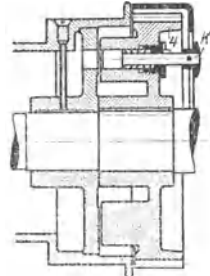


Fig. 120.

Eine Sicherheitskupplung, die bei Überanstrengung sich selbst löst, da die Reibung in den schräg gefrästen Kupplungszähnen und der Federdruck überwunden werden, zeigt Fig. 121.

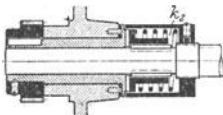


Fig. 121.

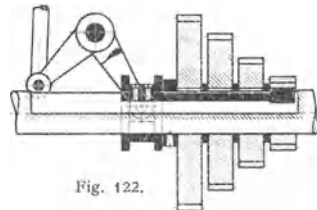


Fig. 122.

γ) **Ziehkeilkupplungen** dienen dazu, je eins von verschiedenen, lose auf der Welle laufenden Rädern mit dieser zu verbinden. Eine der einfachsten Ausführungen zeigt der Ziehkeil der Wandererwerke, Fig. 122. Allen Ziehkeilanordnungen, wie solche z. B. auch noch in den Fig. 290 und 463 dargestellt sind, haftet der Mangel an, daß eine starke Schwächung der Welle unvermeidlich ist; auf der

¹⁾ Siehe hierzu Maschinenteile, Kupplungen, Bd. I, S. 673 ff.

anderen Seite benötigen die Ziehkeile keinen oder nur wenig Platz zwischen den Rädern, was eine geringe Baulänge gestattet¹⁾).

δ) **Reibkupplungen.** Bei diesen Kupplungen wird entweder eine kegelige — oder doppelkegelige — Scheibe, die meist die getriebene Welle durch Feder und Nut mitnimmt, in das eine oder in das andere Antriebsorgan hineingezogen und so die Drehzahl oder die Drehrichtung — oder beide — der getriebenen Welle verändert, oder es wird ein geschlitzter Mitnehmer mit zylindrischem Mantel aufgespreizt und in einen Hohlzylinder auf der getriebenen Welle saugend eingepreßt.

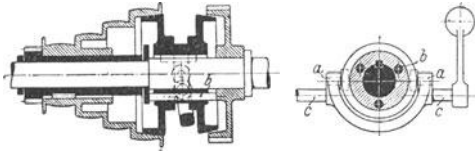


Fig. 123/124.

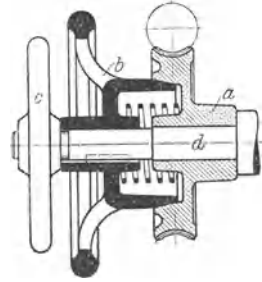


Fig. 125.

Kupplungen der ersten Art sind entweder reine Reibkupplungen, wie Fig. 394 oder Figur 123/124, oder Reibkupplungen mit Sicherung, wie in Fig. 125, wo durch einen Wörtel *c* das mit konischem Ansatz versehene Handrad *b* durch Reibung das Schneckenrad *a* mitnimmt; oder wie in Fig. 123, wo die Muffe *m* die Sichel *s* umlegt und diese

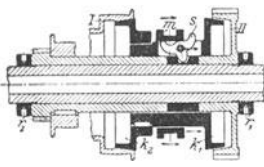


Fig. 126.

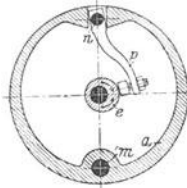


Fig. 127.

mit einer Nase die Doppelkupplung k_1, k_2 in dem einen oder anderen Sinne vorschreibt; die Muffe hindert auch gleichzeitig ein Lösen der Kupplung.

Kupplungen der zweiten Art sind die Spreizkupplungen, von denen Fig. 127 eine der einfachsten Ausführungen darstellt, sie sind bei der Böhrring Drehbank

S. 645 und bei der Löwe-Bohrmaschine S. 693 angewendet und werden dort näher beschrieben. Alle Reibkupplungen bieten den Vorteil, daß sie ohne Anhalten der Maschine aus- und eingerückt werden können und daß der Stoß beim Einrücken gemildert wird. Allerdings sind sie in bezug auf sichere und dauernde Mitnahme nicht immer zuverlässig; vielfach werden sie deshalb nachstellbar angeordnet (s. S. 579 und 580).

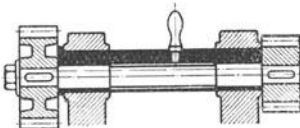


Fig. 128.

ε) **Betätigung der Kupplungen.** Von diesen Einrichtungen zeigen die Fig. 128 und 282 eine Bauart zum Ein- und Ausschwenken der Vorgelegewelle, Fig. 486 eine solche zum gleichzeitigen Ausschwenken dieser Welle und zur Betätigung des Mitnahmestiftes für unmittelbare Mitnahme.

Verstellung der Kupplungsklaue zeigen die Fig. 118, 123, 124, 468, 491, Verstellung des Ziehkeils die Fig. 122, 290.

Diese Getriebeteile werden vielfach schon als Normalien hergestellt und sind am besten den Sonderkatalogen der entsprechenden Firmen zu entnehmen.

¹⁾ Siehe Ruppert, Fortschritte und Erfahrungen, S. 164/165; Löwe, Stufenscheibe oder Räderkasten?

c) Gesperre.

α) **Ruhende Gesperre** dienen nur zur Unterbrechung einer Bewegung und unterscheiden sich in ihrem Anwendungsgebiet und auch in ihrer konstruktiven Durchbildung nicht von den z. B. an den Hebezeugen üblichen Anordnungen. Natürlich liegen hier stets Präzisionsgesperre vor, mit sauber bearbeiteten Rädern, und die Forderung, daß der Druck des Sperrades auf die Klinke genau durch den Drehpunkt der Klinke gehe, muß hier ganz scharf beachtet werden.



Fig. 129.



Fig. 130.



Fig. 131.

Die für Lösung der Klinke zur Verfügung stehenden Kräfte sind im Werkzeugmaschinenbau meist so klein, daß ein zusätzliches Moment, das die Klinke in die Zahnücke des Sperrades hineinziehe, nicht überwunden werden könnte; daß dieses zusätzliche Moment nie einen solchen Drehsinn der Klinke erzeugen darf, daß diese aus der Lücke herausgedrückt wird, ist selbstverständlich. Zur Verminderung der Reibung ist auf richtige Anordnung der Sicherungsfeder genau zu achten. In Fig. 129 wird längs eines Weges, der durch den Halbmesserunterschied der beiden gestrichelten Kreisbögen um den Mittelpunkt der Klinke gegeben ist, zwischen Klinke und Feder Reibungsarbeit geleistet; Fig. 130 und 131 zeigen Federanordnungen, die diesen Weg zu Null machen. Fig. 132 zeigt eine umlegbare Klinke, eine Anordnung, die häufig angebracht ist, wenn die Bewegungshemmung von Hand ausgeschaltet werden soll. Fig. 133 zeigt ein sog. stummes Gesperre; solange Drehung im Sinne des Uhrzeigers vorliegt, wird das Sperrrad durch die Klinke an der Drehung gehindert, kehrt der Drehsinn um, so hebt der mit Reibung auf der Achse des Rades sitzende Draht die Sperrklinke aus und hält sie so lange hoch, bis sich der Drehsinn des Rades wieder ändert. Auf diese Art wird das lästige Klappern der leeren Sperrklinke verhindert. Bei Drehung im ersten Sinne wirkt gleichzeitig der Draht als Sicherungsfeder für die Klinke.

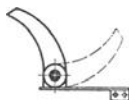


Fig. 132.

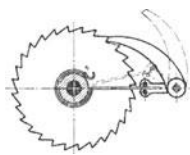


Fig. 133.

β) **Laufende Gesperre**¹⁾. Wird die Sperrklinke an einem umlaufenden Arm befestigt, und zwingt sie ein Sperrrad, an der Drehung des Armes zeitweilig teilzunehmen, so ist damit eine Einrichtung entstanden, die für Schaltung im Werkzeugmaschinenbau von höchster Bedeutung ist. Fig. 134 zeigt die Vereinigung eines laufenden mit einem ruhenden Gesperre. Die am umlaufenden Arme drehbar befestigte Klinke nimmt das Sperrrad mit, solange sich der Arm in der Pfeilrichtung bewegt; kehrt der Arm um, so hebt sich die laufende Klinke aus und die ruhende Klinke hindert die Rückdrehung.

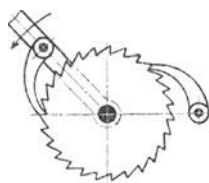


Fig. 134.

Fig. 135, 136 zeigen die Ausführung eines laufenden Gesperres, wie es vielfach an Wagerectstoßmaschinen verwendet wird. Ein Bügel *A*, der lose um die Achse des Sperrades — also konzentrisch zu dessen Teilkreis — schwingen muß, wird von der Schubstange *S* mitgenommen. In *A* führt sich ein Kolben mit Knopf *B*, der durch eine Feder gegen das Sperrrad gedrückt

¹⁾ Siehe Fischer, W. T. 1908, S. 61 ff., „Über Schaltwerke“.

wird und an seiner Stirnfläche als Sperrzahn ausgebildet ist. Das Scharrenrad C (Fig. 135) wird mitgenommen, wenn A im Sinne des Pfeiles I schwingt, der Sperrzahn gleitet aber über die Zähne des Sperrades hinweg, wenn die Schwingung in der Richtung II erfolgt. Ein Stift a , der in eine der Rasten b_1 oder b_3 am Bügel A einfällt, sichert die Lage des Sperrzahnes gegenüber dem Sperrrad C so, daß bei Einlegen des Stiftes a in b_1 Mitnahme im Sinne I , bei Einlegen in b_3 Mitnahme im Sinne II , und bei Einlegen in b_2 überhaupt keine Mitnahme bewirkt wird. Sperrrad C sitzt fest auf Achse D , die also, je nach der Größe des Schwingbogens von A , um einen oder mehrere Zähne des Sperrades C in dem einen oder anderen Sinne mitgenommen werden kann. Fig. 137 zeigt ein Scharrenrad mit gelenkig angeordneter Doppelklinke, die also auch in dem einen oder im anderen Sinne, je nach ihrer Lage, mitnehmen kann; statt des Scharrenrades liegt hier oft ein gewöhnliches Zahnrad vor, das dann gleich für weiteren Antrieb benutzt werden kann.

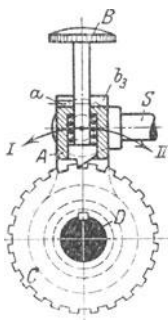


Fig. 135.

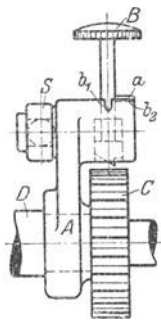


Fig. 136.

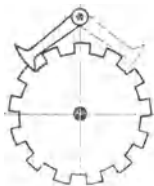


Fig. 137.

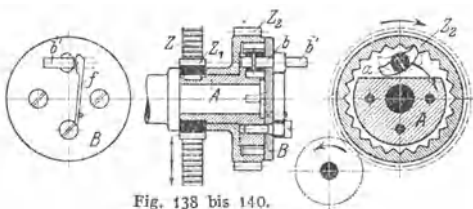


Fig. 138 bis 140.

Fig. 138 bis 140 zeigen die Schaltdose von Gray, bei der der ganze Schaltmechanismus, gegen Staub und Beschädigung geschützt, in das Innere einer Dose eingebaut ist. Die Sperrklinke a — in Fig. 140 im Eingriff, in Fig. 138 und 139 außer Eingriff gezeichnet, gestrichelt in Fig. 140 — ist durch Drehung der Achse b in 3 Lagen zu bringen. Je nachdem sie entweder in der Lage nach Fig. 140 oder entgegengesetzt liegt, nimmt sie in dem einen oder anderen Sinne mit. Gesichert wird die Klinke in ihrer Lage dadurch, daß ein verdickter Teil der Achse b mit einer Kante in eine Rast der Feder f (Fig. 138) einspringt, oder mit einer seiner beiden Flächen gegen den flachen Teil der Feder f anliegt. Achse b ist in Hülse A und ihrem Deckel B gelagert, die, durch Zahnstange Z und Zahnrad Z_1 mitgenommen, b zur Umdrehung zwingen; je nach Lage der Sperrklinke, von außen kenntlich an der Lage des flachen Griffes der Achse b , wird beim Auf- oder Niedergang der Zahnstange Z das Rad Z_2 mitgenommen.

Fig. 141/142 stellen ein Doppelklinken-Schaltwerk dar, bei dem beide Klinken um eine halbe Teilung gegeneinander versetzt sind. In der gezeichneten Lage des Sperrades S fällt die Klinke k_1 ein, nach Drehung um eine halbe Teilung die Klinke k_2 . Will man erreichen, daß in beiden Fällen der Druck der Zahnbrust gegen die Stirnfläche der Klinke durch die Achse C der Klinke hindurchgeht, so muß man dafür Sorge tragen, daß die Berührungspunkte zwischen Zahnbrust und Klinkenstirnfläche auf einem Kreise mit dem Durchmesser MC liegen. Man schlägt also diesen Kreis, trägt den Winkel $\gamma/2$ ein — $\gamma = 360^\circ/\text{Zahnezahl des Sperrades}$ — und bildet die Stirnflächen beider Klinken nach Zylindern mit den Radien CP_1 und CP_2 aus; die Geraden P_1C und P_2C , die tangential an die Kreise durch P_1 und P_2 liegen, geben dann die Druckrichtung an.

Durch Anwendung von drei um je $\frac{1}{8}$ der Teilung versetzten Klinke kann man die Wirkung erzielen, die bei einfacher Klinke nur mit einem entsprechend feiner geteilten Sperrade möglich wäre.

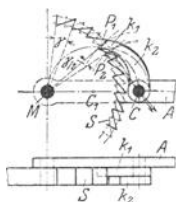


Fig. 141/142.

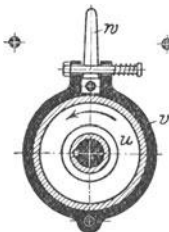


Fig. 143.

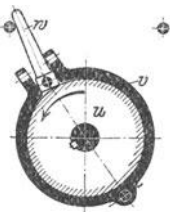


Fig. 144.

Ein Reibgesperre ist in Fig. 143 und 144 dargestellt (s. Hobelmaschine von Böhlinger, Fig. 426). Eine im Sinne des Pfeiles umlaufende Scheibe u nimmt den Kranz v durch Reibung so lange mit, bis der Hebel w an den linken Anschlag anstößt, die Spannung der Feder überwindend den Kranz v aufspreizt und so die Reibung aufhebt. Erst bei Rückdrehung von u nimmt die Reibung den Kranz v von neuem mit, bis sich, beim Anstoßen von w an den rechten Anschlag, dort das Spiel wiederholt. Werden die Anschlagstifte auf einem Stellbogen angeordnet, so läßt sich natürlich auch hier der Winkel des Ausschlagelages und damit die Größe der durch Kranz v und die ihm nachgeordneten Teile hervorzubringenden Schaltung einstellen.

Ein laufendes Gesperre für ununterbrochene Schaltung ist in Fig. 145 dargestellt. Bei Hingang des Punktes A in der Richtung I schaltet die Klinke K_1 , bei Rückgang in der Richtung II schaltet Klinke K_2 Rad B in der Pfeilrichtung. Ordnet man auf einer Achse zwei Sperräder an, auf deren einem die Klinke K_1 , auf deren anderem K_2 schleift, so kann man ruckweise Schaltung für beide Räder in entgegengesetzter Richtung bewirken; Umlegen der Klinken in die gestrichelten Lagen bewirkt, bei gleicher Bewegung von A , Mitnahme in umgekehrter Richtung.

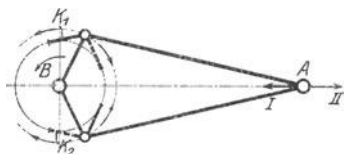


Fig. 145.

7) **Betätigung der Gesperre.** Die Bewegung für die laufenden oder Schaltungsgesperre wird in der Regel von einer Welle her eingeleitet, die sich um einen mehr oder minder großen Winkelbetrag dreht, der meist 180° nicht überschreitet, es sei denn, daß die Schaltung, wie oben beschrieben, von einer sich ständig drehenden Welle durch ein Reibgesperre abgeleitet wird. In den oben genannten Fällen, und auch dann, wenn der Antrieb von einer Welle her erfolgt, die sich während eines Arbeitsganges mehr als einmal, und zwar stets in der gleichen Richtung umdreht (s. Fig. 4C8), stellt der Kurbeltrieb die beliebteste Art der Antriebsmechanismen dar; auf seine Vorzüge für diesen Zweck besonders hinzuweisen erscheint nötig.

Das Sperrrad und die ihm nachgeordneten Getriebeteile stellen ruhende Massen vor, die durch die Sperrklinke beschleunigt werden sollen. Es wird also nötig sein, die Bewegung der Sperrklinke so zu regeln, daß sie, mit einer ganz geringen Eigengeschwindigkeit auftreffend, das Sperrrad, entsprechend ihrer wachsenden Geschwindigkeit, nach und nach beschleunigt. Hierzu ist der Kurbeltrieb ganz besonders geeignet, der in der Nähe beider Nulllagen der Schubstange eine geringe Geschwindigkeit übermittelt, so daß die Klinke mit kleiner Anfangsgeschwindigkeit das Gesperre zum Mitlaufen zwingt. Bei

der meist verwendeten Anordnung, die in Fig. 146 wiedergegeben ist — s. hierzu auch Fig. 429 —, wird nun allerdings meist der mittlere Teil des Kurbelweges allein benutzt, um der Schaltstange die Bewegung zu erteilen, und es liegt deshalb die Gefahr vor, daß die Klinke gleich zu Anfang eine ziemlich große, dann allerdings annähernd gleichmäßige Geschwindigkeit annimmt. Es müssen also die der Antriebskurbel vorgeordneten Getriebeteile so beschaffen sein, daß sie vorläufig gleiten, bis allmählich die Massenwiderstände im Schaltantrieb überwunden sind.

Besonders muß darauf geachtet werden, daß gleich zu Anfang die Sperrklinke fest gegen die Sperrzähne des Rades anliegt, weil sonst, wegen der dann sicher schon ziemlich großen Geschwindigkeit der Klinke, beim Auftreffen ein nicht unbedeutlicher Stoß auftritt.

Aus diesem Grunde muß auch die in Fig. 147 dargestellte, vielfach übliche Einrichtung bedenklich erscheinen, weil bei Beschränkung des Wirkungskreisbogens der Sperrklinke, wenigstens wenn dadurch der erste, mit geringerer Geschwindigkeit zurückgelegte Wegteil fortfällt, diese gleich mit großer Anfangsgeschwindigkeit auf die Sperrzähne auftrifft. Es ist nämlich eine Scheibe *b* vorgesehen,

die die Sperrklinke aushebt, wenn sie beim Ausholen zum Hube (in der Figur also bei Drehung nach dem gestrichelten Pfeil) mit dem an ihr befindlichen Stift auf den kurvenförmig ausgebildeten Teil von *b* auftrifft; beim Zurückgehen fällt dann die Klinke erst später — und zwar mit voller Geschwindigkeit — in die Sperrzähne ein.

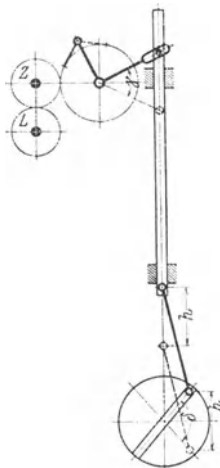


Fig. 146.

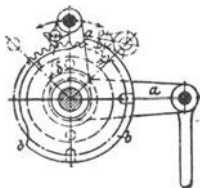


Fig. 147.

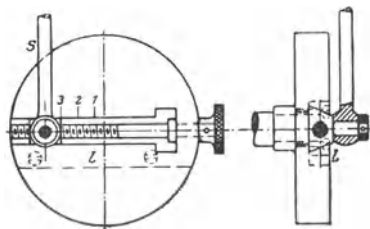


Fig. 148 und 149.

Besser wäre es, den letzten Teil des Klinkenweges zu beschneiden, obgleich wegen des Druckes zwischen Klinke und Sperrzahn dann einem Ausheben größere Widerstände entgegenstehen. Befriedigender und auch wohl einfacher ist die in Fig. 148/149 dargestellte Anordnung, den Weg *h* (Fig. 146) durch Verkleinern des Hebelarmes einzustellen, besonders wenn eine Stellschraube dem Arbeiter gestattet, die Klinke so zu regeln, daß sie bei Beginn des Schalthubes gegen die Brust des Sperrzahnes anliegt; eine Teilung kann, wenn richtig benutzt, zur Grobeinstellung der Zahl der mitzunehmenden Zähne dienen.

Eine besonders feinfühligere Schalteinrichtung erhält man bei Benutzung einer Kurvenscheibe, die entweder als einfache Nockenscheibe oder als Scheibe mit einer Kurvennut (Fig. 150—152) ausgebildet werden kann; im ersten Falle muß natürlich eine Feder für Rückzug des Kurbelarmes sorgen.

In Fig. 150 ist die Konstruktion der Nutscheibe gegeben. Die Rolle *a*, — s. auch Fig. 151 — mit dem Drehpunkt in *C*, soll sich um den Winkel δ

drehen, während die Kurvenscheibe sich um den Winkel γ dreht; die Anfangslage der Rolle ist a_1 . Da die Bewegung langsam eingeleitet und auch gegen Ende des Hubes $a_1 a$ hin verlangsamt werden soll, so ist der Bogen $a_1 a$ in ungleiche Teile geteilt worden, die der Deutlichkeit wegen auf einem Hilfsbogen außerhalb der Kurve angetragen und mit 1 bis 16 bezeichnet worden sind (bei den Punkten 2, 8, 10 und 16 sind die Zahlen fortgelassen, weil sie sonst zu dicht ständen). Die Punkte 1 bis 16, auf den Bogen $a_1 a$ bezogen, stellen dann die verschiedenen Lagen von a vor. Man denke sich nun, nicht die Kurvenscheibe drehe sich um M , und der Schwingungsmittelpunkt c stünde fest, sondern die Scheibe stünde fest, und der Punkt c bewege sich um M mit Mc als Radius, und zwar je

um den Winkel $\frac{\gamma}{2}$ links und rechts

herum. Dann werden Kreise um M , durch die Punkte 1 bis 16 auf Bogen $a_1 a$, geometrische Örter der gesuchten Kurvenpunkte sein, und die zugehörige Gruppe von geometrischen Örtern werden Kreise mit ca als Radius um die Lagen I bis XVI des Punktes c darstellen.

Die tatsächlich auszuarbeitende Kurve erhält man, wenn man um die so gefundenen Kurvenpunkte Kreise mit dem Halbmesser der Rolle a schlägt. Die Kurve würde symmetrisch werden, wenn $a_1 a$ eine Gerade wäre; hier ist sie unsymmetrisch. Kommt nur Schaltung in einer Richtung vor, was aber selten ist, so kann man die Kurve, die den Hebel h (Fig. 151) zurückdrückt, weniger sorgfältig ausbilden. Der Winkel γ entspricht dem in Fig. 90 und 91 eingetragenen und ist nur hier, ebenso wie der Hub $a_1 a$, der Deutlichkeit halber übertrieben groß gezeichnet.

d) Einrichtungen für genaue Wegbegrenzung.

α) **Theoretische Grundlagen¹⁾**. In dem mit der Geschwindigkeit v gleitenden Schlitten einer Werkzeugmaschine ist das Arbeitsvermögen

¹⁾ Siehe Fischer, Wendegetriebe, Z. Ver. deutsch. Ing. 1898, S. 517 ff.; Genaue Wegbegrenzung, W. T. 1908, S. 345.

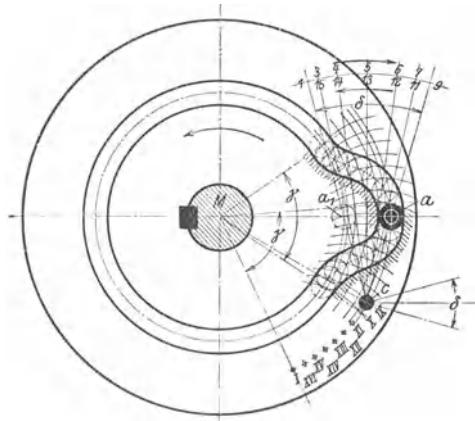


Fig. 150.

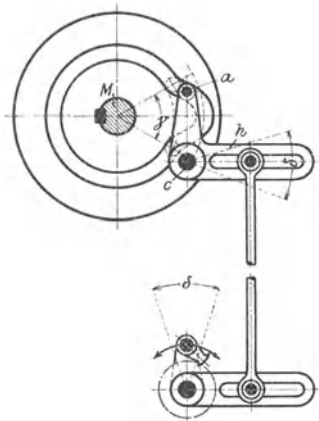


Fig. 151 und 152.

$$E_k = \frac{m \cdot v^2}{2} = \frac{G \cdot v^2}{2 \cdot g}$$

enthalten; soll er durch Reibung allein auf dem Wege h_0 zur Ruhe kommen, so muß die Reibungsarbeit $A_r = G \cdot \mu \cdot h_0$ gleich dem Arbeitsvermögen sein, also

$$G \cdot \mu \cdot h_0 = \frac{G \cdot v^2}{2 \cdot g}.$$

Setzt man $\mu = 0,051^1)$ und $g = 9,81$ m/sek² ein, so ist $2g \cdot \mu = 1$ und

$$h_0 = \frac{v^2}{2 \cdot g \cdot \mu} = v^2,$$

d. h. bei $v = \begin{array}{|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|c|} \hline 1 & 0,9 & 0,8 & 0,7 & 0,6 & 0,5 & 0,4 & 0,3 & 0,2 & 0,1 & 0,05 & 0,01 & \text{m/sek.} \\ \hline \text{ist } h_0 = & 1 & 0,81 & 0,64 & 0,49 & 0,36 & 0,25 & 0,16 & 0,09 & 0,04 & 0,01 & 0,0025 & 0,0001 \text{ m} \\ \hline \end{array}$

Bei der angenommenen Reibungsziffer und einer Schnittgeschwindigkeit von $0,2$ m/sek = **12 m/min**, wie sie heute häufig vorkommt, würde also der Schlitten nach einem Überwege von **40 mm** stillstehen, wenn der Antrieb ausgeschaltet würde und keine anderen Kräfte als die der Massenwirkung des Schlittens selbst in Frage kämen. Wie aber weiter unten — bei Besprechung der Hobel- und Stoßmaschinen — näher begründet werden soll, spielt die in den umlaufenden Getriebeteilen aufgespeicherte Arbeit eine wesentlich größere Rolle, und die schnellaufenden Antriebscheiben, deren Arbeitsvermögen $\frac{J\omega^2}{2}$ ist, würden den Tisch um einen viel größeren Betrag h_0 vorwärts schieben. Noch erheblicher ist das Gleitbestreben des Tisches, wenn er am Ende des schnellen Rücklaufes angelangt und in den Getriebeteilen, entsprechend der zwei- bis vierfachen Rücklaufgeschwindigkeit, das vier- bis sechzehnfache Arbeitsvermögen vorhanden ist.

Führt der Schlitten nur die Schaltbewegung aus, wie bei Drehbänken, Fräsmaschinen und den anderen Werkzeugmaschinen mit kreisender Hauptbewegung, so ist die Geschwindigkeit so klein, die Drehzahl der umlaufenden Antriebsteile so gering, daß, gleiche Reibungsziffer angenommen, der Überweg h_0 eine Größe ist, die nicht mehr in Frage kommen kann. Weil hier meist unmittelbar vor dem Schlittenantrieb die Entkupplung eintreten kann, so handelt es sich tatsächlich nur um das Arbeitsvermögen $\frac{mv^2}{2}$, das durch Schlittenreibung zu vernichten ist. Nimmt man z. B. einen Schaltvorschub von 360 mm/min. für eine Fräsmaschine an, sicher eine der größten Schaltungen, deren eine moderne Fräsmaschine überhaupt fähig ist, so würde der Überweg h_0 , da

$$v = 360 \text{ mm/min.} = \frac{360}{1000 \cdot 60} = 0,006 \text{ m/sek.}$$

ist:

$$h_0 = v^2 = 0,000036 \text{ m} = \mathbf{0,036 \text{ mm}}$$

betragen.

Da eine Betrachtung der Einrichtungen für genaue Wegbegrenzung an Hobel- und Stoßmaschinen demnach viel umfassender sein wird, so soll sie nachstehend als Grundlage für die gesamten Einrichtungen benutzt werden.

β) Genaue Wegbegrenzung an Werkzeugmaschinen mit geradliniger Schnittbewegung. In der Regel wird vom Schlitten aus eine Steuerwelle betätigt, die bestimmt ist, das Wendegetriebe, bei älteren Ausführungen auch das Schaltgetriebe, in Tätigkeit zu setzen; bei neueren Ausführungen ist für das Schalt-

¹⁾ Dieser Wert für μ ist nur gewählt worden, damit $2 \cdot g \cdot \mu = 1$ wird.

getriebe eine besondere Kraftquelle vorgesehen, die durch die Steuerwelle, unmittelbar oder mittelbar, ausgelöst wird.

In Fig. 153/154 ist eine einfache Umsteuerungseinrichtung dargestellt; ein Anschlag A_1 schlägt gegen den Knaggen K_1 des „Stiefelknechtes“ und bringt bei Vollendung des Überweges h_0 (siehe oben) die senkrecht zur Bewegungsrichtung des Schlittens angeordnete Steuerwelle zum Umfallen. Die Steuerwelle dreht sich um den Winkel γ ; es wird also hier eine ähnliche Teildrehung ausgelöst, wie sie schon oben (Fig. 88—93) besprochen wurde. Der Tisch kehrt um — siehe unten, Wendegetriebe — und nach Vollendung des Rücklaufes schlägt A_2 gegen den Knaggen K_2 , wodurch die Steuerwelle um den gleichen Weg zurückgedreht wird. Anschlag A_1 ist gekröpft und kann deshalb auch bei senkrecht aufgerichtetem Knaggen K_2 zurücklaufen, ohne die Steuerwelle sofort wieder umzulegen.

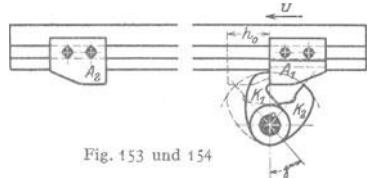


Fig. 153 und 154

Nach Vollendung des schnellen Rücklaufes schlägt der Tisch erstens mit größerer Gewalt gegen den entsprechenden Knaggen der Steuerwelle, dann aber ist auch der Überweg h_0 in diesem Falle größer. Diese beiden Umstände haben dazu geführt, daß bei tiefer gelegter Achse der Steuerwelle der eine Steuerknaggen K_1 für Wegbegrenzung nach Vollendung des Rücklaufes länger ausgeführt wird als der andere (Fig. 155). So ist bei verschieden langem Steuerweg der Anschläge A der Steuerwinkel γ der gleiche. Fig. 155 zeigt außerdem noch eine sog. Umfallsteuerung der Firma Brune. Der Steuerhebel ist mit einem schweren Gewicht und Handhebel ausgerüstet, und sein Schwerpunkt liegt erheblich über dem Drehpunkt; dadurch wird erreicht, daß auf dem Wege h_0 des Steueranschlages A_1 der Hebel gedreht wird, bis sein Schwerpunkt senkrecht über dem Unterstützungspunkte liegt; der dann in der gleichen Drehrichtung umfallende Hebel beschleunigt die Umsteuerungsbewegung, die vorher langsam eingeleitet wurde.

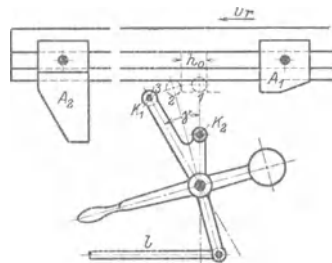


Fig. 155.

Ein Stoß wird auch bei dieser Einrichtung nicht vermieden, doch wird das Wendegetriebe, zu dessen Betätigung die Schubstange l dient, plötzlich gesteuert und der Tisch läuft mit denkbar geringem Überwege h_0 zurück. Statt des Gewichtes benutzt man wohl auch eine Feder, die gespannt wird und deren Spannkraft die Steuerwelle allmählich beschleunigt und schließlich zum Umfallen bringt. Die Wegbegrenzung ist dann meist nicht so genau einstellbar, doch ist der Vorteil der, daß der Stoß vermieden wird, weil die Spannung der Feder allmählich zunimmt, während im Falle der Anwendung eines Gewichtes das zu überwindende Drehmoment gerade zu Anfang am größten ist.

Natürlich kann man auch die Steuerwelle senkrecht anordnen, nicht wagrecht wie in Fig. 153 bis 155, und man findet diese Ausführung auch häufig.

Zwangsläufig stoßfreie Wegbegrenzung erreicht man unter Anwendung einer Steuerwalze nach Fig. 156/157, deren Achse parallel zur Hobelrichtung angeordnet ist. Zur Umsteuerung dienen hier zwei Rollen, die gegen schraubenförmige Bahnen anlaufen und so die Steuerwelle zur Drehung zwingen. Die Steuerflächen haben auch in diesem Falle verschiedene Länge, und der Stoß wird völlig vermieden, da man die Ausbildung der Schraubenflächen

ganz in der Hand hat; andererseits wird natürlich der Überweg h_0 stets groß ausfallen. Eine weitere Ausführungsart s. Figur 426.

γ) **Genaue Wegbegrenzung bei Schaltbewegungen.** In diesem Falle liegen Stöße nie vor, andererseits steht nur ein kleiner Überweg zur Verfügung, so daß Wegbegrenzungseinrichtungen der besprochenen Art nicht in Frage kommen können. Bei Handschaltung genügt eine Anschlagsschraube, wie sie die Bohrmaschine von Hasse & Wrede (Fig. 448) aufweist, deren Grob- und Feinstellung aus der Zeichnung zu ersehen ist.

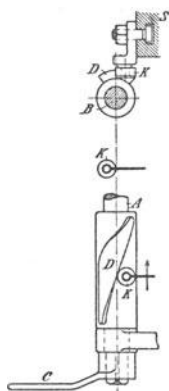


Fig. 156/157.

Fig. 158 stellt die Schaltwegbegrenzung an der Wanderer-Fräsmaschine (Fig. 489) dar, wo ein Anschlag n einen Bolzen niederdrückt, in dessen Aussparung der Zapfen eines Bundes auf der Steuerwelle ragt. Bei Drehung des Bundes wird eine Sperrnase aus ihrer Rast gedrückt und springt, wenn sie über die Trennungskante zur Nachbarrast hinweggehoben ist, plötzlich in diese ein. Dadurch wird die Steuerwelle ruckweise um einen Betrag gedreht, der genügt, die Mitnehmerklaue eines Kegelradwendegetriebes (siehe unten) umzulegen. Fig. 156 entspricht dem Schnitt AB an Fig. 489.

Selbsttätige Wegbegrenzungen an Bohrmaschinen werden meist durch Feinstellschrauben betätigt, die eine Kupplung auslösen, wenn die Stellschraube einen Zwischenhebel um ein entsprechendes Maß vorgerückt hat. Ähnlich wirkt auch die Wegbegrenzungseinrichtung für den Support der Hendey-Norton-Drehbank in Fig. 159, wo die Kupplungsklaue K dadurch ausgelöst wird, daß die Bettplatte b gegen den Bund d stößt, der auf der Steuerstange c verstellbar angeordnet ist; Stange c dreht den zweiarmigen Hebel, der K aus dem Eingriff zieht.

Eine dem gleichen Zwecke dienende Einrichtung zeigt der Support von Heidenreich & Harbeck in Fig. 298—300; hier wird durch Auflaufen einer

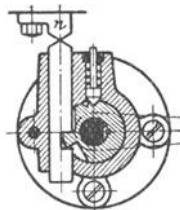


Fig. 158.

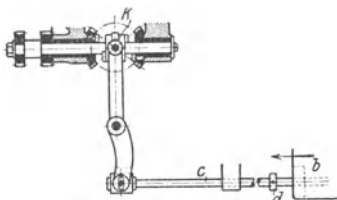


Fig. 159.

Nase c (an einem verstellbaren Bunde b) auf eine Schraubenfläche die Steuerstange a gedreht, setzt ein Kegelräderpaar 9, 10 in Teildrehung und löst durch Bewegung des einarmigen Hebels e und des zweiarmigen f ebenfalls die Kupplungsklaue k aus.

e) Wendegetriebe

haben den Zweck, die Bewegungsrichtung zu ändern und werden meist in Verbindung mit umlaufenden Wellen benutzt; die einzigen unmittelbaren Wendegetriebe für geradlinige Bewegung sind die oben besprochenen Kurbelgetriebe.

α) **Reine Zahnradwendegetriebe** werden meist durch Einschwenken zweier verschiedenen Räder in das treibende ausgeführt; das eine der eingeschwenkten Räder gibt direkt, das andere über ein Zwischenrad die Bewegung an das getriebene weiter. Fig. 160 zeigt eine sehr gebräuchliche Einrichtung, der in dessen zwei erhebliche Mängel anhaften. Erstens muß ein großer Weg — größer

als zweimal Zahnkopfhöhe — zurückgelegt werden, ehe die kämmenden Räder außer Eingriff kommen, zweitens ist bei der gezeichneten Stellung ein Moment $P \cdot l$ bestrebt, das Rad a aus dem Eingriff mit dem treibenden Rade 1 zu drücken.

Bei einer Ausführung nach Fig. 161/162 genügt ein Schaltweg = zweimal Zahnkopfhöhe, um den Eingriff zu unterbrechen und, da der Hebelarm, an dem

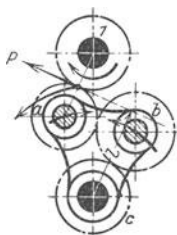


Fig. 160.

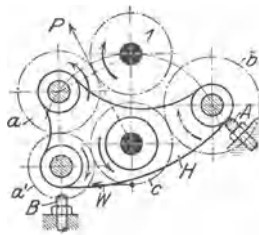


Fig. 161.

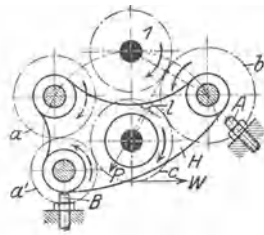


Fig. 162.

die Umfangskraft P angreift, im allgemeinen praktisch = Null ist, so wird die Größe des oben erwähnten Momentes = Null. Durch Hinzufügen eines einzigen Rades (a') ist diese wesentlich bessere Anordnung¹⁾ gelungen, die außerdem noch gestattet, das getriebene Rad c dem treibenden Rade 1 bedeutend näherzubringen, als dies nach Fig. 160 möglich ist.

Ein weiterer Vorteil besteht darin, daß man eine genaue Begrenzung der Eingrifftiefe der Zahnräder durch die in den Fig. 161 und 162 angedeuteten Schrauben erzielen kann. Diese Schrauben dienen gleichzeitig noch einem anderen Zweck. Der am Umfange des Rades, das von c mitgenommen wird, zu überwindende Widerstand W versucht bei Antrieb von c über a, a' von 1 her das Wendeherz H im Sinne des Uhrzeigers zu drehen, bei Antrieb über b im umgekehrten Sinne; im ersten Falle dient die Schraube A als Anschlag, im zweiten Falle B .

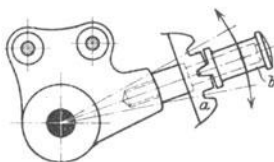


Fig. 163.

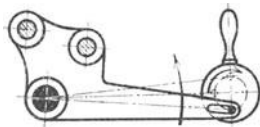


Fig. 164.

Anordnungen des Herzhebels sind in Fig. 163 und 164 wiedergegeben. Bei der Ausführung nach Fig. 163 schwingt der Einstellhebel zwischen zwei Leisten a , die mit Rasten, entsprechend den drei Lagen der Schwinge, versehen sind; Knopf b wird mit seiner Nase in die Rasten der Leisten a durch eine Feder gezogen. In Fig. 164 dreht sich eine Scheibe mit Stellstift, der in einem Schlitz des Schwingenhebels gleitet, um 180° herum, und hier sind die beiden Eingriffslagen gegen selbständiges Lösen besser gesichert, als bei der Ausführung nach Fig. 163. Unbequem ist die Drehung um 90° , für die häufig der Raum fehlt. Bei Anordnung der Räder nach Fig. 161/162 ist die Ausführung der Schwinge nach Fig. 163 unbedenklich. Ähnliche Ausbildungen der Schwinge finden sich in den Darstellungen der Fig. 282, 288, 302.

Auch mit Kegelrädern sind Wendegetriebe ausführbar, wenn man zwei Zahnräder von gleicher oder verschiedener Größe — ähnlich wie in Fig. 165 — mit einem dritten, treibenden oder getriebenen, zusammenstellt, indem man die beiden ersten auf einer längsverschieblichen Hülse anordnet, die von der trei-

¹⁾ Ruppert, Aufgaben und Fortschritte.

benden Welle mitgenommen wird; je nach der Lage der Hülse treibt dann nur je eines der beiden ersten Räder.

Eine Umsteuerung und gleichzeitige Größenänderung der Drehbewegung erzielt man durch ein Stirnrad, das abwechselnd mit einem von zwei Rädern auf derselben Welle kämmt, wenn das eine dieser beiden letzten Räder mit Außen-, das andere mit Innenverzahnung versehen ist (ähnlich wie in Fig. 513/514).

β) Umsteuerungen durch Kupplungen. Fig. 165 zeigt das Wendegetriebe von Sellers, das gleichzeitig eine Größenänderung für die Drehzahl des ge-

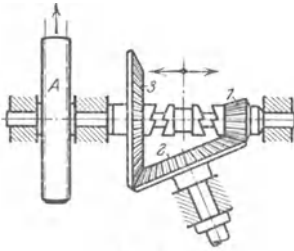


Fig. 165.

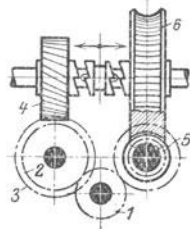


Fig. 166.

triebenen Rades 2 hervorbringt (s. auch Fig. 108/109). Fig. 166 zeigt, gleichfalls unter Anwendung einer Klauenkupplung, wie von einer ständig gleichlaufenden Welle 1, einmal über Schraubenräder und einmal über Schnecke und Schneckenrad, je nach Lage der Kupplungsklaue, die getriebene Welle schnell im einen und langsam im anderen Sinne angetrieben werden kann. Rüstet man die Schnecke und das treibende Schraubenrad 3 beide mit rechter oder beide mit linker Steigung aus, so bleibt nur noch die Geschwindigkeitsänderung bestehen.

Eine Reibungskupplung, die ebenfalls die getriebene Achse zwingt, in zwei verschiedenen Richtungen und mit verschiedenen Drehzahlen umzulaufen, ist in Fig. 394 dargestellt und dort beschrieben.

γ) Riemenwendegetriebe, besonders an Hobel- und Stoßmaschinen angewendet, müssen, damit übermäßiger Riemenverschleiß vermieden wird, sehr sorgfältig ausgeführt werden. In Fig. 61–63 ist ein Deckenvorgelege für Umsteuerung der Drehrichtung dargestellt, das für Hobel- und Stoß-

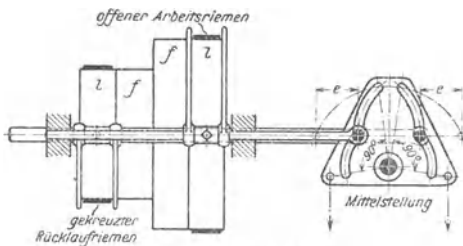


Fig. 167/168.

maschinen nicht gut verwendbar ist, weil z. B. bei Anwendung von zwei Arbeits- und einer Rücklaufgeschwindigkeit die Breitensumme der Riemenscheiben zu groß würde.

Fig. 426/427 zeigen die Riemensteuerung von Böhlinger, bei der ein Schieber mit entsprechend ausgearbeiteten

nuten die Riemenumleger mittels Rollen steuert, die in den Nuten gleiten. Bei Ausbildung der Steuernuten müssen entsprechende Überlegungen angestellt werden, wie sie zu Fig. 150 ausgeführt wurden; um Stöße zu vermeiden muß man nämlich beim Umsteuern die Riemenleiter allmählich beschleunigen, und sie zum Schluß langsam in die Endlage bringen.

Die Riemenleiter selbst sind entweder schwingend angeordnet, wie bei der oben angezogenen Ausführung, oder sie verschieben sich parallel zu der Riemen-scheibenachse, wie in Fig. 167/168. Die Steuereinrichtung kann entweder ein flacher Schieber sein, wie in Fig. 426, oder eine Walze oder auch, wie in Fig. 167/168, eine Scheibe, die mit entsprechenden Nuten ausgestattet ist.

B. Führungen zur Fortleitung der erzeugten Bewegung.

1. Grundlegende Betrachtungen.

a) Zulässige Belastung.

Nach Fischer¹⁾ können glasharte Stahlflächen, die sehr langsam aufeinandergleiten, bis zu 20 kg/mm² Druck aufnehmen. Beim Bau kleiner Werkzeugmaschinen — Mechanikerdrehbänke und kleine Bohrmaschinen — wird von dieser Eigenschaft Gebrauch gemacht bei Ausbildung der Lager von Arbeitsspindeln, die dann ohne Nachstellvorrichtungen ausgeführt werden. Sonst wird im Werkzeugmaschinenbau selten glasharter Stahl für Welle und Lager verwendet. Nach den Versuchen von Nidecker²⁾ kann man nachstehende Werte zulassen:

Material	Zulässiger Druck *)	
	gefettet	ungefettet
Gußeisen auf Gußeisen	0,8 kg/mm ²	0,4 kg/mm ²
Gehärteter Stahl auf Gußeisen	0,4 „	—
Schmiedeeisen auf Gußeisen	0,08 „	—
Bronze auf Gußeisen	0,12 „	—
Phosphorbronze auf Gußeisen	0,2 „	—
Weißmetall auf Gußeisen	0,12 „	—
Weißmetall auf Schmiedeeisen	0,08 „	—
Hartholz auf Gußeisen	0,18 „	0,13 „
Bronze auf Schmiedeeisen	0,05 „	—
Phosphorbronze auf Schmiedeeisen	0,09 „	—
Hartholz auf Schmiedeeisen	0,09 „	—

Wachsende Gleitgeschwindigkeit v läßt die höchsten Drücke zu, solange die im Lager erzeugte Wärme gut abgeführt werden kann.

Man stelle sich die Oberflächen der Werkstoffe im Querschnitt als von Wellenlinien begrenzt vor, mit mehr oder minder großer Länge und Tiefe der Wellen — vielleicht nur gehärteten Stahl geradlinig begrenzt. Dann ist zu verstehen, warum gleiche Werkstoffe, besonders wenn sie weich (tiefe Wellen) sind, beim Gleiten leicht anfressen, während verschiedenartige, deren Erhöhungen und Vertiefungen nicht ineinander passen, weniger diese Neigung zeigen. Es wird auch verständlich, warum harter Stahl auf hartem Stahl gut trägt, da, theoretisch, alle Flächenpunkte zur Anlage kommen und dann zum Einhaken kein Anlaß vorliegt. Daß Gußeisen, das als Werkstoff für Muttern schon früher erwähnt wurde und als Lagermetall noch lange nicht nach Verdienst gewürdigt wird, so gute Werte zeigt, liegt vielleicht daran, daß der stets vorhandene Graphit als Schmiermittel dient, und so trockene Reibung eigentlich überhaupt nie vorliegt.

Bei Lagermetallen scheint die gute Tragfähigkeit darin zu bestehen, daß, besonders wenn schnelle Abkühlung den Entmischungsprozeß (Kristallisation) unterbunden hat, kleine harte Kristallkörner, in einer elastisch nachgiebigen

1) Fischer, Werkz.-Maschinen Bd. I, S. 49.

2) Zeitschr. f. Werkz. u. M. 1902, S. 413.

3) S. hierzu auch Schlesinger, Sonderheft der Werkstattstechnik über Revolverbänke und Automaten (1911) Spalte 28 der Zahlentafel auf S. 5.

Masse gelagert, vorliegen, und so harte Oberfläche (eine Art Hartgußkruste) und ein schmieriger Stoff vorhanden ist, der die eine Gleitbahn sich gut der andern anpassen läßt.

b) Einfluß der Schmierung.

Bringt man Schmierflüssigkeit zwischen die reibenden Flächen, so wird (s. Fig. 169) bei genügender Flüssigkeitsmenge ein Schwimmen der Flächen aufeinander eintreten, wozu bei hartem Stahl (Fig. 164 a) für beide Flächen schon geringe Mengen des Schmierstoffes ausreichen. Die Flüssigkeitsschicht muß so dick sein (Fig. 169 d), daß auch bei erhöhtem Druck ein Anstoßen der Zacken der einen Fläche an die der anderen ausgeschlossen ist.



Fig. 169.

Jede Unterbrechung der Flächen, z. B. durch Schmiernuten, muß wenigstens an den tragenden Lagerstellen soweit wie möglich vermieden werden. Man soll Schmiernuten stets als ein, leider oft unvermeidliches, Übel ansehen, und sie, zur Zuführung und Verteilung des Schmierstoffes, nur an den Stellen geringsten Druckes zulassen; man soll auch durch Ausbildung der Form der Führung dafür sorgen, daß das Schmiermittel von selbst den Stellen höchsten Druckes zuströmt.

c) Querschnitt der Führungen.

Bei den Führungen liegen stets Umschluß-Elementenpaare vor, die „zwangsläufig“ (geschlossene Führungen) oder „kraftschlüssig“ (offene Führungen), nur Längsbewegungen oder nur Drehbewegungen um eine Achse gestatten. Es werden also für die erstgenannten Führungen Prismen und ihre Abarten, für die anderen Zylinder, Kegel, Kugeln oder Zusammenstellungen aus ihnen zu verwenden sein; im ersten Falle wird eine völlige Übereinstimmung aller Querschnitte senkrecht zur Bewegungsrichtung nötig sein, im anderen Falle kreisförmige Gestalt der Querschnitte senkrecht zur Drehachse genügen.

d) Länge der Gleitflächen in der Bewegungsrichtung¹⁾.

Ist es bei kreisender Bewegung der Gleitflächen selbstverständlich, daß die Länge der kreisförmigen Begrenzung für den vollen und für den hohlen Querschnitt — abgesehen von der dazwischen gebrachten Ölschicht — gleich lang sein muß, so wird diese Bedingung für geradlinige Gleitbewegung aus nachstehender Betrachtung ebenfalls gefolgert werden müssen.

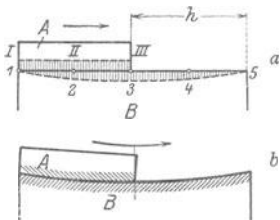


Fig. 170.

Fig. 170. Der bewegliche Teil *A* ist kürzer als der feststehende *B*; Punkte *I* bis *III* tragen immer, ebenso Punkt *3*; *I* und *5* nur in den Grenzlagen, während *2* und *4* nach Vollendung des halben Hubes entlastet werden. Der Druck, und damit die Abnutzung, wird sich demnach entsprechend den schraffierten Flächen verteilen und beide Flächen, weil auch *A* sich anpassend abschleifen muß, die Form in Fig. 170 b annehmen.

Fig. 171 a. Teil *A* ist länger als *B*. Die Punkte *I* bis *3* tragen ständig, ebenso Punkt *III*; *I* und *V* tragen nur in den Grenzlagen, *II* und *IV* nur während des halben Hubes, die Folge wird eine Ausbildung der Gleitflächen nach Fig. 166 b

¹⁾ S. hierzu auch S. 619/620.

sein. Stellt Fig. 170 Tisch und Gestell einer Tischhobelmaschine, Fig. 171 Stößelschlitten und Gestell einer Wagerechtstoßmaschine dar, so ist zu verstehen, daß im ersten Falle hohle Flächen, im zweiten erhabene Flächen beim Hobeln entstehen, wenn die Gleitführungen ausgelaufen sind.

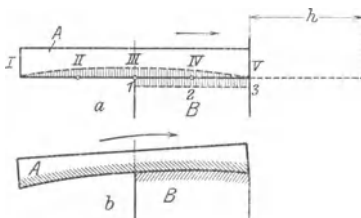


Fig. 171.

Fig. 172a zeigt gleiche Längen für beide Gleitflächen. Die Punkte zwischen 2, 3 und zwischen II, III tragen während des ganzen, 1 und 4, I und IV nur während des halben Hubes. Beide Flächen müßten demnach hohl werden, wie in Fig. 172 b dargestellt ist, doch da sie sich anpassend abschleifen müssen, so werden sie sich stets gegenseitig ausgleichen und deshalb eben bleiben.

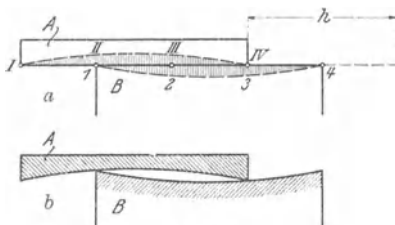


Fig. 172.

Es muß demnach auch für geradlinige Gleitführungen die Forderung gleicher Länge der Gleitbahnen aufgestellt werden; ist es aus irgendwelchen Gründen nicht möglich, diese Forderung zu erfüllen, so muß durch rechtzeitige Nacharbeit ein Überhandnehmen des Fehlers verhindert werden.

e) Anforderungen an eine gute Führung.

Aus den Absätzen a bis d folgt, daß man an eine Führung folgende Anforderungen zu stellen hat:

a) Es müssen alle auftretenden Kräfte und Drehmomente so aufgenommen werden, daß unter ihrer Einwirkung die Form und Oberflächengestalt der gleitenden Flächen keine wesentliche Einbuße erleidet und ihre gegenseitige Lage nicht oder wenigstens nicht unzulässig stark gestört wird.

β) Gute Beschaffenheit der Oberflächen und reichliche Schmierung müssen dafür sorgen, daß die Reibungswiderstände zwischen den gleitenden Teilen keine erheblichen Werte annehmen; man soll also möglichst die Reibung fester Körper durch die Flüssigkeitsreibung (s. Fig. 169 d) ersetzen.

γ) Schmiermittel sollen reichlich und auf eine Weise zugeführt werden, daß sie schon vor der Stelle stärksten Druckes die gleitenden Flächen voll benetzen; die geschmierten Flächen sind besonders vor Staub zu schützen.

δ) Wegen der unvermeidlichen Abnutzung (s. unter a) ist Nachstellung der Führungen vorzusehen, deren Betätigung aber die gegenseitige Lage der Gleitflächen nicht störend beeinflussen darf.

e) Vorstehende Bedingungen gelten besonders für „Gleitführungen“, d. h. für solche, die unter dem Arbeitsdruck gleiten; für „Richtführungen“, die nur die gegenseitige Lage zweier Teile zu sichern haben, genügt in der Regel die Beachtung der Punkte unter a,

2. Ausgestaltung der Führungen für gerade Wege.

a) Querschnitt.

Der Querschnitt soll möglichst einfach, d. h. bequem in der Werkstatt herstellbar sein und die Anzahl der tragenden Flächen muß möglichst gering gehalten werden, da ihre Bearbeitung (Schaben) teuer ist; auch soll, da eine gefräste Fläche sich schlecht schaben läßt, bei Ausgestaltung des Querschnittes berücksichtigt werden, ob er gut durch Hobeln herzustellen ist¹⁾.

Querschnitte nach Fig. 173 und 175 zeigen eine einzige tragende Hauptfläche, wenn P den auftretenden Druck bezeichnet; doch wird, wenn das Hohlprisma, wie in Fig. 173, beweglich, das volle Prisma feststehend angeordnet ist, unter dem Arbeitsdruck die Führung locker, was bei der Umkehrung in Fig. 174 nicht auftritt, wo sogar der Arbeitsdruck ein genaueres Passen der Führung bewirkt; allerdings müssen dann zwei tragende Flächen sauber bearbeitet werden. Sehr gut ausführbar ist die Nachstellung in Fig. 174, da sie durch eine Fläche bewirkt werden kann, während in Fig. 173 und 175 je zwei Flächen nachstellbar sein müssen.

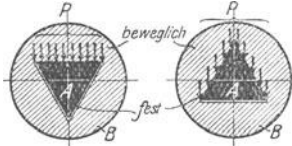


Fig. 173 und 174.

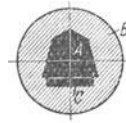


Fig. 176.

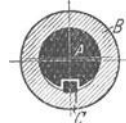


Fig. 177.

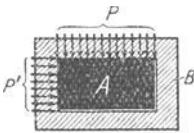


Fig. 175.

Tritt bei den Ausführungen nach Fig. 173 und 174 seitliche Druckbeanspruchung (s. Fig. 175) zu der senkrechten hinzu, so ist erkennbar, daß ein Hochsteigen der Gleitflächen in Ebenen senkrecht zur Gleitrichtung nicht ausgeschlossen ist; Ausführungen nach Fig. 175 zeigen diesen Übelstand nicht. Bei den Hobelmaschinen wird

diesem Umstand besonders Rechnung getragen werden müssen.

Fig. 176 zeigt einen Querschnitt, der entschieden zu verwerfen ist; es lag das Bestreben vor, besondere Flächen für Aufnahme senkrecht und wagerecht wirkender Kräfte zu schaffen und doch die einfache Nachstellbarkeit der Fig. 174 beizubehalten. Ganz abgesehen von der Schwierigkeit, so viele tragende Flächen genau herzustellen, ist auch nicht anzunehmen, daß sich alle Flächen unter Druck so abnutzen, daß die ursprünglichen Winkel gewahrt bleiben.

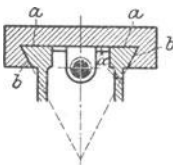
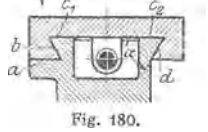
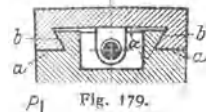


Fig. 178.

Eine zylindrische Führung wie Fig. 177, bei der durch eine Nut und Feder Drehungen um die Achse verhindert werden müssen, kann wohl als Richtführung — wie bei der Reitstockpinole —, nie aber als unter Druck arbeitende Gleitführung benutzt werden, da infolge der Abnutzung der Hohlzylinder einen größeren, der Vollzylinder einen kleineren Radius annimmt, das „Passen“ also aufhört. Treten zu den Druckkräften Drehmomente um die Bewegungsrichtung als Achse hinzu, so müssen die Prismenquerschnitte vergrößert werden; in solchen Fällen läßt man Teile der Prismen fort, wie in Fig. 178 bis 180 gezeigt ist. Ebenfalls entbehrlich sind die mittleren Teile der Tragflächen, weil den Drehmomenten die weit von

¹⁾ S. Schlesinger, Hobeln und Fräsen. Z. Ver. deutsch. Ing. 1904, S. 1377.

der Mitte liegenden Teile, wegen ihrer größeren Hebelarme, besser widerstehen können. Besonders günstig — weil sehr große Hebelarme vorliegen — ist die Ausführung nach Fig. 179, wo übrigens nur die Flächen a und b gepaßt werden, die anderen Flächen freiliegen. Bei Ausführung nach Fig. 178 verhindert man Beschädigungen der wagerechten, nach oben gekehrten Flächenstreifen a durch teleskopartig angeordnete Blechschutzplatten.



Tritt an einer Stelle ein besonders starker Druck P auf¹⁾, so wird häufig eine Ausführung nach Fig. 180 gewählt, die aber durchaus zu verwerfen ist, weil zu viele Gleitflächen vorhanden sind, die alle geschabt werden müssen; außerdem verursacht die verschieden große Abnutzung — da die Flächenstreifen a , c_1 , d belastet, b und c_2 entlastet werden — bald ein Schiefziehen der Führung.

In den Fig. 181 und 182 ist eine Schlittenführung gezeigt, wie sie an Shapingmaschinen üblich ist. Gewicht G des Schlittens und Arbeitsdruck P wirken nach unten; die Stelleiste S zum Sichern der Gleitführung muß unten angeordnet werden und eine zweite (S') verhindert den Schlitten, nach vorn zu kippen. Eine gute Anordnung zeigt auch Fig. 182, bei der die obere Stelleiste überflüssig wird; das obere Prisma muß bei dieser Ausführung einen Winkel von etwa 90° erhalten, damit unter Schlittengewicht und Arbeitsdruck kein Festklemmen eintritt.

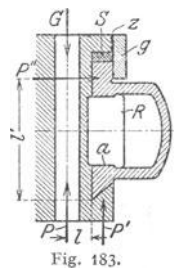
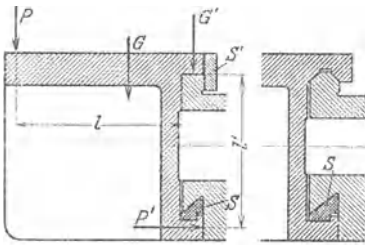
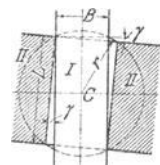
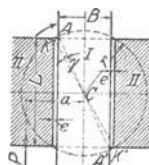


Fig. 183 zeigt den Querschnitt am Auslegerarm einer Radialbohrmaschine (s. auch Fig. 466 bis 469). Hierbei darf die Stelleiste nicht unten angebracht werden, denn unter dem Bohrdruck P soll der Schlitten fest gegen die Stirnfläche am Auslegerarm zur Anlage kommen. Es ist deshalb nötig, daß saugende Anlage von Schlitten und Arm eintritt, was bei Gußeisen auf Gußeisen der Fall ist, nicht aber in dem gleichen Maße, wenn die aus Schmiedeeisen bestehende Stelleiste dazwischen geschaltet wird, die außerdem kein starres Teil darstellt.

Oben ist außer der Stelleiste S noch eine Halteleiste g anzubringen. Zwischen g und den Schlittenkörper werden mehrere Lagen Papier oder Streifen aus ganz dünnem Metallblech gelegt, von denen nach eingetretener Abnutzung der Führung einer oder mehrerer entfernt werden können, wonach die Leiste g wieder angezogen wird.

b) Länge und Breite der Führungen.

In den Fig. 184 und 185 bedeute I die Führungsschiene von der Breite B und II den verschiebbaren Schlitten von der Länge L ; e sei der — übertrieben breit gezeichnete — Zwischenraum, der vorgesehen werden muß, damit sich eine Ölhaut zwischen den Führungsflächen halten kann. Ein



¹⁾ Siehe hierzu auch Fig. 390.

Fig. 184.

Fig. 185.

Moment $P \cdot a$ wirkt in der Zeichenebene auf den Schlitten, so daß er die in Fig. 185 gezeichnete Lage einnimmt, sich also um den Winkel γ schieftstellt. Man kann sich ein Bild von der Größe dieses Winkels machen, wenn man den Weg verfolgt, den die Kanten K, K' am Schlitten auf dem Kreise vom Radius r zurücklegen, bis sie in den Punkten A, A' an der Leiste I zur Anlage kommen.

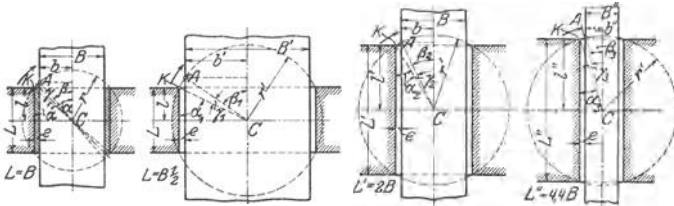


Fig. 186 bis 189.

Um den Einfluß von Länge und Breite des Schlittens auf die Größe des Winkels γ zu erkennen, betrachten wir die Fig. 186 bis 189. In Fig. 186 ist $L = B$ angenommen und γ wird infolgedessen $= \alpha - \beta$. Wächst die Breite B des Schlittens, und damit die Entfernung der Stützpunkte K vom Schnittpunkt C der beiden Symmetrieachsen, so tritt eine Vergrößerung des Stützhebarmes CK ein, d. h. der Druck, mit dem die Schlittenkante auf die Schiene trifft, verringert sich (Fig. 187). Die gleiche Verringerung des Druckes tritt ein, wenn, wie in Fig. 188 gezeigt ist, die Schlittenlänge L auf L' vergrößert wird; es ist aber ohne weiteres zu erkennen, daß dann Winkel γ erheblich kleiner wird als bei der Anordnung nach Fig. 187.

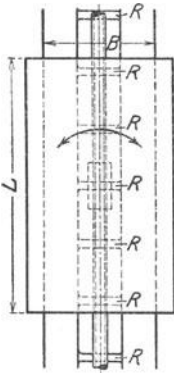


Fig. 190/191.

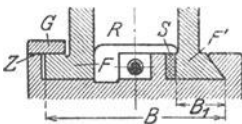


Fig. 192.

Geht man mit der Breite noch weiter herunter, wie dies in Fig. 189 gezeigt ist, so ergibt sich eine weitere Verkleinerung von γ , die an sich belanglos scheint. Betrachten wir aber die Richtung des Pfeiles, der bei K und A eingezeichnet ist, so erkennen wir, daß, besonders deutlich in Bild 187 und 189 zu erkennen, bei der ersten Anordnung die Kante K sich schiebend an der Seitenfläche der Leiste aufwärts bewegt, was zu Beschädigungen dieser Fläche führt, während bei einer Anordnung nach Fig. 189 ein annähernd senkrecht Auftreffen stattfindet. Außerdem sei noch darauf hingewiesen, daß, je kleiner Winkel γ wird, um so schneller, bei geringer elastischer Zusammendrückung der Kanten K , eine genügend große Tragfläche geschaffen wird.

Die Fig. 190 bis 192 zeigen, wie man das oben Entwickelte auf breite Schlittenführungen anwenden kann, die notwendig werden, wenn starke Belastung in einer zur Bewegungsrichtung senkrechten Richtung auftritt.

In Fig. 191 ist die für Bestimmung von γ in Frage kommende Breite gleich der Schlittenanlagebreite B , in Fig. 192 hat sie nur den Wert B_1 , was durch die andere Anordnung der Stelleiste erreicht wird. Außerdem werden Guß- und sonstige Spannungen, die die Parallelität der Führungsleisten F und F' störend beeinflussen, bei einer Ausführung nach Fig. 192 außer Betracht bleiben können. Es ist nur erforderlich, die eigentliche Führungsleiste F so starr mit dem Gußkörper zu versteifen, daß sie die Querkräfte aufnehmen kann, es ist infolgedessen nötig, Versteifungsrippen R vorzusehen.

c) Schmierung, Ölnuten.

Die Schmiernuten müssen an den Flächen, die nach unten weisen, so angeordnet werden, wie Fig. 193/194 zeigt, damit sie nicht zu Staubfängern werden; ihre Form muß eigentlich nach Sinuslinien gestaltet werden, damit die Ölteilchen, die links und rechts zur Umkehr gezwungen werden, diese mit möglichst geringem Stoß vollziehen können. Ein Anbringen der Schmiernuten in beiden Gleitflächen ist verfehlt, da dann von den Kanten der Schmiernuten, deren Querschnitt übrigens stets kleiner als ein Halbkreis sein muß, die Ölteilchen zerrissen werden.

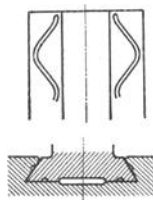


Fig. 193/194.

d) Nachstellung der Führungen.

α) Feststellungseinrichtungen.

Handelt es sich nur um Feststellung der gleitenden Teile gegeneinander, so genügen in vielen Fällen Stellschrauben und ähnliche Sicherungen. Einige besonders im Werkzeugmaschinenbau vorkommenden Ausführungen sind in den Fig. 195 bis 200 dargestellt; es sei aber besonders darauf hingewiesen, daß sie nur in Verbindung mit Richtführungen, nie bei Gleitführungen angebracht werden dürfen. Fig. 195 zeigt eine Prismenklemmung untergeordneter

Art, die natürlich nur Berechtigung hat, wenn beide Prismen ganz sauber gepaßt sind, die Nachstellung also nur eine unwesentliche Veränderung des Winkels am Hohlprisma bewirkt. Besser ist die Ausführung nach Fig. 196, wo eine Stelleiste in Verbindung mit Knebelmutter Verwendung findet. Es ist darauf zu achten, daß das Hohlprisma entlang der Richtung *ab* abgenommen werden kann, ohne daß die durch Entfernung der Leiste freigewordene Ecke bei Bewegung in der Parallelrichtung *cd* anstößt. Eine Zylinderklemmung nach Fig. 197, wie sie noch manchmal vorkommt, sollte ganz vermieden werden, weil der Vollzylinder von seiner Anlagefläche abgedrückt wird; entschieden ist in solchem Falle eine Klemmung nach Fig. 198 (s. auch Fig. 280) vorzuziehen. Die Überwurfmutter von Sellers (Fig. 199/200)

hat den Nachteil, daß sie beim Anziehen die Pinnole in Richtung der Achse bewegt, so die Reitstockspitze lockert und die Pinnolenschraube stark

auf Knickung beansprucht. Eine Ausführung nach Fig. 505, wobei der Reitstockkörper selbst mit Klemmschlitz versehen ist und ebenfalls die Achse bei der Klemmung nicht verstellt wird, weist den erwähnten Nachteil nicht auf.

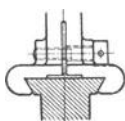


Fig. 195.

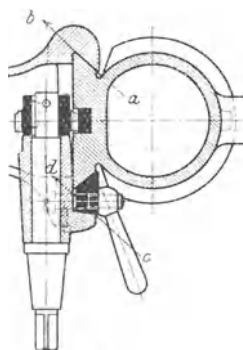


Fig. 196.

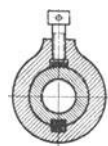


Fig. 197.

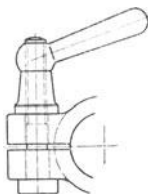


Fig. 198.

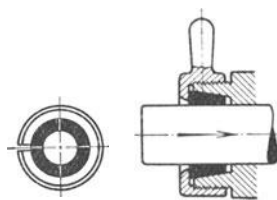


Fig. 199/200.

β) Ausgleichung der Abnutzung.

Meist wird diese durch Stelleisten bewirkt, von denen Fig. 201 bis 206 die gebräuchlichsten Ausführungen darstellen. Fig. 201 zeigt eine ziemlich umständliche Nachstellung der Führung, zu deren Betätigung eine ganze Anzahl von Schrauben gelöst und wieder festgezogen werden muß. Da das Festziehen der einen Schraubengruppe die Nachstellbarkeit der anderen einschränkt, so wird zum Schluß meist Anlage an den Flächen *b* überhaupt nicht, an den eigentlichen Führungsflächen *a* nur unvollkommen stattfinden. Bei Ausgestaltung nach Fig. 202 wird die Leiste an den Führungsflächen *a* entlang nach unten gleiten, wenn die Stellschrauben angezogen werden, dagegen an den Flächen *b* und *c* außer Berührung kommen oder sich unter dem Stellschraubendruck festklemmen.

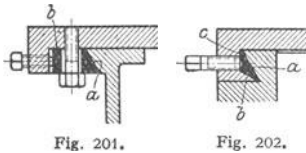


Fig. 201.

Fig. 202.

Eine Spitze an der Stellschraube und entsprechende Einbohrung soll eine Verschiebung der Stelleiste in der Bewegungsrichtung verhindern, schafft aber den Nachteil einer Schwächung und infolgedessen Verbiegung der Leiste an den Angriffstellen der Schrauben; laufen die Spitzen an den Schrauben nicht genau, so bewegt sie die Stelleiste beim

Nachziehen hin und her, was das Gefühl beim Nachstellen beeinträchtigt.

Fig. 203 und 204 zeigen eine sehr gute Stelleistenausführung; Verschiebung in der Längsrichtung hindern die Stifte s_1 und s_2 , Lockerwerden bei der Nachstellung ist ausgeschlossen, weil die Flächenpaare *b* und *c* in Berührung bleiben; die Stellschrauben, die jetzt lediglich der Nachstellung dienen, erfordern keine Anbohrungen an der Leiste. Besonders gute Nachstellung, wegen Anlage der Gleitflächen in voller Länge, gestattet eine Ausführung nach Fig. 205 und 206, wo die Leiste auch in der Längsrichtung keilförmig ausgebildet ist; selbst bei grobem Gewinde der Stellschraube, die durch zwei Muttern eingestellt und festgestellt werden kann, ist die Nachstellung äußerst feinfühlig.

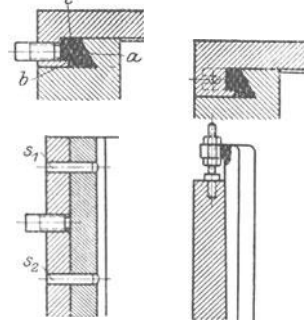


Fig. 203 u. 204.

Fig. 205 u. 206.

3. Ausgestaltung der Führungen für kreisförmige Wege¹⁾.

a) Gestalt der Führungen.

Diese Führungen sind unter Lager²⁾ genau besprochen und die dort gegebenen Regeln sollen hier nur insofern ergänzt werden, als es sich im Werkzeugmaschinenbau um die höchsten Anforderungen an die Genauigkeit und demnach um Zulassung geringer Drücke handelt. Man soll auch³⁾ im allgemeinen von einem Lager nicht gleichzeitige Aufnahme von Drücken in Richtung der Achse und senkrecht zu ihr verlangen und deshalb, wenn zwei Lager vorliegen, dem einen die erste und dem anderen die zweite Gruppe von Kräften zur Aufnahme überweisen.

Daß bei Arbeitsspindeln an Fräsmaschinen und Revolverdrehbänken besondere Rücksichten zu einer Abweichung von dieser Regel zwingen, wird auf S. 657 ausgeführt.

¹⁾ Siehe hierzu W. T. 1908, S. 417 ff., S. 481 ff.; 1911, S. 25 ff.

²⁾ S. Maschinenteile s. Bd. I, S. 617 ff.

³⁾ Fischer, Werkz.-M. I, S. 77/78

b) Aufnahme von Kräften senkrecht zur Achse.

Fig. 207 stellt ein einfaches, zylindrisches Lager dar, wie es die Schwanzlager der Drehbänke vielfach aufweisen, Fig. 208/209 zeigt eine geschlitzte, außen koni-

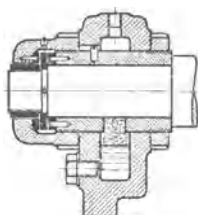


Fig. 207.

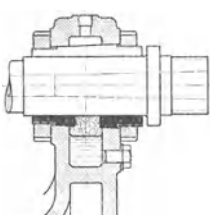


Fig. 208/209.

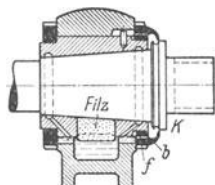


Fig. 210.

sche, innen zylindrische Büchse, Fig. 210 eine konische Spindel in längsverstellbarer, außen zylindrischer Lagerbüchse; auf die Nachstellbarkeit wird nachher noch eingegangen.

c) Aufnahme von Kräften in Richtung der Achse.

Die einfachste Ausführung ermöglicht die Spurdrukschraube, die, in einem Bügel, einer Traverse oder einer am Lager befestigten Büchse verstellbar gelagert, gegen die Endfläche der umlaufenden Spindel drückt. Vielfach ist die Spindel durchbohrt und enthält einen Druckputzen (Fig. 211/212), der entfernt werden kann — während der die Schraube tragende Bügel beiseite geklappt wird —, so daß man Werkstücke durch die hohle Spindel hindurchstecken kann. Auf alle Fälle muß der feststehende Teil nach einer Ebene senkrecht zur Umdrehungsachse ausgebildet werden, während der umlaufende meist mit Kugelhaube ausgestattet wird.

Bildet man den feststehenden Teil mit Kugelhaube, den umlaufenden dagegen mit Ebene senkrecht zur Drehachse aus, so mahlt der Druckputzen, wie man dies aus Fig. 213/214 erkennen kann, mit einem Widerstandsmoment, dessen Größe durch den Abstand e gegeben ist, auf der Spurfläche, in die er eine Furche einarbeitet. Bei der Anordnung nach Fig. 211/212 ist der Hebelarm, an dem der Reibungs-

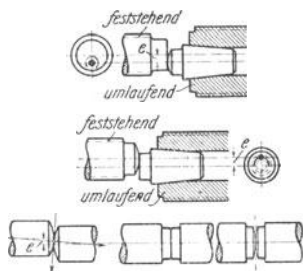


Fig. 211 bis 217.

widerstand angreift, gleich Null. Beide Flächen nach einer Kugelhaube (s. Fig. 215) auszubilden, empfiehlt sich nicht, weil schon bei geringen Justierungsfehlern, also bei geringen Werten für e , ein seitliches Drängen in der Pfeilrichtung auftritt.

Werden beide Spurflächen nach einer Ebene ausgebildet (Fig. 216), so muß sich allmählich eine Form nach Fig. 217 aus-

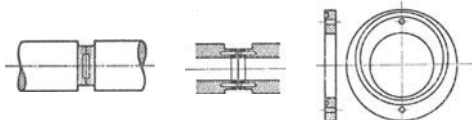


Fig. 218 bis 221.

bilden, weil bei dem unvermeidlichen Auftreten von Staub an dem größeren Radius eine stärkere Schleifwirkung auftritt als in der Mitte, wo der Radius gleich Null ist. Man spart deshalb vielfach die mittleren Teile der Spurflächen

aus (Fig. 218), erhält indessen auch nur dann ein befriedigendes Ergebnis, wenn man die stehengebliebenen Ränder härtet. Beim Härten liegt aber naturgemäß die Gefahr des Verziegens vor, weshalb man besser Spurdrukkinge verwendet (Fig. 219 bis 221), die, genau parallel geschliffen und glashart, entweder von einschlägigen Firmen fertig zu beziehen oder sonst auch ohne große Schwierigkeiten im eigenen Betriebe herzustellen sind.

Handelt es sich um ganz besonders leichten Lauf, so verwendet man zur Aufnahme des Spurdrukkes zweckmäßig Kugellager (Fig. 448).

d) Schmierung und Ölnuten.

Ist P in Fig. 222/223 der Druck senkrecht zur Achse, so wird diese im Quadranten III am stärksten gegen die Wandung der feststehenden Führung gedrückt, während I völlig entlastet ist. In III muß also eine möglichst glatte Lagerschale vorliegen und dort darf keine Schmiernut vorhanden sein, weil die Ölhaut an deren Kanten zerreißen würde. Es muß also in I die Ölnut — und zwar immer im feststehenden Teil der Führung, nie im umlaufenden — angebracht werden. Steht die Welle fest, während die Hülse umläuft, so muß die Ölnut nach Fig. 223 hergestellt werden.

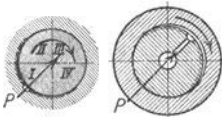


Fig. 222.

Fig. 223.

Fig. 224 bis 225 stellen die Ausführung von Ölnuten nach dem Vorschlage der Ossag-Gesellschaft dar, und zwar Fig. 224 bis 227 für Dreh-

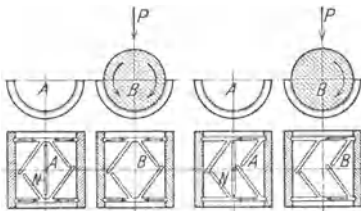


Fig. 224 bis 227.

Fig. 228 bis 231.

richtung in einem Sinne, Fig. 228 bis 231 für wechselnde Drehrichtung. A ist die obere, B die untere Lagerschale, und Druck P ist in der eingezeichneten Art angenommen; die Längsnut N hat in der Mitte ein Ölzuführungsloch, nimmt das Öl auf und verteilt es schnell über die Länge der Lagerschale. Weil Spielraum zwischen Welle und Lagerschale vorhanden ist so kann das Öl in die schrägen Nuten gelangen und so wieder nach innen geführt werden; das weggepreßte — verbrauchte — Öl gelangt in die seitlich angeordneten umlaufenden Nuten und kann von da abgelassen werden. Schädlich sind bei beiden Ausführungsarten die Ölnuten in den unteren Lagerschalen, unnötig sind in Fig. 224 und 226 die im Sinne der Pfeile vor der Ölverteilungsnut angeordneten Schrägnuten.

Fig. 207 bis 210 zeigt eine Ölzuführung von unten, was bei Drehbänken durchaus möglich ist, da der Hauptdruck (s. später) schräg nach hinten gerichtet ist; aus einer die Lagerbühse ringförmig umgebenden Ölkammer steigt durch ein Polster aus lockerem Filz und einen Schlitz das Öl an die Spindel und wird von ihr, durch die Drehung, zwischen den Führungsflächen verteilt. Fig. 210 zeigt ein Lager für schnelllaufende Wellen. Das fortgepreßte Öl gelangt in die Seitennuten, von wo es in die Ölkammer zurückfließt, um, durch das Filzpolster filtriert, wieder an die Welle zu gelangen. Ein Teil des Öles wird, der Zentrifugalkraft folgend, am größten Wellendurchmesser aus dem Lager austretend, durch die Kante am Spritzring abgeschleudert werden. So bildet das Öl zwischen Wellenbund und Innenfläche der vorderen Lagermutter einen Ölschleier. Dieser Schleier verhindert Staubteilchen, in das Lager zu dringen, sie werden mit dem Öl in den unteren Teil der Mutterhöhle fließen und von da durch eine Anzahl feiner Bohrungen b in den Ölraum zurücklaufen; das Filzfilter sorgt dafür, daß die Staubteilchen nicht an die Welle gelangen.

e) Nachstellung der Führungen.

Bei geteilten Lagerbüchsen (s. Fig. 118) wird oft durch Festziehen des beweglichen Konus auf dem Schwanzende der Drehspindel nachgestellt, eine Ausführung, die deshalb nicht als einwandfrei angesehen werden kann, weil der Axialdruck, je nach seiner Richtung, die eine der beiden Führungen festpreßt, während er die andere lockert.

Sehr beliebt und für leichte und mittlere Maschinen durchaus zu billigen ist die Ausführung der Nachstellung nach Fig. 208; sie wird durch eine geschlitzte Lagerschale, die außer dem durchgehenden Schlitz oben noch zwei nicht durchgehende Schlitz unter 120° und einen Ölzuführungsschlitz unten hat, bewerkstelligt. Außen ist die Lagerbüchse kegelig, innen zylindrisch und wird durch eine Mutter mit Flachgewinde nach-, durch eine zweite festgezogen. Für schwere Bänke ist die Ausführung nicht empfehlenswert; da nämlich beim Nachziehen die konische Außengestalt der Büchse verloren geht, so liegt sie nur noch in Flächenstreifen und deshalb nicht mehr sicher an; die Lager brummen.

Die Ausführung nach Fig. 210 vermeidet diesen Fehler, vorausgesetzt, daß die außen zylindrische Lagerbüchse in den Lagerkörper mit der Reibahle sehr gut eingepaßt ist; es wird durch Verstellen der Büchse in der Längsrichtung nachgestellt.

C. Einrichtungen zum Aufbringen der Werkzeuge.

Fig. 232 zeigt eine leicht zu handhabende Einrichtung zum Aufspannen des Stahles bei leichten Hobel- und Dreharbeiten; ein unten zylindrisch begrenzter Keil a liegt in einer Aussparung der Unterlegscheibe b und soll dazu dienen, die richtige Höhenstellung der Schneide zu bewirken. Wegen der vielen Übergangsstellen liegen schlechte Wärmeabfuhr und außerdem geringe Sicherung gegen unbeabsichtigte Verstellung beim Arbeiten vor, was die Einrichtung für schwere Schnitte ungeeignet macht.

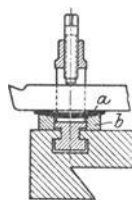


Fig. 232.

Für schwere Hobelarbeiten dienen Stahlhalter wie in Fig. 233/234 wiedergegeben, die, wie der vorher besprochene, in T-Nuten des Supportschlittens verstellbar sind. Für leichte Dreharbeiten ist eine Spannklaue nach Fig. 235/236 in Gebrauch, die indessen nur empfohlen werden kann, wenn die kugelförmige Unterlegscheibe jeden Zwang zwischen Spannschraube und Klaue verhindert. Da die Ausgleichschraube a sich nicht schwer in ihrer Mutter drehen darf, weil sonst eine feinfühlige Höhenstellung von Hand unmöglich ist, muß eine Mutter m angebracht werden, die aus den früher angeführten Gründen (s. Fig. 104) oberhalb der Klaue aufgebracht werden muß. Eine wackelnde Ausgleichschraube gestattet nie ein zuverlässiges Festspannen des Werkzeuges.

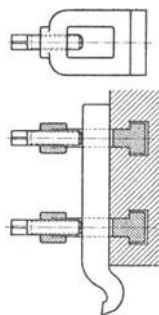


Fig. 233/234.

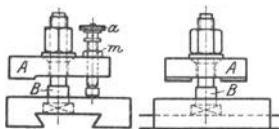


Fig. 235/236.

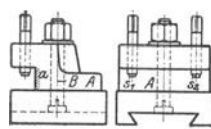


Fig. 237/238.

Für schwere Schnitte bietet Fig. 237/238 eine gute Spannvorrichtung; die Klaue A wird, entsprechend dem gewünschten Anstellwinkel δ_1 (s. Fig. 11), festgezogen, der Drehstahl gegen die Fläche a gepreßt und dann die Schrauben s_1 , s_2 angezogen. Da die Klaue A auf den

Bolzen B genau paßt — was natürlich Bedingung ist —, so wird dem Stahl durch Klaue und Bolzen Halt gegenüber dem Schaltdruck W'' (Fig. 15) gegeben. Wegen der Größe der Flächenanlage — zwei Flächen am Stahl und eine große Berührungsfläche zwischen Klaue und Supportschlitten — ist für gute Wärmeabfuhr Sorge getragen.

Soll dem Werkzeug kreisende Schnittbewegung erteilt werden, so wird es in der Arbeitsspindel mit einem Kegel befestigt. Der Normenausschuß der deutschen Industrie hat die in Fig. 239 wiedergegebenen Kegel empfohlen, gleichgültig

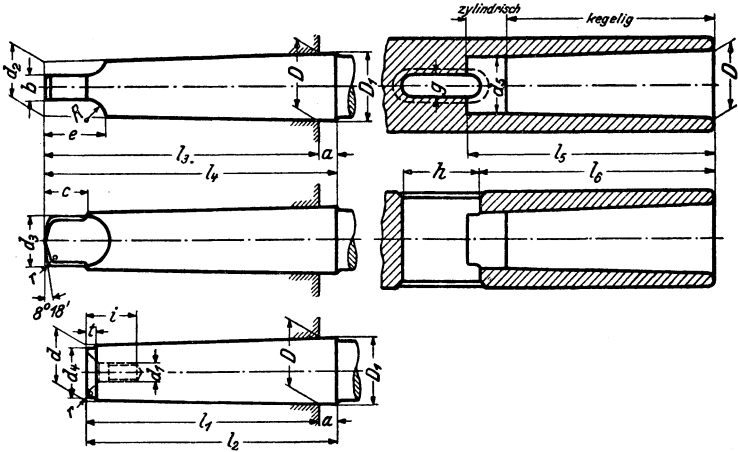


Fig. 239.

ob es sich um Bohr- oder Fräsmaschinen handelt; es wird außerdem angeraten, die gleichen Kegel auch zur Befestigung der Drehbankspitzen zu verwenden, obgleich sich der Normenausschuß mit dieser Frage zur Zeit noch nicht beschäftigt hat. Während der Übergangszeit können die übrigen Kegel weiter verwendet werden.

Fig. 239 ist dem Normenblatt DIN 228, „Werkzeugkegel“ entnommen;

Werkzeugkegel, Schaft und Hülse (Konstruktionsblatt).

Maße in mm

Bezeichnung	Schaft												$\frac{a}{\text{Größt-maß}}$
	Kegel	D	D_1	d	d_1	d_2	d_3	d_4	l_1	l_2	l_3	l_4	
Metrischer Kegel	4 1: 20	4	4,1	2,85				2	23	25			2
	6 1: 20	6	6,15	4,40				3,5	32	35			3
Morsekegel	0 1: 19,212	9,045	9,212	6,401	—	6,115	5,9	5,5	50,8	54	56,3	59,5	3,2
	1 1: 20,048	12,065	12,239	9,371	M 6	8,973	8,7	8	54	57,5	62,0	65,5	3,5
	2 1: 20,020	17,781	17,981	14,534	M 10	14,060	13,6	13	65	69	74,5	78,5	4,0
	3 1: 19,922	23,826	24,052	19,760	$\frac{1}{2}$ "	19,133	18,6	18	81	85,5	93,5	98,0	4,5
	4 1: 19,254	31,269	31,544	25,909	$\frac{5}{8}$ "	25,156	24,6	24	103,2	108,5	117,7	123,0	5,3
	5 1: 19,002	44,401	44,732	37,470	$\frac{3}{4}$ "	36,549	35,7	35	131,7	138	149,2	155,5	6,3
6 1: 19,180	63,350	63,762	53,752	1"	52,422	51,3	50	184,1	192	209,6	217,5	7,9	

Den Mitnehmerlappen auf die Länge c abzusetzen, wird empfohlen, ist aber nicht unbedingt erforderlich.

Gewinde: Metrisch nach DINORM 13, Whitworth nach DINORM 12.

Bezeichnung	Kegel	Schaft							Hülse						
		b	c	e	i	R	r	t	D	d ₂	l ₂	l ₃	g	h	
Metrischer Kegel	4						0,5	2,2	4	3	25	21	2,5	8	
	6	1: 20					0,5	2,5	6	4,6	34	29	3,5	12	
Morsekegel	0	1: 19,212	3,9	6,4	10,4	—	4	1	2,5	9,045	6,7	51,9	49	4,1	14,5
	1	1: 20,048	5,2	9,5	14,5	15	5	1,25	3	12,065	9,7	55,5	52	5,4	18,5
	2	1: 20,020	6,3	11,1	17,1	20	6	1,5	4	17,781	14,9	66,9	63	6,6	22
	3	1: 19,922	7,9	14,3	21,3	25	7	2	4	23,826	20,2	83,2	78	8,2	27,5
	4	1: 19,254	11,9	15,9	24,9	30	9	2,5	5	31,269	26,5	105,7	98	12,2	32
	5	1: 19,002	15,9	19,0	30,0	40	11	3	6	44,401	38,2	134,5	125	16,2	37,5
	6	1: 19,180	19,0	28,6	45,6	50	17	4	7	63,350	54,8	187,1	177	19,3	47,5

Metrischer Kegel nach DINORM 233. Morsekegel nach DINORM 231.

die genormten Morsekegel sind auf Blatt Dinorm 231 und die metrischen Kegel auf Dinorm 233 zu finden.

Vielfach findet sich auch noch, besonders bei Fräsmaschinen, der „Brown & Sharpe-Kegel“, dessen Abmessungen etwas schlanker — Kegelverjüngung etwa 1 : 24 — sind.¹⁾

III. Aufbau der Werkzeugmaschinen.

A. Gewöhnliche Drehbänke.

1. Auftretende Kräfte, Aufnahme derselben.²⁾

Fig. 240 stellt die schematische Skizze einer Kopf- oder Planbank dar, bei der im Punkte O die Schnittwiderstände auftreten:

$$W_1, W' = W_2 \cdot \cos \delta_1 = W_1 \cos \delta_1,$$

$$\text{und } W'' = W_2 \sin \delta_1 = W_1 \cdot \sin \delta_1$$

(s. Fig. 10 bis 13). Außerdem wirkt noch das Gewicht G von Planscheibe und Werkstück und gibt mit den aus W_1, W' und W'' hergeleiteten Werten Auflagerreaktionen R_1 und R_2 im Kopf- und Schwanzlager des Spindelkastens, deren Größen:

$$R_1 = \sqrt{(A_1' - A_1'')^2 + (A_1 - G_1)^2} \quad \text{am Kopflager,}$$

$$R_2 = \sqrt{(A_2' - A_2'')^2 + (A_2 - G_2)^2} \quad \text{am Schwanzlager,}$$

für den ungünstigsten Fall aus nachstehenden Formeln ermittelt werden müssen:

$$A_1 = W_1 \frac{D+l}{D}; \quad A_2 = W_1 \frac{l}{D};$$

$$A_1' = W' \frac{D+l}{D} = W_1 \cos \delta_1 \frac{D+l}{D}; \quad A_2' = W' \frac{l}{D} = W_1 \cos \delta_1 \frac{l}{D};$$

$$A_1'' = A_2'' = W'' \frac{d}{2D} = W_1 \sin \delta_1 \frac{d}{2D}.$$

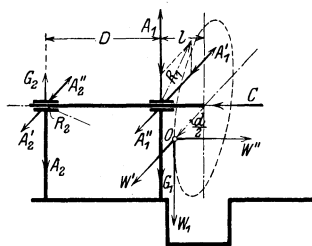


Fig. 240.

¹⁾ Siehe Schuchardt & Schütte, Technisches Hilfsbuch. Kommissionsverlag J. Springer. Berlin 1922, 5. Auflage, S. 192.

²⁾ Fischer, Werkzeugmaschinen. 2. Aufl. Bd. 1, S. 292 ff.

Außerdem wird die Spindel, was auch zu ermitteln ist, auf Biegung beansprucht und dann noch mit der Kraft

$$C = W'' = W_1 \sin \delta_1$$

n axialer Richtung gedrückt.

Liegt, wie in Fig. 241 skizziert, eine Spitzendrehbank vor, so kommt die Beanspruchung des Schwanzlagers, das gewissermaßen durch die Reitstockspitze ersetzt wird, kaum in Betracht, und man hat zunächst für die Spitze in der Drehspindel und für die Reitstockspitze:

$$R_1 = \sqrt{(A'_1 + A''_1)^2 + (A_1 - G_1)^2} \quad \text{an der Spitze in der Drehspindel,}$$

$$R_2 = \sqrt{(A'_2 - A''_2)^2 + (A_2 - G_2)^2} \quad \text{an der Reitstockspitze.}$$

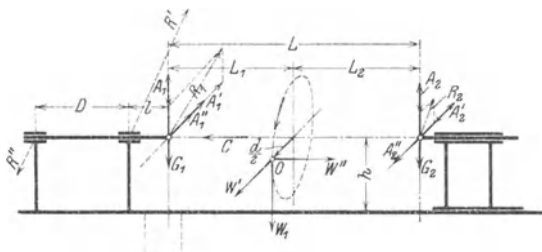


Fig. 241.

Die Kräfte sind für den ungünstigsten Fall zu ermitteln aus den Formeln:

$$A_1 = W_1 \frac{L_2}{L}; \quad A_2 = W_1 \frac{L_1}{L};$$

$$A'_1 = W' \cdot \frac{L_2}{L} = W_1 \cos \delta_1 \frac{L_2}{L_1}; \quad A'_2 = W' \cdot \frac{L_1}{L} = W_1 \cos \delta_1 \frac{L_1}{L};$$

$$A''_1 = A''_2 = W'' \frac{d}{2L} = W_1 \sin \delta_1 \frac{d}{2L}.$$

Außerdem wird die Spindel mit der Kraft

$$C = W'' = W_1 \sin \delta_1 \quad (\text{wie oben})$$

in axialer Richtung gedrückt.

Die eigentlichen Lagerbeanspruchungen ergeben sich zu

$$R' = R_1 \frac{D+l}{D} = \frac{D+l}{D} \sqrt{(A'_1 + A''_1)^2 + (A_1 - G_1)^2} \quad \text{am Kopflager}$$

$$R'' = R_1 \frac{l}{D} = \frac{l}{D} \sqrt{(A'_1 + A''_1)^2 + (A_1 - G_1)^2} \quad \text{am Schwanzlager,}$$

in der gleichen Ebene, in der R_1 wirkt; aus diesen Kräften sind auch die Biegebeanspruchungen für die Spindel zu ermitteln, wenn nicht (s. später) neue Kräfte hinzukommen.

Analog sind die Momente zu errechnen, die unter Vermittlung des Supports versuchen, das Bett in senkrechter Ebene nach unten, in wagerechter Ebene nach vorn durchzubiegen, es mit dem Biegemoment $W'' \cdot h$ zu verbiegen und mit dem Drehmoment

$$M = W_1 \cdot \frac{d}{2} + W'' \cdot h = W_1 \left(\frac{d}{2} + h \cos \delta_1 \right)$$

zu verdrehen.

Weniger wichtig sind die Betrachtungen für den Reitstock, an dessen Spitze die Resultierende R_3 , ohnehin recht klein wird, und der außerdem keine unter Arbeitsdruck bewegten Teile besitzt.

2. Teile der Drehbank.

a) Das Drehbankbett.

Das Bett der Drehbank ist als Träger auf zwei Stützen mit Last zwischen den Stützen zu betrachten. Getragen wird es von 2 Paar, bei größerer Länge auch von 3 Paar Füßen, von denen jedes Paar durch einen Kasten ersetzt werden kann, der gleichzeitig als Schrank zum Aufbewahren von Zubehörteilen und Werkzeugen ausgeführt wird.

Die Ausbildung leichter Bänke zeigt Fig. 286, wo 2 Füße das kastenförmige Bett mit durchweg gleichem Querschnitt tragen. Die Ausführung schwerer Betten zeigt Fig. 242, gleichzeitig ein Bett mit Kröpfung (s. auch Fig. 240) für Werkstücke mit großem Durchmesser.

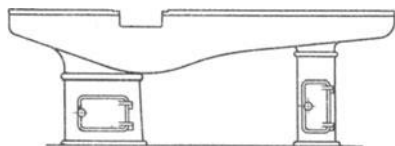


Fig. 242.

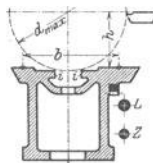


Fig. 243.

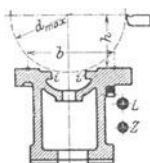


Fig. 244.

Der Querschnitt der Betten ist ausführlicher zu besprechen; er hat sich aus zwei hochkantig aufgestellten, durch Querstege verbundenen Brettern allmählich zur heutigen Form entwickelt. Fig. 243 zeigt das alte deutsche Bett, das beim Auftreten der Arbeitsdrücke zu Klemmungen Veranlassung gibt, da unter dem Stichdruck der Support von seinen Führungen (s. auch Fig. 173) abgedrückt wird und dann unter Zug des Antriebsorganes und Widerstand des Werkstoffes zum Ecken Luft bekommt.

Fig. 244 zeigt eine Form, der das Prisma mit rechteckigem Querschnitt zugrunde liegt (Fig. 175) und die wegen der breiten Tragflächen bei schweren Werkzeugmaschinen jetzt wieder sehr in Aufnahme kommt. Bei etwa auftretendem Ecken klemmt der Schlitten sich nicht so fest wie bei der Ausführung nach Fig. 243. Die dem Arbeiter zugewendete Seite trägt die Lager für Leit- und Zugschindel (s. später), und, teils zu deren Schutz, teils weil sie den Hauptstichdruck aufzunehmen hat, ist die vordere Gleitbahn wesentlich breiter als die hintere gehalten. Das sogenannte amerikanische Bett Fig. 245 weist den Übelstand des Eckens nicht in dem Maße auf wie Fig. 243. Der Arbeitsdruck lockert hier nicht die Führung, sondern drückt sie fester (Fig. 174). Es hat sich nach und nach zu einer Form entwickelt, wie sie Fig. 245 und 246 darstellen, wo eine besondere Richtung für Spindelkasten und Reitstock vorgesehen ist, der lediglich die Sicherung der Lage der Drehachse zugewiesen wird, während das vordere Prisma — nicht über die ganze Länge des Bettes, sondern nur bis an den Spindelkasten heran durchgeführt — die eigentliche Supportführung darstellt. Die hinten angeordnete Fläche dient nur als Auflage und mit ihrer unteren Fläche als

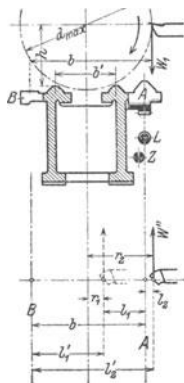


Fig. 245 und 246.

Anlage für eine Stelleiste, die das Aufkippen des Supports verhindern soll. In Fig. 246 sieht man, daß das von W''' ausgelöste Moment $W'' \cdot l$ zwischen den Grenzwerten

$$l_{\max} = + \left(r_{\max} - \frac{b}{2} \right) \quad \text{und} \quad l_{\min} = - \frac{b}{2}$$

schwankt, wenn A die den Halt gebende Hauptführung ist. Würde man B zur Hauptführung machen — durch Ausbildung nach der Form von A —, so würden die Grenzwerte sein:

$$l'_{\max} = + \left(r_{\max} + \frac{b}{2} \right) \quad \text{und} \quad l'_{\min} = + \frac{b}{2}.$$

Anordnung der den Zug vermittelnden Zahnstange sowie der Leitspindel unmittelbar unter der Hauptführung und lange Ausbildung dieser Führung selbst am Support wird immer nötig sein.

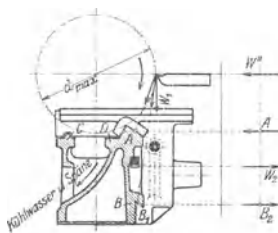


Fig. 247.

Fig. 247 zeigt das Drehbankbett von Schuler in Göppingen, mit einer besonders breit ausgeführten Auflage A und einer Hilfsführung B . Der senkrechte Stahldruck W_1 wird gut von der breiten Fläche an A aufgenommen und die Führung B mit der Fläche B_1 angedrückt. Der Schaltwiderstand W''' — die Figur ist um 90° geklappt als Seitenriß zu denken — und der an der Zahnstange angreifende Schaltzug W_2 erzeugen einen Druck, der Führung A zur Anlage bringen und B zwar in B_1 lösen, dafür aber in B_2 festziehen würde; infolge des obenerwähnten Druckes vom Stichel her

wird also auch diese Führung genügend fest liegen. Als Richtführungen für Spindel und Reitstock dienen das Prisma C und die Fläche D .

b) Die Drehbankspindel.¹⁾

Die Lagerbeanspruchungen wurden für die Drehspindeln auf S. 627/628 zu den Fig. 207 bis 210 besprochen, die zulässigen Drücke sind nach der Zahlentafel auf S. 615 zu bestimmen.

An Hand der Fig. 240/241 wurden bereits die an der Arbeitsspindel angreifenden Kräfte dargestellt und aus ihnen die Beanspruchung des Bettes und der Lagerstellen hergeleitet. Da diese Kräfte nur dann erheblich werden, wenn Schrupperarbeit vorliegt, und da beim Schruppen fast immer Vorgelege Verwendung finden, so soll an Hand der Fig. 248 bis 252 untersucht werden, welchen Einfluß die Einzelbeanspruchungen durch die Vorgelegeräder und den Riemenzug auf die Lagerdrücke und auf die elastische Verbiegung der Arbeitsspindel haben.

Alle Arbeitsspindeln sind schon aus Betriebsgründen (starke Bohrung der Spindel, möglichst geringer spezifischer Lagerdruck usw.) ohnehin so stark bemessen, daß ein etwaiger Bruch unter dem Zerspanungsdruck, dem Riemenzug usw. nicht in Frage kommen kann. Wichtig ist es aber wohl, den spezifischen Druck im Lager möglichst gering zu halten, damit nicht die Ölschicht zerquetscht wird und an Stelle der Flüssigkeitsreibung — s. S. 616 — Reibung zwischen Metall und Metall eintritt. Außerdem muß die Form der elastischen Linie festgestellt werden, da infolge von an sich zwar nur geringen Durchbiegungen der Spindel, die nur mit wenig Spiel in den Lagern geführt ist, Kantendrucke an den Enden der Lagerschalen auftreten; diese können ebenfalls die Ölschicht zerstören und Metall mit Metall zur Berührung bringen.

¹⁾ S. hierzu Nickel, Theor. Fragen im Werkzeugmaschinenbau, W. T. 1911. S. 17 ff.

Fig. 248/249 zeigt die normale Anordnung des Vorgeleges hinter der Arbeitsspindel. Der Zerspanungswiderstand, an der Werkzeugschneide auftretend, sei W , der Riemenzug P_r und die am Umfange der Vorgelegeräder auftretenden Kräfte W_1 und P_2 . Diese vier Kräfte greifen in der in Fig. 249 angegebenen Art an der Spindel an und verursachen Lagerbeanspruchungen, die durch die Strecken A und B im gleichen Maßstab wie die Kräfte W , P_r , W_1 und P_2 eingetragen sind.

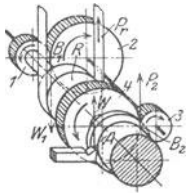


Fig. 248.

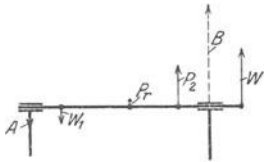


Fig. 249.

In Fig. 250 bis 252 ist das Vorgelege unter der Arbeitsspindel angeordnet, und die vier Kräfte nebst den jeweiligen Lagerbeanspruchungen sind in den Fig. 251 a und 251 b eingetragen, je nachdem sie in senkrechter oder wagen-

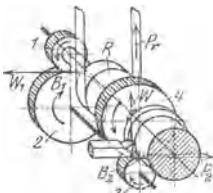


Fig. 250.

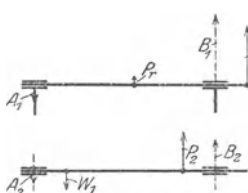


Fig. 251 a, b.

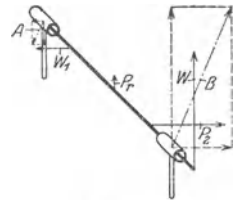


Fig. 252.

rechter Ebene angreifen. Fig. 252 zeigt — in doppeltem Maßstab — die resultierenden Lagerdrücke, die bei dieser Anordnung um etwa 25 v. H. kleiner ausfallen als bei der anderen, was einen nicht zu unterschätzenden Vorteil darstellt.

Die elastische Linie zeigt im zweiten Fall der Vorgelegeanordnung ebenfalls eine günstigere Form; auf ihre Einzeichnung wurde wegen des kleinen Maßstabes der Figur verzichtet.

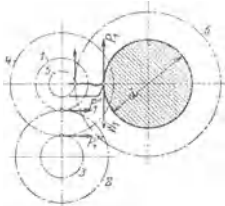
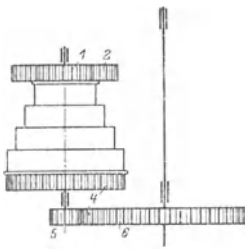


Fig. 253 und 254.



Bei sehr schweren Bänken wird die Stufenscheibe nebst dem Räder-vorgelege oft von der Drehspindel herunter auf eine besondere Welle verlegt, wie in Fig. 253 und 254 gezeigt ist¹⁾.

Wird bei schweren Kopfbänken eine Innenverzahnung unmittelbar an der Planscheibe angebracht, so werden, wie in Fig. 255 ersichtlich ist, der Zerspanungswiderstand und der Zahndruck nahezu an der gleichen Stelle wirken und sich hier aufheben, fast ohne die Spindel zu belasten. Es kommt in diesem Fall dann nur die, allerdings nicht unbeträchtliche,

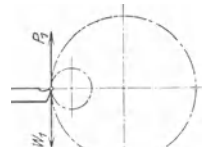


Fig. 255.

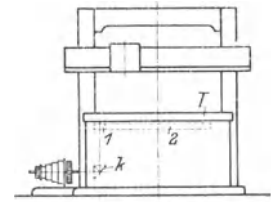


Fig. 256.

¹⁾ S. hierzu auch Hülle, Z. Ver. deutsch. Ing. 1911, S. 1473 ff.

Beanspruchung durch Werkstück- und Planscheibengewicht in Frage, wenn die Stufenscheibe seitlich liegt.

Bei der Vertikaldrehbank (Fig. 256) wird das Gewicht von Planscheibe und Werkstück und der senkrechte Arbeitsdruck durch eine unmittelbar unter der Planscheibe liegende Spurrinne aufgenommen, die häufig auch so angeordnet ist, daß sie den in wagerechter Ebene auftretenden Arbeitsdrücken Widerstand leisten kann. Auf alle Fälle genügt es hier, das obere Lager kräftig auszubilden¹⁾.

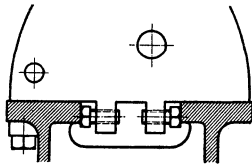


Fig. 257.

Formen der Spindelkästen sind in Fig. 118 und 285 gezeigt, für Räder-Spindelkasten ist ein gutes Beispiel der Spindelkasten von Böhlinger, Fig. 291 bis 295. Eine Anordnung zum Ausrichten des Spindelkastens zeigt Fig. 257.

c) Einrichtung zum Gewindeschneiden.

α) Wechselradsätze.

Dreht sich die Drehspindel ein mal herum, und hat sich gleichzeitig der Support $S\phi$ um den Betrag s (Fig. 258/259) nach links verschoben, so hat ein im Support eingespannter Drehstahl auf dem zylindrischen Werkstück w eine Schraubelinie von der Steigung s erzeugt. Die Bewegung des Supports um den Betrag s ist durch die Leitspindel bewirkt worden, die ihn bei einer Umdrehung um den Betrag S vorschreiben, also die Anzahl von n_L Umdrehungen, bei einer Umdrehung der Drehspindel, ausführen mußte, um die Bewegung

$$s = S \cdot n_L$$

hervorzubringen. Wird die Bewegung von der Drehspindel auf die Leitspindel durch die Wechselräder Z_1 bis Z_L übertragen, und ist $Z = Z'$, so wird, da n für die Drehspindel = 1 ist:

$$n_L = \frac{s}{S} = 1 \cdot \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_L}$$

Von Z auf Z' wird der Antrieb durch ein Wendegetriebe (Fig. 160 bis 164) ohne Änderung der Drehzahl übertragen.

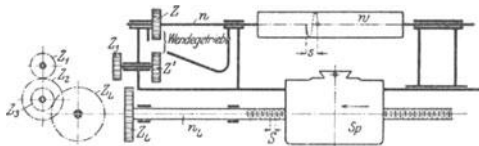


Fig. 258 und 259.

An Wechselrädern finden sich folgende 3 Sätze²⁾ 3).

1. Satz. Je ein Rad mit

24, 32, 36, 40, 44, 48, 51, 56, 64, 72, 80, 80, 88, 96, 104, 112 Zähne
= 16 Rädern.

2. Satz. 9 Räder mit 17 bis 25 Zähnen, je um 1 Zahn springend

15 „ „ 30 „ 100 „ „ „ 5 Zähne „

3 „ von 110 „ 130 „ „ „ 10 „ „

1 Rad mit 127 Zähnen = 28 Rädern.

¹⁾ S. Fischer, Werkzeugmaschinen. Bd. I, S. 353 ff.

²⁾ Adler, Umlaufzahlenreihen bei Werkzeugmaschinen. Z. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 1491 ff.

³⁾ Der Zahnradausschuß des NDI bearbeitet zur Zeit normale Wechselradsätze.

3. Satz. Je ein Rad mit 20, 20, 25 bis 135 Zähnen, je um 5 Zähne springend und 1 Rad mit 127 Zähnen = **26 Rädern**, außerdem findet sich vielfach noch ein Rad mit **97 Zähnen**¹⁾,

β) Zollgewinde auf Zollspindel oder metrische Gewinde auf metrischer Spindel zu schneiden.

Da die Steigung für das zu schneidende und für das Leitspindelgewinde im gleichen Maß gemessen sind, so heben sich in der Formel $\frac{s}{S}$ die Bezeichnungen fort, und es entsteht der dimensionslose Quotient:

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot \dots}{Z_2 \cdot \dots \cdot Z_L} = \frac{s}{S}.$$

Auf einer Bank mit Leitspindel von $\frac{1}{4}''$ Steigung und Rädersatz 1 ist zu schneiden:

1. Beispiel. Gewinde nach Whitworth: $d = \frac{1}{4}''$, $s = \frac{1}{10}''$.

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_L} = \frac{4}{10} = \frac{4 \cdot 6}{6 \cdot 10} = \frac{24 \cdot 48}{36 \cdot 80}, \text{ d. h. } Z_1 = 24, Z_2 = 36, Z_3 = 48, Z_L = 80 \text{ Zähne.}$$

2. Beispiel. Gewinde nach Whitworth: $d = \frac{1}{8}''$, $s = \frac{1}{40}''$ (wegen der hohen Übersetzung sollen 3 Räderpaare Verwendung finden).

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_6}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_L} = \frac{4}{40} = \frac{4 \cdot 9 \cdot 18}{9 \cdot 18 \cdot 40} = \frac{32 \cdot 24 \cdot 36}{72 \cdot 48 \cdot 80} = \frac{24 \cdot 32 \cdot 36}{48 \cdot 72 \cdot 80}$$

d. h. $Z_1 = 24, Z_2 = 48, Z_3 = 32, Z_4 = 72, Z_6 = 36, Z_L = 80$ Zähne.

γ) Metrische Gewinde auf Zollspindel, oder umgekehrt, zu schneiden.

Ist eine der beiden Steigungen in Zoll, die andere in Millimetern gegeben, so müssen sie erst mit Hilfe der Reduktionszahl 25,4 = $\frac{127}{5}$ gleichnamig gemacht werden. Es ist dann, für metrische Gewinde auf Zollspindel:

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_L} = \frac{s \cdot 5}{S \cdot 127}$$

und für Zollgewinde auf metrischer Leitspindel:

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_4 \cdot Z_L} = \frac{s \cdot 127}{S \cdot 5}$$

3. Beispiel. Metr. Gewinde: $d = 8 \text{ mm}$, $s = 1,25 \text{ mm}$, unter Verwendung von Satz 2 und Zollspindel $\frac{1}{4}''$

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_L} = \frac{1,25 \cdot 5 \cdot 4}{127} = \frac{25 \cdot 50}{50 \cdot 127} = \frac{20 \cdot 50}{40 \cdot 127},$$

d. h. $Z_1 = 20, Z_2 = 40, Z_3 = 50, Z_4 = 127$ Zähne.

4. Beispiel. Gegeben eine metrische Leitspindel von 6 mm Steigung, zu schneiden ein Gewinde nach Whitworth: $d = \frac{1}{4}''$, $s = \frac{1}{20}''$:

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_L} = \frac{127}{20 \cdot 6 \cdot 5} = \frac{1 \cdot 127}{5 \cdot 120}$$

Da die Übersetzung $\frac{1}{5}$ durch ein Räderpaar nicht gut hervorzubringen ist, so muß man 3 Räderpaare nehmen, während man für die Schraube nach Beispiel 3 mit 4 Rädern auskam.

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_6} = \frac{1 \cdot 2 \cdot 127}{2 \cdot 5 \cdot 120} = \frac{20 \cdot 30 \cdot 127}{40 \cdot 75 \cdot 120}, \text{ d. h. :}$$

$Z_1 = 20, Z_2 = 40, Z_3 = 30, Z_4 = 75, Z_5 = 127, Z_6 = 120$ Zähne.

¹⁾ Siehe unter ε.

Man muß durch ein etwa gleich großes Rad den Einfluß des 127er Rades aufheben, da Übersetzungen ins Schnelle unbeliebt sind; das ergibt außer den vielen auch noch sehr große Räder, für die selten Platz genug vorhanden ist.

Daraus erklärt sich, daß man Leitspindeln mit Zollgewinde vorzieht, falls nicht ausschließlich metrische Gewinde zu schneiden sind.

d) Schneiden von Gewinden mit hoher Steigung.

Sind die Steigungen der zu schneidenden Gewinde sehr hoch, vielleicht gleich dem Vielfachen eines Zolles, so wird der Bruch $\frac{s}{S}$ unecht und $\frac{Z_1 \cdot Z_3 \dots}{Z_2 \dots Z_L}$ ergäbe eine Übersetzung ins Schnelle. In diesem Falle leitet man den Antrieb der Leitspindel nicht von einem auf der Drehspindel festen, sondern von einem Rade ab, das an der Stufenscheibe festsetzt, sich also $\frac{1}{J}$ mal so schnell dreht wie die Drehspindel. Praktisch ist dann die Steigung der Leitspindel gleich $\frac{S}{J}$ und

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_L} = \frac{s \cdot J \cdot 5}{S \cdot 127}$$

wenn die Steigung der Schraube in Millimetern, die der Leitspindel in Zoll gegeben ist.

5. Beispiel. Gegeben $s = 1/4''$, $J = 1/8$, $s = 35 \text{ mm}$ und Rädersatz 3:

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_L} = \frac{35 \cdot 4 \cdot 5}{8 \cdot 127} = \frac{5 \cdot 35 \cdot 3}{2 \cdot 3 \cdot 127} = \frac{25 \cdot 105}{30 \cdot 127}$$

d. h. $Z_1 = 25$, $Z_2 = 30$, $Z_3 = 105$, $Z_4 = 127$ Zähne.

e) Schneiden von Modulschnecken.

Modulschnecken sind solche, deren Steigung ein Vielfaches von π mm ist; sie arbeiten mit Schneckenrädern, die Modulverzahnung haben, d. h. deren Zahnteilung ein Vielfaches von π ist. Die Schneckensteigung ist dann

$$s = g \cdot m \cdot \pi = g \cdot m \cdot 3,14159265 \text{ mm},$$

worin g die Ganzzahl 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:

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3 \dots}{Z_2 \dots Z_L} = \frac{g \cdot m \cdot 3,14159265}{S}$$

Von den vielen Möglichkeiten der Lösung seien hier nur zwei¹⁾ angeführt, von denen die erste

$$\pi = \frac{5 \cdot 71}{113} = 3,141593$$

ein sehr genaues Resultat ergibt, aber zwei abnormale Räder mit 71 und 113 Zähnen erfordert, während man bei der zweiten

$$\pi = \frac{8 \cdot 97}{13 \cdot 19} = 3,1417$$

mit geringerer Genauigkeit vorlieb nehmen muß, dafür aber mit einem abnormalen Rade mit 97 Zähnen auskommt; Räder, deren Zähnezahlen Vielfache von 13 und 19 sind, finden sich in fast jedem normalen Rädersatz vor.

Die Formeln zur Wahl der Zähnezahlen für die Wechsellräder sind dann, wenn die Leitspindel metrische Steigung S hat:

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3 \dots}{Z_2 \dots Z_L} = \frac{g \cdot m \cdot 5 \cdot 71}{S \cdot 113} \quad \text{oder} \quad = \frac{g \cdot m \cdot 8 \cdot 97}{S \cdot 13 \cdot 19}$$

¹⁾ Knappe, Wechsellräderberechnung, Werkstattbücher Eugen Simon. Berlin 1921. Verlag J. Springer.

und wenn die Leitspindel Zollsteigung S hat:

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot \dots}{Z_2 \cdot \dots} = \frac{g \cdot m \cdot 25 \cdot 71}{S \cdot 127 \cdot 113} \quad \text{oder} \quad = \frac{g \cdot m \cdot 40 \cdot 97}{S \cdot 127 \cdot 13 \cdot 19}$$

6. Beispiel. Gegeben $S = 1/2''$, $m = 1$ mm, $g = 2$:

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot \dots}{Z_2 \cdot \dots \cdot Z_L} = \frac{2 \cdot 1 \cdot 25 \cdot 71 \cdot 2}{1 \cdot 127 \cdot 113} = \frac{71 \cdot 100}{113 \cdot 127}$$

d. h. $Z_1 = 71$, $Z_2 = 113$, $Z_3 = 100$ und $Z_L = 127$.

Bei hohen Steigungen der Schnecke wird man (s. unter δ) die Wechselräder von der Stufenscheibe her antreiben und dann die Übersetzung J vom Räder-vorgelege der Arbeitsspindel mit in die Rechnung einsetzen.

7. Beispiel. Gegeben $S = 12$ mm, $J = 1/8$, $m = 4$ mm, $g = 3$:

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot \dots}{Z_2 \cdot \dots \cdot Z_L} = \frac{3 \cdot 4 \cdot 5 \cdot 71}{12 \cdot 8 \cdot 113} = \frac{50 \cdot 71}{80 \cdot 113}$$

d. h. $Z_1 = 50$, $Z_2 = 80$, $Z_3 = 71$ und $Z_4 = 113$.

ζ) Schneiden von Gewinden mit abnormaler Steigung.

Für das Schneiden sogenannter „wilder“ Gewinde verwendet Knappe¹⁾ ein Verfahren, das darin besteht, daß der Bruch

$$B = \frac{\text{zu schneidende Steigung}}{\text{Leitspindelsteigung}}$$

in zwei Teilbrüche zerlegt wird, deren einer den rohen Näherungswert und deren anderer nahezu den Wert 1 hat.

8. Beispiel: Gegeben $S = 1/4'' = 6,35$ mm, $s = 0,53$ mm:

$$B = \frac{0,53}{6,35} = \frac{1 \cdot 12 \cdot 0,53}{12 \cdot 1 \cdot 6,35} = \frac{1}{12} \frac{636}{635} = \frac{2 \cdot 4 \cdot 53}{5 \cdot 2 \cdot 127}$$

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_L} = \frac{20 \cdot 40 \cdot 53}{50 \cdot 80 \cdot 127}$$

d. h. $Z_1 = 20$, $Z_2 = 50$, $Z_3 = 40$, $Z_4 = 80$, $Z_5 = 53$ und $Z_L = 127$.

Es muß also außer dem Rad mit 127 Zähnen, das meist vorhanden ist, noch ein abnormales Rad mit 53 Zähnen angefertigt werden.

Will man diese Sonderanfertigung vermeiden, so vermindert oder vermehrt man Zähler (636) und Nenner (635) solange um den gleichen Betrag, bis Zahlen entstehen, deren Faktoren in Zähnezahlen des Rädersatzes enthalten sind; die Verfälschung des Resultats wird meist so gering sein, daß sie nicht ins Gewicht fällt.

9. Beispiel: Gegeben, wie in Beispiel 8, $S = 1/4'' = 6,35$ mm, $s = 0,53$ mm:

$$B = \frac{0,53}{6,35} = \frac{1 \cdot 12 \cdot 0,53}{12 \cdot 1 \cdot 6,35} = \frac{1 \cdot 636}{12 \cdot 635} \sim \frac{1 \cdot 595}{12 \cdot 594} = \frac{5 \cdot 7 \cdot 17}{12 \cdot 2 \cdot 27 \cdot 11}$$

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_L} = \frac{25 \cdot 85 \cdot 35}{60 \cdot 135 \cdot 110}$$

d. h. $Z_1 = 25$, $Z_2 = 60$, $Z_3 = 85$, $Z_4 = 135$, $Z_5 = 35$ und $Z_L = 110$.

Die Steigung des geschnittenen Gewindes wird um 0,11 v. T. zu groß.

10. Beispiel: Wie oben $S = 1/4'' = 6,35$ mm, $s = 0,53$ mm. Das Rad mit 127 Zähnen ist vorhanden.

$$B = \frac{0,53}{6,35} = \frac{0,53 \cdot 20}{127} = \frac{106 \cdot 10}{100 \cdot 127}$$

Der Näherungswert des Bruches ist $10/127$; der andere Teilbruch wird durch die Differenz (6) zwischen Zähler und Nenner gehoben, was 17,666... : 16,666... ,

¹⁾ Nach Knappe, Wechselrädereberechnung. Berlin 1921. J. Springer.

also zwei Zahlen ergibt, die sich nur um 1 unterscheiden. Wir setzen dafür 18:17, d. h. wir erhöhen beide Zahlen um 0,333..., und erhalten

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_L} = \frac{18 \cdot 10}{17 \cdot 127} = \frac{40 \cdot 45 \cdot 50}{85 \cdot 100 \cdot 127},$$

d. h. $Z_1 = 40$, $Z_2 = 85$, $Z_3 = 45$, $Z_4 = 100$, $Z_5 = 50$ und $Z_6 = 127$.

Die Steigung wird dann um 0,111 vH zu niedrig.

η) Aufbringen der Wechselräder.

Zum Aufbringen der Wechselräder auf die Drehbank bedient man sich der Scheren, deren eine in Fig. 260 dargestellt ist. Das treibende Rad ist a (Z_1 in

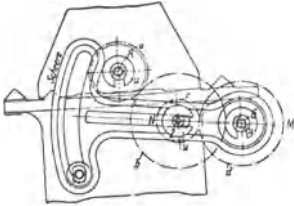


Fig. 260.

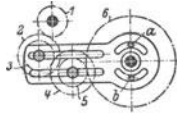


Fig. 261.

Fig. 258, 259), es greift in ein Rad b , das, mit Rad c auf die gleiche Hülse aufgefädert, sich mit dieser lose um einen Bolzen dreht, der im Schlitz N der Schere verstellbar ist und ein Einschieben von c in d und Sichern in dieser Lage gestattet. Durch Schwenken der Schere um die Leitspindelachse wird b in Eingriff

mit a gebracht, und die Schere durch einen Bolzen am Drehbankbett in dieser Lage festgehalten.

Zum Aufbringen von 6 Rädern dient eine Schere nach Fig. 261, mit zwei Stellschlitz für die Räderpaare 2, 3 und 4, 5. Die Befestigung am Bett durch die zwei Bolzen a und b kann nicht ebenso befriedigen wie die Ausführung nach Fig. 260.

In den vorstehenden Beispielen ist eine Anzahl von Zähnezahlen ermittelt worden, die rechnerisch sicher den Anforderungen genügen; keineswegs gewiß ist es aber, daß die ermittelten Räder sich auch tatsächlich immer so aufbringen lassen, daß der Eingriff einwandfrei ist. In nachstehenden Ausführungen sollen deshalb die Bedingungen ermittelt werden, die die Räder erfüllen müssen, damit sie für den gedachten Zweck auf der gegebenen Bank tatsächlich verwendet werden können.

In Fig. 262 ist A die Achse des Herzrades (Fig. 258), auf die das erste treibende Wechselrad gesteckt wird, C die Achse der Leitspindel. Der Abstand $AC = c$ ist dann eine Konstante der Drehbank. B ist der im Schlitz der Schere (Fig. 261 und 262) verschiebbar angeordnete Bolzen, der das Räderpaar 2, 3 aufnehmen soll. Bezeichnet wieder m den Modul der verwendeten Zahnräder, so ist $AB = m/2 \cdot (Z_1 + Z_2)$ und $BC = m/2 \cdot (Z_3 + Z_L)$, und man sieht, daß Eingriff nur erfolgen kann, wenn $AB + BC = m/2 \cdot (Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4) \geq c$ ist. Daraus läßt sich die Bedingung ableiten:

$$\text{Summe sämtlicher Zähne } (Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4) > 2 \cdot c/m.$$

Ist z. B. $c = 325$ mm und der Modul 2,5 mm, so muß die Summe der Zähnezahlen sämtlicher verwendeten Zahnräder größer als $2 \cdot 325/2,5$, d. h. größer als 260 sein.

Wird ein Zwischenrad verwendet, was eintritt, wenn die Übersetzung so gering ist, daß man sie mit den Rädern I und L allein herstellen kann, so muß die Ungleichung lauten:

$$\text{Zähnesumme } (Z_1 + Z_L + 2 \cdot Z) > 2 \cdot c/m,$$

wobei Z die (beliebige) Zähnezahzahl des Zwischenrades bedeutet, die man zum Ausgleich kleiner Zähnezahlen an den Rädern I und L verwenden kann.

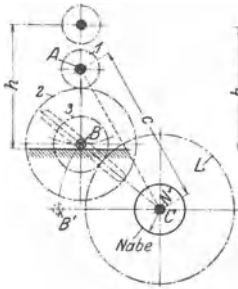


Fig. 262.

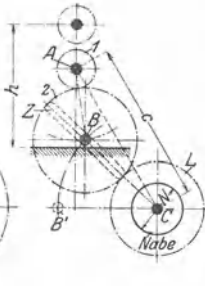


Fig. 263.

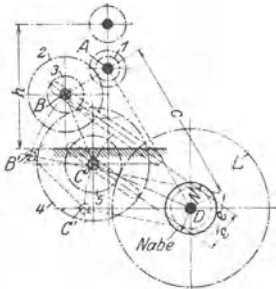


Fig. 264.

Eine weitere Bedingung besteht darin, daß Rad 2 (in Fig. 264 Rad 4) mit seinen Zähnen nicht an die Nabe mit dem Durchmesser N anstößt. Diese Bedingung ist erfüllt, wenn der um den halben Nabendurchmesser verringerte Achsenabstand BC größer ist als der halbe Außendurchmesser des Rades 2. Die Ungleichung heißt dann:

$$m/2 \cdot (Z_3 + Z_L) - N/2 > m/2 \cdot (Z_2 + 2), \text{ oder } (Z_1 + Z_L - Z_2 - 2) > N/m.$$

Bei der Anordnung nach Fig. 263 liegt die Gefahr des Anstoßens nicht vor und bei einer solchen nach Fig. 264 ist die Bedingung erfüllt, wenn

$$(Z_5 + Z_L - Z_4 - 2) > N/m \text{ ist.}$$

Müssen, wie in Fig. 264, 3 Räderpaare Verwendung finden, so besteht die Bedingung:

$$\text{Summe sämtlicher Zähne } (Z_1 + Z_2 + Z_3 + Z_4 + Z_5 + Z_L) > 2 \cdot c/m.$$

Außerdem muß bei Verwendung einer Doppelschere noch die Bedingung erfüllt sein:

$$m/2 \cdot (Z_3 + Z_4) > m/2 \cdot (Z_2 + 2 + Z_5 + 2) \text{ oder } [(Z_3 + Z_4) - (Z_2 + Z_5)] > 4.$$

d) Der Support.

Der Oberschlitten hat den Werkzeughalter zu tragen und wird meist nach Fig. 301 ausgebildet. Die Schraubenspindel, über deren Lagerung und Mutter schon auf S. 599/600 gesprochen wurde, liegt bei dieser Anordnung frei und ist Beschädigungen und Verbiegungen leicht ausgesetzt. Besser ist deshalb eine Lagerung nach Fig. 97. Bei dieser Anordnung steht die Mutter fest, und die Schraube, durch den gleitenden Schlitten geschützt, macht die Längsbewegung, die ebenso groß sein kann, wie bei der anderen Führung. Der Obersupport ist drehbar auf dem unteren angeordnet, und die Drehung muß nach Graden, in besonderen Fällen — Drehen von Kegelrädern, Gewindebohrer-Vorschneidern und Winkelfräsern — sogar noch feiner einzustellen sein. Ein Zeiger muß hier auf alle Fälle vermieden werden, weil er sich verbiegen kann; es muß sich auf dem festen Teil vielmehr auch ein Indexstrich befinden, und auf dem drehbaren Teil muß eine Teilung um je 90° nach links und rechts vom Nullpunkt angeordnet sein.

Die Stellschrauben zum Befestigen des drehbaren Teiles müssen sorgfältig so angeordnet werden, daß sie bei jeder Stellung des Obersupportes gut zu lösen und festzuziehen sind (s. hierzu auch Fig. 301 und 302). Den Querschlitten, der sich senkrecht zum Bett bewegt, unterzubringen, macht keine Schwierigkeit, wenn (s. Fig. 298) die Spitzenhöhe groß genug ist, um ein völliges Freistehen des Führungsprismas zu gestatten. Ist aber die Spitzenhöhe gering, wie in Fig. 267

und 301, so sinken die zu schabenden Flächen ein und sind mit dem Schaber schwer zu erreichen, wie Fig. 265 zeigt. In diesem Falle empfiehlt es sich, die Führung auch hier umzukehren und, nach Fig. 266, die Mutter fest und die

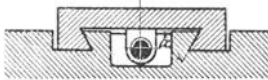


Fig. 265



Fig. 266.

Schraube mit dem Schlitten beweglich zu gestalten. Man erreicht dadurch den gleichen Vorteil wie für den Oberschlitten und muß nur bei Anordnung der Mutter eine gewisse Schwierigkeit überwinden, weil die Bewegung in die Spindel bei Selbstgang (s. später) stets an derselben Stelle eingeleitet werden muß; man kann sich helfen, indem man die Mutter drehbar mit dem getriebenen Rade (13 in Fig. 301) verbindet und die Schraube stillstehen läßt. Die Grundplatte des Supportes muß, wie Fig. 269 zeigt, nach Form eines *H* ausgebildet sein; häufig macht man die vordere Führung *A*, die Hauptführung (s. oben), länger als *B*; daß sie neuerdings meist auch breiter gehalten wird als *B* wurde schon zu Fig. 245

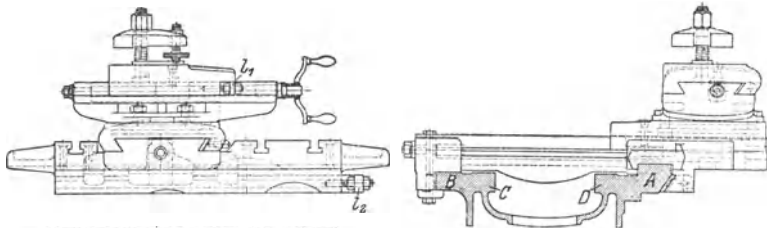


Fig. 267 bis 269.

und 246 begründet. In Fig. 267 sind die Stelleisten l_1 und l_2 zu erkennen, entsprechend Fig. 205 und 206; auch hier sind für Spindelkasten und Reitstock zwei besondere Richtführungen *C* und *D* vorgesehen. Außerdem sind die Leisten *A* und *B*, Fig. 269, mit T-Nuten zur Aufnahme von mitlaufenden Brillen für Stützung langer Werkstücke ausgerüstet.

e) Die Bettplatte.

Sie ist bestimmt, die Einrichtungen aufzunehmen, die die Schaltung beim Gewindeschneiden sowie für Längs- und Planzug beim Drehen zu bewerkstelligen haben.

Das Mutterschloß, das in Fig. 270 und 271 dargestellt ist und auch an den Fig. 298, 299 und 301, 303 erkannt werden kann, wird durch eine Kurbel *k*, die vor der Bettplatte liegt, geöffnet und geschlossen. Die Mutterhälften *A* und *B* gleiten in einer

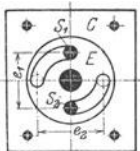


Fig. 270.

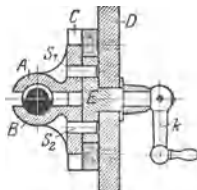


Fig. 271.

Schlittenführung C , die gegen die Bettplatte D geschraubt ist und der Platte E als Lager dient; die zwei Kurvenschlitze in E nehmen die Stifte s_1 und s_2 auf und zwingen sie, je nach der Lage von h , die Backen zu schließen — Stifte in Entfernung e_1 — oder zu öffnen — Stifte in Entfernung e_2 . Ähnlich ist die Einrichtung in Fig. 299, während Reinecker (Fig. 301, 303) durch ein Trieb t und zwei Zahnstangen (s. Beschreibung) die Backen öffnet und schließt. Lorenz (Ettlingen) verwendet eine Schraube, die, senkrecht zur Bettplatte angeordnet, die Mutterbacken bewegt.

Zum Drehen wird heute im allgemeinen die Leitspindel nicht mehr verwendet, sondern eine besondere Zugspindel angeordnet.

Fig. 272 und 273 zeigt eine Bettplatte mit Schraubenräderantrieb; s_1 , ebenso wie s_2 und die übrigen Räder an der Bettplatte gelagert, wird durch die genutete Zugspindel in jeder Stellung des Supportes gedreht und versetzt, je nach Lage der Kupplung K , die Stirnräder Z oder Z' in Umdrehung; bei Mittelstellung von K ist der Selbstgang ausgeschaltet. Z treibt über $1, 2, 3, 4, 5$ und 6 den Längszug an, weil sich Z_6 in der feststehenden Zahnstange wälzt und den Support mitzieht. Z' dreht über I, II, III die Schraubenspindel des Quersupportes und betätigt so den Planzug.

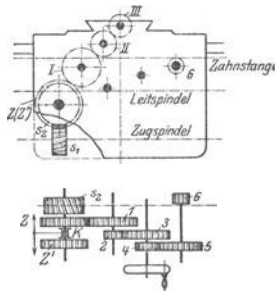


Fig. 272 und 273.

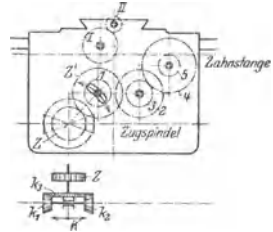


Fig. 274 und 275.

Fig. 274 und 275 zeigt eine andere Anordnung, den Antrieb durch Kegelräder, der den Vorteil bietet, daß man durch Kuppeln von h_1 oder h_2 mit der Zugspindel — durch Verstellen der Klaue K — das große Kegelrad h_3 zwingen kann, sich rechts oder links, oder — bei Mittellage von K — gar nicht zu drehen. Mit h_3 festverbunden ist Rad Z , mit dem das große Schwingenrad Z' dauernd kämmt. Je nach Lage der Schwinne kann man dann von Z' über $1, 2, 3, 4, 5$ und die Zahnstange am Bett den Längszug, oder über I, II und die Schraube am Quersupport den Planzug betätigen. Die Einrichtung ist besonders beliebt für reine Zugspindelbänke, die, weil die Leitspindel fehlt, dann am Spindelkasten keine Wendevorrichtung benötigen. Der Arbeiter kann mit einem Handgriff den Support stillsetzen, ihn vor- oder rückwärts laufen lassen, mit einem zweiten Handgriff abwechselnd den Plan- oder Längszug bedienen; alle Bedienungshebel befinden sich an der Bettplatte, sind also dem Arbeiter bequem zur Hand.

Der Antrieb mit Schnecke und Schneckenrad — s. Ausführungen von Reinecker und Heidenreich & Harbeck — gestattet sehr feine Vorschübe, wegen der hohen Übersetzung ins Langsame beim Schneckentrieb; die von Amerika übernommene Einrichtung der Fig. 298, 299, mit genuteter Leitspindel, die dann gleichzeitig als Zugspindel dient, kann als unbedenklich nicht angesehen werden. Erstens ziehen sich Wellen durch das Nuten immer krumm, was für die Leitspindel besonders bedenklich ist, und zweitens ist es nicht gut, die Leitspindel den beim Schruppen auftretenden, starken Verdrehungsbeanspruchungen auszusetzen. Außerdem wirkt die genutete Spindel wie ein Gewindebohrer auf die Leitspindelmutter; die Nute verschmutzt auch leicht und bringt Schmutz in die Mutter.

Sicherungen an der Bettplatte sind unbedingt nötig, besonders, damit nicht Leitspindel und Zugspindel gleichzeitig arbeiten können. Bei der Ausführung

nach Fig. 298 bis 300 sind Sicherungen fortgelassen; eine Art der Sicherung ist in Fig. 301 dargestellt und wird dort besprochen, andere Arten zeigen die Fig. 276 bis 279. Jede der Einrichtungen sperrt durch Ausdrehungen stets die eine Scheibe so, daß sie keine Bewegung machen, bzw. ihr Schaltorgan nicht betätigen kann, solange das andere Schaltorgan eingerückt ist.

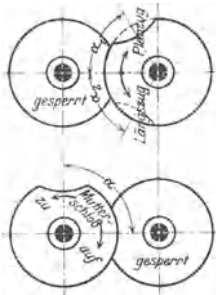


Fig. 276 und 277.

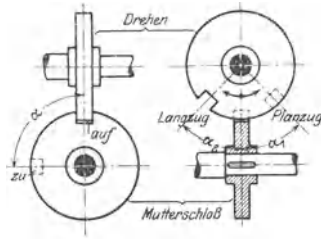


Fig. 278 und 279.

f) Der Reitstock.

Die Reitstockspitze, für leichte und mittlere Arbeiten mit einem Spitzenwinkel von 60° , für schwere Arbeiten auch wohl mit stumpferem Winkel versehen, ist mit einem schlanken Kegel (Morse- oder metrischem Kegel, Fig. 239) in der Pinnole befestigt und wird mit dieser — ohne Eigendrehung — vorwärts bewegt. Es liegt hier im allgemeinen eine der früher (Fig. 177) besprochenen zylindrischen Richtführungen vor, die durch eine besondere Einrichtung an eigenmächtiger Drehung gehindert werden müssen. Von derartigen Drehsicherungen ist in Fig. 280 als Beispiel eine einfache abgeflachte Schraube dargestellt,

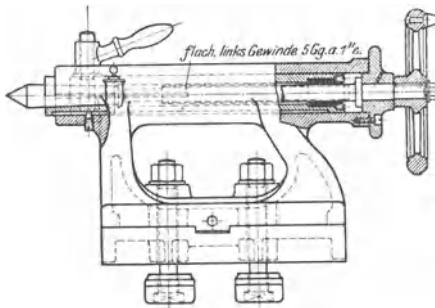


Fig. 280.

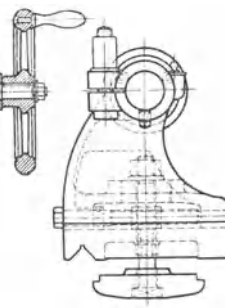


Fig. 281.

Reitstock von Gebr. Böhringer, Göppingen.

die in eine Nut an der Pinnole greift; besser und sicherer wirkt ein Zapfenkeil (Fig. 282), der breitere Anlageflächen aufweist. Einrichtungen zum Festklemmen der Pinnole sind auf S. 621 an Hand der Fig. 198 bis 200 besprochen worden. Fig. 280 und 281 weisen eine geschlitzte Hülse, entsprechend Fig. 198, auf. Der Knebel zum Festziehen ist bei dieser letzten Anordnung billiger, da er nicht im Gesenk, also nicht durch teure Schmiedearbeit hergestellt werden muß, wie der in Fig. 280 und 281; er besteht nämlich hier aus einem einfachen Kugelknebel mit

untergesetzter Hülse, also aus zwei Drehteilen, die billig auf der Revolverbank herzustellen sind.

Früher wurde vielfach das hintere Ende der Pinnole als Schraube, das Handrad als Mutter ausgebildet, was Beschädigungen des Gewindes zuließ, weil dieses bei zurückgezogener Pinnole weit aus seiner Mutter herausragte und so auch den Arbeiter hinderte. Heute legt man meist die Schraube nach innen, was eine kurze Bauart und eine geschützte Schraube ergibt. In Fig. 280 ist die Schraubenspindel in einer besonderen Kappe gelagert, die auf den Reitstockkörper aufgesetzt ist. Fig. 283 zeigt eine billigere Ausführung, die bei

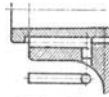


Fig. 282.

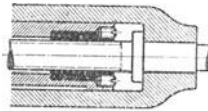


Fig. 283.

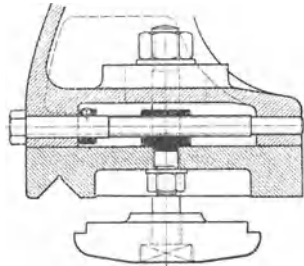


Fig. 284.

Anwendung der Bohrstange zur Herstellung der Pinnole einwandfrei sein kann. Vielfach wird, aus der Überlegung heraus, daß die Pinnole als genau passender Hohlzylinder ausgeführt werden muß, die Ausführung nach Fig. 280 vorgezogen, weil dann ein Ausreiben mit der Reibahle leichter zu bewerkstelligen ist. Fig. 284 zeigt, ebenso wie Fig. 281, die Festklemmung des Reitstockes auf dem Bettprisma und außerdem noch die Querverstellung, die zum Drehen schlanker Kegel das Reitstockoberteil mit der Spitze seitlich herauszuschieben ermöglicht.

3. Ausgeführte Konstruktionen.

a) Leit- und Zugspindeldrehbank von Ludw. Loewe & Co., Berlin.

Eine 3stufige Riemenscheibe treibt (Fig. 285)

$$1. \text{ über d. Vorgelege } \frac{Z_1 \cdot Z_2}{Z_3 \cdot Z_4} = 1/10 (J_1)$$

$$2. \text{ über d. Vorgelege } \frac{Z_3 \cdot Z_5}{Z_4 \cdot Z_6} = 1/8 (J_2)$$

3. nach Kupplung mit der Drehwelle unmittelbar die Drehspindel I an. Da das Deckenvorgelege 2 Drehzahlen hat:

$$n_{d1} = 315 \text{ Umdr./min,}$$

$$n_{d2} = 470 \text{ Umdr./min,}$$

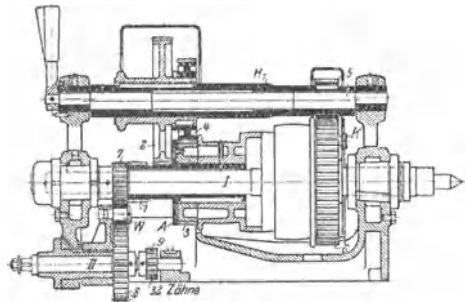


Fig. 285.

so erhält man 18 verschiedene Drehzahlen, deren zweite Gruppe allerdings nur für den beschleunigten Rücklauf in Frage kommt. Auf einer ausschwenkbaren Welle sitzt die Hülse H_1 , die das feste Rad 5 und die seitlich verschiebbaren Räder 2 und 4 trägt. Eine Scheibe A gestattet die seitliche Verschiebung erst, nachdem die Hülse ausgeschwenkt ist; es wird so ein seitliches Aufeinanderschlagen der Räder 2 und 4 verhindert. Von dem auf der Welle I festen Rade 7 wird über ein Wendegetriebe W Rad 8 angetrieben, und dessen Welle II kann entweder von einem links befindlichen Zapfen her über Wechselräder die Welle III, Fig. 288, oder über die Räder 9, 10, 11 die Hülse H_2 antreiben. Rad 11 ist mit Kupplungsklaue versehen und auf Hülse H_3 so verschiebbar, daß es durch die Klaue K_1 Hülse H_2 mit Welle III kuppeln kann.

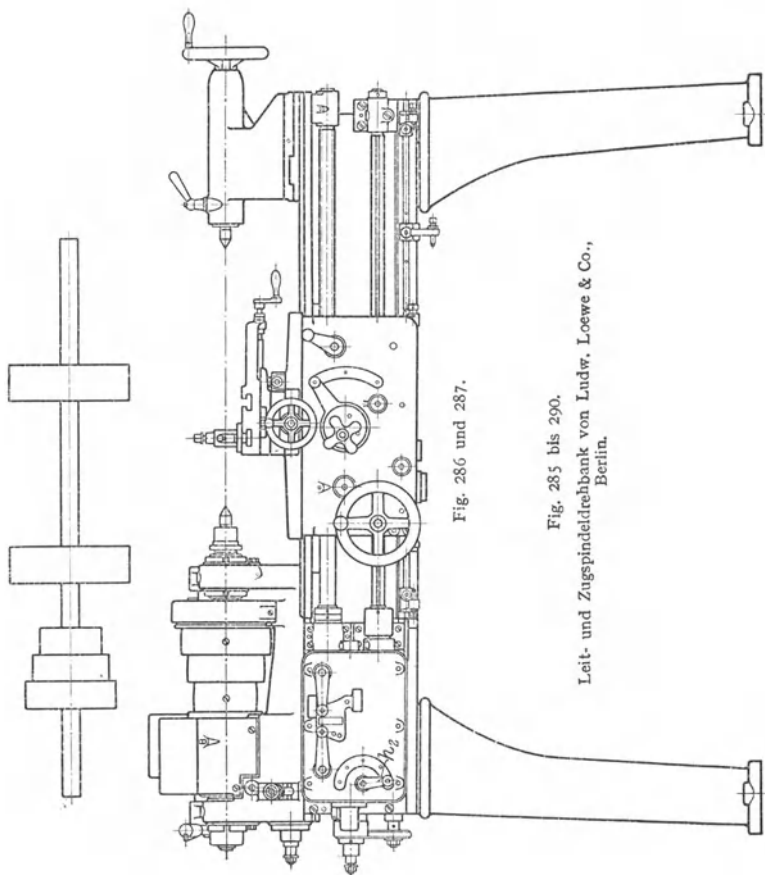


Fig. 286 und 287.

Fig. 285 bis 290.

Leit- und Zugschneidrehbank von Ludw. Loewe & Co.,
Berlin.

Fig. 288.

Von II aus kann man also entweder Hülse H_2 im festen Übersetzungsverhältnis $\frac{Z_9}{Z_{11}}$ (10 ist Zwischenrad) oder über Wechselräder in beliebigem Verhältnis antreiben.

Von H_2 aus ist Welle IV mit Hilfe des Ziehkeilgetriebes mit 5 Drehzahlen anzutreiben, und schließlich kann Rad 12 — verschiebbar aufgedeutet auf der Ziehkeilwelle — sowohl die Leitspindel, als auch die Zugspindel zum Umlaufen zwingen.

Die Klauenkupplung mit Rad 14 und die doppelte Zahnkranzkupplung durch Rad 12 können durch die in Fig. 289 sichtbaren Hebel h_1 und h_3 betätigt werden. Man kann so mit h_1 den Antrieb direkt oder über aufsteckbare Wechselräder einleiten, oder auch ihn stillstellen, mit h_3 Leit- oder Zugspindel mit dem Räderkasten kuppeln.

Hebel h_2 bedient das Ziehkeilgetriebe, indem er ein Zahnrad z schaltet, das die Ziehkeilwelle an einer rotierenden Zahnstange hin und her bewegt.

Die Lagerungen der Spindel, die Stiftekupplung K und die Sicherheitskupplung h_2 sind in den Fig. 207 bis 221, 119, 120, 121 dargestellt und dort besprochen worden.

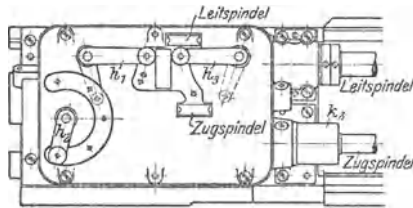


Fig. 289.

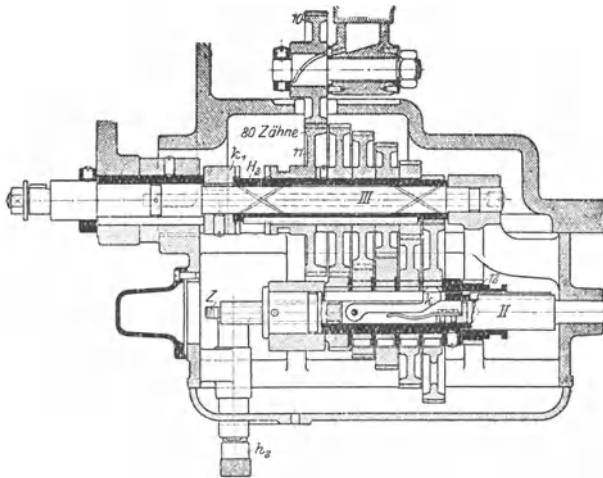


Fig. 290.

b) Räderkasten von Gebr. Böhringer, Göppingen.

Welle I (Fig. 292) wird von der Riemenscheibe mitgenommen und erteilt Welle II über die Räder 1, 2 oder 3, 4 zwei Drehzahlen n_a und n_b , je nachdem die Muffe m_1 die Kupplungen h_1 oder h_2 einrückt (s. Fig. 294, 296 und 297). Von II aus kann die auf Welle III lose Hülse über die Räder 2, 5 oder 4, 6 angetrieben werden, so daß 4 Drehzahlen entstehen:

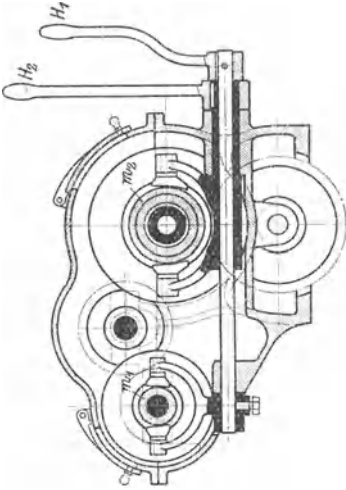


Fig. 293.

$$n_1 = n_a \frac{Z_1 \cdot Z_2}{Z_5 \cdot Z_6}, \quad n_3 = n_b \frac{Z_2}{Z_5} = n_f \frac{Z_3 \cdot Z_6}{Z_4 \cdot Z_6};$$

$$Z_4 = n_a \frac{Z_1 \cdot Z_4}{Z_2 \cdot Z_6}, \quad n_4 = n_b \frac{Z_4}{Z_6} = n_f \frac{Z_3 \cdot Z_4}{Z_4 \cdot Z_6};$$

je nachdem die Muffe m_3 die Kupplungen k_4 oder k_4 betätigt. Von der Hülse aus kann entweder über die Räder 7, 8, 9, 10, Fig. 291, oder direkt, je nach Lage der Kupplungsmuffe m_3 die Drehschindel angetrieben werden.

Die Ausbildung der eigenartigen Spreizkupplung zeigen Fig. 296 und 297. Durch Verschieben der Muffe werden die Hebel k, k' (Fig. 297) gedreht und ihre abgeflachten Zapfen spreizen bei dieser Drehung den federnden Minnehmer auf, so daß er sich saugend gegen die Hülse I legt. Fig. 293 bis 295 zeigen Einzelteile, von denen besonders eigenartig die Anordnung der Hebelachsen für H_1 und H_2 ineinander ist.

Fig. 291 bis 297.

Räderkasten von Gebr. Böhlinger, Göppingen.

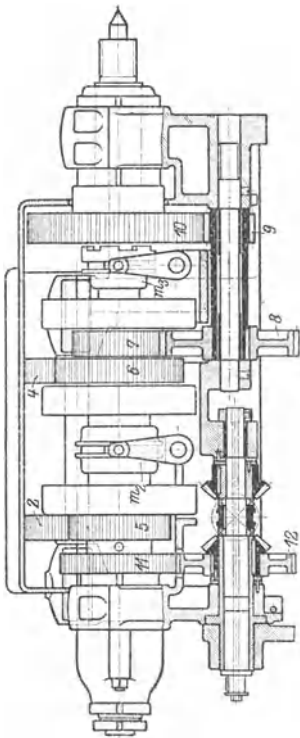


Fig. 291.

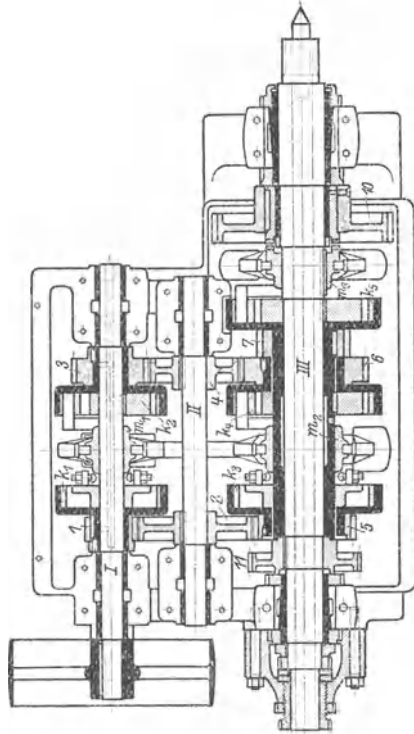


Fig. 292.

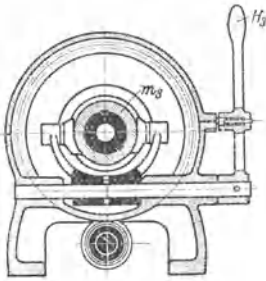


Fig. 294.

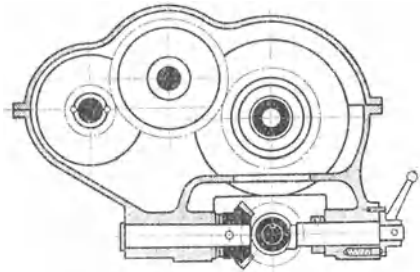


Fig. 295.

Fig. 291 bis 297.
Räderkasten von Gebr.
Böhringer, Göppingen.

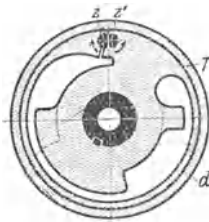


Fig. 296.

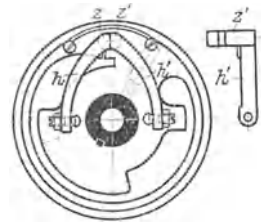


Fig. 297.

c) Leit- und Zugspindelsupport von Heidenreich & Harbeck, Hamburg.

Die in Fig. 300 dargestellte Wegbegrenzung und das zugehörige Wendegetriebe sind bereits auf S. 612 beschrieben worden. Die Bettplatte weist getrennte Antriebe für Längs- und Planzug (Fig. 298 und 299), beide durch Schnecke und Schneckenrad, auf der genuteten Leitspindel auf. Sicherungen gegen gleichzeitiges Einrücken von Leit- und Zugspindel sind nicht angeordnet (s. Bemerkungen S. 639/640).

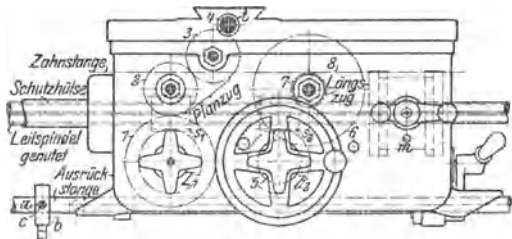


Fig. 298.

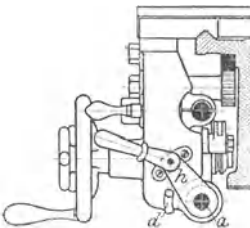


Fig. 299.

Fig. 298 bis 300.
Leit- und Zugspindel-
support von Heiden-
reich & Harbeck,
Hamburg.

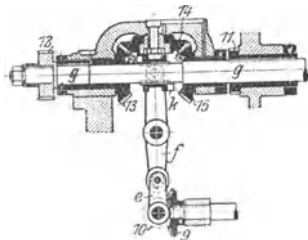


Fig. 300.

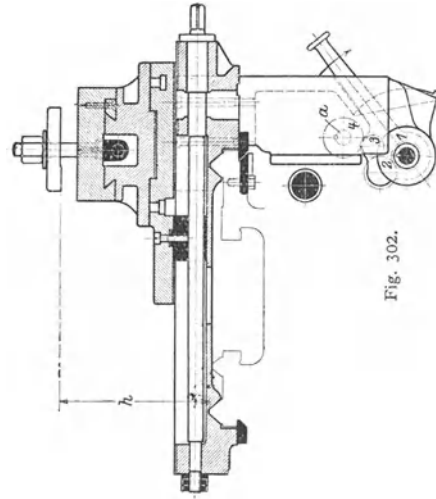


Fig. 302.

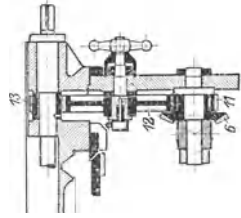


Fig. 305.

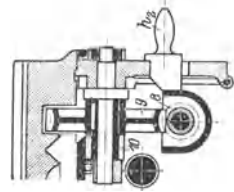


Fig. 304.

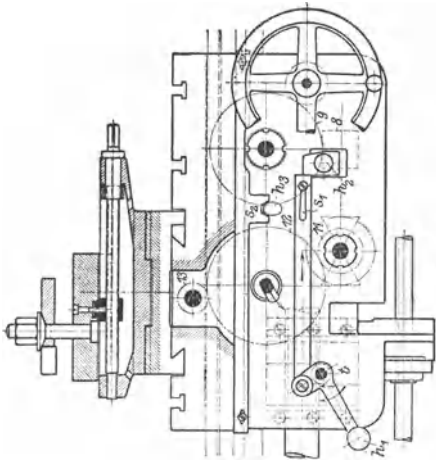


Fig. 301.

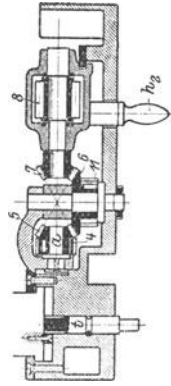


Fig. 303.

d) Leit- und Zugspindel-support von E. J. Reinecker, Chemnitz.

Die Backen der Leitspindel-mutter tragen zwei Zahnstangen, die durch ein Trieb f mit Hilfe des Hebels h_1 (Fig. 301 und 303) betätigt werden. Die Zugschnecke 1 bis 3 auf Rad 4 (Fig. 302 und 303) und von da über die Kegelräder $5, 6, 7$, das Schneckengetriebe $8, 9$ (Fig. 303 und 304) und das Irreß 10 auf die Bettzahnstange und betätigt so den Längszug. Rad 11 , mit Kegelrad 6 fest verbunden, wirkt (Fig. 301, 303 und 305) über das Schwankrad 12 auf Rad 13 , das die Supportquer-spindel zur Umdrehung zwingt.

Der Hebel h_1 bewegt beim Schließen der Leitspindel-mutter eine Stange nach rechts, die das Einrücken des Hebels h_2 und damit der Fallschnecke 8 solange hindert, wie die Mutter geschlossen ist; den Längszug einzurücken ist dann aber unmöglich.

Fig. 301 bis 305.

Leit- und Zugspindel-support von J. E. Reinecker, Chemnitz.

B. Revolverdrehbänke.

1. Zweck und Aufgaben der Revolverdrehbänke.

Bei der häufig wiederkehrenden Bearbeitung gleicher Teile empfiehlt es sich, eine größere Anzahl von Werkzeugen bereit zu halten, die gestatten, ohne daß das Werkstück ausgespannt werden müßte, die sämtlichen an ihm vorzunehmenden Arbeitsoperationen hintereinander auszuführen.

Der bei gewöhnlichen Drehbänken häufig zur Anwendung kommende Vielfachstahlhalter, wie ein solcher in Fig. 306/307 dargestellt ist, zeigt also gewissermaßen einen Übergang von der gewöhnlichen zur Revolverdrehbank. Durch Linksdrehung des Griffes *G* wird der eigentliche Stahlhalter *A* gehoben, wobei die im Unterteil *B* befestigte Nase *C* außer Eingriff mit der Rast *D* gelangt; Teil *A* kann nun herumgeschwenkt werden,

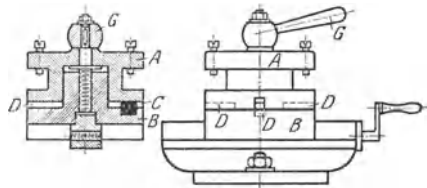


Fig. 306/307.

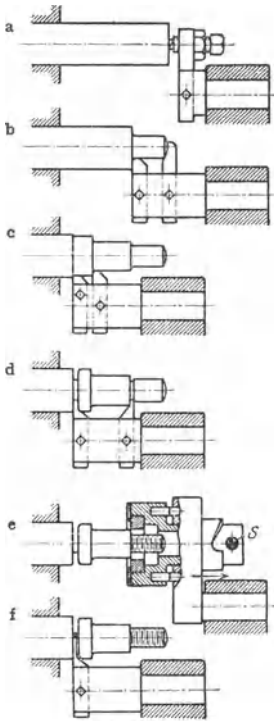


Fig. 308.

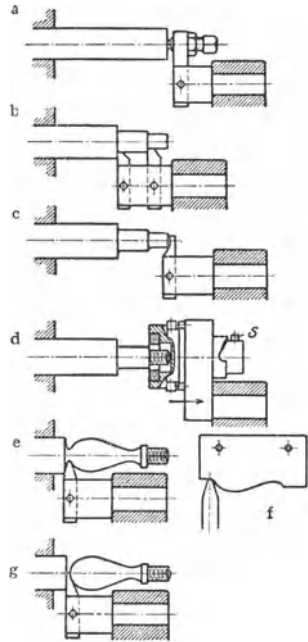


Fig. 309.

bis die Nase *C* gegenüber einer anderen Rast *D* steht. Durch Rechtsdrehung des Griffes *G* kann man *A* wieder gegenüber *B* in einer gegen die erste um 90° gedrehten Lage feststellen.

Bei den eigentlichen Revolverbänken genügt es im allgemeinen nicht, vier Werkzeuge zur Verfügung zu haben, sondern es werden in der Regel 5 bis 8 oder 10, ja wohl auch noch mehr Werkzeuge erforderlich. Die Fig. 308 bis 311 zeigt die Bearbeitung einiger Teile, die auf Revolverbänken hergestellt zu werden pflegen, und es können an diesen gut die Anforderungen besprochen werden, die man an den sog. Revolversupport stellen muß, der als der kennzeichnende Hauptbestandteil dieser Art von Maschinen anzusehen ist.

In Fig. 308 ist die Herstellung einer Halsschraube gezeigt; in Fig. 308a ist der Anschlag dargestellt, der die richtige Werkstücklänge einstellt, in Fig. 308b bearbeiten zwei Stähle gleichzeitig den Gewindeteil, in Fig. 308c zwei weitere den Hals und den Kopf. In Fig. 308d wird das Gewinde hinterstochen, der

Kopf abgerundet und vorgestochen. Fig. 308e zeigt das Gewindeschneiden und Fig. 308f das Abstechen.

In ähnlicher Weise ist in Fig. 309a—d das Vordrehen und Gewindeschneiden dargestellt, während in Fig. 309e das Formdrehen gezeigt wird. In Fig. 309f ist die Schablone wiedergegeben, an der sich ein Leitstift entlang bewegt, der an dem das Werkstück tragenden Support befestigt ist und das Werkzeug zu der gleichen Bewegung zwingt, die der Leitstift an der Schablone entlang ausführt.

Fig. 310 zeigt die Bearbeitung eines Armaturreiles, die in zwei Gruppen von Arbeitsfolgen unterteilt werden muß, weil erst die

Seite des Werkstückes vorzuarbeiten ist, die sich in unbearbeitetem Zustande sicherer festspannen läßt, während das aufgeschnittene Gewinde dazu dient, bei der zweiten Gruppe von Arbeitsfolgen dem Werkstück in einem Futter mit Hohlgewinde den nötigen Halt zu verleihen. Außer der schon in den Fig. 308 und 309 dargestellten Art des Gewindeschneidens mit Gewindebohrer oder Schneideisen wird in Fig. 310k noch die an vielen Revolverbänken vorhandene Einrichtung zum Gewindeschneiden mit Strehler gezeigt.

Fig. 311 stellt die Bearbeitung eines Durchgangventiles dar, die insofern interessant ist, als zum Aufspannen dieses Werkstückes ein Spezialfutter unerlässlich ist, und als gerade bei Bearbeitung dieses Werkstückes deutlich in die Erscheinung tritt, daß häufig sehr verschiedene Durchmesser in einer Arbeitsfolge bearbeitet werden müssen, für die, falls man Wert auf die richtigen Arbeitsgeschwindigkeiten für jede Arbeitsoperation legt, die verschiedensten Drehzahlen schnell hintereinander einzustellen sind.

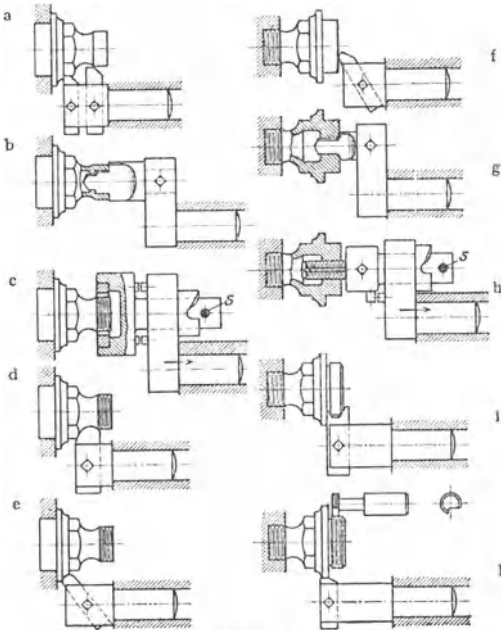


Fig. 310.

Die Fig. 308 und 309 zeigen Stangenarbeiten, bei denen Stangenmaterial durch die Hohlspindel der Revolverbank zugeführt werden muß, während die Fig. 310 und 311 die Bearbeitung von Gußstücken zeigen, die man als Futterarbeiten ausführen muß.

Es erhellt außerdem aus den gebrachten Figuren, daß außer der Bereitstellung der verschiedensten Werkzeuge noch eine Reihe anderer Vorrichtungen nötig ist, die an gewöhnlichen Drehbänken nicht vorkommen.

So muß z. B. die Revolverbank die Möglichkeit einer Umkehr des Drehsinnes bieten, damit der hineingeschnittene Gewindebohrer oder das aufgeschnittene Schneideisen sich wieder herunterschrauben können. Von der Kopiervorrichtung zum Drehen von Kurven wurde schon gesprochen; eine ähnliche Einrichtung, zum Drehen schlanker Kegel, wird häufig als sog. Leitlineleinrichtung (s. Fig. 366) ebenfalls an der Maschine angebracht.

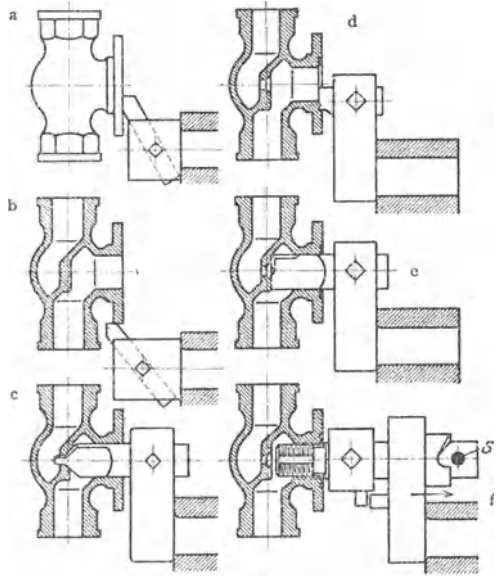


Fig. 311.

Es ergibt sich ferner aus den vorstehenden Abbildungen, daß besondere Werkzeughalter erforderlich sind; vorzüglich solche für mehrere Stähle, die gleichzeitig arbeiten können. Auch die Werkzeughalter für die Gewindebohrer und Schneideisen müssen, wie aus den Fig. 308e, 309d, 310c und 310h und 311f zu ersehen ist, mit einer Einrichtung versehen sein, die das genügend weit herauf- oder hineingeschnittene Werkzeug frei gibt, so daß es sich mit dem Werkstück frei drehen kann. Beim Zurückziehen des Revolversupportes, unter gleichzeitig eingerücktem Linkslauf der Bank, verhindert ein Stift s die Drehung des Werkzeuges, das sich so von dem erzeugten Gewinde abschraubt.

Die Werkzeughalter, das Leitlineal und die Strehlvorrichtung, die in dem Arbeitsgang nach Fig. 310k zur Verwendung gelangen, werden gesondert beschrieben werden.

2. Ausgestaltung der Revolverdrehbänke.

Fig. 312/313 zeigen eine der einfachsten Formen der Revolverbänke, die für Armaturenarbeiten wegen ihrer übersichtlichen Bedienung und wegen der Starrheit des Werkzeughalters sehr beliebt ist; die Pfeile und sonstigen Symbole stellen die Werkzeuge, und zwar Außen- und Innendrehstähle, Lochbohrer, Gewindebohrer, Form- und Abstechstähle dar.

Während der in Fig. 312/313 dargestellte Support, nachdem das sechste Werkzeug seine Arbeit verrichtet hat, wieder in die Anfangslage zurückgeschoben werden muß, damit von neuem das erste Werkzeug zur Arbeit richtig ansteht, ist dies bei den in den anderen Figuren dargestellten Ausführungen nicht nötig.

Außerdem ist man bei diesen Ausführungen in den Abmessungen der zu bearbeitenden Werkstücke nicht in dem Maße beschränkt, wie bei der Ausführung nach Fig. 312/313, wo der Durchmesser des Werkstückes nicht größer sein darf, als der zwischen zwei benachbarten Werkzeugen zur Verfügung stehende Zwischenraum.

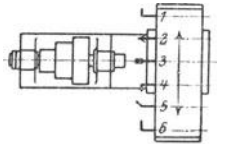


Fig. 312 und 313.

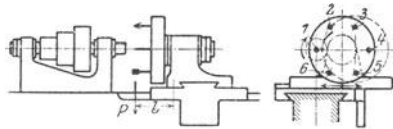


Fig. 314 und 315.

Die Fig. 314/315 zeigen einen Revolverkopf mit wagrecht vor der Werkstückspindel angeordneter Achse; der Support hat die Querbewegung der ersten Ausführung beibehalten, gestattet also Plandrehen, Abstechen und Formdrehen. Außerdem ist es bei dieser Ausführung möglich, Langdreharbeiten unter Verwendung eines Reitstockes auszuführen. Nachteile der Ausführung sind darin zu sehen, daß der Hauptschnittdruck beim Drehen von der immerhin ziemlich empfindlichen Verriegelung des Revolverkopfes (s. später) aufgenommen werden muß; außerdem wird das Kippmoment $P \cdot l$ ziemlich groß, und der Support kippt bei der Arbeit leicht etwas auf, weil die schräge Führungsfläche an der rechten Seite den Druck nicht gut genug aufnehmen kann. Immerhin sind die oben angeführten Vorteile so groß, daß für viele Arbeiten diese Ausführungsform sehr beliebt ist.

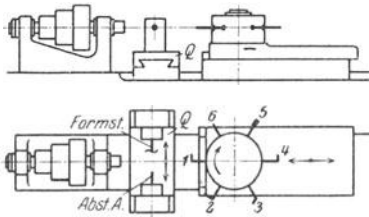


Fig. 316 und 317.

Die Fig. 316/317 zeigen die Ausführung mit senkrechter Achse des Revolverkopfes, die am gebräuchlichsten ist; die Bohrungen im Revolverkopf fluchten mit der Werkzeugachse, wodurch allerdings, da eine Querbewegung des Supportes meist nicht vorgesehen ist, Plandreh-, Abstech- und Formdreharbeiten nicht auszuführen sind. Man hilft sich, indem man einen besonderen Quersupport Q anbringt, der eine Rückkehr zur Ausführung der Fig. 312/313 darstellt und diesen Quersupport für Abstech-, Form- und Plandreharbeiten benutzt. Häufig sieht man für diesen Quersupport auch noch Vielfachstahlhalter nach Fig. 306/307 vor, wodurch die Anzahl der zur Verfügung stehenden Werkzeuge noch ganz erheblich vergrößert werden kann.

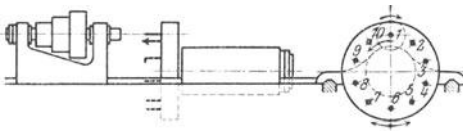


Fig. 318 und 319.

Die Verwendung eines Reitstockes ist allerdings bei der vorliegenden Anordnung ausgeschlossen. Ein Vorteil, den die beiden letzten der besprochenen Ausführungen zeigen, und der die in den drei nächsten Figuren wiedergegebenen Konstruktionen gleichfalls auszeichnet, ist der, daß der Arbeiter das augenblicklich arbeitende Werkzeug besser beobachten kann, als dies bei der Anordnung der Werkzeuge in einer geraden Reihe (Fig. 312/313) möglich ist.

Fig. 318/319 stellen einen Viellochrevolver dar, der den Vorteil bietet, daß man bis zu 10 oder 12, ja unter Umständen noch mehr Werkzeuge in dem Kopfe unterbringen kann, weil die Revolvertrommel zwischen die breiten Bettführungen hineinragt und so entsprechend groß gemacht werden kann. Da die Trommel am Rande mit einer Schneckenverzahnung versehen wird, so kann man (s. später) auf derartigen Bänken auch plandrehen und abstechen und mit dem Formstahl von der Seite her an das Werkstück herangehen.

Fig. 320 endlich zeigt einen Revolverkopf mit schräg gelegter Drehachse; der Vorteil dieser Anordnung besteht darin, daß man Werkzeuge mit großer seitlicher Ausladung verwenden kann, weil sie nicht in wagerechter Ebene, sondern auf einem Kegelmantel herumgeschwenkt werden und deshalb nach einer Drehung um 180° gegenüber ihrer Arbeitsstellung soweit nach oben gehoben worden sind, daß ein Aufstoßen auf die hintere Oberfläche des Supportschlittens nicht zu befürchten ist; ein anderer Vorteil dieser Anordnung soll weiter unten noch besprochen werden.

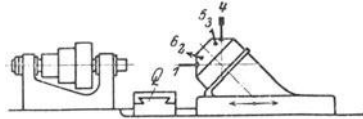


Fig. 320.

3. Teile der Revolverdrehbänke.

a) Die konstruktive Durchbildung des Revolversupportes.

Fig. 321 zeigt einen Revolverkopf mit einer Anzahl verschiedener Werkzeuge, die in der durch Ziffern bezeichneten Reihenfolge nacheinander an das Werkstück herangebracht werden sollen. Die erste Aufgabe des Revolverkopfes besteht also in der Schaffung einer Vorrichtung, die nacheinander das Lösen der den Drehkopf mit dem Unterteil verriegelnden Einrichtung, das Herumschwenken des Kopfes und das erneute Festziehen nach Erreichung der neuen Arbeitsstellung bewirken kann. Außerdem soll gleichzeitig die zu jedem Werkzeug passende Anschlagbegrenzung eingestellt werden.

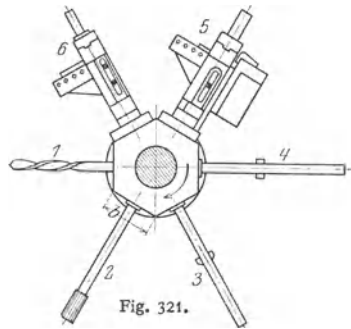


Fig. 321.

Fig. 322 zeigt einen einfachen Werkzeugkopf, einen Vorläufer der heute üblichen Revolverköpfe, bei dem noch verschiedene Handgriffe nötig sind, um die besprochenen Operationen ausführen zu können. Von Hand wird der Griff *G* hochgeschraubt, wodurch Teil *A* auf seinem Unterteil *B* drehbar wird; durch diese Drehung, die hier ebenfalls noch von Hand ausgeführt werden muß, wird gleichzeitig über die Kegelräder *k* die wagerechte Welle mit den Längsanschlägen *a* in die richtige Lage gebracht. Nun wird *G* wieder festgezogen und dadurch *A* mit *B* fest verbunden, und beim Vorschieben des Kopfes zur Arbeit

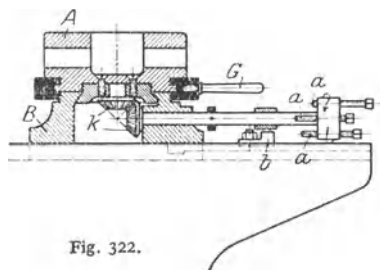


Fig. 322.

sorgt der entsprechende Anschlag *a*, der gegen den ein für allemal fest eingestellten Knaggen *b* stößt, für eine Längsbegrenzung der Bewegung; eine besondere Verriegelung ist bei diesem Kopf zwar vorgesehen, in der Zeichnung aber fortgelassen.

Die Fig. 323 bis 325 zeigen eine Ausführung, die der soeben besprochenen gegenüber schon eine erhebliche Vervollkommnung aufweist. Der Griff G ist an dem Ringe R drehbar angebracht und zieht bei einer Drehung in Richtung des Pfeiles 1 mit seinem unteren Teil t den Stift b nach unten, wodurch, wie aus Fig. 325 zu erkennen ist, der Doppelriegel c die Scheibe d , und damit den Revolverkopf freigibt. Eine Drehung des Ringes R in der Pfeilrichtung 2, die durch Weiterdrücken des Griffes G bewirkt wird, zwingt d , und damit den Revolverkopf K , unter Vermittlung der Sperrklinke s , sich so lange zu drehen, bis der inzwischen vom Unterteil t des Hebels G freigegebene Bolzen b hochschnappen und infolgedessen der Doppelriegel c in die nächste Aussparung am Ringe d einfallen und damit den Kopf wieder feststellen kann. Die Arbeitsbewegung wird durch das Handrad H eingeleitet und durch einen einstellbaren Anschlag c begrenzt; von diesen Anschlägen sind soviel vorgesehen, wie Werkzeuge in dem Kopf vorhanden sind.

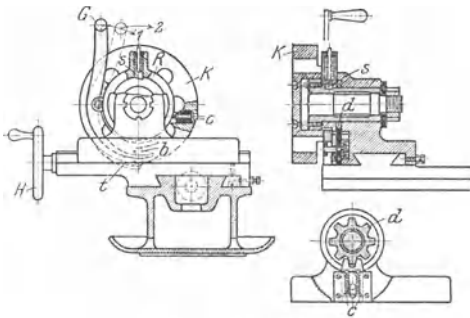


Fig. 323 bis 325.

Eine bedeutende Verbesserung gegenüber der letzten Ausführung zeigt der in Fig. 326 dargestellte Revolverkopf mit senkrechter Achse. Der Revolverkopf tragende Teil A , in der Figur schraffiert gezeichnet, wird durch Handkreuz H , Ritzel R und Zahnstange St auf dem Unterteil B nach rechts bewegt. Während des ersten Teiles E_1 dieses Weges steht der Kopf noch fest in seiner Lage gegenüber A , was nötig ist, weil das Werkzeug dann meist noch das Werkstück berührt. Während des Wegeteiles E_2 gleitet der am Riegel r befestigte Bolzen b aus Stellung 2 in Stellung 3 auf der schrägen oberen Bahn der Klinke k_1 in die Höhe, hebt sich dabei um den Betrag h und zieht den Riegel r aus der Rast in der Scheibe S , die am Revolverkopf befestigt ist; der Revolverkopf ist also jetzt frei drehbar. Während des weiteren Wegeteiles E_3

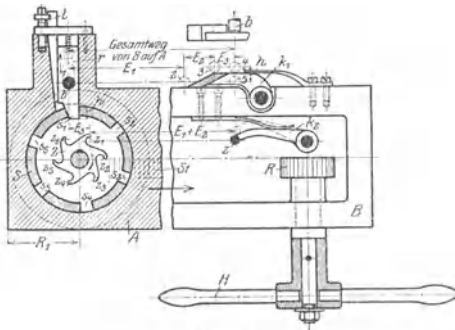


Fig. 326.

drückt der zylindrische Zapfen Z der Klinke k_2 , der in die Lücke z_1 des Sperrades Z greift, dieses herum, bis Lücke z_2 in die vorherige Lage der Lücke z_1 gekommen ist, der Kopf sich also um eine Teilung herumgedreht hat. Während dieses letzten Wegeteiles ist der Bolzen b auf der oberen wagerechten Bahn der Klinke k_1 entlang geglitten (Stellung 4) und, am Ende angelangt, um den Betrag h heruntergeschnappt (Stellung 5), wodurch Riegel r , der wegen der Drehung des Kopfes um eine Teilung nunmehr der Scharte s_2 gegenübersteht, einschnappen und den Kopf aufs neue verriegeln kann. Jetzt wird A mit dem Revolverkopf wieder in die Anfangslage geführt, wobei Zapfen b unter der federnd nachgiebigen Klinke k_1 und Klinke k_2 über den Rücken des entsprechenden Zahnes am Sperrad S , unter

Überwindung des Federdruckes, hinweggleiten kann. Eine Stelleiste l kann dazu benutzt werden, im Falle der Abnutzung des Riegels r diesen wieder nachzustellen.

In den Fig. 327 bis 329 ist eine Einrichtung gezeigt, die eine andere Ausführung des Riegels r aufweist; eine Klinke k_1 gleitet mit ihrem rechten, haken-

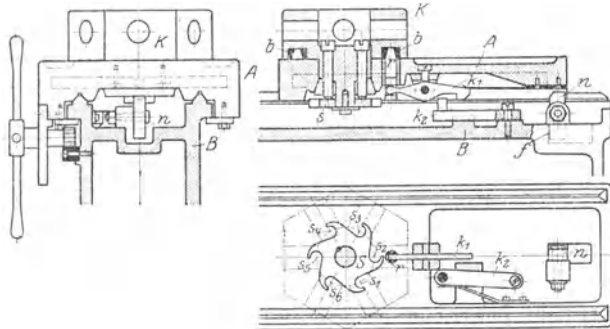


Fig. 327 bis 329.

förmig ausgebildeten Teil über die Kippnase n , die bei dieser Bewegung nicht umkippen kann, weil sie sich gegen die Fläche f im Unterteil B der Schlittenführung stützt. Klinke k_1 führt hierbei eine kleine Winkeldrehung aus und zwingt durch den linken, in eine Aussparung am Riegel r hineingreifenden Teil diesen Riegel, sich aus der im Kopfe K angebrachten gehärteten Büchse b (r ist ebenfalls gehärtet) herauszuziehen und so den Revolverkopf freizugeben. Während der weiteren Rückwärtsbewegung von A auf B , und während k_1 noch in der Schräglage gehalten wird, greift die Klinke k_2 in die entgegenstehende Lücke s_1 des Sperrades S ein und zwingt dieses, sich soweit zu drehen, daß Lücke s_2 in die Lage gelangt, in der sich vorher Lücke s_1 befunden hat; dadurch ist der Kopf K um eine Teilung gedreht worden, und Riegel r steht wieder einer Bohrung im Kopfe K gegenüber. Bei der Rückbewegung von A auf B gleitet k_2 unter Überwindung des Federdruckes über den Rücken des Zahnes am Sperrad hinweg und der Haken an Klinke k_1 zwingt die Kippnase n zum Umfallen; r wird dadurch freigegeben und kann in die ihm jetzt gegenüberstehende Büchse b einfallen und so den Kopf wieder verriegeln.

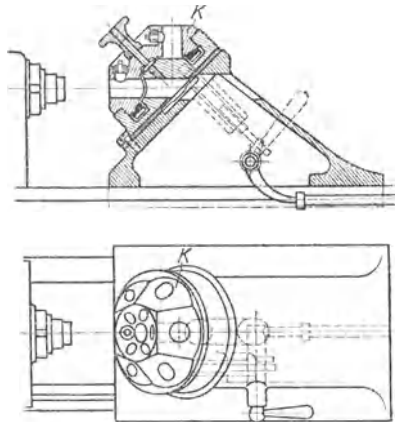


Fig. 330 und 331.

Fig. 330/331 stellen einen Revolverkopf der Firma Pittler dar, auf den schon in Fig. 320 hingewiesen wurde und der einige Abweichungen von den bisher besprochenen Ausführungen zeigt.

Die Drehachse des Kopfes ist um 45° gegen die Schlittenführung geneigt, und die Werkzeuge bewegen sich infolgedessen auf einem Kegelmantel aus der wagerechten in die senkrechte Lage und dann wieder weiter in die Arbeitsstellung. Außer dem oben schon besprochenen Vorteil zeigt der Kopf die Eigentümlichkeit, daß infolge der Bohrung im Gestell des Kopfes lange Werkstücke Platz finden, die sich ungehindert nach rechts durch den Kopf hindurchschieben.

Besonders vorteilhaft ist dies, wenn auf lange Werkstücke Gewinde geschnitten werden soll.

Stellschrauben gestatten nur eine Einstellung von geringen Längenunterschieden, größere Unterschiede lassen sich durch eine Reihe nebeneinander-

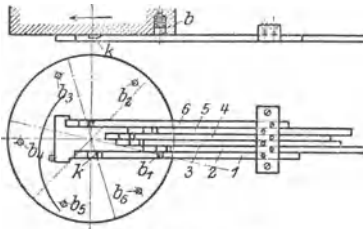


Fig. 332 und 333.

liegender Stäbe von quadratischem Querschnitt einstellen. Fig. 332/333 zeigen eine derartige Einrichtung. Jeder der Stäbe hat eine Einkerbung k , in die ein Bolzen b einfallen und so die Weiterbewegung des Supports verhindern kann. Die Bolzen b passen in Bohrungen b_1, b_2, b_3 usw., die so auf einem Kreise verschoben sind, daß jeder von ihnen im gegebenen Augenblick dem entsprechenden Stabe 1, 2, 3 usw. gegenüberliegt; die richtige Länge wird

durch Stellschrauben eingestellt. Bei der Rückbewegung des Revolverkopfes kann der Bolzen b an der schrägen Fläche der Einkerbung k emporgleiten und gestattet nun, da er nicht mehr vorsteht, ohne weiteres eine Drehung des Revolverkopfes.

b) Der Quersupport der Revolverbank.

Auf dem Bett ist ein Unterschlitten A (Fig. 334/335), bei kleinen Bänken von Hand, bei größeren durch Trieb und Zahnstange verschiebbar. Auf

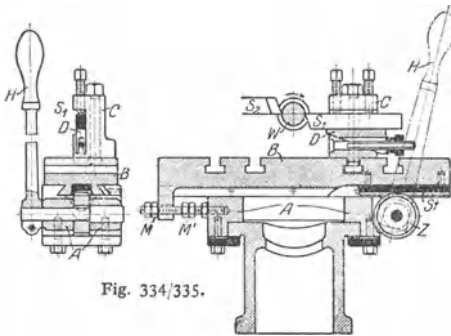


Fig. 334/335.

läßt sich ein Querschlitten B durch Handhebel H , Trieb Z und Zahnstange S_1 hin und her bewegen. Auf B sind zwei Stahlhalter C , von denen nur der vordere gezeichnet ist, in Nuten, von denen für jeden Halter zwei vorgesehen sind, festzuspannen. Der vordere Stahlhalter trägt meist einen Abstechstahl S_1 , der durch eine Unterlage D in der Höhe einstellbar ist; der hintere Stahlhalter wird meist mit einem Formstahl S_2 ausgerüstet. W ist

das Werkstück. Links befinden sich auf einer Schraubenspinde zwei Paar Stellmutter M, M' , die für die Anschlagbegrenzung sorgen.

c) Der Spindelkasten.

α) Anordnung der Drehzahlen.

Während bei kleineren Ausführungen, die meist nur für Stangenarbeiten, also für kleine Durchmesser, und damit für große Drehzahlen, gebaut sind, die Anordnung von drei, höchstens vier Drehzahlen genügt, ist bei größeren Ausführungen, und besonders dann, wenn es sich um Armaturenarbeiten handelt, eine größere Mannigfaltigkeit in den Drehzahlen erforderlich. Da der Spindelkasten wegen der hohen Beanspruchungen der Bänke eine gedrungene Gestalt haben muß, so verwendet man ungern mehr als drei Stufen für die Stufenscheibe. Es muß also in solchen Fällen ein Rädervorgelege vorgesehen werden, das man

aber, weil die Ausführung sonst zu teuer wird, selten als mehrfaches Vorgelege ausbildet. Ein einfaches Mittel, die Anzahl der Drehzahlen zu erhöhen, ist in einer Verdoppelung der Drehzahlen des Deckenvorgeleges gegeben, dem man außerdem, für das Gewindeschneiden, gern ermöglicht, in umgekehrtem Dreh Sinne, vielfach mit einer höheren Geschwindigkeit, als für den Arbeitsgang vorgesehen, umzulaufen.

Fig. 336 bis 339 zeigen zwei Ausführungen der erwähnten Art, die beide für die gleiche Drehzahlenreihe entworfen sind, und zwar für die zwölf Dreh-

zahlen: 20, 26, 35, 47, 63, 84, 112, 150, 200, 267, 356 und 475 Uml./min. Der Stufensprung (s. S. 566) ist $\varphi = 1,335$. Die Reihe ist so aufgebaut (s. hierzu Diagramm Fig. 340), daß man Stücke bis zu 160 mm \varnothing noch mit 10 m/min bearbeiten kann, während bei Bohren von 17 mm \varnothing noch die, der Verwendung von Schnellstahl entsprechende, Schnittgeschwindigkeit von 25 m/min zu erreichen ist; Bohrer von 10 mm \varnothing können noch mit 15 m/min, solche von 5 mm \varnothing mit 7,5 m/min laufen. Sollten kleinere Bohrer häufig vorkommen, so kann man durch Vergrößerung des Durchmessers der Transmissionsriemenscheibe die ganze Drehzahlenreihe noch etwas in die Höhe drücken.

Die Übersetzung des Rädervorgeleges ist zu $J = \frac{1}{\varphi^6} = \frac{1}{5,67}$ gewählt worden, so daß durch das Rädervorgelege die geometrische Reihe (s. S. 567/568) nicht gestört wird.

Die Ausführung nach Fig. 336/337 entspricht der meist üblichen Ausführung, bei der die beiden Drehzahlen des Deckenvorgeleges im Verhältnis $\frac{1}{\varphi}$ abgestuft sind, so daß also die kleinste Drehzahl n_1 mit eingeschaltetem Rädervorgelege, bei der Riemenlage I/1, und mit der kleineren Drehzahl des Deckenvorgeleges, n_2 bei gleicher Riemenlage und mit schnellerem Umlauf des Deckenvorgeleges herstellbar ist; bei n_3 und n_4 , Riemenlage II/2, ist wieder das Deckenvorgelege umzuschalten usw. Die Drehzahlen von n_7 bis n_{12} sind unter Ausschaltung des Deckenvorgeleges herstellbar. Aus Tafel A ist die Anordnung für jede der Drehzahlen zu erkennen.

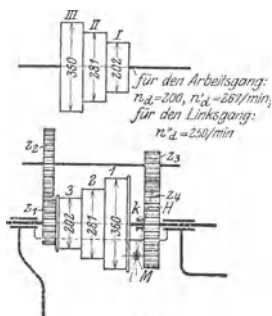


Fig. 336/337.

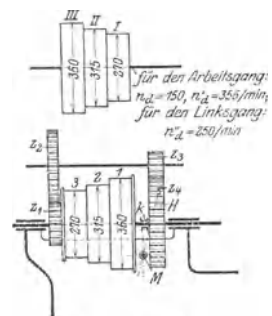


Fig. 338/339.

Tafel A.

Deckenvorgelege	Stufe	mit Rädervorgelege	ohne Rädervorgelege
langsam	I/1	$n_1 = 20$ Uml./min	$n_7 = 112$ Uml./min
schnell		$n_2 = 26$ „	$n_8 = 150$ „
langsam	II/2	$n_3 = 35$ „	$n_9 = 200$ „
schnell		$n_4 = 47$ „	$n_{10} = 267$ „
langsam	III/3	$n_5 = 63$ „	$n_{11} = 356$ „
schnell		$n_6 = 84$ „	$n_{12} = 475$ „

Die Ausführung nach Fig. 338/339 zeigt eine andere Anordnung, die mehr zu empfehlen ist. Das Rädervorgelege, mit der gleichen Übersetzung wie oben ausgeführt, teilt die 12 Drehzahlen wieder in die zwei Gruppen, n_1 bis n_6 und n_7 bis n_{12} , doch ist diesmal die Übersetzung der Deckenvorgelege-Drehzahlen im Verhältnis $\frac{1}{\varphi^3}$, also so gestuft, daß durch Wechsel der Drehzahl am Deckenvorgelege zwei Untergruppen, von n_1 bis n_3 und von n_7 bis n_9 mit langsam, von n_4 bis n_6 und von n_{10} bis n_{12} mit schnell laufendem Deckenvorgelege herstellbar sind. Aus Tafel B ist diese Anordnung zu ersehen.

Tafel B.

Deckenvorgelege	Stufe	mit Rädervorgelege	ohne Rädervorgelege
langsam	I/1	$n_1 = 20$ Uml./min	$n_7 = 112$ Uml./min
	II/2	$n_2 = 26$ „	$n_8 = 150$ „
	III/3	$n_3 = 35$ „	$n_9 = 200$ „
schnell	I/1	$n_4 = 47$ „	$n_{10} = 267$ „
	II/2	$n_5 = 63$ „	$n_{11} = 356$ „
	III/3	$n_6 = 84$ „	$n_{12} = 475$ „

Erfahrungsgemäß kann man dem Arbeiter nicht zumuten, während der Arbeit an dem gleichen Werkstück den Riemen umzulegen, selbst wenn die wechselnden Durchmesser von Werkstück oder Werkzeug an den Arbeitsstellen dies eigentlich erfordern würden; man kann höchstens erreichen, daß er den Handhebel H bedient, der um M schwingt und die Kupplung k , und damit die Drehspindel, einmal mit der Stufenscheibe, einmal mit Rad 4 in Eingriff bringt, oder daß er die Einrückstange am Deckenvorgelege betätigt. Meist wird man bei Revolverbänken nicht eine Klauenkupplung k finden, sondern eine Reibkupplung, wie sie in den Fig. 123/124 und 126/127 dargestellt ist.

Wird eine Ausführung nach Fig. 336/337 angenommen, so kann der Arbeiter bei gleicher Riemenlage nur die Drehzahlen n_1, n_2, n_7, n_8 oder n_3, n_4, n_9, n_{10} oder n_5, n_6, n_{11}, n_{12} herstellen, während bei Ausführung nach Fig. 338/339 die Drehzahlen n_1, n_4, n_7, n_{10} oder n_2, n_5, n_8, n_{11} oder n_3, n_6, n_9, n_{12} auf einfache Weise herstellbar sind. Im zweiten Fall erhält man also jedesmal, ohne Riemenwechsel, eine geometrische Reihe, allerdings mit dem ziemlich hohen Sprung $\varphi^3 = 2,38$, doch bestreicht man damit ein wesentlich größeres Gebiet, als bei der ersten Anordnung. Die Riemengeschwindigkeiten sind, bei gleichen Drehzahlen, in beiden Fällen die gleichen, dagegen sind im zweiten Falle die Durchmesser der Stufenscheiben bei allen drei Riemenlagen größer, was einen Vorteil bedeutet, besonders wenn es sich um Ersatzriemen und nicht um Lederriemen handelt; endlich sind die Durchmesserunterschiede nebeneinander liegender Stufenscheiben geringer, die Riemen lassen sich leichter umlegen und werden dadurch geschont.

Handelt es sich um Herstellung des Durchgangventils Fig. 311, bei dem der Durchmesser des in Arbeitsgang a und b bearbeiteten Flansches 100 mm, der größte Bohrdurchmesser für Arbeitsgang c und e 36 mm und der Durchmesser für den Einstich, entsprechend Arbeitsgang d , 56 mm ist, so kommt, da die Schnittgeschwindigkeit für diese fünf Arbeitsgänge 20 m/min betragen soll,

für a, b	eine Drehzahl von	63,7 Uml./min
„ c, e „	„	177 „
„ d „	„	114 „

in Frage. Wenn für das Gewindeschneiden $v = 3$ m/min angenommen wird, was, da es sich um Messingguß handelt, wohl richtig sein dürfte, so ergibt sich für Arbeitsgang f eine Drehzahl von 26,5 Uml/min. Am nächsten kommen vorstehenden Werten die Drehzahlen $n_2 = 26$, $n_5 = 63$, $n_7 = 112$ und $n_8 = 150$ Uml/min. Sieht man von n_7 ab, so kann man die Drehzahlen bei der gleichbleibenden Riemenlage II/2 herstellen, wenn man die Ausführung nach Fig. 338/339 wählt; nimmt man statt n_7 die Drehzahl n_5 , was allerdings eine etwa auf die Hälfte erniedrigte Schnittgeschwindigkeit (statt 20 nur 11 m/min) ergeben würde, so wäre die Bearbeitung des Stückes mit nahezu richtigen Schnittgeschwindigkeiten für jeden Arbeitsgang möglich; daß für den Einstich eine zu geringe Drehzahl in Anwendung kommt, spielt keine Rolle, da dieser Arbeitsgang nur ganz kurz ist.

In Fig. 340 ist ein Diagramm der Drehzahlen gegeben (s. auch S. 570), in das die Arbeitsgänge mit ihren Buchstaben eingetragen wurden, und aus dem sich erkennen läßt, daß man die verlangten Schnittgeschwindigkeiten mit großer Annäherung einhalten kann.

Führt man den Spindelstock nach Fig. 336/337 aus, so kommen die Drehzahlen $n_2 = 26$, $n_7 = 112$ und $n_8 = 150$ Uml/min in Frage, die im Diagramm ebenfalls durch die den Arbeitsgängen entsprechenden Buchstaben gekennzeichnet sind; die Buchstaben sind eingeklammert. Man erkennt, daß in diesem

Fall zwar für das Einstechen die verlangte Schnittgeschwindigkeit hergestellt werden kann, daß aber für die sehr viel mehr Zeit erfordernden Arbeitsgänge a und b nur eine Schnittgeschwindigkeit von 8 m/min, bei Verwendung der Drehzahl n_2 , möglich ist.

β) Ausgestaltung des Spindelkastens.

Fig. 341/342 zeigen den Spindelkasten für eine kleine Revolverbank, der im allgemeinen ähnlich dem der gewöhnlichen Drehbänke ausgebildet ist; allerdings ist bei Revolverbänken, ebenso wie bei Fräsmaschinen, darauf zu achten, daß der Druck in der Achsenrichtung am vorderen Lager aufzunehmen ist. Wird die Spindel warm — und diese Gefahr liegt immer vor —, so kriecht sie aus dem vorderen Lager heraus, und die Werkstücke erhalten infolgedessen andere Abmessungen, als dies bei kalter Spindel der Fall ist. Die Druckringe liegen deshalb bei der Ausführung in Fig. 341 vor und hinter der vorderen Lagerbüchse an; die Einstellung geschieht durch Verschieben der Stufenscheibe auf der Welle A . Die Stufenscheibe wird durch die hinter ihr liegende Mutter m festgestellt, die durch eine seitliche Schraube gesichert wird.

Die Spindel A ist in ihrer ganzen Länge durchbohrt und nimmt ein Rohr B auf, das sich gegen die Spannzange C legt und diese in einen Hohlkegel hineindrückt, wodurch sie sich zusammenzieht und das Werkstück festklemmt. Rohr B wird in der Bohrung der Spindel A durch zwei Winkelhebel D verschoben, unter deren mit Rollen versehene Enden eine Kupplungsmuffe F greift; dabei schieben die nasenförmigen kurzen Hebelarme das Rohr B vorwärts.

Die Muffe F wird durch einen Greifer an der Hülse G betätigt, die durch den Handhebel J (Fig. 342), der in h gelenkig befestigt ist, unter Ver-

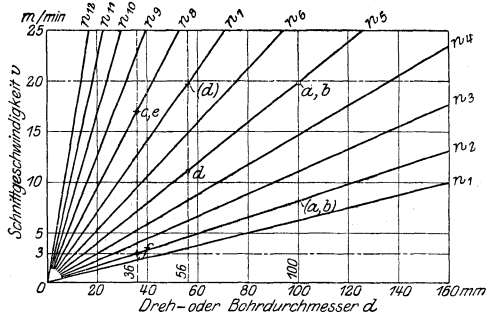


Fig. 340.

mittlung einer Lenkstange L verschoben wird. In der gezeichneten Stellung ist die Muffe F weiter nach rechts gerückt, als es zum Loslassen der Hebel D nötig war;

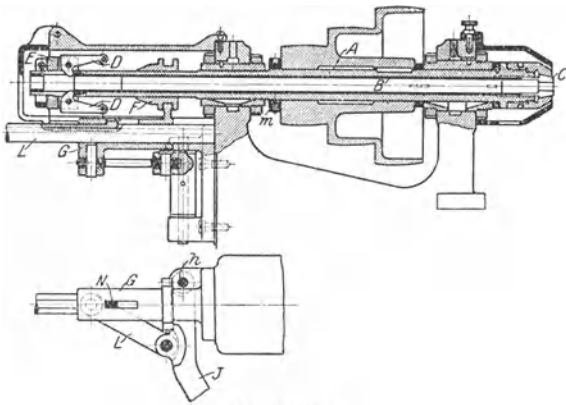


Fig. 341/342.

dieser Überweg ist dazu benutzt worden, unter Vermittlung der Nase N (Fig. 342 und 343) die Zahnstange Z (Fig. 343) nach rechts zu ziehen, wobei sich das Leitstück L_1 unter Vermittlung der Klinke P gegen den auf dem Werkstück W festgeklemmten Ring legt und diesen, zusammen mit dem Werk-

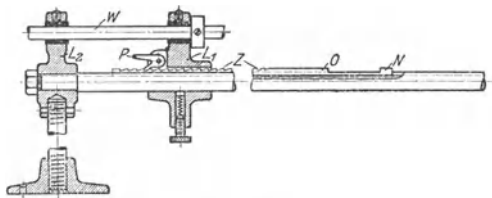


Fig. 343.

den Ansatz O (Fig. 343) an der in der Stangennut verschieblichen Zahnstange Z und schiebt diese durch L_1 hindurch, bis sie gegen das feste Leitstück L_2 anstößt; die Sperrzähne an Z gleiten dabei unter der Klinke P hindurch. Während des letzten Teiles dieser Bewegung nach links hat die Muffe F die Hebel D auseinander- und damit Rohr B nach rechts gedrückt; die Spannzange C ist also wieder geschlossen und das Werkstück festgespannt. Die Begrenzung des Werkstückvorschubes ist durch den in Fig. 308a und 309a erkennbaren, einstellbaren Anschlag gegeben.

γ) Spannvorrichtungen für die Werkstücke.

Eine der am weitesten verbreiteten Spanneinrichtungen ist bereits in Fig. 341

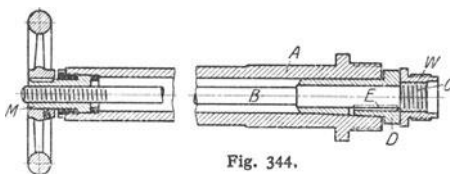


Fig. 344.

gezeigt, andere stellen die Fig. 344 bis 348 dar. In Fig. 344 ist B eine in der Bohrung der Spindel A durch Handrad M in der Längsrichtung zu verschiebende Stange, die am vorderen Ende ein Außengewinde

trägt, das zur Aufnahme des Werkstückes *W* dient. Beim Arbeiten zieht sich *W* fest gegen die Stirnfläche des in die Spindelbohrung eingepreßten Futters *D*, in dem sich die Spindel *B* verschieben, aber nicht drehen kann; schiebt man *B* nach Vollendung des Arbeitganges durch Drehung des Handrades nach vorn, so wird *W* lose auf dem Gewinde und läßt sich leicht abschrauben. Wenig einfach, aber interessanter sind die in den Fig. 345 und 346 dargestellten Spannvorrichtungen, die in ähnlicher Weise wie das Zangenfutter in Fig. 341 gespannt werden, nur daß die Hebel *G* umgekehrt wie dort angeordnet sind, weil die Stange *B* beim Spannen nach hinten gezogen werden muß. Die dreifach geschlitzte Zange *C* enthält (s. Fig. 345) drei Bohrungen, durch die hindurch drei Stifte greifen, auf denen die Auflagefläche des Werkstückes ruht; die Zange ist über einen Ansatz an der

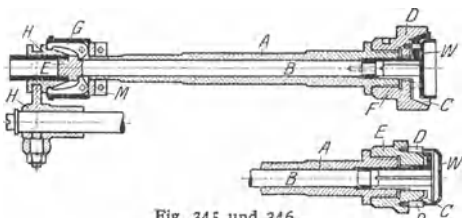


Fig. 345 und 346.

Stange *B* geschoben und durch eine Kopschraube mit ihr verbunden.

Das Futter in Fig. 346 ist ähnlich ausgestaltet wie das vorher beschriebene, doch dehnt sich das Futter *C* aus, wenn es durch die Hebel *G* und die Stange *B* nach hinten gezogen wird.

Eine ganz andere Anordnung zeigen die in den Fig. 347 und 348 dargestellten sog. Keilspannfutter. Abgesehen davon, daß die Spannvorrichtung nicht von hinten, sondern vorn, vor dem Spindelkasten betätigt wird, wo der Arbeiter steht, ist auch die Art der Spannung wesentlich anders. Auf den Kopf der Spindel *A* ist ein Futter *B* aufgeschraubt; bei diesen neuen Futter wird nicht im Gewinde zentriert, sondern in einer zylindrischen Bohrung, die sich mit Gleitsitz auf eine genau geschliffene Verlängerung der Spindelnase schiebt. In einem Querschnitt des Futters *B* läßt ein Keil *D* seitlich verschieben, der genau in eine zylindrische Bohrung paßt, die um die gegen die Längsrichtung der Spindel geneigte Achse M_1, M_2 in der Muffe *C* erzeugt ist. Durch eine Verschiebung von *C* nach links oder rechts, die durch den Ring *G*, den Mitnehmer *H* und Trieb *Z* nebst Zahnstange *St* bewirkt wird, schiebt sich *D* nach unten oder oben. Gegen die rechte, schräg zur Längsrichtung der Spindel bearbeitete Fläche des Keils *D* legt sich eine innen kegelförmig ausgedrehte Hülse *E*, die bei Abwärtsbewegung des Keils vorgeschoben wird und die Zange *F* spannt, während bei der entgegengesetzten Bewegung eine Entspannung erfolgt. Die Futter spannen außerordentlich sicher und sind bequem vom Standort des Arbeiters aus zu bedienen.

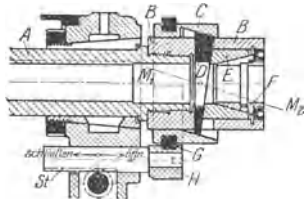


Fig. 347.

Das Keilspannfutter in Fig. 348 beruht auf dem gleichen Prinzip, doch liegt hier der Keil *D* umgekehrt, so daß er bei einer Abwärtsbewegung die keilförmige Scheibe *E* zwischen Stück *F* und Schraube *G* nach hinten zieht. Dadurch wird die Spannvorrichtung *H* aufgespreizt und das aufgebraachte Werkstück *W* festgespannt.

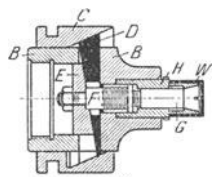


Fig. 348.

d) Die Revolverwerkzeuge.

Die Überlegenheit einer Revolverbank gegenüber der gewöhnlichen Drehbank, wenigstens soweit Fertigung von Massenteilen in Frage kommt, beruht

außer in der Konstruktion der Maschine selbst vor allem auf den Werkzeugen, die in diesem Falle eine vielfach vollständig von der herkömmlichen abweichende Gestalt zeigen.

Schon die einfachen Werkzeuge, die in den Fig. 308 bis 311 gezeigt wurden, können als Beweis für diese Behauptung gelten, doch mehr noch tritt der Unterschied hervor, wenn man die vielen Sonderwerkzeuge betrachtet.

Fig. 349 zeigt ein einfaches Drehwerkzeug, das mit dem Schaft *A*, der an dem Querstück *B* befestigt ist, im Revolverkopf festgespannt wird. In *B* ist

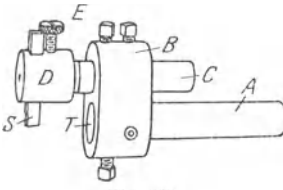


Fig. 349.

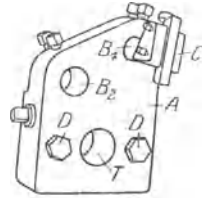


Fig. 350.

mit seinem Schaft *C* der eigentliche Stahlhalter *D* durch Klemmschrauben, entsprechend der gewünschten Drehlänge, einstellbar; Drehstahl *S* wird auf den richtigen Durchmesser durch die Einstellschraube *E* eingestellt. Die Spannschraube, die den Stahl in seiner Lage gegenüber *D* sichert, ist in der Figur nicht zu erkennen. Von den Einsätzen *D* sind mehrere vorhanden, für den Fall, daß größere Längen zu drehen sind. In der Ausdrehung *T* ist ein Bohrer zu befestigen, der, wie in Fig. 351 zu sehen ist, während des Drehens am Schaft gleichzeitig von der Stirnfläche her eine Bohrung erzeugt.

Handelt es sich um größere Drehdurchmesser, so verwendet man häufig einen Werkzeughalter nach Fig. 350, der dann nicht mit einem Schaft in der Bohrung, sondern mit Spannschrauben *D* an der Stirnfläche des Revolverkopfes befestigt wird; schwerere Köpfe werden deshalb nicht rund, sondern sechskantig ausgeführt. Die Platte *A* enthält zwei Bohrungen *B*₁ und *B*₂, in denen das

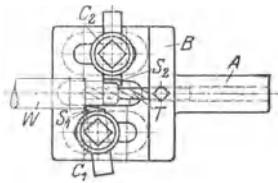


Fig. 351.

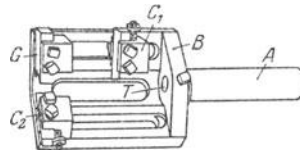


Fig. 352.

Stichelhaus *C* durch Klemmschrauben zu befestigen ist; unter Umständen kommen auch Spannplatten mit mehr als zwei Bohrungen zur Verwendung, die dann für einen größeren Drehdurchmesserbereich geeignet sind. Die Bohrung *T* bildet nach der Aufspannung des Halters die Verlängerung der Revolverkopfböhrung, in der man wieder ein Bohrwerkzeug befestigen kann.

Fig. 351 zeigt ein doppeltes Dreh- und Bohrwerkzeug, das auf die oben beschriebene Weise im Revolverkopf befestigt wird. *S*₁ ist ein Dreh-, *S*₂ ein Formstahl, die beide in Schlitzen des Stahlhalters *B* einstellbar sind; die Stahlhalter sind außerdem drehbar, so daß man die richtigen seitlichen Anstellwinkel erzielen kann. Der gleichzeitig mit den Drehstäben arbeitende Bohrer dient bis zu einem gewissen Grade dem Werkstück *W* als Stütze.

Fig. 352 zeigt einen Mehrfachstahlhalter, mit Gegenhalter für das Werkstück. *A* ist der Spannschaft, *B* der Körper, in dessen Schlitzen die eigentlichen

Stahlhalter C_1 und C_2 verstellbar festzuspannen sind; G ist der gabelförmig ausgebildete Gegenhalter, der das Werkstück beim Drehen abstützt.

Fig. 353 zeigt ein einfaches Schruppstichelhaus mit Rollengegenhalter, das vor der Stirnfläche des Revolverkopfes befestigt wird; die Rollen R sind einzeln einstellbar und durch seitliche Klemmschrauben in ihrer Lage zu sichern. Das Stichelhaus B besteht aus einem Stück mit der Platte A . Fig. 354 zeigt ein Universalstichelhaus, das mit drei Sticheln ausgerüstet ist und vor der Stirn-

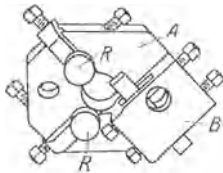


Fig. 353.

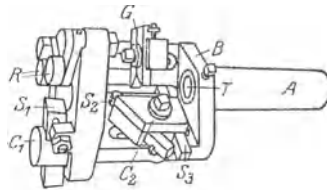


Fig. 354.

fläche einen Rollengegenhalter, im Innern einen einfachen gabelförmigen Gegenhalter aufweist; außerdem ist noch ein Bohrer in der Bohrung T des Schaftes unterzubringen.

Fig. 355 und 356 zeigen einen Formstahlhalter für flache scheibenförmige Stähle (s. auch Fig. 358), und einen Abstechstahl, der ebenfalls an diesem Stahlhalter anzubringen ist. Der Körper des Stahlhalters A wird in der Nut des Quersupports befestigt; an ihm ist drehbar, und mit einer Schraube C einzustellen, der eigentliche Stahlhalter B angeordnet. Der Halter B ist an der Stirnfläche mit einer Zahnung D versehen, in die eine entsprechende Zahnung D' am Körper E des Abstechstahles in Fig. 356 greift. Eine Schraube hält B und E zusammen, und die Zahnung an beiden Stücken verhindert eine Drehung unter dem Arbeitsdruck;

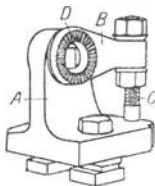


Fig. 355.

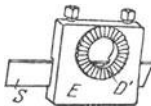


Fig. 356.

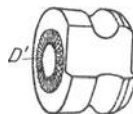


Fig. 357.

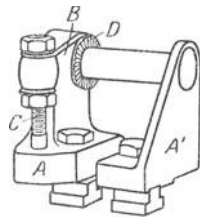


Fig. 358.

gleichzeitig kann man so dem Stahl den richtigen Anstellwinkel gegenüber dem Werkstück geben.

Kommen breite Formstähle zur Verwendung (s. Fig. 357), so muß ein Formstahlhalter mit Gegenhalter in Anwendung kommen, wie ein solcher in Fig. 337 dargestellt ist. Eingestellt wird wie bei dem einfachen Stahlhalter, und beide Teile werden in derselben Nut des Quersupports befestigt.

Derartige Formstähle werden entweder durch Drehen oder durch Hinterdrehen hergestellt; je ein Beispiel ist in den Fig. 359/360 und 361 dargestellt. Die Form wird nach den gleichen Grundsätzen entwickelt, die schon auf S. 578 ausgeführt wurden.

Wird der Stahl nur durch Drehen erzeugt (Fig. 359/360), so legt man im Angriffspunkte A an das Werkstück eine Tangente und trägt von dieser den Rückwinkel β an (s. S. 578), errichtet dann in A eine Senkrechte auf diesem zweiten Winkelschenkel und wählt auf ihr den Mittelpunkt C des Werkzeuges. Es ist darauf zu achten, daß der Formstahl im Sehnenschnitt AB , nicht in Richtung

des Durchmessers, das richtige Profil habe, was man leicht erreichen kann, wenn man den das Formwerkzeug erzeugenden Stahl S_2 um den gleichen Betrag e über Mitte anstellt, um den die Brust AB des Formstahls unter Mitte steht. Beim Nachschleifen ist darauf zu achten, daß die neu angeschliffene Brust stets

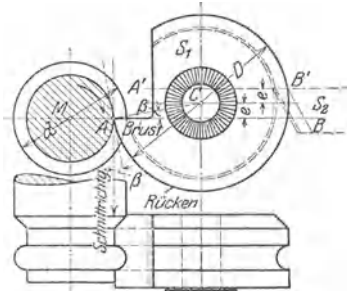


Fig. 359/360.

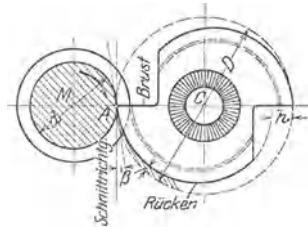


Fig. 361.

wird der Stahlhalter B im Revolverkopf befestigt; auf einem Schlitten C ist das Stichelhaus E aufgebracht. Zum Einführen des Werkzeuges S in die Bohrung am Werkstück W bewegt man mit dem Handgriff H das Stichelhaus E

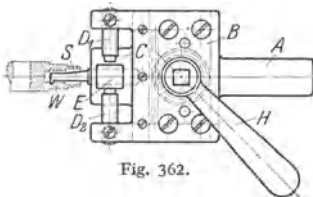


Fig. 362.

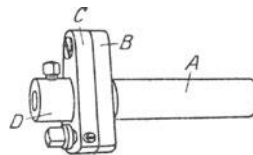


Fig. 363.

gegen die obere Anschlagsschraube D_1 , dreht dann H in die gezeichnete Lage, bis die Schraube D_2 anstößt, wodurch die richtige Hinterstechtiefe erzielt wird; nach Drehung des Handhebels H nach rechts kann man das Werkzeug wieder aus der Bohrung herausziehen. Fig. 363 zeigt ein für den gleichen Zweck dienendes Werkzeug, dessen Aufbau wesentlich einfacher ist, weil kein Schlitten, sondern ein um eine exzentrisch liegende Achse schwingender Stahlhalter C für die Herstellung der beiden Grenzlagen sorgt.

e) Hilfseinrichtungen.

α) Strehleinrichtung. Fig. 364/365 stellen eine bei Revolverbänken übliche Einrichtung zum Gewindeschneiden dar. Auf der Drehbankspindel A (Fig. 364)

den richtigen Abstand e von der Achse beibehält, was mit Hilfe von mitgelieferten Schleiflehren geschehen kann. Natürlich muß beim Drehen der Form das Werkzeug S_1 stets mit der Brustfläche in der Ebene der Achse M des Werkstücks liegen.

Stellt man den Formstahl durch Hinterdrehen her, so ist der Hub h der zu verwendenden Hinterdrehkurve aus der Formel:

$$h = \frac{D}{2} \cdot \pi \cdot \sin \beta$$

zu entnehmen, worin D den Durchmesser des — nicht hinterdrehten — Formstahls, β den Rückenwinkel bezeichnet.

Derartige Stähle, die übrigens nicht nur für Formdreharbeiten Verwendung finden können, sind, wenn sie stets rechtzeitig nachgeschliffen werden, sehr lange zu verwenden. Hinterdrehte Formstähle werden meist mit doppelter Brust hergestellt; die senkrechten Flächen dienen dann als Anlage für eine Stützschaube.

Fig. 362 stellt ein Ausdreh- und Hinterstechwerkzeug dar. Mit dem Schaft A

ist das Stichelhaus E aufgebracht. Zum Einführen des Werkzeuges S in die Bohrung am Werkstück W bewegt man mit dem Handgriff H das Stichelhaus E

ist ein Zahnrad Z_1 aufgebracht, das über ein zweites Rad Z_2 die Gewindepatrone B im Verhältnis 1 : 2 in Umdrehung versetzt. B ist mit Linksgewinde versehen und zwingt infolgedessen den Gewindestern C und den Arm D , der an der Welle H drehbar befestigt ist, sich entsprechend der Gewindesteigung von B und C nach rechts zu schieben. Der Hebel N dient dazu, die Welle H so weit zu drehen, daß der Support O (Fig. 365), dessen Spindel durch den Griff P bedient werden kann, den Gewindestahl S mit dem Werkstück in Eingriff bringt. Die Eingrifftiefe des Stahles S wird durch die Rolle K begrenzt, die am Ende des an der Welle H festangeordneten Hebels J angebracht ist; die Feineinstellung der Gewindetiefe und die Nachstellung,

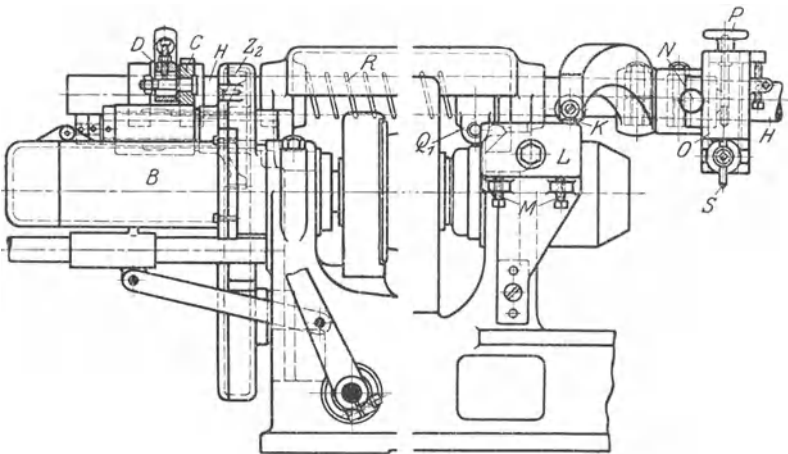
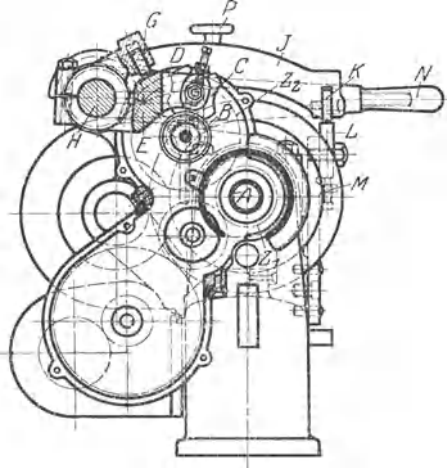


Fig. 364/365.

wenn das Gewinde in mehreren Spänen vollendet werden soll, ist mit Hilfe des Griffes P zu bewirken.

Damit der Gewindestern C nicht mit zu starkem Druck auf die Leitpatrone B gepreßt wird, ist zwischen den Hebel D , an dem der Stern befestigt ist, und der gegen Welle H nur in der Längsrichtung unverschieblich angeordnet ist, sich sonst aber frei auf H drehen kann, und den Arm F , der auf H fest sitzt, eine Feder G geschaltet, die für den Eingriff von C in B sorgt.

Das Gewinde wird häufig nicht von der Stirnseite des Werkstücks her aufgeschnitten, sondern in entgegengesetzter Richtung, was sich besonders dann empfiehlt, wenn das Gewinde bis an einen Bund herangeschnitten werden soll. Die Spindel muß dann beim Gewindeschneiden links laufen.

Ein verstellbarer Anschlag Q_1 auf der Welle H dient zur Begrenzung in der Längsrichtung, und eine Feder R zieht die ganze Einrichtung nach dem Schneidvorgang zurück. Sollen Gewinde auf kegelförmige Grundkörper aufgeschnitten werden, so wird das Leitstück L mit Hilfe der Stellschrauben M schräggestellt.

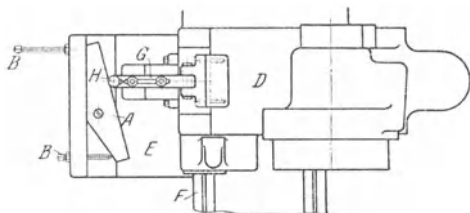
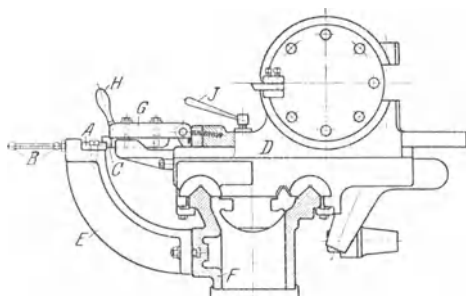


Fig. 366/367.

beliebig profilierte Schablone auszuwechseln ist, dient dem Führungsstift C als Anlage und zwingt den Support D , sich entsprechend dem Führungsstift A zu verschieben. Die Stellschienenanordnung ist auf einem Bock E angeordnet, der

β) Kopiervorrichtung. Handelt es sich darum, Kegel und beliebig profilierte Körper nach Schablone (s. hierzu auch Fig. 309f.) zu drehen, so kann eine Kopiervorrichtung in Verbindung mit dem Quersupport benutzt werden. Eine besonders eigenartige Einrichtung, die von der Firma Auerbach in Dresden für diesen Zweck gebaut wird, ist in Fig. 366/367 dargestellt. Eine Stellschiene A , die mit Hilfe der Stellschrauben B unter beliebigem Winkel eingestellt werden kann, und die unter Umständen auch gegen eine be-

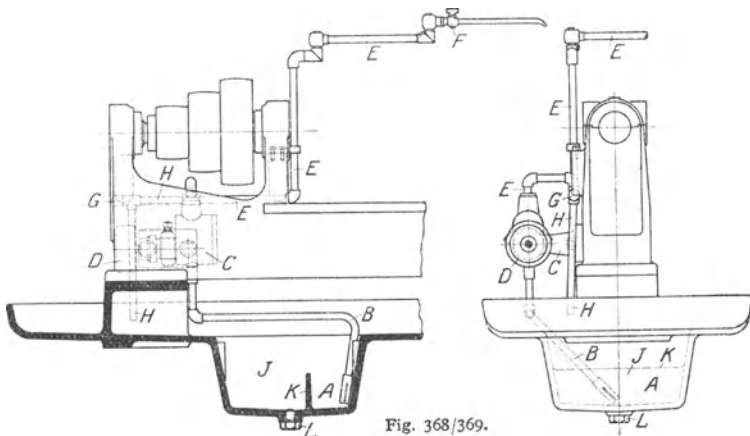


Fig. 368/369.

am Bett F der Revolverbank in T -Schlitzen verstellbar ist. Soll die Einrichtung außer Betrieb gesetzt werden, so genügt es, die den Kopierstift tragende Klappe G mittels Handgriff H anzuheben, wobei eine Schnappfeder für die Feststellung der Klappe sorgt. Durch Anziehen des Knebels J kann man dann den Quersupport gegen Verschiebung sichern.

γ) Förderpumpe und Leitung für Kühlflüssigkeit. In Fig. 368/369 ist die Leitung für Kühlflüssigkeit wiedergegeben, die an keiner Revolverbank fehlen darf. Aus dem Behälter *A* saugt die Zahnradpumpe (s. Fig. 370 bis 372) die Flüssigkeit durch die Saugleitung *B* an, um sie dem Werkstück zuzuführen. Die Pumpe erzeugt in der Saugleitung *B* Unterdruck; infolgedessen steigt die Flüssigkeit zur Pumpe *C* und wird von dieser, die von der Riemenscheibe *D* in Umlauf versetzt wird, in die Druckleitung *E* gedrückt, um durch deren oberen Teil, der den Hahn *F* trägt, über jede beliebige Stelle des Werkstücks geführt zu werden. Wird der Hahn geschlossen, während die Pumpe weiterläuft, so entsteht in der Druckleitung Überdruck, der das Überlaufventil *G* in der Überlaufleitung *H* aufdrückt und der Flüssigkeit gestattet, in den Raum *J* abzulaufen; schließlich gelangt die Kühlflüssigkeit von hier aus, über den Überfall *K*, in den Raum *A* zurück. Am Boden des Raumes *J* befindet sich ein durch Schraube *L* verschlossener Ablauf.

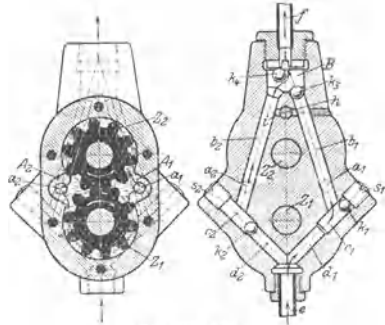


Fig. 370/371.

Die Pumpe selbst ist in Fig. 370 bis 372 dargestellt; sie muß so eingerichtet sein, daß sie ebensogut fördert, ob die Pumpe rechts oder links herum läuft, weil man häufig, besonders beim Gewindeschneiden (s. oben), die Revolverbank in umgekehrter Richtung laufen lassen muß.

Die in der Pfeilrichtung arbeitend angenommenen Zahnräder Z_1 und Z_2 erzeugen im Raume A_1 der Pumpe Unterdruck, weil sie an ihrem Umfange dicht gegen das Gehäuse abschließen, und weil in den Zahnflanken kein Spiel vorhanden ist; die Zahnflanken schaufeln dann die Flüssigkeit, und zwar Z_1 im Sinne des Uhrzeigers, Z_2 im entgegengesetzten Sinne, in den Raum A_2 . Raum A_1 ist durch die Bohrung a_1 mit der Zuleitung b_1 verbunden, in der Unterdruck erzeugt wird, der Kugelventil k_3 schließt, dagegen Kugelventil k_1 öffnet, was die Flüssigkeit zwingt, durch das Zuleitungsrohr e aufzusteigen. Auf der linken Seite gelangt durch Bohrung a_2 die Flüssigkeit mit Überdruck in die Leitung b_2 , drückt Ventil k_2 auf, während sie k_3 schließt, so daß sich der Raum B mit Flüssigkeit füllt, die infolge des hier entstehenden Überdruckes in der Druckleitung f aufsteigt.

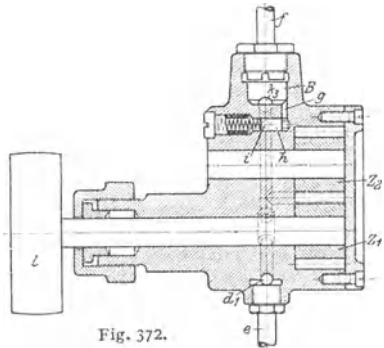


Fig. 372.

Läuft die Pumpe in entgegengesetzter Richtung, so wird A_2 zum Raum mit Unterdruck, A_1 zu dem mit Überdruck, und die Ventile k_2 und k_3 öffnen sich, während sich k_1 und k_4 schließen.

Die Pumpe ist so gebaut, daß sie ohne besonderes Überlaufventil arbeiten kann. Wird nämlich der Hahn *F* (Fig. 368) geschlossen, so entsteht im Raume *B* der Pumpe sehr schnell Überdruck, der durch die Bohrung *g* auf den unter Federdruck stehenden Ventilkolben *h* wirkt, ihn zurückdrückt und so den Verbindungskanal *i* zwischen den Leitungen b_1 und b_2 freigibt, worauf die Flüssigkeit innerhalb der Pumpe einen ununterbrochenen Kreislauf ausführt (Fig. 372).

Rad Z_1 wird auf der Achse mit Festsitz, ohne Verwendung von Feder und Nut, die ein Schlagen des Rades veranlassen könnten, aufgebracht und durch die Riemenscheibe l angetrieben; Rad Z_2 sitzt mit engem Laufsitz auf der im Gehäuse festgepreßten Welle und wird durch Z_1 mitgenommen. Die Welle für Z_1 ist besonders lang gelagert und links durch eine Stopfbüchse abgedichtet.

Die weiteren Einzelheiten der Revolverbänke werden in Absatz 4 gezeigt.

4. Ausgeführte Konstruktionen.

a) Revolverbank der Fritz Werner-Aktiengesellschaft in Berlin-Marienfelde.

Fig. 373 bis 375 zeigen die Gesamtanordnung der Revolverbank. Die Stufenscheibe A mit 3 Stufen treibt entweder direkt oder über das Rädervorgelege B , durch Hebel C ein- oder auszuschalten, die Spindel der Bank an; über einige im Bilde nicht sichtbare Zwischenräder wird die Drehbewegung auf den Räderkasten übertragen, der nach dem Nortonprinzip (s. Fig. 77 bis 79 auf S. 588) ausgebildet ist.

Durch die Räder des Nortonkastens werden 2 Wellen E und F in Umdrehung versetzt, von denen die erste als einfache Zugspindel zum Antriebe des Revolversupports ausgebildet ist, und die zweite, mit Gewinde und mit einer Längsnut versehen, den Längs- und Planzug des Quersupports zu besorgen hat.

In Fig. 371 bis 378 ist der Revolversupport der Bank dargestellt, der in verschiedenen Punkten von den oben gebrachten Ausführungen abweicht. Die Zugspindel A treibt über Zwischenräder die Schnecke B , und diese vermittelt des Schneckenrades C die Welle D an. Das Trieb E auf Welle D besorgt über die Zahnstange F den Vorschub des Supports G ; außerdem ist dieser Vorschub auch durch das Handkreuz H zu bewirken.

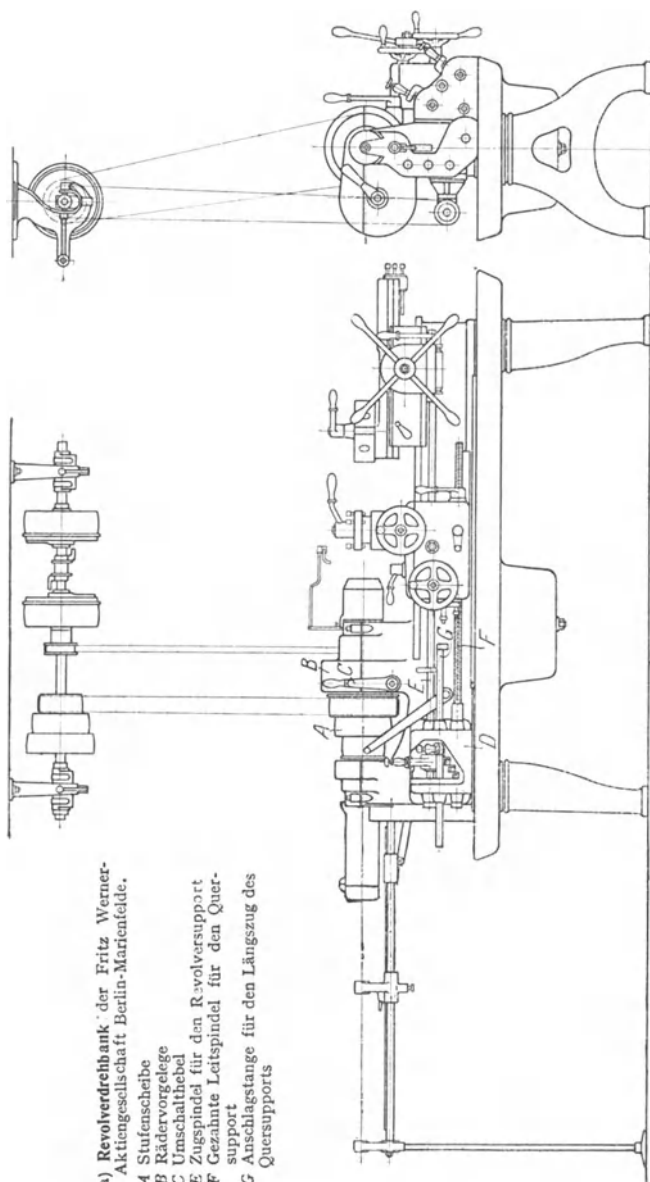
Die unten befindliche, auf entsprechende Länge eingestellte Schraube J stößt dabei gegen den Anschlag K und dreht dadurch die Welle L etwas herum, so daß der auf L aufgekeilte Riegel M die Fallklappe O , in der die Schnecke B gelagert ist, zum Ausfallen bringt; durch den Handgriff P kann man den Riegel wieder zum Einschnappen bringen, nachdem man durch Griff Q die Fallklappe angehoben hat.

Bei der Rückbewegung des Schlittens G , die meist von Hand geschieht, wird der Hebel R durch den Anschlag S gezwungen, eine Rechtsdrehung zu machen, wobei er zunächst den Riegel T_1 löst, wodurch der Sperrzahn V locker wird und dann T_1 und T_2 zurückzieht, wodurch U freigegeben wird. Inzwischen ist die Klinke V gegen den gegenüberstehenden Zapfen W gestoßen und zwingt bei weiterem Vorrücken des Schlittens G den Revolverkopf in der bekannten Art zur Drehung um 60° . Gleichzeitig hat der benachbarte Zapfen W das Sternrad X und die dieses tragende Welle Y zu einer Drehung um 60° gezwungen und so die nächste Anschlagschraube J in die Stellung gegenüber Anschlag K gebracht. Beim abermaligen Vorrücken des Schlittens G wiederholt sich das gleiche Spiel.

Kennzeichnend für die vorliegende Art der Revolverkopfverriegelung ist, daß sich bei Abnutzung der Anlageflächen an den Riegeln $T_1 T_2$, gegenüber dem Zahn U , kein Lockerwerden der Feststellung des Revolverkopfes ergibt, weil die Federn Z die beiden Riegel nachdrücken.

Der Revolverkopf ist sechseckig ausgebildet, und man kann infolgedessen die Werkzeuge entweder in den Bohrungen des Kopfes aufnehmen, oder sie gegen die Flächen des Kopfes anspannen. Die senkrechte Achse des Revolverkopfes ist durchbohrt, so daß lange Werkstücke ungehindert Durchgang finden.

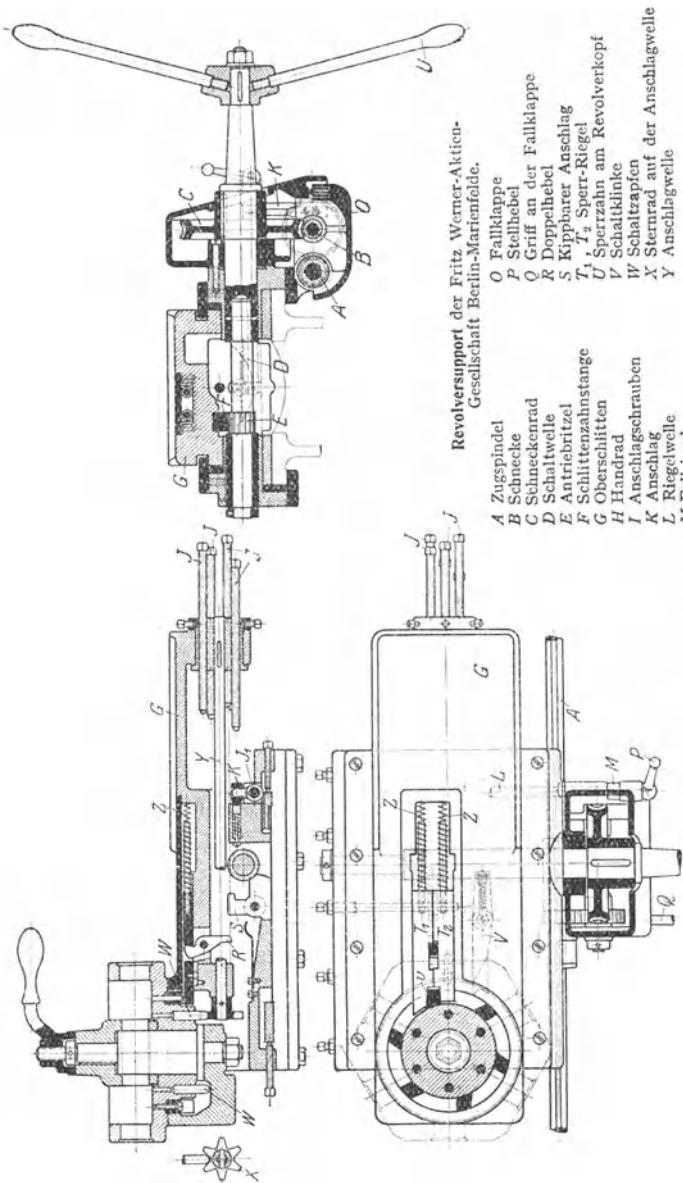
In den Fig. 379 bis 385 ist der Quersupport der Revolverbank der Fritz Werner A. G. in Berlin-Marienfelde dargestellt.



a) Revolverdrehbank der Fritz Werner-Aktiengesellschaft, Berlin-Martenfelde.

- A Stufenscheibe
- B Rädervorgelege
- C Umschalthebel
- E Zugschindel für den Revolversupport
- F Gezahnte Leitspindel für den Quersupport
- G Anschlagstange für den Längszug des Quersupports

Fig. 373 bis 375.



Revolversupport der Fritz Werner-Aktien-Gesellschaft Berlin-Mariefelde.

- A Zugspindel
- B Schnecke
- C Schneckenrad
- D Schaltwelle
- E Antriebritzel
- F Schlittenzahnstange
- G Oberschlitten
- H Handrad
- I Anschlagsschrauben
- K Anschlag
- L Riegelwelle
- M Fallriegel
- O Fallklappe
- P Stellhebel
- Q Griff an der Fallklappe
- R Doppelhebel
- S Kippbarer Anschlag
- T₁, T₂ Sperr-Riegel
- U Sperrzahn am Revolverkopf
- V Schaltklinke
- W Schaltzapfen
- X Sternrad auf der Anschlagwelle
- Y Anschlagwelle

Fig. 376 bis 378

Fig. 379/380 zeigen eine schematische Ansicht, aus der zu ersehen ist, daß die genutete Leitspindel 1 die in einem Getriebekasten gelagerten Räder 2 oder 2' mitnehmen kann, je nachdem die zwischen ihnen befindliche Kupplung in die Kupplungszähne des einen oder des anderen von ihnen eingreift. Rad 2 treibt direkt über Rad 3, Rad 2' unter Vermittelung des Zwischenrades Z über Rad 3'

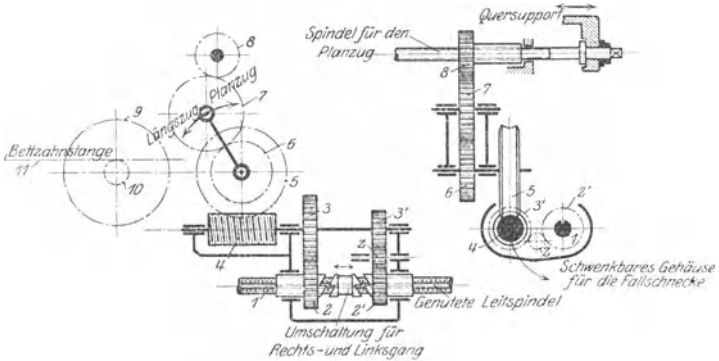


Fig. 379/380.

die Schnecke 4 im einen oder anderen Sinne an, so Rechts- oder Linksgang erzeugend. Schneckenrad 5 treibt über die Stirnräder 6, 7, je nach der Stellung der eingezeichneten Schwinge, entweder den Planzug, über Rad 8 und die Supportspindel, oder den Längszug, über die Räder 9 und 10 und die am Bett befestigte Zahnstange an. Die Schnecke und ihre Antriebräder sind in einem

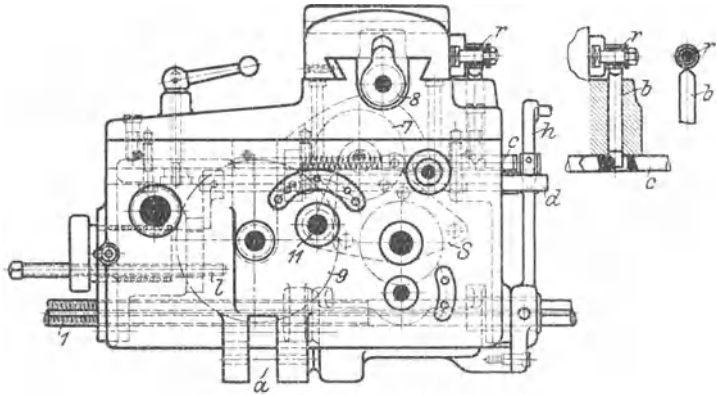


Fig. 381 bis 383.

Fallkasten angeordnet, der in Fig. 380 im Eingriff, in Fig. 379 von oben gesehen gezeichnet ist.

Fig. 381 zeigt den Support in der Ansicht von vorn; die genutete Leitspindel 1 betätigt den Schneckenantrieb, während eine durch den bei a befindlichen, in der Zeichnung fortgelassenen Hebel ein- oder auszurückende Leitmutter in Verbindung mit der Spindel zum Schneiden längerer Feingewinde benutzt werden kann. Der das Rad 7 tragende Schild S, der auch aus Fig. 384 zu erkennen ist, wird durch einen, ebenfalls fortgelassenen, um den Zapfen 11 schwingenden Hebel

betätigt; man kann so den Längs- oder Plangang einschalten oder beide stillstellen.

Wird beim Einrücken des Längsganges der Schild *S* nach links gedreht, so wird, wie aus den Fig. 384/385 zu erkennen ist, zunächst Stange *c* vermittels des Stiftes *i*, der in eine Aussparung an *c* greift, und dann, unter Einwirkung der Feder *e*, auch Stange *d* nach links gerückt, wodurch der Haken *f* an Stange *d* den Hebel *h* (s. auch Fig. 381) verriegelt und so den Schneckenkasten in der Eingriffstellung festhält. Trifft eine der Schrauben an der drehbaren Trommel

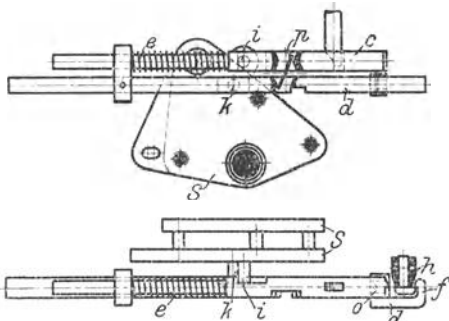


Fig. 384/385.

gegen die vorher richtig eingestellte Stange *G* (Fig. 373), so verschiebt sich die unter Federdruck stehende Trommel nach rechts, überträgt diese Bewegung auf Stange *d* durch einen Anschlag und rückt Hebel *h* aus, worauf die Schnecke ausfällt; da die Feder *e* sich zusammendrückt und der Schild *S* verriegelt ist, so hält Stift *i* die Stange *c* in ihrer Lage fest.

Wird der Quergang eingerrückt und deshalb Schild *S* nach rechts gedreht, so

nimmt Stift *h* die Stange *d* unmittelbar mit, und diese verriegelt mit dem Haken *o* den Hebel *h* und hält den Schneckenkasten in der Eingriffstellung. Eine in einer Nut des Quersupports verstellbar angeordnete Rolle *r* drückt bei Erreichung der gewünschten Drehlänge den oben mit einer Schneide versehenen Bolzen *b* (s. Figg. 382/383) nach unten, *b* greift in eine Aussparung an der Stange *c* und schiebt sie nach links, wobei sie Stange *d* mitnimmt und Haken *o* außer Eingriff mit Hebel *h* bringt, worauf der Schneckenkasten ausfällt.

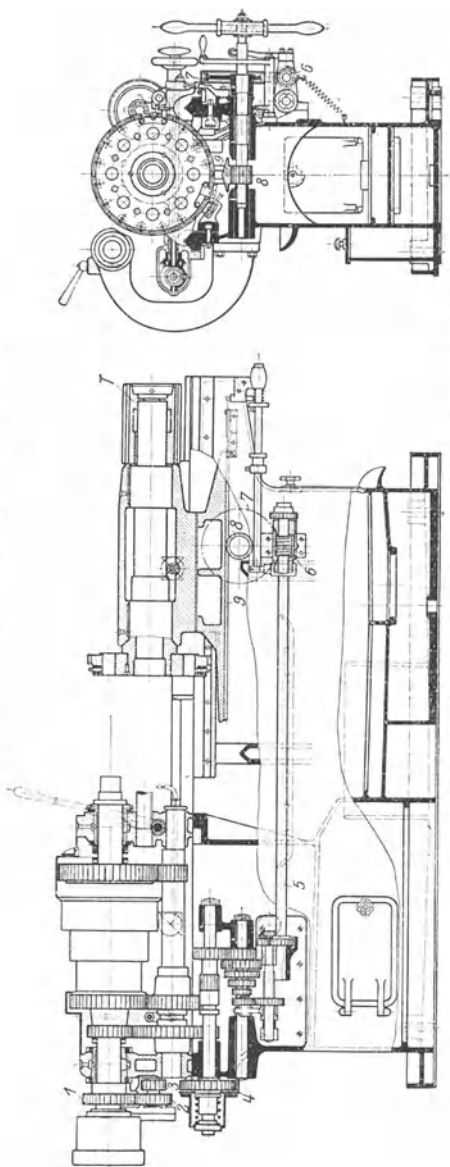
Der in Fig. 384 zu erkennende drehbare Knebel *p* dient zur Handausrückung der Schnecke.

b) Vielloch-Revolverbank der Pittler A.-G., Leipzig-Wahren. (Fig. 386/387.)

Dreifache Stufenscheibe, doppeltes Rädervorgelege und zwei Geschwindigkeiten im Deckenvorgelege gestatten 24 nach geometrischer Reihe abgestufte Drehzahlen. Vom linken Ende der Spindel her wird über die Räder 1, 2, 3, ein in der Figur fortgelassenes Zwischenrad und Rad 4, der Räderkasten angetrieben, der der Welle 5 acht verschiedene Drehzahlen vermittelt. Von Welle 5 aus wird über das Schneckengetriebe 6, 7 und das Trieb 8 der Support mit Zahnstange 9 vorgeschoben. Der wagrecht gelagerte Revolverkopf ist an seinem hinteren Ende mit einer Trommel *T* versehen, die Längsnuten enthält, in denen die den verschiedenen im Kopf untergebrachten Werkzeugen entsprechenden Anschlagbegrenzungen verstellbar sind, die gegen einen in der Figur fortgelassenen Anschlag am Bett anstoßen und so den Hub begrenzen. Der Kopf selbst, in Fig. 387 von der Stirnseite her dargestellt, ist zur Aufnahme von 10, ja unter Umständen sogar von 20 Werkzeugen eingerichtet; die Bohrungen zur Aufnahme der Werkzeuge fluchten, wenn sie in Arbeitsstellung angelangt sind, mit der Spindelachse. Im allgemeinen ist ein Quersupport nicht vorgesehen, er ist auch entbehrlich, weil der Revolverkopf durch eine Schnecke, die in eine auf dem Umfange des Kopfes eingeschnittene Schneckenradverzahnung eingreift, gedreht werden kann und man so in der Lage ist, Plandreh-, Form- und Abstecharbeiten ohne Schwierigkeit auszuführen.

Der Support ist auf dem breiten Bett mit sehr langen Führungsleisten außergewöhnlich sicher gelagert und gestattet infolgedessen hohe Beanspruchungen.

b) Vielloch-Revolverbank der Pitter-A. G., Leipzig-Wahren.



1/4 Zwischenräder von der Arbeit-
spindel zum Vorschubkasten
5 Zugs spindle
6/7 Schneckengetriebe
8/9 Zahnstangenantrieb
des Revolversupports
T Schalttrommel des Re-
volverkopfes

Fig. 386/387.

C. Hobel- und Stoßmaschinen.

I. Aufnahme der Arbeitsdrücke.^{1) 2)}

a) Tischohbelmaschine.

Im allgemeinen führt der Tisch *T* (Fig. 388, 389) die Haupt- oder Schnittbewegung, der Support *D* auf dem Querbalken *C* die Schaltbewegung aus, und *C* bewirkt durch Verschieben längs der Seitenständer *B*, die am Kastengestell *A* festgeschraubt sind, die Einstellung der Spantiefe *t*. (S. auch Fig. 10 bis 13.)

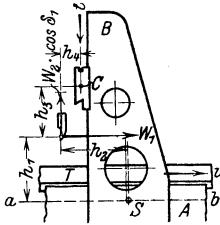


Fig. 388.

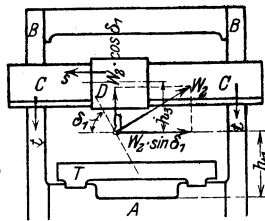


Fig. 389.

Der Schnittantrieb hat den Spandruck W_1 aufzunehmen; die Schraubenspindel im Querbalken *C* wird durch $W'' = W_2 \cdot \sin \delta_1 = W_1 \cdot \sin \delta_1$ (s. oben) beansprucht, und die Schraubenspindeln in den Seitenständern (s. auch Fig. 431 und 432) müssen, allerdings entlastet dadurch, daß unter dem Arbeitsdruck *C* auf *BB* festgeklemmt ist, den senkrechten Druck $W' = W_2 \cdot \cos \delta_1 = W_1 \cdot \cos \delta_1$ aufnehmen.

Die Tischführungen haben auch $W' = W_1 \cdot \cos \delta_1$ aufzunehmen und können unter Umständen durch ein Kippmoment, durch $W_2 \cdot \sin \delta_1$ ausgelöst, aufgekippt und auch zum Entgleisen gebracht werden (s. auch Fig. 411, 412).

Der Support *D* wird durch ein Moment $W_2 \cdot \sin \delta_1 \cdot h_3$ (Fig. 389) gedreht und belastet oder entlastet dadurch einen Teil seiner Führungsflächen. Außerdem wird er (Fig. 388) mit $W_2 \cdot \cos \delta_1 \cdot h_4$ senkrecht zum Balkenquerschnitt gekippt.

Der Querbalken *C* belastet seine Führungen am linken und rechten Seitenständer je mit $\frac{1}{2} W_2 \cdot \sin \delta_1$, wird durch die Kräfte W_1 und $W_2 \cdot \cos \delta_1$ gebogen und mit dem Moment $M = W_1 \cdot h_2 - W_2 \cdot \cos \delta_1 \cdot h_4$ senkrecht zum Querschnitt verdreht.

Die Seitenständer *B* werden (Fig. 388), mit

$$\frac{W_1 \cdot h_1}{2} + \frac{W_2 \cdot \cos \delta_1 \cdot h_2}{2}$$

im günstigen und mit

$$\frac{W_2 \cdot \sin \delta_1 \cdot h_1}{2}$$

im ungünstigen Querschnitt, auf Biegung beansprucht und müssen Abmessungen haben, die nur unwesentliches Ausweichen unter diesem Druck gestatten.

b) Wagerecht- und Senkrechtstoßmaschinen.

Die Fig. 390 und 391 zeigen die Verteilung der Drücke an der Wagerechtstoßmaschine (Feil- oder Shapingmaschine), bei der der Stößelschlitten *S* mit dem Werkzeug die Schnittbewegung, der Tisch *T* auf dem Querschlitzen *A* die Schaltbewegung, und *A* auf einer Führung an *K* das Heben des Werkstückes besorgt, während die Spananstellung durch Bewegung des Schlittens *B* gegenüber *C* erfolgt. Die Drücke auf die Bewegungsorgane verteilen sich so, wie bei der Tischohbelmaschine besprochen wurde. Der Stößelschlitten *S* wird, je nach der Entfernung h_1 des Werkzeuges vom Kastengestell, mit einem Moment $W' \cdot h_1$

¹⁾ Fischer, Werkzeugmaschinen, I. S. 273.

²⁾ Schlesinger, Z. d. Ver. deutsch. Ing. 1910. S. 232.

— $W_1 \cdot h_2$ (Fig. 390) in seiner Längsführung gekippt. Da, je länger h_1 wird um so mehr das Gewicht des Schlittens dem Aufkippen entgegenwirkt, so wird das Kippmoment selten bedenklich groß werden. Unangenehmer ist das verdrehende Moment $W_2 \cdot \rho$, in einer Ebene parallel zum Querschnitt des Schlittens (Fig. 391), weil es bei unrichtig gewähltem Querschnitt (s. unten) ein Schiefstellen des Schlittens bewirken kann.

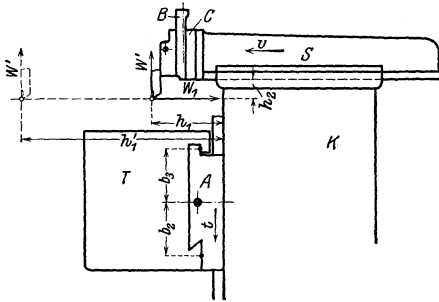


Fig. 390.

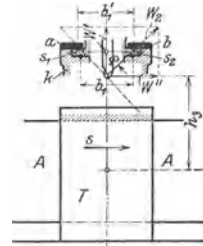


Fig. 391.

Der Tisch T hat die Momente $W' \cdot h_1$ (Fig. 390) und $W'' \cdot h_2$ (Fig. 391) auf seine Führungen am Querbalken A zu übertragen.

Der Querbalken A wird mit den gleichen Momenten belastet.

Bei den Senkrechtstoßmaschinen (s. Fig. 436 bis 441) liegen die Verhältnisse ebenso und sollen deshalb nicht besonders behandelt werden.

2. Wirkung der Massenkräfte.

Ganz besondere Beachtung verlangen die Massendrucke, die infolge des in den bewegten Massen aufgespeicherten Arbeitsvermögens

$$E_k = \frac{m v^2}{2}$$

für die geradlinig bewegen, und

$$E_k = \frac{J \cdot \omega^2}{2}$$

für die umlaufenden Massen beim Umsteuern auftreten.

Wie erheblich diese Massenkräfte die Arbeitsleistung des Antriebsmotors beeinflussen, zeigt Fig. 392, ein Diagramm, das an einer großen Tischhobelmaschine der Firma Hartmann in Chemnitz durch Herm. Fischer¹⁾ genommen wurde. Das Diagramm ist in der Pfeilrichtung zu lesen, und es bezeichnet a die Zeit zum Umsteuern von der geringen Arbeitsgeschwindigkeit v_a auf die, hier dreimal so große, schnelle Rücklaufgeschwindigkeit v_r ; b bedeutet die Zeit für den schnellen Rücklauf, c das Umsteuern auf die Arbeitsgeschwindigkeit und d die eigentliche, allein nutzbringend verwendete Arbeitszeit. Die fein ausgezogenen Wagerechten sollen die mittleren, den Abschnitten a bis d entsprechenden

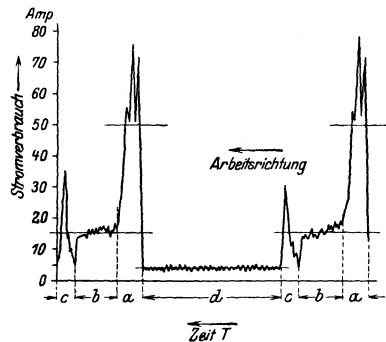


Fig. 392.

¹⁾ Fischer, Kehrtriebe, Z. d. Ver. deutsch. Ing. 1904. S. 308.

Antriebleistungen bezeichnen, die sich annähernd für d auf 4,5 Amp., für a aber auf 50 Amp. belaufen; die Zacken an den Teilen a rühren von Schwingungen des Meßinstruments her.

Schon Uhlich¹⁾ hat auf diese ungleichmäßigen Anforderungen an den Hobelmaschinenantrieb hingewiesen, sucht aber die Ursache fälschlich in dem im Tische der Maschine aufgespeicherten Arbeitsvermögen, während Streiff²⁾ darauf hinweist, daß es nicht die allerdings großen, aber langsam bewegten Massen des Tisches, sondern die wesentlich kleineren, dafür aber sehr schnell umlaufenden Massen der ersten Getriebeteile sind, die die gekennzeichnete Wirkung hervorbringen.

Schlesinger³⁾ hat eine schwere Tischhobelmaschine der Werkzeugmaschinenfabrik Oberschöneweide untersucht und durchgerechnet; in der nachstehenden Zahlentafel 1 sind die Werte übersichtlich zusammengestellt.

Die Hobelmaschine hat:

- | | |
|---|----------------------|
| 1. einen Durchgang von | 2500 mm, |
| 2. eine Nutzhobellänge | $l = 5000$ mm |
| 3. eine Arbeitsgeschwindigkeit | $v_a = 9,504$ m/min, |
| 4. eine Rücklaufgeschwindigkeit | $v_r = 17,37$ m/min, |
| 5. einen Antriebsriemen von der Breite | $b = 130$ mm |
| 6. Tischgewicht einschließlich Zahnstange G | $G = 13060$ kg. |

Zwischen Riemenscheibenwelle und Stirnrädergetriebe ist ein Schneckenantrieb von der Übersetzung $J = \frac{1}{15}$ geschaltet, so daß der Antriebsriemen die außerordentliche Geschwindigkeit von 900 m/min = 15 m/sek erhält, während der Rücklaufriemen sogar mit 1182 m/min = 19,7 m/sek läuft.

Man kann aus der Zusammenstellung erkennen, daß der schwere Tisch von 13060 kg nur ein Arbeitsvermögen von 16,7 mkg verkörpert, während der verhältnismäßig leichten Riemenscheibe C , auf der beim Arbeitsgang — auf diesen beziehen sich alle Zahlen — der Rücklaufriemen liegt und die nur 950 kg wiegt, ein Arbeitsvermögen von 1032 mkg innewohnt.

Vergleicht man die Wirkung der gleitenden und der umlaufenden Massen in

$$\frac{\text{Arbeitsvermögen}}{\text{kg Gewicht}}, \text{ so erhält man: } \frac{\text{Tisch}}{\text{Riemenscheibe } C} = \frac{16,7 \cdot 950}{13060 \cdot 1032} = \frac{1}{850}.$$

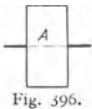


Fig. 396.

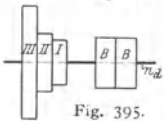


Fig. 395.

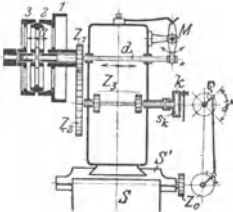


Fig. 394.

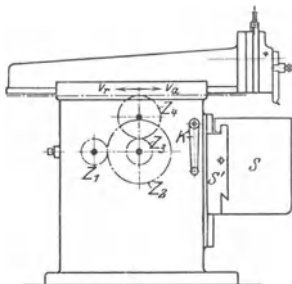


Fig. 393.

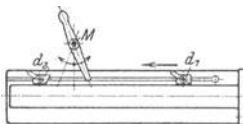


Fig. 397.

Für eine Zahnstangenstoßmaschine (Shapingmaschine) der Firma Ludw. Loewe u. Co. (Fig. 393—397) wurde in der Übungswerkstatt der Beuthschule zu Berlin eine entsprechende Berechnung vorgenommen, deren Ergebnisse in Tafel 2 wiedergegeben sind.

¹⁾ Zeitschrift für Werkz.-Masch. u. Werkz. 1903, S. 161 ff.

²⁾ Ebenda.

³⁾ Schlesinger. Z. d. Ver deutsch. Ing. 1910, S. 229.

Tafel 1.

Gegenstand	Zeichen	Äußerer Durchmesser bzw. Teilkreis-Dmr. mm	Breite mm	Modul	Zähnezahl	Gewicht kg	Zeichenerweiterung	Uml./min sekundl. Winkelgeschw. ω sek. Geschw. v	Bewegungsenergie $\frac{J \omega^2}{2}$ f. d. Arbeitsgang mkg
lose Riemenscheibe	A	1300	140	—	—	124	A	} $n_1 = 219,5$ $\omega_1 = 23$	694
lose Riemenscheibe	C	950	165	—	—	106	C		1032
schiedl. Doppelriemenscheibe	B	1300/950	140/140	—	—	85	B	} $n_2 = 14,6$ $\omega_2 = 1,53$	470
Schnecke	D	110	—	—	4 gängig	48	D		2
Welle	I	70	—	—	—	39	I	} $n_3 = 8,43$ $\omega_3 = 0,88$	0,6
Schneckenrad	E	800	140	13,3	60	285	E		4,2
Zahnrad	F	414	220	18	23	206	F	} $n_4 = 3,61$ $\omega_4 = 0,378$	4,8
Welle	II	140	—	—	—	430	II		0,2
Zahnrad	G	720	220	18	40	342	G	} $v_a = 0,158$	1,5
Zahnrad	H	360	305	20	18	200	H		
Welle	III	160	—	—	—	226	III	} $v_a = 0,158$	0,6
Zahnrad	J	840	305	20	42	587	J		
Welle	IV	160	—	—	—	260	IV	} $v_a = 0,158$	16,7
Zahnstange mit Tisch	K	—	305	20	∞	13 060	K		

Tafel 2.

Gegenstand	Gewicht kg	Drehzahl/Minute		n_r	Trägheitsmoment $J = \text{mkg} \cdot \text{sek}^2$	Arbeitsvermögen		
		n_{a1}	n_{a2}			E_{a1}	E_{a2}	E_r
Reihscheibe C	5,500	} 125,4	186,6	365,0	} $114 \cdot 10^{-4}$	0,98	2,18	8,32
Hohlwelle mit Rad 1	2,900							} 27,6
Schaltwelle d	0,900	} 9,52	14,8	27,8	} $0,0198 \cdot 10^{-4}$	0,00017	0,00144	
Rad 2	3,200						} $v_{a1} = 4,42 \text{ m/min}$	} $v_{a2} = 6,56 \text{ m/min}$
Räder 3,3 mit Welle	3,600	} $v_{a1} = 4,42 \text{ m/min}$	} $v_{a2} = 6,56 \text{ m/min}$	} $v_r = 12,84 \text{ m/min}$	} $1,059 \cdot 10^{-4}$	0,000441		
Welle 4	1,400						} $v_{a1} = 4,42 \text{ m/min}$	} $v_{a2} = 6,56 \text{ m/min}$
Räder 4,4	4,100	} $v_{a1} = 4,42 \text{ m/min}$	} $v_{a2} = 6,56 \text{ m/min}$	} $v_r = 12,84 \text{ m/min}$	} $13,332 \cdot 10^{-4}$	0,000662		
Stößelschlitten	50,3							

↳ *

Die Stoßmaschine hat

- | | |
|--|-----------------------|
| 1. eine größte Werkstückhöhe von | 360 mm, |
| 2. eine größte Hobellänge | $h = 450$ mm, |
| 3. je eine Arbeitsgeschwindigkeit | $v_{a1} = 4,4$ m/min, |
| | $v_{a2} = 6,6$ m/min |
| 4. eine Rücklaufgeschwindigkeit | $v_r = 13$ m/min, |
| 5. einen Antriebsriemen von der Breite | $b = 45$ mm, |
| 6. ein Stößelschlittengewicht von | $G = 50,3$ kg. |

Der Antrieb durch 2 Zahnräder Z_4 (siehe Fig. 393) auf die Zahnstangen des Stößelschlittens wird durch eine doppelkegelige Reibscheibe C (Fig. 394) von zwei entgegengesetzt und verschieden schnell umlaufenden Riemenscheiben 1 oder 2, und 3 abgeleitet.

Ein Vergleich der beim Umsteuern von der Arbeit auf die Rücklaufgeschwindigkeit aufzuwendenden Arbeitsvermögen zeigt

Bei Umsteuerung von	Aufzuwendendes Arbeitsvermögen	
	am Reibrad C	am Stößelschlitten
v_{a1} auf v_r	$0,98 + 8,32 = 9,3$ mkg	$0,0136 + 0,117 = 0,1308$ mkg
v_{a2} auf v_r	$2,08 + 8,32 = 10,4$ mkg	$0,036 + 0,117 = 0,153$ mkg

d. h. ein Verhältnis von $\approx 70/1$, wenn man das Arbeitsvermögen vergleicht.

Wenn das Verhältnis in $\frac{\text{Arbeitsvermögen}}{\text{kg Gewicht}}$ ausgedrückt wird, so ergeben sich:

$$\frac{\text{Stößelschlitten}}{\text{Reibscheibe } C} = \frac{0,0136 \cdot 5,5}{50,3 \cdot 0,98} = \frac{1}{660}$$

für die kleine Arbeitsgeschwindigkeit und entsprechende Werte für die andere Arbeit- und die Rücklaufgeschwindigkeit.

Es zeigt sich also, daß man die geringsten Stöße bei der Umsteuerung der bewegten Massen erwarten darf, wenn man die Umsteuerungskupplung möglichst nahe an den letzten gleitenden Teil verlegt.

Am besten wirken in dieser Beziehung die Kurbelgetriebe (S. 594) und unter diesen, wie schon früher erwähnt, besonders die schwingende Kurbelschleife, weil ihre umlaufenden Teile die Drehrichtung nicht ändern, und weil — vollständig zwangläufig — nur die letzten, langsam bewegten Massen gesteuert werden.

Leider lassen sich diese Antriebsarten bei langen Hobelwegen, wie sie bei Tischhobelmaschinen vorliegen, nicht gut verwenden, und sie sind deshalb auf die Wagerecht- und die Senkrechtstoßmaschine beschränkt, bei denen sie auch ausgedehnte Anwendung finden (s. Fig. 433 bis 435 und 438 bis 441).

Im übrigen muß man sich, wenn nicht eine besondere Massenausgleichvorrichtung vorliegt, wie die von Hartmann in Chemnitz¹⁾, darauf beschränken, durch lange Überwege (s. S. 611) den Stoß zu mildern oder umsteuerbare Hobelmaschinenmotoren (s. Kapitel IV) benutzen.

3. Teile der Hobel- und Stoßmaschinen.

a) Die Tischgestelle und Ständer.

α) **Die Gestelle.** Bei den Tischhobelmaschinen sind die Gestelle als Kästen von annähernd quadratischem Querschnitt ausgebildet (oft ohne Füße auf dem Fundament aufliegend und nur bei leichten Maschinen auf Füßen montiert) immer so gut zu versteifen, daß Verbiegungen nicht wohl auftreten können.

Die Gestelle der Wagerechtstoßmaschine haben geringe Kräfte aufzunehmen und sind nur, weil sie hochkantig aufgerichteten Kästen gleichen, gegen Erzitterungen gesichert durchzubilden, da solche der Genauig-

¹⁾ Fischer, Z. Ver. Deutsch. Ing. 1914, S. 309.

keit der Arbeit Abbruch tun können. Die Kastenform der Gestelle in Fig. 393, 394 und Fig. 433, 434, 526 erfüllt alle zu stellenden Forderungen.

Für die Gestelle der Senkrechtstoßmaschinen hat sich die Hakenform eingeführt und gut bewährt, wie sie in Fig. 438, 439 einteilig, in Fig. 436 zweiseitig ausgebildet dargestellt ist. Wegen der häufig großen Ausladung der Hakenkrüpfung ist der gefährliche Querschnitt sorgfältig durchzubilden.

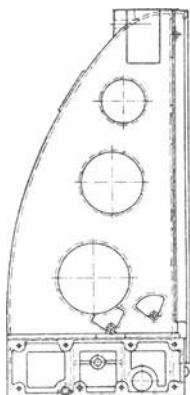


Fig. 398.



Fig. 399.

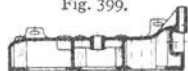


Fig. 400.



Fig. 402.

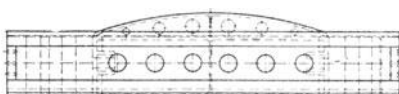


Fig. 401.



Fig. 403.

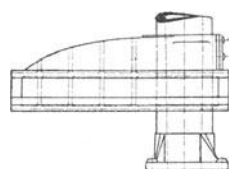


Fig. 404.

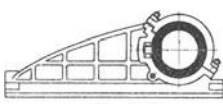


Fig. 405.

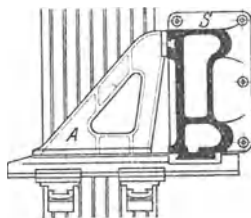


Fig. 406.

β) Ständer und Querbalken. Die Ständer zur Aufnahme der Querbalken, die ihrerseits den Support tragen, spielen nur bei den Tischhobelmaschinen eine große Rolle, wie schon zu Fig. 388/389 ausgeführt wurde. Fig. 398 zeigt einen Ständer von der oben besprochenen Tischhobelmaschine der Werkzeug-Maschinenfabrik Oberschönevide, von dem zwei Querschnitte in Fig. 399 und 400 wiedergegeben sind. Fig. 401 bis 403 zeigen den zugehörigen Querbalken, der gegen die oben besprochenen Bieungsbeanspruchungen in beiden Richtungen gut versteift ist.

Ständer von Einständerhobelmaschinen zeigen die Fig. 404 bis 406. Fig. 404/405 stellen den bekannten kreisförmigen Ständerquerschnitt dar, den die Firma Billeter & Klunz in Aschersleben ausführt; sie läßt die starke Versteifung des Auslegers (dieser trägt auch die Supportführung) erkennen, die ihn befähigt, die erwähnten biegenden Momente aufzunehmen. Eine Verdrehung des Auslegers auf der runden Säule wird durch eine kräftige Nase verhindert, und Schrauben gestatten, den Ausleger nach Erreichung der richtigen Höhenlage festzuklemmen.

Wesentlich andere Wege bei der Ausbildung des Einseithobelmaschinenständers geht die Firma Hessenmüller in Ludwigshafen a. Rh. Fig. 406 gibt den eigenartigen Ständerquerschnitt wieder, der eine breite Schlittenführung zum Verstellen des Auslegers und eine Hilfsklemmung für den dreieckigen Versteifungsrahmen *A* aufweist. Die Abbildung zeigt zwei Supporte, die auf dem Querschlitten verschiebbar sind. Nach Angabe des Herstellers beträgt die Abbiegung des Auslegers bei stärkster Beanspruchung an der äußersten Tischkante nicht mehr als 0,03 mm.

b) Schlittenführungen.

α) **Geschlossene Führungen.** Den Querschnitt der Schlittenführung für die Schaltbewegung an Tischhobel- und Wagerechtstoßmaschinen zeigt Fig. 407. Kennzeichnend ist die verschiedene Ausbildung der oberen und der unteren Führungsleiste, die auch aus den Fig. 388, 390, 393 und 429 zu erkennen ist; die eigentümliche Beanspruchungsart (siehe Fig. 388 und 390)

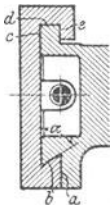


Fig. 407.

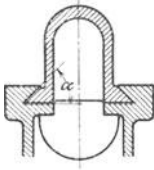


Fig. 408.

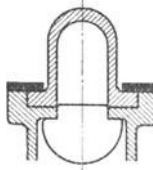


Fig. 409.

zwingt zu dieser Form, die schwer herzustellen ist und an der die Schabarbeit besonders sorgfältig ausgeführt werden muß. Dies mag der Grund sein, warum in Fig. 419 von dieser Form abgewichen worden ist, s. auch Fig. 181/182.

Der Querschnitt nach Fig. 408 für die Stoßführung an Wagerechtstoßmaschinen

wird immer noch ausgeführt; er ist entschieden zu verwerfen, denn bei Auftreten des drehenden Momentes $W_2 \cdot \rho$ in Fig. 391 muß ein Schiefziehen der Führung stattfinden, weil der Schlitten (siehe auch Fig. 173, 174) an der einen schrägen Fläche entlanggleitet, während er sich auf der anderen Seite gegen die Fläche seitlich verschiebt. Bei einer Ausführung nach Fig. 409, wie sie auch die Maschine von Heinemann in Fig. 434 erkennen läßt, entfällt dieser Nachteil; jedenfalls müssen die Stelleisen (a und b in Fig. 391), die das Aufkippen verhindern sollen, genügend kräftig, und auch ihre Befestigungsschrauben stark genug sein, weil diese auch noch den Druck W' (Fig. 390) aufnehmen müssen.

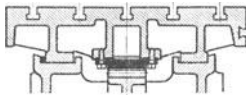


Fig. 410.

β) **Offene Führungen.** Bei diesen Führungen, von denen Fig. 410 und 411 die sogenannte deutsche Führung mit ebenen Gleitbahnen darstellen, während Fig. 412 und 423 den amerikanischen Querschnitt, die „Schweinsrückenführung“ zeigen, tritt eine Gefahr auf, die bei geschlossenen Führungen —

die übrigens bei Tischführungen auch Verwendung finden — nicht zu befürchten ist. Die mit offenen Führungen versehenen Hobelmaschinentische können nämlich „aufkippen“ und „entgleisen“.

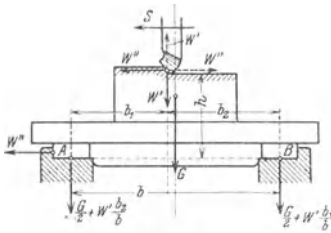


Fig. 411.

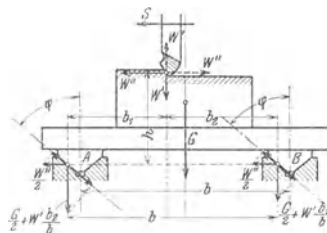


Fig. 412.

Bei der deutschen Führung wird ein Aufkippen¹⁾ in der nach Fig. 411 dargestellten Lage eintreten, wenn

$$W'' \cdot h > G \cdot \frac{b}{2} + W' \cdot b_1$$

¹⁾ Fischer, Werkzeug-Maschinen I. S. 70.

wird; eine Gefahr, die allerdings erst bei hohen Werkstücken bedrohlich werden kann, immerhin aber berücksichtigt werden muß. Die linke Anlagefläche der Führung *A* — bei Schaltung nach entgegengesetzter Richtung die rechte der Führung *B* — hat den Schaltdruck aufzunehmen, dessen Wirkung durch den Reibungswiderstand $(G + W) \cdot \mu$ nur wenig gemildert wird. Der Reibungskoeffizient ist nach Versuchen von Schlesinger¹⁾ für V-förmige Tischführungen nur mit $\mu = 0,025$ einzusetzen. Bei den amerikanischen Tischführungen tritt noch die Gefahr des Entgleisens hinzu, wie an Hand der Fig. 412 zu erkennen ist.

An den linken Seiten jeder Führung wirkt wagerecht der Druck $\frac{W''}{2}$ und senkrecht

$$\text{bei } A: \frac{G}{2} + \frac{W'b_2}{b}, \quad \text{bei } B: \frac{G}{2} + \frac{W'b_1}{b}.$$

Weil bei dem sich schnell bewegenden Tisch die Reibungswiderstände nicht ins Gewicht fallen, da der Tisch fast auf der Ölhaut schwimmt, so kommen nur die in die Gleitflächen fallenden Komponenten dieser Drücke in Frage. Das Entgleisen wird also nur verhütet, wenn

$$2 \cdot \frac{W''}{2} \sin \varphi < \left[\left(\frac{G}{2} + \frac{W'b_2}{b} \right) \cos \varphi + \left(\frac{G}{2} + \frac{W'b_1}{b} \right) \cos \varphi \right],$$

oder wenn

$$W'' \operatorname{tg} \varphi < G + W''.$$

Es muß also der halbe Winkel der Gleitführung so bemessen werden, daß

$$\operatorname{tg} \varphi < \frac{G + W'}{W''}.$$

Setzt man $W' = W''$, was für $\delta_1 = 45^\circ$ (Fig. 10—13) zutrifft, so würde demnach ein Winkel

$$\varphi = 45^\circ, \quad 2\varphi = 90^\circ$$

zuverlässig sein, weil dann sicher

$$\operatorname{tg} \varphi < \frac{G}{W''} + 1$$

ist; stumpfere Winkel φ aber dürften bei geringen Gewichten *G* von Tisch und Werkstück bedenklich sein.

Daß natürlich die Führungen breit genug sein müssen, um die Drücke $G + W'$ aufnehmen zu können, und daß ein Aufkippen bei der „amerikanischen“ Führung ebensogut auftreten kann wie bei der „deutschen“, ist selbstverständlich.

Auf Schmierung der Tischführungen muß besondere Sorgfalt verwendet werden; die Fig. 413 und 414 zeigen je eine Ausführung der Schmierung für die flache und für die Schweinsrückenföhrung.

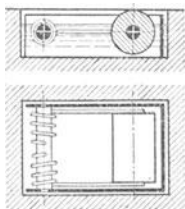


Fig. 413.

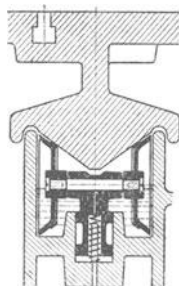


Fig. 414.

c) Der Schnittantrieb.

Dieser wird bei Tischhobelmaschinen entweder durch Stirnräder in der Art ausgeführt, wie ihn die Fig. 423 bis 427 erkennen lassen, oder nach der sogenannten „Sellers-Anordnung“, die in den Fig. 108, 109 und 165 wiedergegeben und dort besprochen wurde.

¹⁾ Z. d. V. D. I. 1910. S. 228.

Bei Wagerechtstoßmaschinen wählt man entweder ebenfalls Stirnräderantrieb, wie in Fig. 393 bis 397, oder die schon mehrfach erwähnten Schwingeschleifen, von denen Fig. 415, 416, 433 und die Maschine in Fig. 526 gute Ausführungsbeispiele wiedergeben, oder die umlaufende Kurbelschleife nach Fig. 417. Diese ist für kurze Hübe — es handelt sich hier um die Kegelradhobelmaschine von Bilgram — deshalb angenehm, weil die Rücklaufbeschleunigung unabhängig von der Hublänge ist (s. S. 597), was bei den Schwingeschleifen (S. 595/596) nicht ohne weiteres der Fall ist.

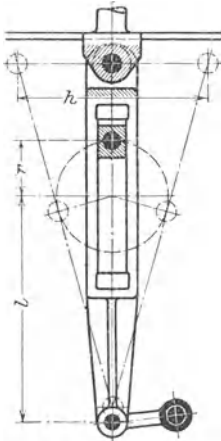


Fig. 415.

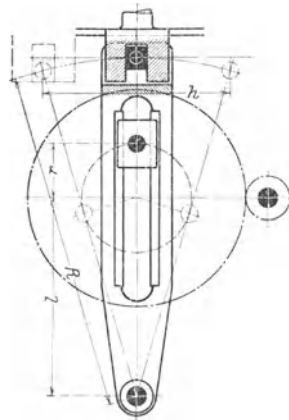


Fig. 416.

Die Fig. 415, 416 und 433 zeigen verschiedene Wege, die der Konstrukteur gegangen ist, um die wegen Fortfalls der Schubstange eintretende Veränderung der wirksamen Schwinghebellängen R (Fig. 416) auszugleichen.

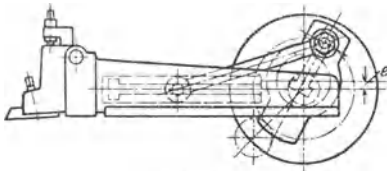


Fig. 417.

Der früher (S. 597) erwähnte Übelstand, nämlich die durch Verkleinerung des Hubes veränderte Rücklaufbeschleunigung u , wird zu Unrecht den Schwingeschleifen allein zur Last gelegt; selbst die Zahnstangenmaschine (Fig. 393 bis 397) zeigt, wie wiederholte Versuche in der Werkstatt der Beuthschule zu Berlin ergaben,

diesen Nachteil um so mehr, je kürzer der Hub wird. Der Stoßelschlitten wird nämlich schon umgesteuert, ehe er seine volle Rücklaufgeschwindigkeit erlangt hat, und der Riemen rutscht infolgedessen fortwährend auf der Antriebsscheibe. Bei Senkrechtstoßmaschinen kommt in der Regel der Zahnstangenantrieb nicht in Frage; sie werden entweder durch schwingende Kurbelschleifen, wie bei der Maschine von Schieß, die in Fig. 438 bis 441 dargestellt ist und dort besprochen wird, oder durch Schraubenspindeln, wie bei der Maschine von Droop & Rein, (s. Fig. 436 und Beschreibung) angetrieben.

d) Hubeinstellung und Umkehr der Bewegungsrichtung.

Bei Tischhobelmaschinen und Senkrechtstoßmaschinen, wenn sie nicht durch Kurbeltriebe bewegt werden, werden Hubeinstellung

und Umkehr durch verstellbare Anschläge bewirkt, wie auf S. 611/612 und 614/615 ausgeführt wurde. Eine interessante Abänderung zeigt die Maschine von Droop & Rein, Fig. 436. Werden Wagerechtstoßmaschinen mit Zahnstangenantrieb ausgerüstet, so wird der Hub meist durch einstellbare Anschläge — d_1, d_2 in Fig. 397 — eingestellt, die einen Hebel M mit auf gleicher Achse sitzendem Steuerschwanz (Fig. 394) betätigen. Eine Schaltwelle d wird dadurch gezwungen, die doppelkegelige Scheibe C in die Arbeitscheibe $I, 2$ mit offenem, oder in die Rücklaufscheibe 3 mit gekreuztem Riemen hineinzuziehen.

Bei Wagerecht- und Senkrechtstoßmaschinen mit Kurbelantrieb wird — s. Fig. 417 und 418, 433 bis 435 — die Hublänge durch Veränderung der Größe des treibenden Kurbelarmes r (s. auch Fig. 87, 415, 416) eingestellt. Nach Fig. 417 geschieht diese Einstellung nach Lösen einer Mutter von Hand, nach Fig. 440 durch eine Schraubenspindel, deren Stellvierkant man nach Öffnen der Klappe k betätigen kann; in Fig. 418 ist erkennbar, wie man diese Verstellung über ein Kegelrädergetriebe und eine Schraubenspindel von außen her vornehmen kann.

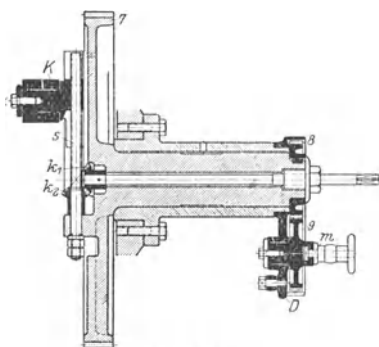


Fig. 418.

e) Der Schaltantrieb.

Die Schaltung einer Tischhobelmaschine ist schon in Fig. 146 gezeigt und wird bei den Fig. 423 bis 432 noch besprochen werden, ebenso wird dort die Stichelklappe noch erklärt; die allgemeinen Anforderungen an eine Schalteinrichtung sind schon auf den S. 594 bis 596 erläutert worden.

Bei der Wagerechtstoßmaschine mit Zahnstangenantrieb (Fig. 394) wird von einer Reibkupplung aus geschaltet, die unter Zwischenfügung von Lederscheiben gegen den Bund s_k auf der Welle 3 gezogen wird. Die Dose k wird mitgenommen, bis sie gegen einen Anschlagstift schlägt, und sie bleibt dann stehen, bis die mitnehmende Welle umkehrt und sie um $\gamma = 90^\circ$ zurückdreht; den Ausschlag um den γ begrenzt hier ein zweiter Stift. Die Dose k trägt auf ihrer Stirnseite einen verstellbaren Kurbelzapfen, der, je nach der eingestellten Länge ρ , die Sperrklinke des Rades Z_0 , und damit das Rad selbst und die Tischspindel, schaltet. Eine andere Art der Schaltung, bei der ebenfalls eine Welle, diesmal die Hauptwelle selbst, sich um einen Winkelbetrag γ dreht und dadurch die Schaltung bewirkt, ist bereits in den Fig. 150 bis 152 wiedergegeben worden.

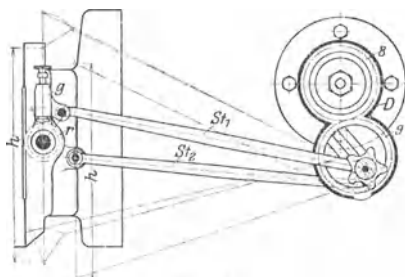


Fig. 419.

Eine Einrichtung, die einen vollen Hub der Maschine zur Schaltung benutzt, zeigt Fig. 419. Auf keinen Fall darf während des Arbeitsganges geschaltet werden, weil sonst die sehr empfindliche Sperrklinke unter dem Druck W'' (Fig. 10 bis 13) arbeiten würde; läßt man während des Arbeitsganges die Klinke ausholen und während des leeren Rückganges schalten, so könnte leicht ein Klemmen des Stichels gegen das stehengebliebene Material eintreten.

Dieses Klemmen verhindert die Stichelklappe, die ein Ausklappen des Stichels beim Rückgang gestatten soll und in den Fig. 393, 429 und 430 zu erkennen ist. Die Achse, um die der Stichel klappen soll, ist schräg zur Werkstückoberfläche zu stellen, wie aus den Fig. 420 bis 422 zu erkennen ist. Hat der Stichel (Fig. 420) seine Hobelarbeit mit der Geschwindigkeit v_a vollendet, so kehrt die Maschine um, und das mit v_r zurücklaufende Werkstück nimmt durch Reibung — bei schwereren Maschinen auch zwangläufig, wie zu Fig. 428 bis 430 erklärt — den Stichel in der Pfeilrichtung mit. Wird das Werkzeug in senkrechter oder auch in schräger Richtung geschaltet, so würde es beim Rücklauf durch den stehengebliebenen, hinter seinem Rücken aufquellenden Werkstoff (Fig. 3) seitlich gedrückt werden, wenn es (Fig. 421) um eine wagerechte Achse schwingen würde. Legt man die Achse schräg (Fig. 422) so entfernt sich beim Ausklappen das Werkzeug vom Werkstück, und das Drängen ist vermieden. Die Schneide liegt dann nämlich auf einem Kegelmantel und führt gleichzeitig eine seitliche Bewegung aus, die sie vom Werkstück entfernt.

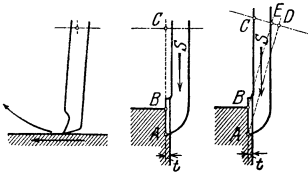


Fig. 420. Fig. 421. Fig. 422.

4. Ausgeführte Konstruktionen.

a) Tischhobelmaschine von Gebr. Böhlinger, Göppingen.

Die Maschine ist mit amerikanischer Bettführung ausgerüstet, wird aber auch mit deutscher Führung (Fig. 410) geliefert. Fig. 423 und 424 zeigen die Maschine im Querschnitt und in der Ansicht von oben. Der Arbeitsantrieb, aus Fig. 424 zu erkennen, geht von einer doppelbreiten Antriebscheibe aus, der zwei Leerlaufscheiben für die mit verschiedenen Geschwindigkeiten laufenden Arbeitsriemen nebengeordnet sind. Für den Rücklaufriemen ist je eine einfache breite Fest- und Losscheibe (s. auch Fig. 423 und 427) vorgesehen. Der Antrieb wird über die Zahnräder 1, 2, 3, 4, 5 und 6 auf die Zahnstange am Tisch übertragen und bewirkt zwei verschiedene schnelle Arbeits- und eine beschleunigte Rücklaufbewegung.

Die Umsteuerung (Fig. 426) erfolgt, von den Tischknaggen k_1, k_2 aus, auf die umklappbaren Anschläge a_1, a_2 am Stiefelknecht s , der durch eine Schubstange b den Doppelhebel h_2 betätigt. h_2 verschiebt mit einer Schubstange den Schieber m (s. auch Fig. 423, 427), der durch seine Schlitze die Rollen r_1, r_2 oder r_3, r_4 so bewegt, daß die um die Drehpunkte i_1, i_2, i_3 schwingenden Riemenlenker n_1, n_2, n_3 auf die entsprechende Fest- oder Losscheibe geschoben werden. Natürlich darf nur eine der Rollen, r_1 oder r_2 , aufgesteckt sein; der Riemenleiter ohne Rolle wird dann durch einen entsprechenden Stellstift (t_1 oder t_2) am Gestell festgehalten. Die Schlitze sind, wie auf S. 614 besprochen, so angeordnet, daß der zweite Riemen erst auf die breite Festscheibe übergeleitet wird, wenn der erste auf seiner Losscheibe angelangt ist. Durch Hebel h_1 kann man den Stiefelknecht s steuern, daß alle Riemenleiter über den Losscheiben stehen — wie in Fig. 426 und 427 angegeben; dann steht die Maschine still, und der Arbeiter kann das Werkstück untersuchen.

Geschaltet wird von der Welle V aus (Fig. 424), die über die Räder 7 und 8 von III her angetrieben wird. Auf V sitzt die Scheibe u — s. hierzu auch Fig. 143, 144 — die sich also ständig umdreht und, wie auf S. 607 beschrieben wurde, den Spreizhebel w (Fig. 143, 144, 424, und 426) zwingt, die Kupplung zwischen u und der Schaltscheibe s_1 zu lösen, wenn er gegen einen der beiden Anschlagstifte am Maschinengestell schlägt. s_1 beschreibt also den mehrfach erwähnten Schaltwinkel γ und schiebt mit einer Schubstange die Zahnstange Z um einen durch die verstellbare Kurbel zu bestimmenden Betrag auf und nieder. Die Zahnstange Z — in Fig. 428 von vorn gesehen, in Fig. 429 als strichpunktierte Gerade angedeutet — treibt über die Räder 1, 2, II oder 1, 2, III — das Zahnrad II sitzt auf der anderen Seite des Querbalkens und auf der oben liegenden Schraubenspindel fest — die eine oder die andere der Schaltspindeln an. Über 1, 2, 3, eine Nutwelle I (Fig. 430), über die Kegelraderpaare 4, 5 und 6, 7 wird die Schraubenspindel s gedreht und die Mutter m mit dem Schlitten d auf dessen Grundplatte auf und nieder bewegt. Da c auf b um die Achse der Kegelräder 5, 6 herumgedreht werden kann, so ist der Antrieb der Schraubenspindel unabhängig von dem Winkel, unter dem der Schlitten d geschaltet wird.

Auf den Wellen II und III sitzt je eine Schaltdose (s. Fig. 138 bis 140), die gestattet, die Wellen II oder III beim Auf- oder Niedergang der Zahnstange Z zu drehen oder sie stillzustellen. Kegelrad 4 ist durch Drehen des Zapfens i (Fig. 428 und 430) in und aus dem Eingriff mit Kegelrad 5 zu bringen, und so ist die Winkelschaltung von d auf c ein- oder auszuschalten.

Auf Schlitten d ist, drehbar und durch Mutterschrauben und zentrischen Schlitz festzustellen, der Träger f für die Stichelklappe f angeordnet; dadurch ist die Achse der Stichelklappe (s. Fig. 420 bis 422) schräg zu stellen.

Von I aus kann die Welle h (Fig. 428, 429) zu Beginn des Rücklaufes und bei Niedergang der Zahnstange Z , d. h. bei Beginn des Arbeitsganges, um einen gewissen Winkel gedreht und so,

mit Hilfe der Kette *k*, die Welle *g* ruckweise bewegt werden. Die senkrechte Welle *g* trägt unten einen kurzen Hebel, der die Stichelklappe bei Beginn des Rücklaufes zwangsläufig anhebt und sie zu Beginn des Arbeitsganges wieder fallen läßt.

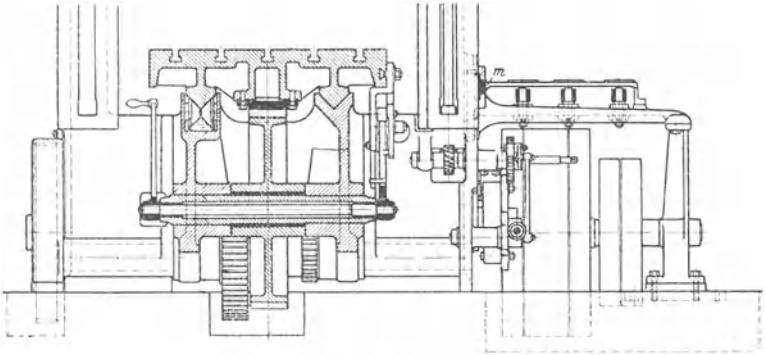


Fig. 423.

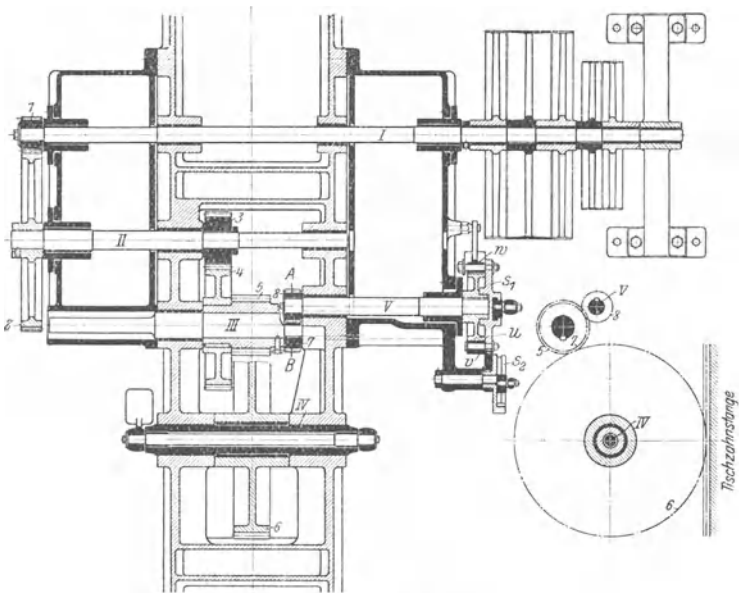


Fig. 424/425.

An den Maschinenständern sind Seitensupporte angeordnet, die ebenfalls von *s*₁ her geschaltet werden können; diese Schaltung wirkt über die zweite, einstellbare, mit Hilfe von Zahnradsegmenten angetriebene Kurbelscheibe *s*₂, und eine Schubstange, auf eine Sperrklinke. Von da wird über ein Stirnräder- und ein Schraubenräderpaar die, in Fig. 426 und 427 erkennbare, senkrechte Schraubenspinde zur ruckweisen Schaltung der Seitensupporte betätigt.

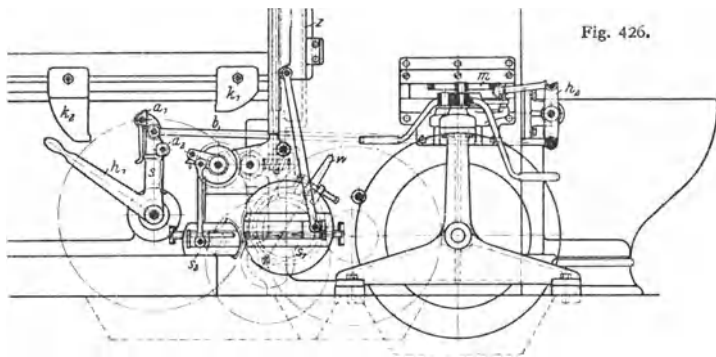


Fig. 426.

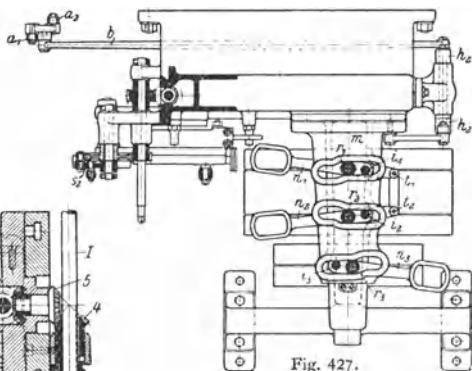


Fig. 427.

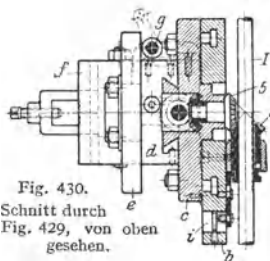


Fig. 430.
Schnitt durch
Fig. 429, von oben
gesehen.

Fig. 423 bis 432.
Tischhobelmaschine von Gebr.
Böhringer, Göppingen.

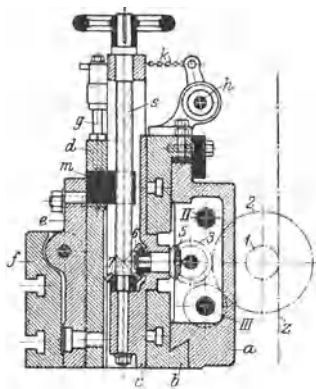


Fig. 429.

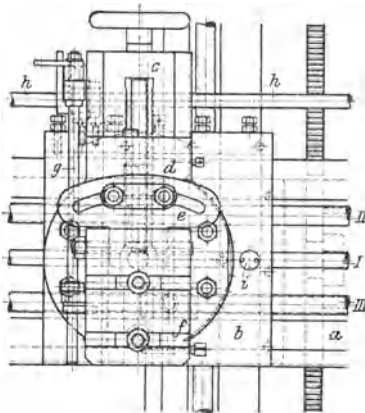


Fig. 428.

In Fig. 431 und 432 ist die Bewegungseinrichtung für den Querbalken zu erkennen, die vom Deckenvorgelege aus über die Riemenscheibe R und ein Vorgelege auf die Kegelradwelle K wirkt und von da die senkrechten Spindeln betätigt. Die Schraubenspindeln ruhen mit Bundens auf Kugellagern; ein Hebel h dient zum Ein- und Ausrücken der Bewegung.

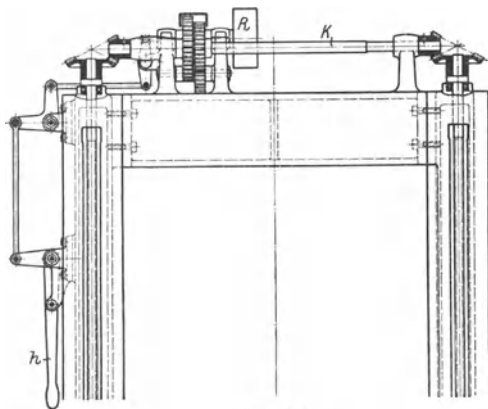


Fig. 431.

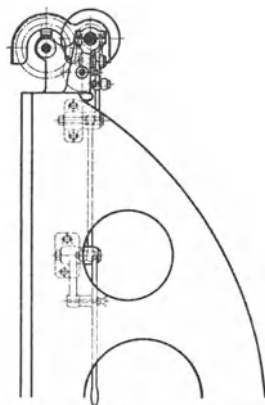


Fig. 432.

b) Die Wagerechtstoßmaschine von Gebr. Heinemann, St. Georgen.

Fig. 433 zeigt den Schwinghebel, der oben gabelförmig ausgebildet (s. auch Fig. 434), mit einem Zapfen an einen Stellklotz angelenkt ist, der gestattet, den Stößelschlitzen gegenüber dem Schwinghebelangriffspunkt zu verstellen; zur Einstellung dient eine Schraubenspindel, zur Festklemmung ein Knebel — in der Zeichnung fortgelassen.

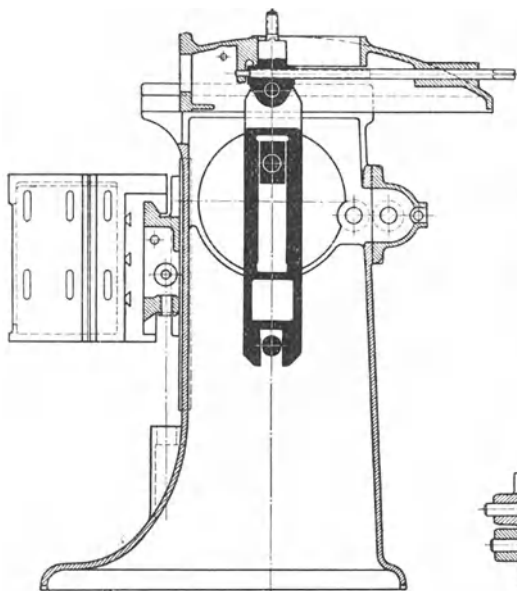


Fig. 433.

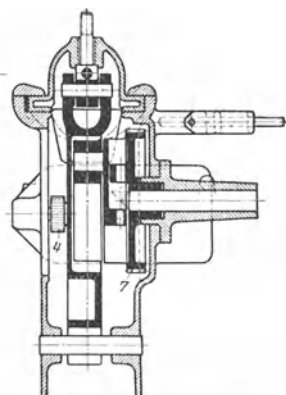


Fig. 434.

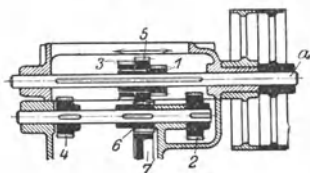


Fig. 435.

Fig. 433 bis 435. Wagerechtstoßmaschine von Gebr. Heinemann, St. Georgen.

Der Schwinghebel kann sich gegenüber seinem Drehpunkt verschieben, was infolge Fehlens einer Schubstange nötig wird, und er erhält seinen Antrieb über die Riemenscheibe (Fig. 435), die Räder 1, 2 oder 3, 4 oder 5, 6, über eine Zwischenwelle und von da über die Räder 6, 7 auf den Kurbelzapfen, dessen Hub von außen her einstellbar ist, wie Fig. 418 besser zeigt.

c) Senkrechtstoßmaschine von Droop & Rein, Bielefeld.

Diese Maschine (Fig. 436) erhält ihren Antrieb durch eine Schraubenspinde, die von der Riemscheibe R_1 her, über die Kegelräder 1, 2 und die Stirnräder 3, 4, den Stößelschlitten langsam herunter, und, nach Verschiebung des Riemens auf R_2 , schnell wieder zurückbewegt.

Der Riemen kann von Hand mit dem Hebel h verschoben werden, verschiebt sich aber auch selbsttätig, wenn einer der Knaggen h oder h' auf Scheibe a gegen h stößt. Hebel h legt sich gegen 2 Anschläge — in der Zeichnung fortgelassen —, so daß dieser Hebel sich also nur um einen bestimmten Winkel drehen kann.

Hebel h fällt mit einer federnden Nase (Fig. 437) in ein Zahnkranzsegment δ' , das zwischen Scheibe a und ein Zahnrad δ schwer beweglich geklemmt ist. Rad δ wird über die Schraubenscheibe a und ein Zahnrad δ schwer beweglich geklemmt ist. Rad δ wird über die Schraubenscheibe a und ein Zahnrad δ schwer beweglich geklemmt ist. Rad δ wird über die Schraubenscheibe a und ein Zahnrad δ schwer beweglich geklemmt ist. Rad δ wird über die Schraubenscheibe a und ein Zahnrad δ schwer beweglich geklemmt ist.

Von δ aus wird Scheibe b (Fig. 436) angetrieben, die mit dem einstellbaren Kurbelzapfen c , einer Schubstange, dem Kegelradgetriebe 9, 10, einer Sperrklinke und dem Sperrade 11 die dreifache Schaltung des Supportes (s. S. 687/688) bewirkt.

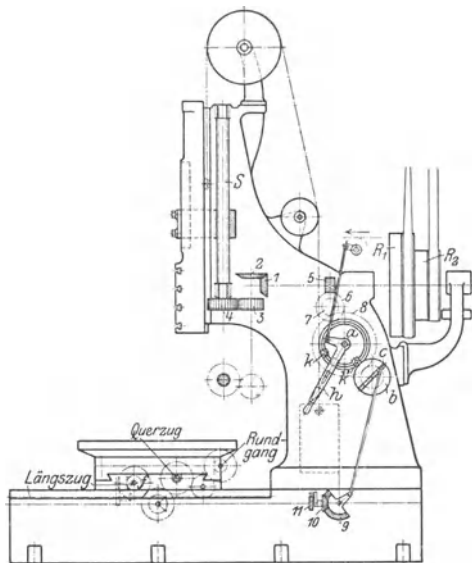


Fig. 436.

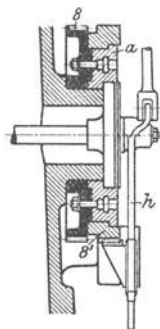


Fig. 437.

Fig. 436 und 437.
Senkrechtstoßmaschine von
Droop & Rein, Bielefeld.

d) Die Senkrechtstoßmaschine von Ernst Schieß, Düsseldorf.

Fig. 438 zeigt den Schnitt durch das hakenförmig ausgebildete Kastengestell, in dem die Antriebswelle mit Stufenscheibe gelagert ist; ein Schwungrad soll helfen, die Massendrucke auszugleichen, die hier nicht unbeträchtlich sind, weil der Stößelschlitten und sein schweres Gegengewicht beschleunigt und verzögert werden müssen. Von der Antriebswelle aus wird über ein Stirnräderpaar und einen Kurbelzapfen der exzentrisch angetriebene Winkelhebel A (Fig. 438, 440) betätigt; in diesem ist verstellbar ein zweiter Kurbelzapfen gelagert, der den Schwinghebel und, über eine Schubstange, den Stößelschlitten bewegt. Durch die abgeänderte Winkelgeschwindigkeit, die die exzentrische Lagerung des Kurbelzapfens dem Mitnehmer erteilt, entsteht ein Geschwindigkeitsdiagramm, das sich dem idealen in Fig. 86 noch mehr nähert als das der einfachen schwingenden Kurbelschleife in Fig. 88.

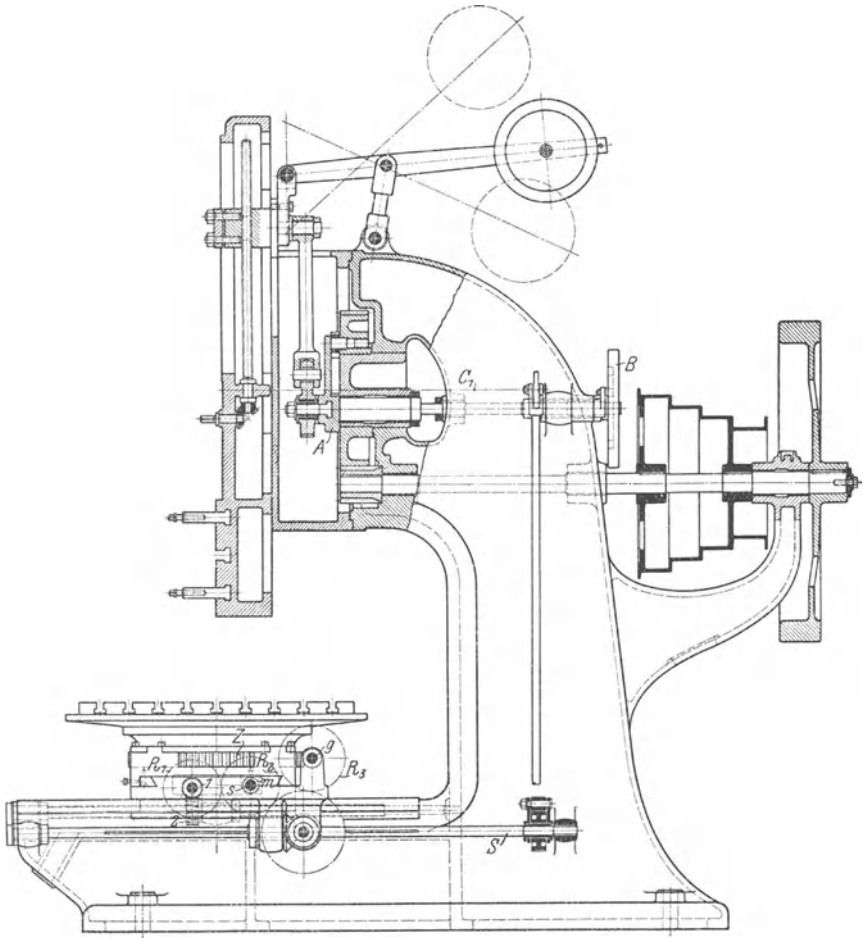


Fig. 438.

Die Welle von *A* ist nach hinten verlängert und trägt eine Scheibe mit Schaltnut (Fig. 439), wie in Fig. 150, 151 beschrieben wurde; die Sperrklinke schaltet eine Nutwelle *S'* (Fig. 438) und von dieser aus über ein Kegelräderpaar — bei jeder Stellung des Supportes — die Räder *R*₁, *R*₂ und *R*₃, deren jedes (Fig. 439, 441) durch eine Kupplungsklaue mit seiner Achse verbunden werden und so diese zur Umdrehung zwingen kann.

*R*₁ schaltet über ein Schraubenräderpaar *1*, *2* und eine Schraubenspindel den Support parallel zur Richtung der Antriebwelle, *R*₂ sitzt unmittelbar auf einer Schraubenspindel *s* (Fig. 441) und schaltet quer zur Maschine, *R*₃ endlich bewegt eine Nutwelle; diese trägt eine Schnecke *g*, die durch einen Zahnkranz den Support rund schaltet.

Fig. 438 bis 441.

Senkrechtstoßmaschine von Ernst Schieß, Düsseldorf.

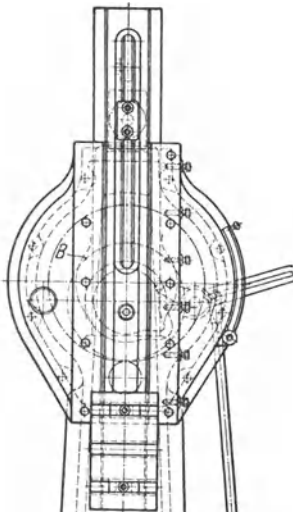


Fig. 439.

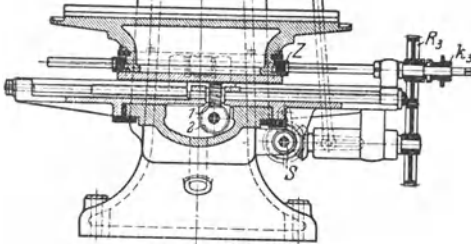


Fig. 440.

Senkrechtstoßmaschine von Ernst Schieß, Düsseldorf.
Fig. 438 bis 441.

- A Exzentrisch angetriebener Winkelhebel
- B Nutscheibe für die Schaltung
- C₁ Exzentrisch zu A liegende Achse des Mitnehmerzapfens für Winkelhebel A
- S' Antriebswelle für die Tischschaltung
- R₁, R₂, R₃ Schalträder für die Längs-, Quer- und Rundbewegung des Tisches
- 1, 2 Schraubenräder zur Einleitung der Längsschaltung des Tisches
- s Schraubenspindel für die Querschaltung
- g, Z Schneckengetriebe für die Rundschaltung
- k₁, k₂, k₃ Kupplungsklauien zur Verbindung der Räder R₁, R₂, R₃ mit ihren Wellen
- S Kegelräder-Getriebe

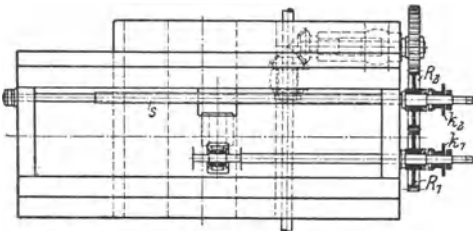


Fig. 441.

D. Bohrmaschinen.

1. Aufnahme der Arbeitsdrücke.

In Fig. 442 bis 444 sind die am Gestell der Bohrmaschine angreifenden Kräfte dargestellt.

Der Schaltdruck in Richtung der Bohrerachse liefert ein Biegemoment $P' E_1$, das der Ständer am Hebelarm L_1 und der Lagerbock (s. Fig. 445 und 448) am Hebelarm e aufzunehmen hat.

Außerdem wird, und zwar im gleichen Sinn, der Ständer durchgebogen durch den Riemenzug mit $3 R \cdot E_2$, und dieses Moment wirkt am Hebelarm L_2 , so daß starke Verbiegungen bei schweren Bohrarbeiten nicht ausbleiben können.

Aus dem Beispiel auf S. 562 und aus der durchgerechneten Konstruktion auf S. 738 ist zu ersehen, wie erheblich diese Kräfte schon bei mittleren Bohrerdurchmessern werden können. Ebenfalls von Einfluß, wenn auch nicht im gleichen Maße, ist das am Bohrer angreifende Drehmoment — siehe ebenfalls Beispiele S. 562 und 738. Mit dem Moment $P \cdot E_1$, worin P die am Bohrer angreifende Umfangskraft

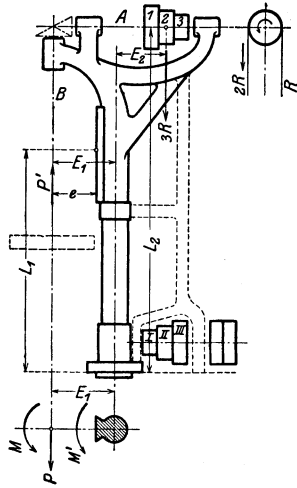


Fig. 442 bis 444.

$$P = R_1 \cdot \frac{s \cdot d}{2}$$

(s. Fig. 17 bis 21) ist, werden Tisch und Lagerbock gegeneinander verdreht.

2. Teile der Bohrmaschine.

a) Die Maschinengestelle.

Eine für leichte Bohrarbeiten sehr geeignete Form stellen Fig. 445, 446 dar, eine Schnellbohrmaschine von Hasse & Wrede in Berlin. Die Form ist die eines Hakens, die bei allen Vertikalbohrmaschinen auftritt; der Querschnitt ist rund.

Ebenfalls rund, aber wesentlich starrer ist die in Fig. 442 bis 444 dargestellte Säulenform, die, was nicht unbedenklich erscheint, bis zu Bohrerdurchmessern von 30 mm Anwendung findet; selbst eine Versteifung der Säule — gestrichelt eingezeichnet — macht sie nur in geringem Maße widerstandsfähiger. Diese Form sollte nur bis zu Durchmessern der Bohrer von ≈ 25 mm und für geringe Schaltvorschübe benutzt werden; es sei denn, man baut die Maschine so schwer wie z. B. die Elsässische Maschinenbauanstalt Grafenstadt¹⁾. Man soll nicht vergessen, daß eine Bohrmaschine schon unsaubere Arbeit liefert, wenn der Ständer sich um geringe Beträge durchbiegt, da der Bohrer dann leicht verläuft. Beliebt ist die Säulenform wegen der bequemen Bedienung des Fußvorgeleges. Für schwere Bohrarbeiten allein geeignet erscheint die Kastenform, Fig. 462, die, ebenfalls nach einem Haken, sehr ähnlich der in Fig. 438 dargestellten Stoßmaschine ausgebildet, allen Anforderungen an Festigkeit bei Biege- und Verdrehungsbeanspruchungen gewachsen ist. Auch die Kastenform in Fig. 492 — Vertikalfräsmaschine von J. E. Reinecker, Chemnitz — wird für schwere Bohrarbeiten mit Vorteil angewendet.

Einen wesentlich anderen Aufbau zeigen die Radial- oder Auslegerbohrmaschinen (Fig. 466/469), die entweder ebenfalls mit einem Kasten- oder mit

¹⁾ Fischer, Die Werkzeugmaschinen auf der Weltausstellung Paris 1900. Fig. 195—205.

einem Säulenständer, ähnlich dem der auf S. 677 besprochenen Einseithobelmaschinen ausgerüstet sind. Fig. 447 zeigt eine solche Säulenform. Der Auslegerarm ist auf einer senkrechten Säule in der Höhe verschiebbar gelagert und läßt sich mit dieser Säule herumschwenken. Die Säule selbst ruht auf Kegelrollen und ist durch einen Klemmring mit dem Untersatz zu verbinden. Die Ausführung stammt von Hessenmüller, Ludwigshafen, und ist einwandfrei, wenn die senkrechte Gleitführung sauber nachstellbar eingerichtet ist. Der Arbeitsbereich ist bei dieser Ausführung größer als bei der nach Fig. 466, während die dort gewählte Kastenform, wenn sie nicht zu schlank ausgeführt wird, Verbiegungen wohl noch besser widerstehen kann, als die Säule.

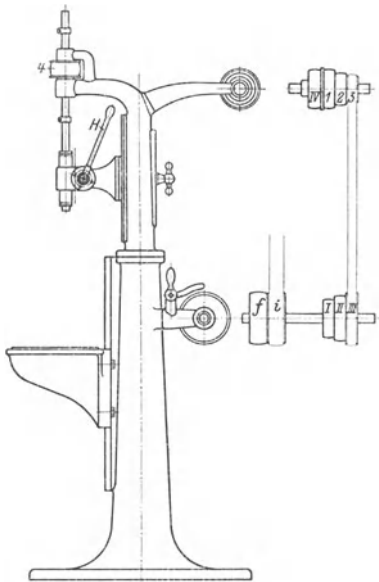


Fig. 445, 446.

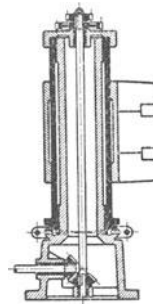


Fig. 447.

Die Wagerechtbohrmaschinen (s. Fig. 470) bieten ähnliche Verhältnisse wie die Drehbänke und sollen deshalb hier außer Betracht bleiben.

b) Die Spindellagerungen.

Die Bohrspindel ist in zwei Antriebsorganen gelagert, von denen das eine die Schnittbewegung einleitet und bei Senkrechtbohrmaschinen als die weniger wichtige Lagerstelle anzusehen ist. Durch eine einfache Riemenrolle (Fig. 445, 448, 462), durch Kegelräder (Fig. 451, 452) oder auch durch Stirnräder (Fig. 466, 467) wird die Bohrspindel in Umdrehung versetzt. Diese Antriebsorgane greifen an einer meist ziemlich schlank gehaltenen Spindelverlängerung an (*S* in Fig. 452), deren Verdrehungswinkel nicht größer werden darf als

$$\psi = 0,05 \text{ mm/m Länge.}$$

Das andere Antriebsorgan vermittelt die Schaltbewegung in Richtung der Bohrerlängsachse und greift an der eigentlichen Hauptlagerung an. Diese besteht aus einer Hülse, die — aus Gußeisen oder auch aus Maschinenstahl gefertigt — das einfache, zylindrische, nicht nachstellbare Lager enthält. Nur bei ganz schweren Bohrmaschinen bildet man die Spindel nach Art der Drehspindeln mit nachstellbaren Lagern aus, oder wenn, wie bei der Wagerechtbohrmaschine

Fig. 470 und auch Fig. 118, die eigentliche Bohrspindel als Bohrstange ausgeführt und in der umlaufenden Spindel verschiebbar angeordnet ist.

Die Laufstellen sollen glashart sein, was in Verbindung mit Gußeisen als Lagerbüchse die schon früher besprochenen guten Reibungsverhältnisse ergibt. Die untere der beiden zylindrischen Lagerstellen soll man etwas weiter ausführen

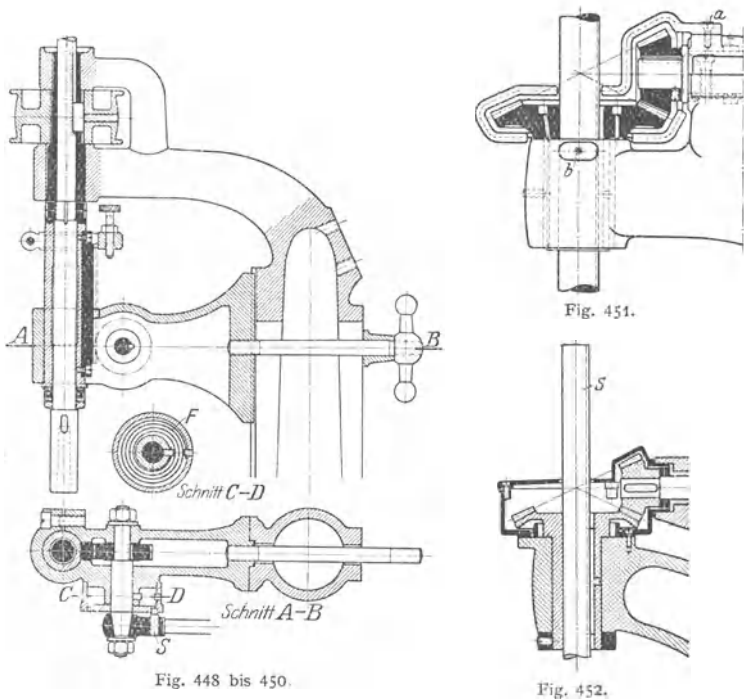


Fig. 448 bis 450.

Fig. 452.

als die obere, um ein leichteres Einbringen der Spindel in die Hülse zu ermöglichen. Die Hülse selbst soll auch innen ganz und gar bearbeitet sein, damit nicht rohe Gußhaut vorhanden ist; der dieser immer noch anhaftende Formsand bildet eine Gefahr für die Lagerstellen. Damit kein Zwängen auftritt, soll man die Spindel zwischen den Lagerstellen dünner arbeiten; man hat dann bei der Bearbeitung auch nur an den eigentlichen Lagerstellen Schleifarbeit zu leisten. Der Spurdruk wird jetzt immer durch Kugellager aufgenommen (Fig. 448).

c) Verbindung der Spindel mit dem Gestell.

Die ältere Art der Ausführung, bei der der Lagerbock die Spindel zwangläufig führt, ihr also keine Längsverschiebung gestattet, während der Bock selbst, mit Zahnstange und Trieb verstellbar, die Schaltbewegung ausführt, ist heute fast verschwunden; und mit Recht, denn der am Hebelarm *e* (Fig. 442) angreifende Schaltdruck müßte, bei dem in der Schlittenführung notwendigen Spiel, zum Schiefstellen des Bohrers führen.

Man versieht deshalb jetzt den Lagerbock nur mit einer Richtführung (Fig. 448, 449 und 196), die unter dem Arbeitsdruck nicht bewegt wird; der Hebelarm *e* ist dann praktisch gleich Null.

d) Schaltbewegung der Bohrspindel.

Die gewöhnliche Art des Schaltantriebes ist die durch Zahnstange und Trieb bewirkte. Sie gestattet, unter Ausschaltung aller oder einiger der dem Trieb vorgeordneten Getriebeteile, ein schnelles Anstellen von Hand — durch Trieb und Zahnstange unmittelbar —, ein langsames Verstellen von Hand — über Schnecke g_2 (Fig. 529) und Schneckenrad und, nach Kupplung sämtlicher Getriebeteile, selbsttätigen Vorschub in mehreren Abstufungen.

Zahnstange und Trieb haben den sehr hohen Schaltdruck (s. auch S. 562) aufzunehmen und müssen deshalb genügend breit, sicher gelagert, und aus bestem Werkstoff hergestellt werden. Damit das Drehmoment nicht zu groß wird und die vorgeordneten Getriebe nicht zu stark belastet, muß man geringe Zähnezahlen für das Trieb wählen, was ein Abweichen von der Normalform der Verzahnung nötig macht, wie schon zu Fig. 107 entwickelt wurde. Auf der Achse des Triebes, und mit diesem durch eine Reib- oder Klauenkupplung zu verbinden, sitzt ein Schneckenrad s_2 , dessen häufig im Ölbad laufende Schnecke g_2 entweder mit einem Handrade oder mit dem Kegelrade k_2 gekuppelt werden kann; die Kupplung ist in Fig. 125 wiedergegeben. Die Welle des Kegelrades k_2 wird entweder über Stufenscheiben und Schraubenräder oder, wie in Fig. 529 dargestellt, über ein Schneckengetriebe und einen Räderkasten angetrieben. Um die übrigen Getriebeteile zu entlasten, muß man Sorge tragen, daß das Schneckengetriebe g_2/s_2 (Fig. 529) selbsthemmend ist, d. h. man muß den Steigungswinkel der Schnecke g_2 kleiner als den Reibungswinkel halten.

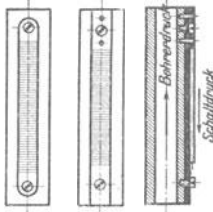


Fig. 453 bis 455.

Bei Befestigung der Zahnstange an der Führungshülse der Bohrspindel wird vielfach ein Fehler begangen, indem die Zahnstange in eine Nut (Fig. 453) eingelegt und in dieser mit Schrauben befestigt wird. Da die Schrauben Querkräfte nicht aufnehmen können so wird eine Längsverschiebung der Zahnstange nur durch ihr Anliegen an den Enden der Nut verhindert werden können, und die Zahnstange auf Knickung beansprucht werden. Führt man die Nut nach Fig. 454/455 über die ganze Länge der

Hülse durch — was auch billiger wird, da man mehrere Hülsen nebeneinander mit Scheibenfräsern nuten kann, während man bei Ausführung nach Fig. 369 einen Langlochfräser benutzen muß — und hängt die Zahnstange oben an Stellstiften auf, so wird sie auf Zug beansprucht. Die Schrauben haben in diesem Falle nur ein Abfallen der Zahnstange zu verhüten.

Das Gewicht der Bohrspindel wird bei kleineren Ausführungen (Fig. 449) durch eine Spiralfeder, bei größeren durch ein Gegengewicht ausgeglichen, zu dessen Aufnahme sich der hohle Ständer gut eignet. Gewichtaufnahme, nicht nur der Bohrspindel sondern auch des Führungsbockes, ist in Fig. 462 dargestellt und wird dort beschrieben.

Im allgemeinen wird bei Bohrmaschinen der Schaltvorschub von der Bohrspindel her abgeleitet, also in mm/Umdr. der Bohrspindel; ohne weiteres ist indessen diese Art des Antriebes nicht als richtig anzusehen. Zu Fig. 465 auf S. 616 ist eine in anderer Art ausgeführte Schaltung beschrieben, unter Angabe der Gründe, die für die Abweichung von der normalen Ausführung maßgebend waren.

Über Hubbegrenzung wurde schon auf S. 610 ff. gesprochen; eine einfache Ausführung mit Anschlagschraube ist in Fig. 448 dargestellt.

e) Schnittantrieb.

Der Haupt- oder Schnittantrieb bietet gegenüber den Drehbänken keine neuen Gesichtspunkte; ein Rädervorgelege für diesen Zweck ist in Fig. 458, 459 wiedergegeben und im Zusammenhang beschrieben.

f) Der Bohrtisch

entspricht dem Reitstock der Drehbank und ist dementsprechend entweder auf einer Schlittenführung (Fig. 445) von Hand oder mit Zahnstange und Trieb an der runden Säule (Fig. 442) in der Höhe verstellbar, doch sind die Führungen, wenigstens bei einigermaßen großen Bohrleistungen, nur als Richtführungen auszubilden, also unter Arbeitsdruck festzuklemmen.

g) Die Grundplatte

wird vielfach mit Spann-Nuten versehen, die ein Festspannen großer Werkstücke und ihre Bearbeitung bei seitwärts ausgeschwenktem Tisch ermöglichen.

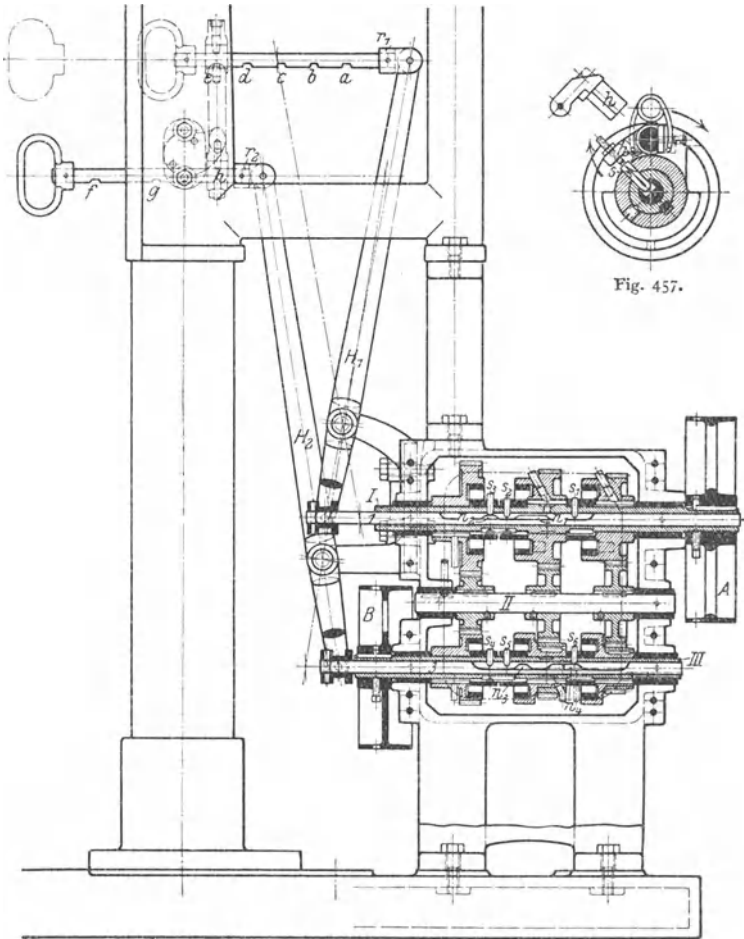


Fig. 456.

Fig. 456 bis 461.

Senkrechtbohrmaschine für Einscheibenantrieb von Ludw. Loewe & Co., Berlin.

3. Ausgeführte Konstruktionen.

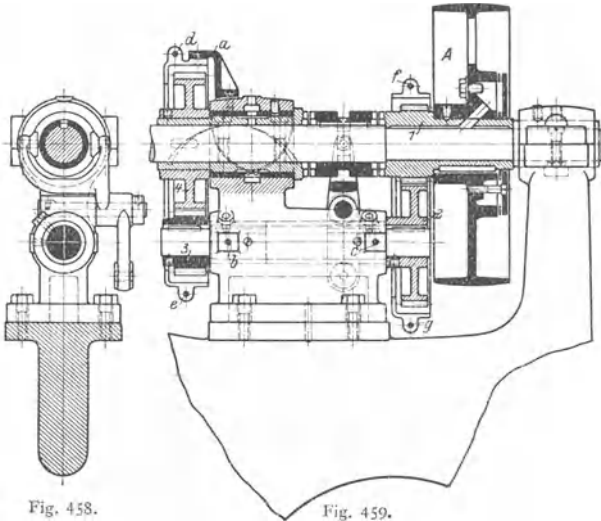
a) Kleine Schnellbohrmaschine von Carl Hasse & Wrede, Berlin.

Fig. 445, 446 zeigen den Aufbau der kleinen Maschine, bei der der Antrieb der Bohrspindel von einem am Säulenfuß angebrachten Vorgelege mit Fest- und Losscheibe über die Riemenscheiben *I/1*, *II/2* *III/3*, und Scheibe *IV* durch halbgeschränkten Riemen auf die Rolle *4* übertragen wird. Rolle *4* zwingt eine im Auslegerarm gelagerte Büchse und, durch sie hindurch, die genutete Bohrspindel zur Umdrehung. Die Bohrspindel ist in einer Hülse gelagert, die durch Zahnstange und Trieb von Hand mit dem Hebel *H* (Fig. 445) auf und nieder bewegt wird.

Das Gewicht von Bohrspindel und Lagerhülse wird durch die in eine Kapsel eingebaute Spiralfeder *F* (Fig. 449, 450) aufgenommen. Die Spannung von *F* ist verschieden, je nach der von den 6 Anbohrungen der Kapsel, in der gerade der Stift *S* des Handhebels festsetzt. Auf der Achse des Triebes sitzt der Hebel nur mit Reibung auf, so daß er bei Überanstrengung das Trieb freigibt.

b) Senkrechtbohrmaschine für Einscheibenantrieb von Ludw. Loewe & Co., Berlin.

Scheibe *A* treibt Welle *I* mit den lose auf ihr drehbaren drei Zahnradern an, die mit drei anderen ebenfalls lose und auf Welle *III* laufenden, über die Zwischenräder auf Welle *II* kämmen (Fig. 456). Die Zahnräder sind mit den Wellen *I* und *III* durch eine in Fig. 457 dargestellte Spreizkupplung zu kuppeln. Durch Hebel *H*₁, *H*₂ sind die Schaltwellen *1* und *3* zu steuern; sie heben durch Nasen je einen der Stifte *s*₁ bis *s*₆ an (siehe auch Fig. 456) und drehen dadurch Spreizhebel *h*, der den auf der Hülse *I* oder *III* festsetzenden Mitnehmer gegen die Ausdrehungen an den Zahnradern preßt.



Je nach Lage des Hebels *H*, wird die Zwischenwelle *II* mit drei verschiedenen Drehzahlen angetrieben und von ihr aus Welle *III* ebenfalls mit drei verschiedenen Übersetzungen, was also neun annähernd in logarithmischer Reihe angeordnete Drehzahlen für die Scheibe *B* ergibt. Der dem Hebel *H* angelenkte Riegel *r*₁ hat fünf Rasten, von denen *a*, *c* und *e* den Schaltstellungen der Welle *I* entsprechen, während beim Einklinken von *r*₁ in *b* und *d* keine Mitnahme der Welle *I* erfolgt; befindet sich *r*₁ in einer dieser Ruhelagen, so wird Welle *III* gekuppelt.

Fig. 458/459 zeigen das zugehörige Rädervorgelege für den Hauptantrieb. Riemenscheibe *B'*, von Scheibe *B* (Fig. 456) her angetrieben, sitzt auf dem Triebe *I* fest, das die Vorgelegewelle mit den Rädern *2*, *3* antreibt; Rad *3* treibt *4*, das auf der Hauptspindel lose umläuft. Eine auf dieser Spindel verschiebbar aufgefederter zweiseitiger Kupplungsklaue, deren gabelförmig ausgebildeter Steuerungsarm in Fig. 459 zu erkennen ist, gestattet, abwechselnd die Welle mit Rad *4* und mit Rad *I* zu kuppeln, sie also mit Vorgelege langsam, oder ohne Vorgelege schnell umzutreiben. Zum Schutz der Räder sind Hauben angeordnet, von denen das eine Paar, bei *d* und *e* durch Schrauben verbunden, an dem Bockchen *a* und an zwei Flächen *b* vor und hinter dem Gestell festgeschraubt wird; das andere Paar von Schutzhauben ist bei *f* und *g* miteinander und bei *c* mit dem Gestell verschraubt.

Der Bohrspindeltrieb und die Einkerbung der Kegelräder wurde schon in Fig. 451, 452 gezeigt, ebenso die Befestigung des Lagerbockes für die Bohrspindel in Fig. 196. Fig. 460 zeigt den Antrieb der Schaltspindel, die ein Schneckenrad trägt, das von einer auf der Hauptspindel befestigten Schnecke angetrieben wird.

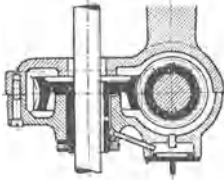


Fig. 460.

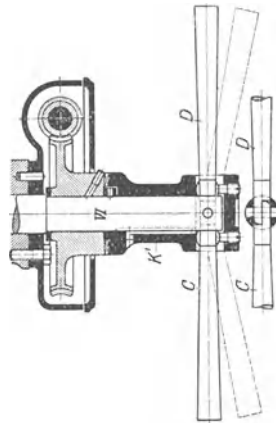


Fig. 461

Fig. 461 zeigt die Kupplung des Zahnstangentriebes, durch eine auf der Triebachse *IV* aufgefedernde, längsverschiebbliche Kupplungshülse *K'*. Soll die Bohrspindel schnell von Hand angestellt werden, so ergreift der Arbeiter einen der Hebel *C, D*, die mit *IV* gelenkig verbunden sind, und bringt ihn in die gestrichelt gezeichnete Lage, wobei die Hülse *K'* aus dem Eingriff gezogen und damit das Schneckenrad entkuppelt wird.

c) Schwere Senkrechtbohrmaschine von Droop & Rein, Bielefeld.

Fig. 462 zeigt die Gesamtansicht der Maschine, deren Bohrspindel von der Stufenscheibe *A* über *B* und *C* angetrieben wird; *C* ist mit je einem der beiden Räder *4* oder *1* des Vorgeleges *I*, *2, 3, 4* zu kuppeln, die Bohrspindel kann also mit acht verschiedenen Drehzahlen umlaufen.

Der Schaltvorschub geschieht von einer mit *B* verbundenen Riemenrolle *B'* aus über einen endlosen Riemen und ein Schneckengetriebe *g₁/S₁*. Die Welle der Schnecke *S₁* (s. auch Fig. 464) treibt

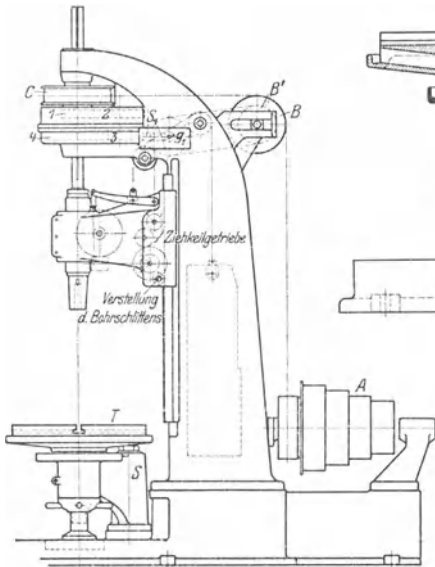


Fig. 462.

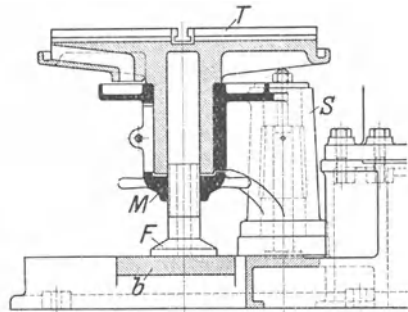
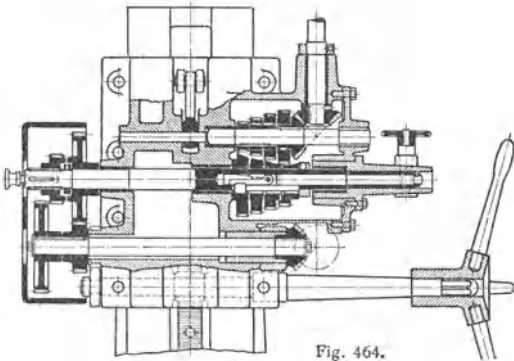


Fig. 463.

Fig. 462 bis 464.
Schwere Senkrechtbohrmaschine
von Droop & Rein, Bielefeld.

ein Ziehkeilgetriebe für vier Übersetzungen an, dem ein Vorgelege für 2 Geschwindigkeiten — linke Seite des Maschinenständers — angefügt ist. Von der letzten Welle dieses Vorgeleges her wird über ein zweites Kegelradgetriebe, und dann in üblicher Art über Schnecke, Schneckenrad, Trieb und



Zahnstange der Vorschub der Bohrspindel bewirkt, der also achtfach abgestuft ist. Das erste Rad des Vorgeleges zeigt eine interessante Verbindung einer Zahnkranz- und einer Klauenkupplung.

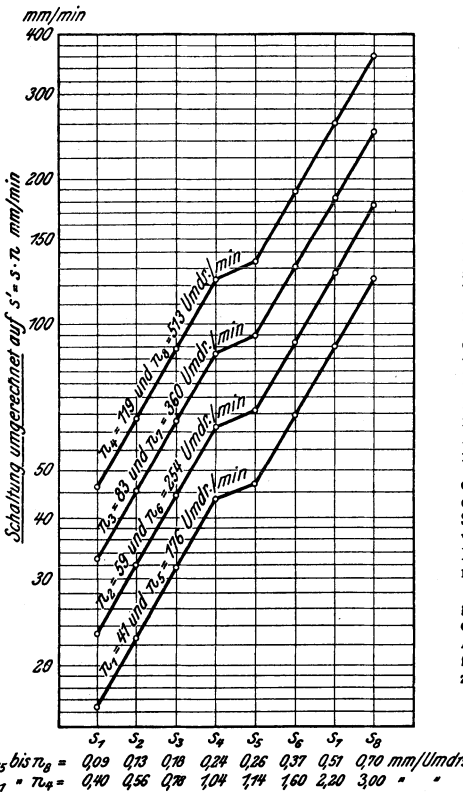


Fig. 465.

Abweichend von der üblichen Ausführung wird bei der vorliegenden Maschine, worauf schon auf Seite 612 hingewiesen wurde, der Schaltantrieb nicht von der Bohrspindel, sondern von der Stufenscheibe her abgeleitet. Die Schaltvorschübe in mm/min sind also gleich für je zwei Drehzahlen, nämlich für n_1 und n_2 , n_3 und n_4 , n_5 und n_6 , n_7 , n_8 und n_9 . Das Diagramm in Fig. 465 zeigt den Zusammenhang zwischen den Schaltvorschüben in mm/Umdr. des Bohrers und in mm/min für die vier Gruppen von Drehzahlen. Für die hohen Drehzahlen, also für die dünnen Bohrer, stufen sich die Vorschübe von 0,09 bis 0,70 mm/Umdr., für die kleineren Drehzahlen, die unter Anwendung des Rädervorgeleges 1, 2, 3, 4 für die dickeren Bohrer gebraucht werden, von 0,40 bis 3,00 mm/Umdr. des Bohrers ab.

Man verfügt also für dünnere Bohrer über außergewöhnlich feine Vorschübe und kann, wenn große Löcher nur aufzubohren sind, größere Vorschübe anwenden. Die Unterteilung der Vorschübe ergibt sich daraus, daß der Vorschubantrieb von der Scheibe B' her (Fig. 462) abgeleitet wird, also unabhängig davon, ob das Rädervorgelege eingeschaltet ist oder nicht.

Der für schwere Arbeiten eingerichtete Tisch T (Fig. 463) ist in einem um eine Säule S schwenkbaren Arme gelagert und durch eine Schraube mit Fuß F, durch Mutter M gesichert, zu unterstützen. F ruht auf einer Brücke b, die herausnehmbar ist; nach ihrer Entfernung und nach Ausschwenken des Tisches können, zwischen den Schenkeln des hufeisenförmig ausgebildeten Fußes hindurch, in der Grube befindliche Werkstücke gebohrt werden.

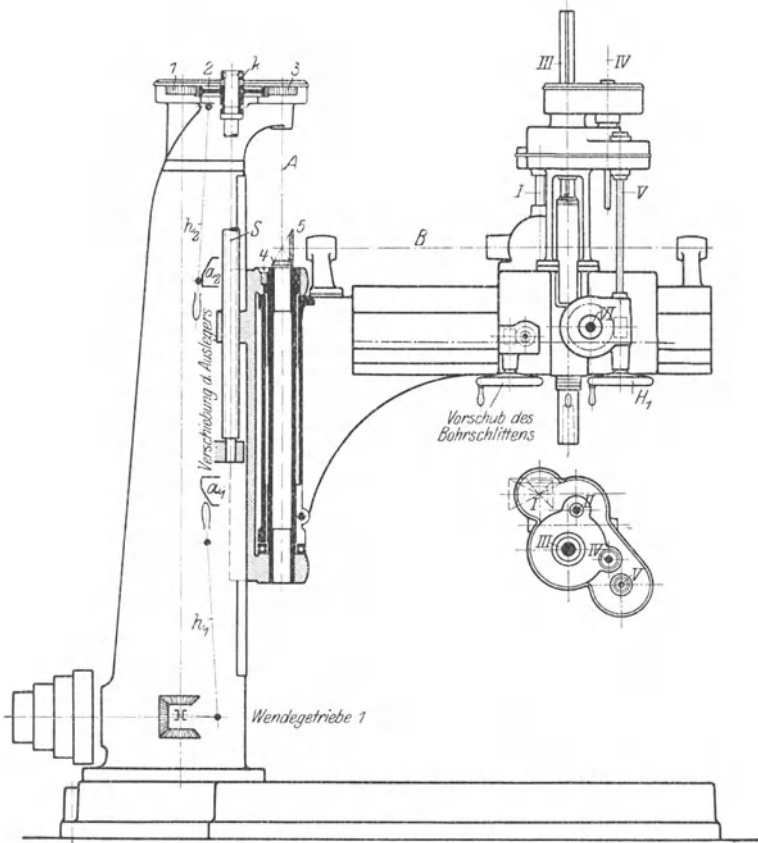


Fig. 466.

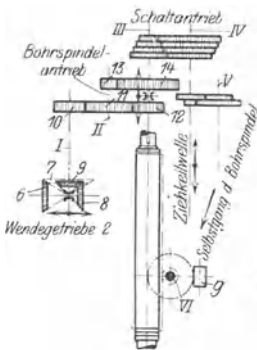


Fig. 467.

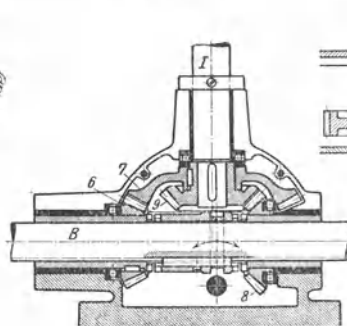


Fig. 468.

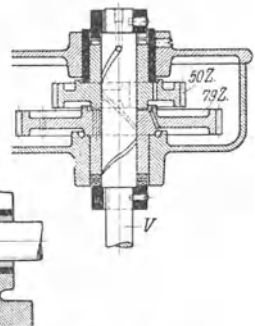


Fig. 469.

Fig. 466 bis 469. Radialbohrmaschine von Ludw. Loewe & Co., Berlin.

d) Radialbohrmaschine von Ludw. Loewe & Co., Berlin.

Fig. 466 zeigt die Zusammenstellungszeichnung. Eine vierfache Stufenscheibe treibt über ein Kegelradwendegetriebe *I* und eine senkrechte Welle das Stirnrad *1* an, das über die Räder *2, 3*, die Nutwelle *A*, und dann über die Kegelräder *4, 5* die ebenfalls genutete Welle *B* bewegt. *B* trägt eine Kupplungsklaue (Fig. 468), die gestattet, je nach ihrer Lage, eines der Kegelräder *6* oder *8* mitzunehmen und so die senkrechte Welle *I* entweder in dem einen Drehsinn über die Kegelräder *6, 7* langsam, oder im entgegengesetzten über *8, 9* schnell umlaufen zu lassen. Fig. 468 zeigt das Wendegetriebe im Schnitt, Fig. 467 die Gesamtanordnung des Schaltantriebes in schematischer Darstellung.

Ein auf Welle *I* aufgebracht Rad *10* treibt entweder direkt, über *11* als Zwischenrad und Rad *12*, die Bohrspindel an, oder es wirkt über *13, 14* auf diese, je nachdem die Bohrspindel durch die Kupplungsklaue mit *12* oder *14* gekuppelt wird.

Zur Schaltung wird durch die als Nutwelle ausgebildete Bohrspindelverlängerung, über einen Ziehkeilräderekasten, die Welle *IV* und von da über ein Vorgelege ins Schnelle oder ins Langsame die Welle *V* angetrieben — Fig. 469 zeigt die Anordnung der Kupplung, die durch Heben und Senken der Welle *V* den Vorgelegesprung betätigt — und von *V* aus wird über ein Schneckengetriebe, Trieb und Zahnstange (Fig. 466) die Bohrspindel vorwärts bewegt. Ein Handrad gestattet, über ein Schneckengetriebe ein Stirnrad zu betätigen, das sich in einer am Auslegerarm befestigten Zahnstange abwälzt und so den Bohrschlitten einstellt.

Der Ausleger selbst ruht auf einem Kugellager und ist unten geschlitzt, so daß man ihn durch Anziehen einer Klemmschraube in jeder Lage feststellen kann.

Bewegt man den Hebel *h*, am Maschinenständer nach rechts — was in der gezeichneten Lage des Anschlages *a*, unmöglich ist, so hebt man das besonders breit gehaltene Rad *2* in die Klaue *k* hinein, so daß es über *k* die Schraubenspindel *s* antreibt. Durch diese wird der Ausleger aufwärts bewegt, bis er mit seinem Anschlag *a*, die gezeichnete Lage erreicht und den Hebel *h*, nach links drückt; Rad *2* wird gesenkt, außer Eingriff mit *k* gebracht, und die Schraubenspindel bleibt stehen. Ein entsprechender Anschlag *a*, begrenzt den Weg des Auslegers nach unten, indem er den Hebel *h*, zwingt, die Klaue im Wendegetriebe *I* auf Mitte, d. h. außer Eingriff zu stellen.

Die Maschine bietet also Selbstgang des Auslegers in 2 Richtungen, je nach Lage der Klaue im Wendegetriebe *I*, und ermöglicht beliebige Begrenzung des Hubes durch die verstellbaren Anschläge *a*, *a*. 8 Drehzahlen für das Bohren, und gleichfalls 8 mit doppelter Geschwindigkeit für den schnellen Rücklauf der Bohrspindel, sind gegeben, und außerdem ist der Vorschub/Umdrehung der Bohrspindel achtfach abgestuft. Die Betätigung dieser verschiedenen Antriebe ist bei jeder Lage des Schwenkarmes und bei jeder Stellung des Bohrschlittens auf ihm möglich.

e) Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschine von Droop & Rein, Bielefeld.

Fig. 470 zeigt die Gesamtanordnung. Durch vierfache Stufenscheibe und Rädervorgelege *I, 2, 3, 4* sind der Bohrspindel 8 verschiedene Drehzahlen zu erteilen. In der zwangsläufig gelagerten Spindel (s. auch Fig. 118) ist eine durch Feder und Nut mitgenommene Bohrstange,

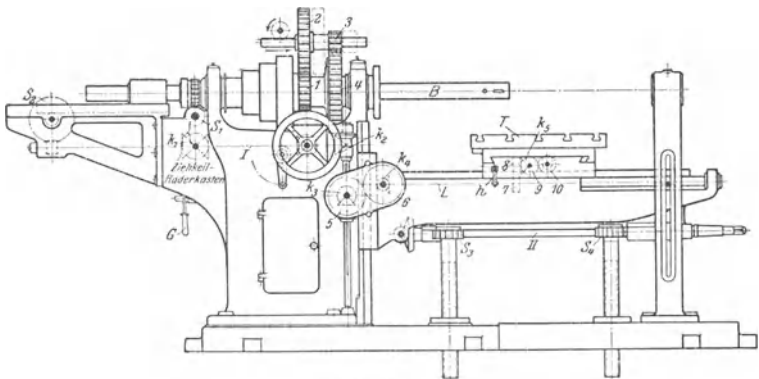


Fig. 470.

Fig. 470/471. Wagerecht-Bohr- und Fräsmaschine von Droop & Rein, Bielefeld.

verschiebbar, die ihren Schaltantrieb über ein Schraubenrädernetriebe *S*, (s. auch Fig. 471), einen Ziehkeilräderekasten für drei Übersetzungen, das Kegelradwendegetriebe *k*, Schneckengetriebe *S*, Trieb- und Zahnstange erhält.

Selbstgang des Tisches — für Fräsarbeiten, wobei die Bohrstange nicht bewegt wird — wird ebenfalls von der Welle *I* aus bewirkt über das Kegelradwendegetriebe *k*₂, die Kegelradgetriebe *k*₃ und *k*₄, die durch die Stirnräder *5, 6* verbunden sind, und die Leitspindel *L* parallel zur Bohrspindel. Rad *7*, durch Reibung in dem ihm nachgeordneten Getriebe festgehalten, dient hierbei als Mutter. Wird *7* durch eine Kupplung, die Hebel *h* betätigt, mit der Leitspindel verbunden, so treibt es über *8, 9, 10* eine zweite Schraubenspindel, die den Tisch quer verstellt.

Die Spannplatte ist drehbar und hat bei 90°, 180° und 270° Drehung einfallende Sperrungen.

E. Fräsmaschinen.

1. Allgemeine Bemerkungen.

Wie schon auf S. 563 bemerkt, sind für Fräsarbeiten so eingehende Versuchsergebnisse nicht bekanntgegeben, wie für die bisher besprochenen Maschinen.

Die Fräsmaschinen zeigen vielfach sehr deutlich ihre Entstehung aus der Drehbank, zu der sie, wenigstens der äußeren Gestalt nach, in den Wage-rechtbohr- und Fräsmaschinen (Fig. 470) wieder zurückkehren.

Wesentlich unterschieden von den Drehbänken sind sie durch die erheblich höheren Drehzahlen (vgl. Zahlentafel S. 562) ihrer Hauptantriebspindeln, während deren Aufbau und Antrieb nichts Neues gegenüber den besprochenen Ausführungen bietet.

2. Die verschiedenen Arten von Fräsmaschinen.

a) Einfache und allgemeine Fräsmaschinen.

Die sogenannte „einfache Wagerechtfräsmaschine“ und die von ihr nur durch den drehbaren Support unterschiedene „allgemeine“ oder „Universalfräsmaschine“ zeigt einen kastenartigen Fuß und mit ihm aus einem Stück bestehenden Spindelkasten, der sonst wie der der Drehbank gestaltet ist. Eine Ausführung als Einscheibenmaschine zeigt Fig. 481 bis 492. Das Bett ist gegen das der Drehbank wesentlich verkürzt, senkrecht verstellbar und dient, ebenso wie bei der Drehbank, zur Verstellung des Supports in der Längsrichtung, parallel zur Frässpindel.

Die Senkrechtverstellung geschieht durch eine Schrauben-

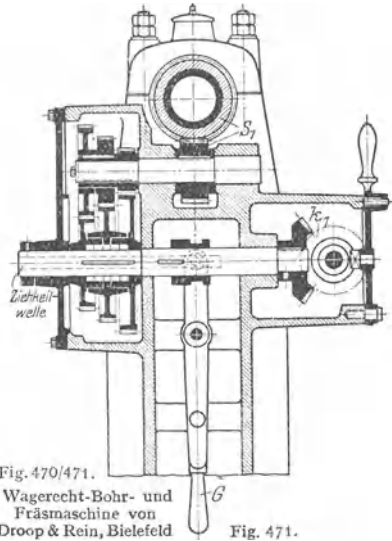


Fig. 470/471.

Wagerrecht-Bohr- und Fräsmaschine von Droop & Rein, Bielefeld Fig. 471.

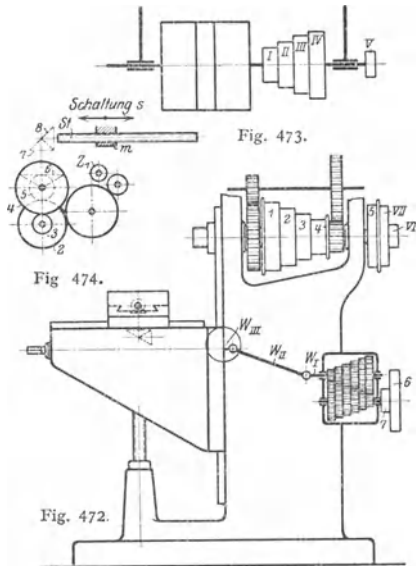


Fig. 472.

Fig. 473.

Fig. 474.

spindel, die bei schweren Fräsmaschinen sich in einer Mutter dreht, die an der Grundplatte angebracht ist (Fig. 472). Bei leichten Maschinen befindet sich die Mutter an dem Kastengestell und ist dann, weil sie nicht unter der Mitte des Konsols, also unter der Angriffstelle des Fräasers angreifen kann, nicht in der Lage, starke, in senkrechter Richtung auftretende Fräsdrücke aufzunehmen. Derartige Maschinen werden denn auch selten mit der unten erwähnten Stütze für den Gegenhalterarm ausgerüstet, weil der Fräsdruck nicht unmittelbar durch Konsol und Schraubenspindel auf die Grundplatte zu übertragen ist und so dem Gegenhalter die nötige Unterstützung fehlt.

Um nicht gezwungen zu sein, ein Loch in den Fußboden unter der in der Grundplatte angebrachten Mutter zu bohren, bildet man die senkrechte Schraube jetzt fast immer als sogenannte Teleskopspindel aus (Fig. 475). Die Sc raubenspindel s_2 schraubt sich in einer Hülse auf und nieder, die außen Gewinde von gleicher Steigung wie innen trägt und sich ihrerseits in der meist an der Grundplatte gleich angegossenen Mutter verstellt, man erreicht so einen größeren Weg ($l_1 + l_2$), als bei einfacher Schraubenspindel.

Der Quersupport ist bei den Universalfräsmaschinen in einem drehbaren Teil gelagert und immer mit Selbstgang (s. unter 3) versehen. Für schwere Arbeiten eignen sich die Universalfräsmaschinen nicht, denn die Führung des Supports, der drehbare Teil, muß kurz sein, um vor der Stirnfläche des Ständers vorbeigedreht werden zu können. Das ergibt außer einer wenig sicheren Lagerung, wegen der kurzen Schlittenführung, auch den auf S. 616/617 zu Fig. 171 besprochenen Nachteil. Die einfache Fräsmaschine hat keinen drehbaren Support und kann deshalb mit wesentlich längerer Führung ausgestattet werden.

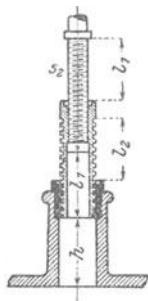


Fig. 475.

Oberhalb der Spindellager ist das Gestell (s. Fig. 483) als Hülse ausgeführt, die eine kräftige Säule aufnimmt und festzuklemmen gestattet. Die Säule trägt zur Entlastung der Fräerspindel einen Gegenhalter, der die Stelle des Reitstocks vertritt und gegenüber dem Konsol durch eine abnehmbare Stütze versteift werden kann. Wird diese Stütze¹⁾ bis auf die Grundplatte herunter geführt, das Konsol verlängert und schließlich durch Schraubenspindeln gestützt, so entsteht:

b) die Wagrecht-Bohr- und Fräsmaschine,

die in einer Ausführung von Droop & Rein in Fig. 470 dargestellt und dort beschrieben ist. Bei dieser Maschine ist die senkrechte Verstellung des Bettes für den Support noch beibehalten, und der Quersupport tritt an Bedeutung gegen den Längssupport zurück.

c) Die Planfräsmaschinen,

(Fig. 493, 494) haben die Querbewegung des Supports als Hauptarbeitsbewegung beibehalten, verlieren dagegen die senkrechte Verstellbarkeit, die dafür dem Spindelkasten zugewiesen wird. Der Gegenhalter P ist dem der einfachen und der Universalfräsmaschinen ähnlich, doch kommt neu hinzu ein richtiger Reitstock, in der Höhe gleich der Spindel verstellbar, was der ganzen Maschine eine gewisse Ähnlichkeit mit der Tischhobelmachine verleiht.

d) Die Senkrechtfräsmaschinen

(Fig. 495) zeigen in ihrem oberen Teil eine große Ähnlichkeit mit den Bohrmaschinen, in der Supportanordnung sind sie den Stoßmaschinen (s. Fig. 436, 438) ähnlich gestaltet.

¹⁾ Ruppert, Fortschritte. Fig. 268—271.

3. Der Schaltantrieb.

Er soll (s. Fig. 22, 23) wie aus der Tafel für Schnittgeschwindigkeiten auf S. 562 zu ersehen ist, in mm/min, nicht, wie bei den anderen Werkzeugmaschinen mit kreisender Schnittbewegung, in mm/Umdr. erfolgen. Man ist allerdings noch nicht allgemein zu dieser Art des Schaltvorschubes übergegangen, die ihn unabhängig von der Drehzahl der Arbeitspindel, unmittelbar von der ersten Antriebswelle ableitet. Ist diese Antriebswelle die des Deckenvorgeleges, wie in Fig. 472/473 zu erkennen ist, so muß eine Sicherheitskupplung eingebaut werden. Würde nämlich der Antriebsriemen des Fräasers rutschen, während der Support das Werkstück gegen den dann stillstehenden Fräser vorbewegt, so müßten Werkstück oder Fräser, oder beide, verdorben werden. Die Sicherheitskupplung soll bewirken, daß die Supportbewegung in dem Augenblick unterbrochen wird, wo der Fräserantriebsriemen rutscht. Da Sicherheitskupplungen sehr oft im kritischen Augenblick versagen so sind sie im Betriebe nicht sehr beliebt: dies ist wohl der Grund dafür, daß, wenigstens bei Fräsmaschinen mit Stufenscheibenantrieb, sich die erwähnte Einrichtung nicht eingeführt hat. Ist die Fräsmaschine dagegen mit Einscheibenantrieb ausgestattet, so liegen Bedenken gegen die Ableitung des Vorschubes von der ersten treibenden Welle, also in mm/min, unabhängig von der Drehzahl des Fräasers, nicht mehr vor. Allerdings muß die Bewegung, sowohl auf die den Fräser, als auch auf die den Vorschub betätigende Welle, positiv, d. h. durch Zahnräder oder Ketten übertragen werden.

Der Grund zu der verlangten Anordnung des Schaltantriebes ist aus der nachstehenden Überlegung zu erkennen.

Wie aus Fig. 22 zu ersehen, ist

s_0 die Schaltung in mm/Zahn,

$s_0 \cdot z$ die Schaltung in mm/Umdrehung,

$s = s_0 \cdot z \cdot n$ die Schaltung in mm/Minute.

Nun ist $d\pi = zt = \text{Zähnezahl} \times \text{Teilung des Fräasers}$, und daher

$$v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{1000} = \frac{z \cdot t \cdot n}{1000},$$

also

$$z \cdot n = \frac{v \cdot 1000}{t} \quad \text{und} \quad s = \frac{s_0 \cdot v \cdot 1000}{t}.$$

Bei hartem Material — mit kleinem v — und stark geschweiften Fräsprofilen sind die Werte von s_0 , die ein Maß für die Spanstärke darstellen, naturgemäß gering anzunehmen, weil bei stark unterschrittenen Profilen ungünstig kleine Rückenwinkel vorliegen (Fig. 3) und deshalb starke Erwärmung zu fürchten ist. Bei Planfräsarbeiten mit Walzenfräsern, bei denen die denkbar besten Schnittverhältnisse gegeben sind, kann man größere Werte für s_0 und v wählen.

Nun werden aber gerade die oben erwähnten, stark unterschrittenen Fräsarbeiten — z. B. Zahnräder — mit hinterdrehten Fräsern hergestellt, die sehr wenig Zähne haben, also große Teilung t aufweisen, während Walzenfräser für Planarbeiten, nicht hinterdreht, meist mit vielen Zähnen, d. h. kleiner Teilung t versehen sind.

Es ist also $\frac{s_0 \cdot v}{t}$ klein für Fassonfräsarbeiten in hartem Material, und groß für Planarbeiten mit Walzenfräsern in weichem Material zu wählen, also die

Schaltung s_0 unabhängig von der Drehzahl des Fräasers.

Macht man den Vorschub abhängig von der Drehzahl der Frässpindel, so erhält man die größten minutlichen Vorschübe bei kleinen Fräsern, weil diese die größten Drehzahlen aufweisen, während sie ihrer feinen Zähne wegen nur schwache Späne nehmen dürften.

Vollständig gefahrlos ist die Ableitung des Vorschubantriebes von der

Stufenscheibe — nicht von der Fräserwelle aus, weil bei gleitendem Riemen, mit der Stufenscheibe gleichzeitig, beide Antriebe, sowohl der für den Fräser, als auch der für den Vorschub, stehen bleiben. Die Anordnung bietet den Vorteil, daß bei einfachem Rädervorgelege 2, bei doppeltem sogar 3 Gruppen von Schaltgeschwindigkeiten in mm/Umdr. des Fräsers vorliegen. (S. hierzu Fig. 465 und Beschreibung).

Sind die beiden Übersetzungen des Rädervorgeleges (s. Fig. 69) z. B. $1/3$ und $1/9$, so läuft die Stufenscheibe bei den größten Drehzahlen, also bei Anwendung der kleinsten Fräser, ebenso schnell um wie die Fräserwelle. Bei den mittleren Drehzahlen und Fräsern läuft sie dreimal, bei den kleinsten Drehzahlen, also bei den Fräsern mit großem Durchmesser und grober Teilung, sogar neunmal so schnell um wie die Fräserwelle. Es liegen also, was oben verlangt wurde, für die kleinen Fräser die geringsten und für die großen die größten Vorschübe vor.

Den wesentlichen Bestandteil des Schaltantriebes bildet heute meist ein Räderkasten, der 6, 8, 12 und mehr verschiedene Schaltvorschübe gestattet; die Notwendigkeit der vielen Schaltvorschübe — in Fig. 472 sind es zwölf, in Fig. 487 sogar sechzehn — dürfte aus der vorstehenden Ableitung zu erkennen sein. Vom Räderkasten aus überträgt eine Kugelgelenkwelle — s. hierzu Fig. 110 bis 115 — die Drehung entweder direkt auf eine Schnecke, die auf Welle W_{III} sitzt und ein auf der Tischspindel befestigtes Schneckenrad dreht, oder es liegt eine Ausführung vor wie in Fig. 474. Ein Zahnrad Z_1 ist schwenkbar angeordnet, so daß es ein Rad 2 entweder über ein oder über zwei Zwischenräder antreiben kann, den Tisch also vor oder rückwärts bewegt. Von 2 aus wird über 3, 4, die Kegelradgetriebe 5, 6 und 7, 8 die Schraubenspindel St angetrieben, die durch ihre Drehung auf die Mutter m des Supportschlittens wirkt. Eine andere Art der Schaltung zeigen die Fig. 491 bis 492. Die Durchrechnung eines Räderkastens wurde auf S. 590/591 zu Fig. 81 gegeben.

Der Tischweg kann nach Fig. 158 begrenzt werden (s. Beschreibung).

Die senkrechte Verstellung des Konsols für den Support, die ebenso wie die Bewegung parallel zur Arbeitsspindel mit Selbstgang versehen werden kann (s. Fig. 487 bis 492 und Beschreibung), wird durch die auf S. 700 beschriebene Schraubenspindel bewirkt (Fig. 475). Bei dieser Ausführung summieren sich die Verstellungen l_1 und l_2 , ohne daß das Maß $h = l_2$ bis zum Fußboden beim Niederschrauben überschritten wird; ein Loch im Fußboden, das früher stets nötig war, wird auf diese Art vermieden.

4. Der Universalteilkopf.

Diese Vorrichtung ist den Universalfräsmaschinen eigentümlich und hat, entsprechend den Zwecken, denen sie dienstbar gemacht werden soll, drei Arten von Einrichtungen.

Erstens eine Teileinrichtung, die gestattet, nach Vollendung einer Zahnfläche des Werkstückes den Teilkopf mit dem Werkstück um den Betrag eines Zahnes im Kreise zu schalten.

Zweitens eine Einrichtung zur Einstellung der Werkstückachse unter beliebigem Winkel gegenüber der Tischfläche des Supports; es können dann Nuten oder Zahnflächen in kegelförmig gestaltete Grundkörper gefräst werden.

Drittens eine Einrichtung, die gestattet, den Teilkopf zwangsläufig — durch Wechselräder — mit der Tischspindel so zu verkuppeln, daß seine Achse sich um bestimmte Beträge dreht, während der Tisch sich vorschiebt. Es werden so Schraubennuten erzeugt, wenn man die Mittelebene des Werkzeuges entsprechend der Steigung dieser Schraubennut einstellt, was nur bei dem drehbaren Support der Universalfräsmaschinen möglich ist.

Eine sehr erschöpfende Beschreibung der Universalköpfe und ihres Anwendungsgebietes, auf die hier verwiesen sei, gibt Schlesinger¹⁾ in der Werkstattstechnik.

¹⁾ Schlesinger, Beiträge zur Berechnung der Werkzeugmaschinen. W. T. 1910, S. 547 ff. — Reyher, Selbsttätige Schaltung und Teilung. W. T. 1907, S. 329.

Fig. 476/477 zeigen den Aufbau eines solchen Teilkopfes, bei dem die Spindel w , zur Aufnahme des Werkstückes eingerichtet, an ihrem hinteren Ende ein Schneckenrad S_0 trägt, das von einer Schnecke g her angetrieben wird. Die Spindel ist in einem Klotz A gelagert, der in dem auf dem Fräsmaschinentisch befestigten Führungsstück $B B$ unter beliebigem Winkel von 0° bis 90° festzuklemmen ist. Auf der Schneckenachse sitzt eine Kurbel K mit einstellbarer Armlänge, deren Sperrstift s_1 in die Löcher eines der Lochkreise auf der Teilscheibe C einfallen und so die Schnecke g gegenüber der Teilscheibe feststellen kann. Die Teilscheibe C ist mit dem Kegelrade k_1 fest verbunden und kann von dem Kegelrade k_2 mitgenommen werden, das seinerseits über die Wechselräder Z_4 bis Z_1 (Fig. 479) von der Tischspindel her angetrieben werden kann.

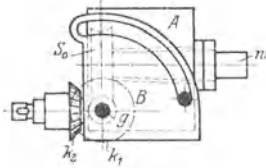


Fig. 476.

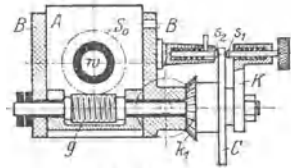


Fig. 477.

Ist die Verbindung zur Tischspindel unterbrochen, weil nur reine Teilung, keine zwangläufige Mitnahme vorliegen soll, so verhindert der am Gehäuse B befestigte Stellstift s_2 eine Drehung der Teilscheibe.

Bezeichnet

Z die Zähnezahl eines zu fräsenden Zahnrades,

S_0 die Zähnezahl des Schneckenrades,

g die Gangzahl der Schnecke,

n die Anzahl des Kurbeldrehungen für K

$n_w = \frac{1}{Z}$ den Teilbetrag einer ganzen Umdrehung, um den das

Werkstück rund geschaltet werden soll, so ist:

$$n = n_w \cdot \frac{S_0}{g} = \frac{S_0}{Z \cdot g}$$

Gegeben sei: $S_0 = 40$, $g = 1$ (d. h. Schnecke eingängig) und eine zweiseitige Teilscheibe mit den Lochkreisen von

15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 23, 27 Löchern auf der Vorderseite,

29, 31, 33, 37, 39, 41, 43, 47, 49 Löchern auf der Rückseite.

1. Beispiel: Zu fräsen ist ein Zahnrad mit 34 Zähnen.

Es ist:

$$n = \frac{40}{34 \cdot 1} = 1 \frac{6}{34} = 1 \frac{3}{17}$$

d. h. die Kurbel k muß einmal ganz herumgedreht und dann noch um drei Löcher des Lochkreises 17 weiter gesetzt werden.

Um dem Arbeiter dieses zusätzliche Weiterdrehen zu erleichtern, hat man einen Winkel a, b (Fig. 478) auf einen Ansatz der Teilscheibe aufgebracht; seine Schenkel sind so verstellbar, daß sie die richtige Anzahl von Löchern v auf dem gewählten Lochkreise einschließen. Im vorliegenden Fall würde s_1 aus dem entsprechenden Loch gehoben, die Kurbel einmal (rechts herum) gedreht, und nun der Sperrstift in das Loch $v = 3 + 1 = 4$ eingesetzt werden. Nachdem der Winkel — die Schenkel a, b sind miteinander verschraubt — nach rechts gedreht worden ist, bis der linke Schenkel an die neue Lage von s_1 anschlägt, steht der Teilkopf für eine neue Teilung bereit.

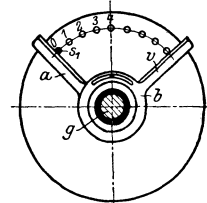


Fig. 478.

Zum Fräsen von schraubenförmigen Zähnen benutzt man die Kegelräder k_1, k_2 und die Wechselräder Z_1 bis Z_4 (Fig. 479), bei gelöstem Kuppelstift s_2 . Die Tischspindel nimmt dann über die Wechselräder 1 bis 4 und die Kegelräder k_1, k_2 (s. Fig. 477) die Teilscheibe C und diese mit Hilfe der gegen C fest-

gestellten Kurbel K die Schnecke g mit, wodurch das Schneckenrad S_0^1) mit dem Werkstück gedreht wird. Da gleichzeitig der Tisch fortschreitet, so muß eine schraubenförmige Furche entstehen, deren Steigung gleich dem Betrage ist, um den sich der Tisch bei einer vollen Umdrehung des Werkstückes — von der gewöhnlich nur ein Teil zustande kommt — vorwärts bewegt hätte.

Der Steigungswinkel der Schraubenfurchen ist σ , doch wird meist in der Werkstatt $\alpha = 90^\circ - \sigma$ als Steigungswinkel (Fig. 479) angegeben: α ist immer der Betrag, um den der Tisch gegen seine normale Lage gedreht werden muß, damit die Fräsebene tangential zur Schraubenfurche liegt (Fig. 480).

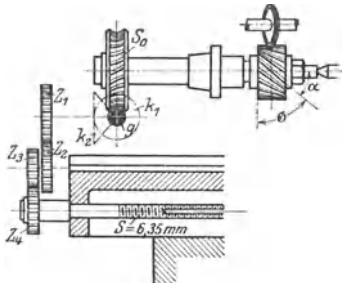


Fig. 479.

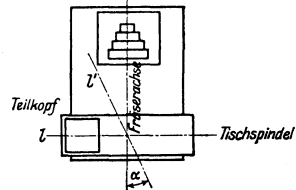


Fig. 480.

Die Wechselräder werden nach den gleichen Gesichtspunkten ausgewählt wie beim Schneiden von Gewinden mit der Leitspindel; die Werkstückachse wird als treibend, die Tischspindel als getrieben angesehen — in Wirklichkeit ist es natürlich umgekehrt —, und es ergibt sich die Beziehung

$$\frac{\text{Steigung der Fräserzähne}}{\text{Steigung der Tischspindel}} = \frac{d \cdot \pi \cdot \operatorname{tg} \sigma}{S} = \frac{d \cdot \pi}{S \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{S_0 \cdot k_1 \cdot Z_1 \cdot Z_3}{g \cdot k_2 \cdot Z_2 \cdot Z_4},$$

also

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4} = \frac{g \cdot k_2 \cdot d \cdot \pi}{S_0 \cdot k_1 \cdot S \cdot \operatorname{tg} \alpha} = \frac{d}{\operatorname{tg} \alpha} C_0,$$

worin $C_0 = \frac{g \cdot k_2 \cdot \pi}{S_0 \cdot k_1 \cdot S}$ eine Konstante der Maschine bedeutet.

Nachdem das Schneiden eines Zahnes beendet und der Tisch zurückgelaufen ist, wird Kurbel K um den entsprechenden Betrag n (s. Beispiel 1) herumgedreht, wobei die Teilscheibe C — wegen des Stillstandes des ganzen Teilkopfes — feststeht, und so das Werkstück zum Fräsen eines neuen Zahnes angestellt.

2. Beispiel: Zu schneiden ist ein Walzenfräser von 70 mm Durchmesser mit 37 Spiralzähnen von der Steigung $\sigma = 60^\circ$, $\alpha = 30^\circ$. Der Tisch und der Teilkopf zeigen folgende Abmessungen:

Steigung der Tischspindel $S = 1/4'' = 6,35 \text{ mm}$

Schneckenübersetzung $\frac{g}{S_0} = \frac{1}{40}$

Kegelradübersetzung $\frac{k_1}{k_2} = \frac{1}{1}$

also $C_0 = \frac{1 \cdot 1 \cdot 3,14}{40 \cdot 1 \cdot 6,35} = 0,01237.$

Vorhanden sind 22 Wechselräder mit den Zähnezahlen:

24, 25, 28, 30, 34, 37, 38, 39, 41, 42, 43, 47, 48, 49, 51, 53, 54, 57, 58, 59, 62, 66, 75.

Die Lochkreise sind die gleichen wie oben.

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4} = 0,01237 \frac{70}{0,577} = 1,5,$$

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4} = \frac{42 \cdot Z}{Z \cdot 28},$$

d. h. auf die Tischspindel kommt ein Rad mit 28 Zähnen, auf den Zapfen des Teilkopfes ein solches mit 42 Zähnen, und die Verbindung geschieht durch ein beliebiges Zwischenrad.

¹⁾ g bezeichnet gleichzeitig die Gangzahl der Schnecke, S_0 die Zähnezahl des Schneckenrades, Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 die der Stirnräder — die der Kegelräder sind k_1 und k_2 —, S die Steigung der Tischspindel und d den Fräserdurchmesser.

Die Kurbeldrehungen werden wie im Beispiel 1 eingestellt.

$$n = \frac{40}{37} = 1 \frac{3}{37},$$

d. h. es ist der Lochkreis mit 37 Löchern zu wählen und die Winkelschenkel a und b (Fig. 478) sind so einzustellen, daß sie $3 + 1 = 4$ Löcher dieses Lochkreises fassen.

5. Ausgeführte Konstruktionen.

a) Universalfräsmaschine der Wanderer-Werke, Chemnitz.

Fig. 481 bis 484 zeigen den Kastenständer der Maschine mit der vollständig geschabten Stirnseite der Senkrechtführung, die außer zur Aufnahme des Tischkonsols auch zur Befestigung verschiedener Hilfseinrichtungen verwendet wird und deshalb bis oben hin durchgeführt werden muß; der Ständer hat eine auffallend breite Grundplatte, die ihm einen guten Halt gibt. Fig. 485 zeigt den Hauptantrieb der Frässpindel. Von der Scheibe a aus wird über das Langrad b und das verschiebbare Schwingenrad c die Stufenradwelle mit 4 Übersetzungen angetrieben und treibt ihrerseits, entweder über die Räder $4, 5$ oder über $1, 6$, eine Hülse an, die, auf der Frässpindel lose drehbar, das Rad 7 trägt. Von 7 aus kann die Arbeitsspindel entweder direkt, oder über die Räder $8, 9, 10$ mit Vorgelege angetrieben werden. Die Welle für $8, 9$ ist ausschwenkbar angeordnet (Fig. 486), und eine Kurvennut auf der Welle i gestattet dem unter Federdruck stehenden Hebel x^1), gleichzeitig mit Ausschwenken der Vorgelegewelle, den Kupplungsstift v

in Rad 7 (g) zu schieben; so wird die Fräserwelle, auf der Rad 10 (k) festsetzt, unmittelbar angetrieben. Beim Einschwenken von $8, 9$ (h, i) — zeitlich sogar noch vorher — wird die Kupplung v wieder gelöst, und der Antrieb wird stark verlangsamt.

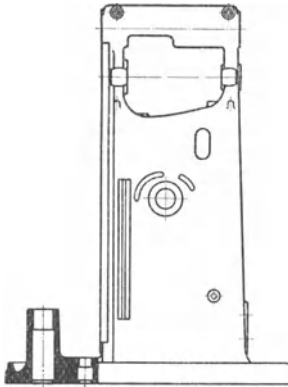


Fig. 481.

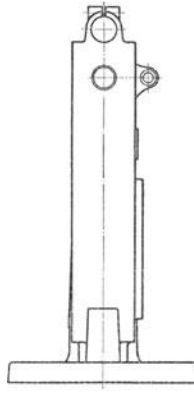


Fig. 482.

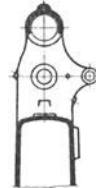


Fig. 483.

Der Schaltantrieb ist in Fig. 487 wiedergegeben und erfolgt durch zwei hintereinander geschaltete Ziehkeilrädern — Ausföhrung des Ziehkeils zeigt Fig. 122 — und ein Kegelradgetriebe auf die senkrechte, ausziehbare Welle a . Oben endigt a (Fig. 488) in ein Kegelradwendegetriebe k_1 , das der Welle b Drehungen rechts- oder links herum gestattet.

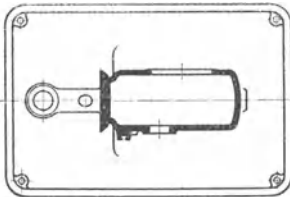


Fig. 484.

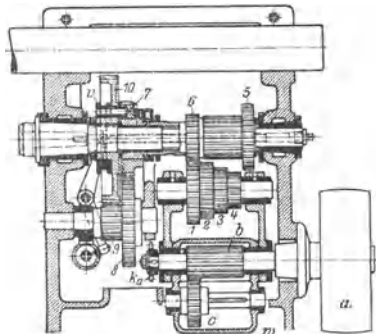


Fig. 485.

Fig. 481 bis 492. Universalfräsmaschine der Wanderer-Werke, Chemnitz.

¹⁾ In Fig. 486 sind die Räder 7 bis 10 mit g bis k bezeichnet.

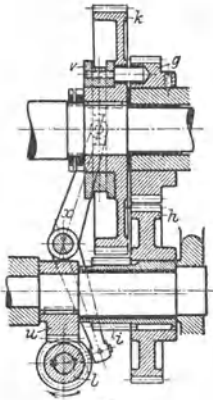


Fig. 486.

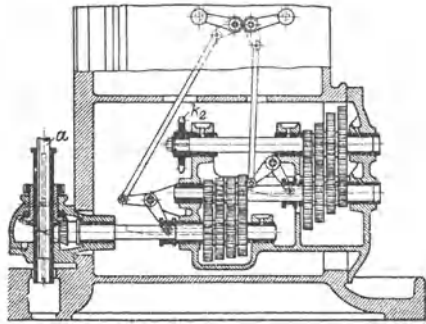


Fig. 487.

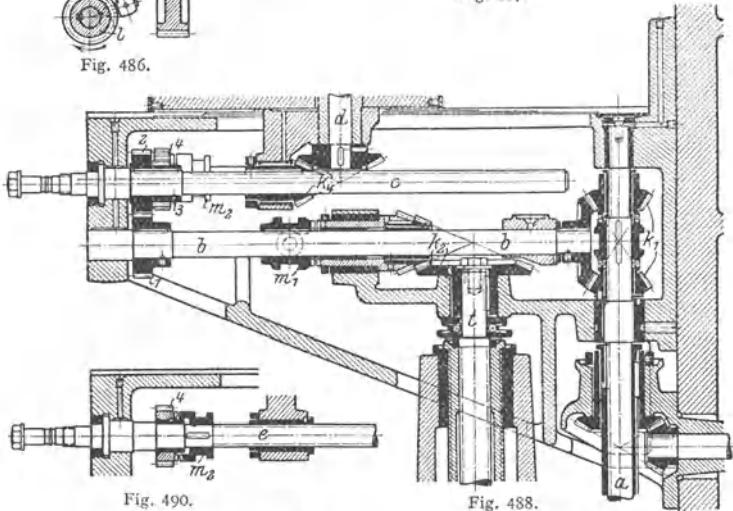


Fig. 490.

Fig. 488.

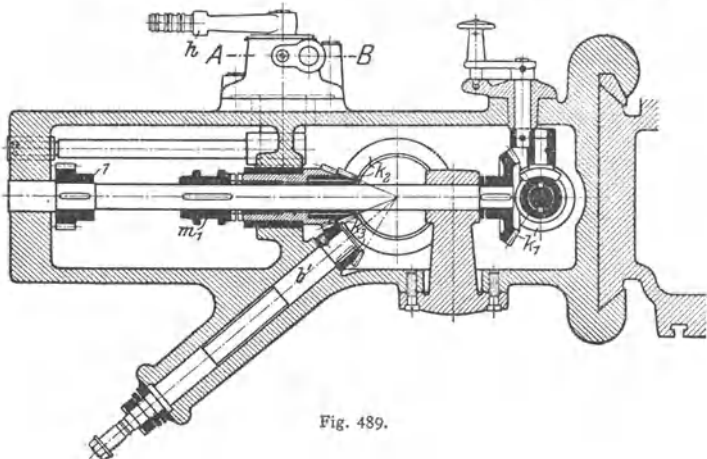


Fig. 489.

Von b aus läßt sich Selbstgang für die Senkrechtbewegung, nach Einschalten der Kupplungsmuffe m_1 , über die Kegelräder k_2 bewirken; ist m_1 ausgerückt, so kann man von Hand über Welle b' (Fig. 489) und die Kegelradgetriebe k_2, k_3 , die Schraubenspindel t drehen. Ebenfalls von b aus erfolgt, über die Stirnräder $1, 2, 3, 4$ und Schraubenspindel s (Fig. 488, 490) — nach Einrücken der Kupplungsmuffe m_2 —, der Selbstgang des Supports parallel zur Arbeitsspindel, und über $1, 2$, die Nutwelle c , Kegelräder k_4 und Kegelradwendegetriebe k_5 (Fig. 491 und 492) Antrieb der Tischspindel i' , wenn die Kupplungsmuffe m_3 nicht — wie gezeichnet — in der Mittelstellung steht; m_3 wird durch einen Bügel mit Achsen s, s bewegt. Die selbsttätige Auslösung von m ist in Fig. 158 dargestellt und dort beschrieben worden; Fig. 158 ist ein Schnitt nach AB in Fig. 489.

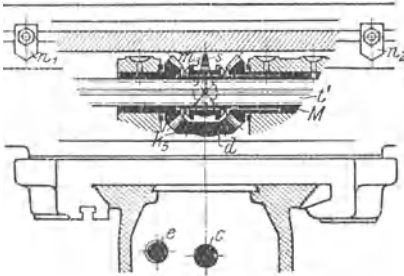


Fig. 491

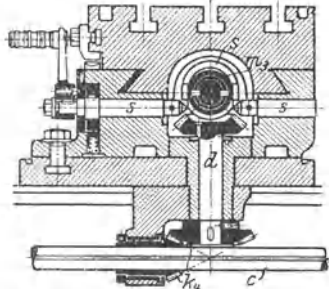


Fig. 492.

Die Fräsmaschine gestattet demnach 16 Schnitt- und 16 Schaltgeschwindigkeiten und selbsttätigen, umkehrbaren Selbstgang in 3 Richtungen.

b) Planfräsmaschine von Gildemeister & Co., Bielefeld.

Fig. 493 und 494 zeigt die Anordnung der Maschine, bei deren kastenartigem Bett die Rückkehr zur Drehbank deutlich erkennbar ist.

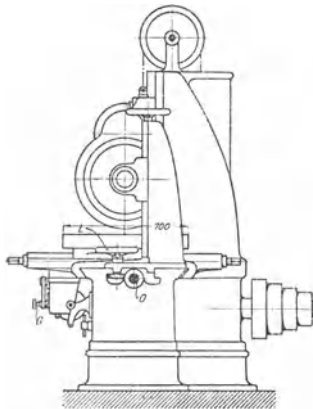


Fig. 493.

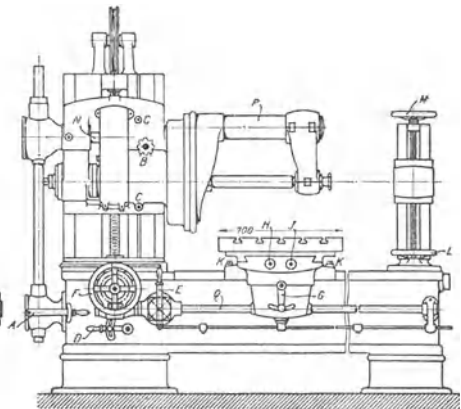


Fig. 494.

Fig. 493 u. 494. Planfräsmaschine von Gildemeister & Co., Bielefeld.

Der Hauptantrieb erfolgt von einem mit 2 Geschwindigkeiten umlaufenden Deckenvorgelege auf eine vierfache Stufenscheibe. Von da geht der Antrieb über ein Kegelradgetriebe im Inneren des Bettes und das durch Hebel A zu steuernde Kegelradwendegetriebe, über eine senkrechte Nutwelle mit einem dritten Kegelräderpaar, von Welle N aus auf die Arbeitsspindel, entweder über ein links gelegenes Stirnräderpaar ins Langsame, oder über ein rechts gelegenes ins Schnelle. Dieses Vorgelege wird durch den Knopf B ein- und ausgerückt. Die Arbeitsspindel wird durch einen kräftigen Gegenhalter P gestützt, der vom Spindelkasten abgenommen und durch den rechts erkennbaren Hilfständer ersetzt werden kann. Durch Schraubenspindeln

mit den Handrädern *F* und *M* sind Spindelachse und Achse des Hilfsständers genau auf gleiche Höhe zu stellen. Schrauben *C, C*, die in Spannuten greifen, dienen zum Befestigen des Spindelkastens auf seinem Ständer, ein Handrad *L*, dessen Trieb in eine Zahnstange am Bett faßt zur Längsverstellung des Hilfsständers.

Die Schaltbewegung geschieht von der Stufenscheibenwelle aus durch ein Sellers-Reibschel bengetriebe, über das durch Hebel *E* zu steuernde Kegelradwendegetriebe und die Welle *Q* zur Bettplatte; von dort aus wirkt *Q* durch 2 Räderysysteme, die durch Handhebel *G* zu steuern sind, auf die Schraubenspindel *H*, die eine Verschiebung des Supports quer zur Frässpindel bewirkt, oder auf eine Nutwelle *J*, die über Schraubenräder die Mutter einer feststehenden Schraubenspindel *O* (Fig. 493) dreht und so den Support längs des Bettes schaltet.

Es liegen also 16 Spindelgeschwindigkeiten und zwischen von der Firma nicht angegebenen Grenzen alle erdenklichen Größen für die Schaltung vor.

c) Senkrechtfräsmaschine von J. E. Reinecker, Chemnitz.¹⁾

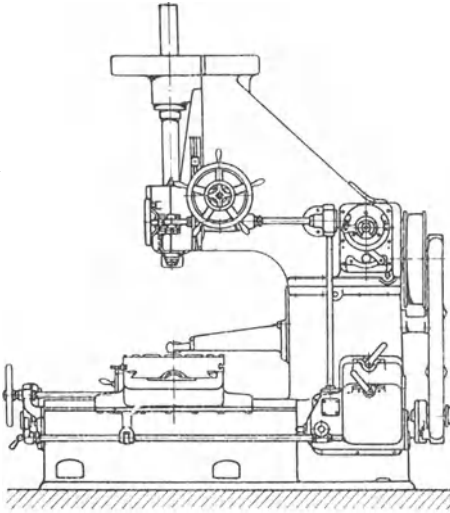


Fig. 495.

Fig. 495 gibt eine Ansicht der Maschine, die durch sehr kräftigen Bau ausgezeichnet ist.

In Fig. 496 und 497 ist der Räderkasten für den Spindeltrieb dargestellt, der von der Welle *A* aus entweder über die Räder 1, 2 oder 3, 4 auf Welle *B* erfolgen kann. Von *B* aus kann Welle *C*, entweder über 5, 6 oder 4, 7 oder über 8, 9 oder 10, 11 angetrieben werden. Die im Ölbad laufenden Räder 1, 3 und ein Spritzrad *S* sorgen für ständige Schmierung der Zahnräder. Es sei besonders darauf hingewiesen, daß wegen der kleinen Zähnezahlen statt des üblichen Konstruktionswinkels von 75° ein solcher von 70° gewählt wurde, weil so trotz der kleinen Zähnezahlen Unterschnitt vermieden werden konnte.

Eigenartig ist die Anordnung des Hebels *h₂* zur Schaltung der Räderpaare 6, 7 und 9, 11. Auf dem Ende der Welle *D* sitzt ein Trieb *r*, das mit Hilfe einer Zahnstange *z* die Gabel *g₂* bewegt; *g₂* ist dadurch gesperrt, daß ein Sperrklotz *k*, in dessen Aussparung *r* sich dreht, die Verschiebung hindert. Wird Welle *D* am Hebel *h₂* herausgezogen, so daß *h₂* über der Vorderfläche des Schildes *n* schwingen kann, so ist *g₂* freigegeben, *r* kommt mit der Zahnstange an *g₂* in Eingriff, und ein an *g₂* befindlicher Klotz *k* sperrt diese Gabel.

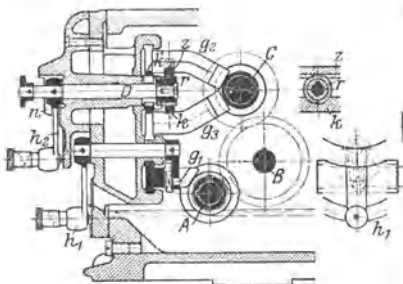


Fig. 496.

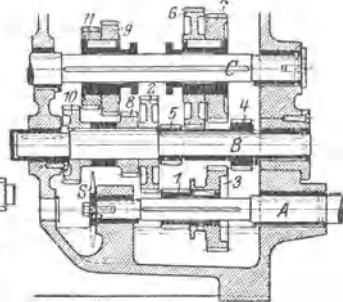


Fig. 497.

Fig. 495 bis 497. Senkrechtfräsmaschine von J. E. Reinecker, Chemnitz.

¹⁾ Siehe Nickel, Z. Ver. deutsch. Ing. 1913, S. 1409.

F. Schleifmaschinen.

1. Die Schleifscheiben.

Die Schleifmaschinen sind zunächst nur als Hilfsmaschinen in der Werkstatt in Form von Werkzeugschleifmaschinen angewendet worden, haben sich daneben aber nach und nach zu selbständigen Werkzeugmaschinen entwickelt. Ihr Werkzeug, die Schleifscheibe — heute nur noch die künstliche aus Schmirgel- oder Karborundum usw., in ein Bindemittel eingebettet — entspricht in ihrer Wirkung dem Fräser; die Zähne sind hier Kristalle, die dem Werkstück ihre scharfen Kanten zuwenden, und die sich ebenso nach und nach abstumpfen wie die Fräserzähne. Wenn sie stumpf geworden sind, so müssen sich die Kristalle aus ihrem Sitz lösen und anderen, scharfen, Platz machen, die ihrerseits die Schneidarbeit übernehmen; das Bindemittel einer Schleifscheibe muß also so fest sein, daß es die schneidfähigen Kristalle genügend festhält, sie dagegen beim Stumpfwerden und dementsprechend größeren Tangentialwiderständen P (s. Fig. 24 und 25) nicht hindert, herauszubrechen. Ein zu festes Bindemittel würde auch die stumpfen Kristalle noch festhalten, die Scheibe würde drücken, statt zu schneiden, und infolge der Erwärmung zunächst verglasen, unter Umständen aber auch platzen. Naturgemäß dürfen auch die Spantiefen t (Fig. 24) nicht zu groß werden — Fig. 26 zeigt als Höchstwert 0,16 mm, einen Wert, der vorläufig wohl kaum überschritten werden dürfte — und die Schleifmaschine kann an Leistungsfähigkeit nicht mit sonstigen Schruppmaschinen den Wettkampf aufnehmen. Auf der anderen Seite genügen aber ihre Spanleistungen vollkommen, um z. B. die Drehbank ganz von der Schlichtarbeit zu entlasten.

Der große Vorteil der Schleifmaschine liegt in der Breite der anzuwendenden Scheiben, die außerdem Schaltung in beiden Richtungen gestatten, da die Scheibe nach beiden Seiten gleich gut schneidet. Ein leerer Rücklauf, wie bei der Schnittbewegung der Hobelmaschine, kommt also hier nicht in Frage. Die Schaltung s wird meist (s. Zahlentafel S. 562) $\frac{2}{5}$ bis $\frac{9}{10}$ der Scheibenbreite betragen und so sind Schaltvorschübe möglich — im Diagramm Fig. 26 bis zu 24 mm/Umdr. —, wie sie keine andere Werkzeugmaschine aufweist. Wegen der Breite der Scheiben kommen viele Kristalle zur Wirkung, deren jeder nur eine kleine Arbeit zu leisten hat; wählt man die Scheibendurchmesser als Vielfaches der Werkstückdurchmesser (s. Fig. 25), so hat man also viele sehr harte Schneidzähne zur Verfügung, der Scheibendurchmesser wird sich während der Arbeit kaum verändern, und die Genauigkeit der Arbeit kann groß sein. Bei allen feinen Arbeiten muß man für Abführung der erzeugten Wärme sorgen und deshalb reichliche Wasserkühlung vorsehen; der Trockenschliff kommt für Rundscheifmaschinen mehr und mehr ab, da der Schleifstaub Lagerstellen der Maschine und Lungen der Arbeiter gleich stark gefährdet.

2. Spindelstöcke der Schleifscheiben. Schnittbewegung.

Fig. 498, 499 zeigen das vordere Ende des Spindelstockes für Außenschleifen auf einer Rundscheifmaschine und läßt die Sorgfalt erkennen, mit der man die Lagerstellen vor dem Schleifstaub schützt. Ein Spritzring sorgt, ähnlich wie schon zu Fig. 210 besprochen wurde, für einen schützenden Ölschleier. Der Klotz a — es sind mehrere solcher Klötze vorhanden — dient zum Auswuchten der Schmirgelscheibe; er ist geschlitzt und in der Rille der Scheibenfassung durch eine kegelige Schraube an der richtigen Stelle festzupressen.

Fig. 500 stellt einen Schleifbock zum Innenschleifen dar, dessen Schleifspindel, mit der antreibenden Riemenscheibe durch eine Kupplung k verbunden.

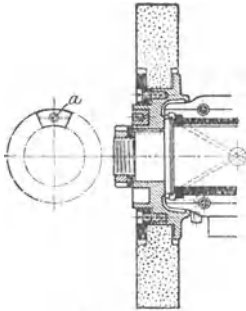


Fig. 498/499.

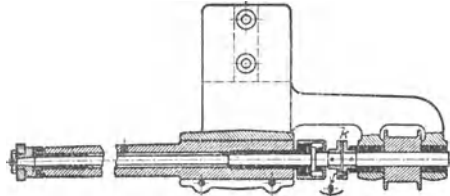


Fig. 500.

vor Erschütterungen geschützt ist, die der Antrieb auf sie übertragen könnte. Der Antrieb selbst bietet gegenüber denen der früher besprochenen Maschinen nichts wesentlich Neues.

3. Aufnahme der Werkstücke.

Ein Spindelstock zur Aufnahme der umlaufenden Werkstücke ist in den Fig. 501 bis 504 dargestellt, sein Unterteil G ist auf den Tisch der Maschine (Fig. 510) aufzubringen. Auf G , nach Graden einstellbar, ist der eigentliche Spindelkasten O festzuklemmen, wenn man die Schraube s (Fig. 501) mit ihrem kegeligen Ansatz in den Riegel b preßt; um Abnutzungen auszugleichen, hat man den Stellhebel h auf einem Achtkant an s angeordnet, so daß man ihn nach

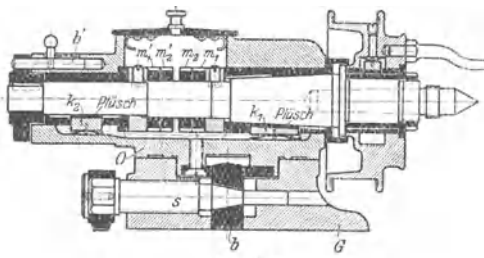


Fig. 501.

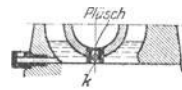


Fig. 504.

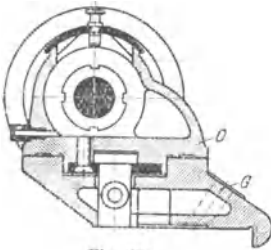


Fig. 502.

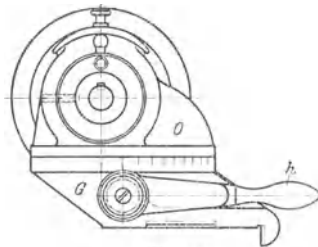
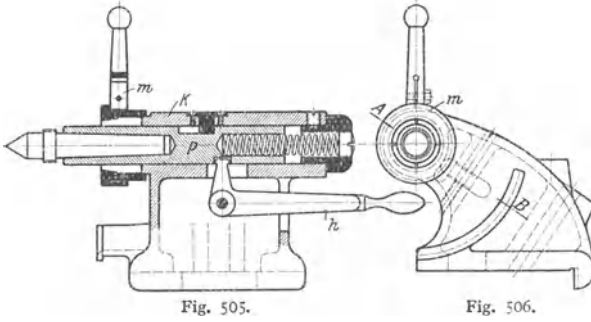


Fig. 503.

Bedarf um je 45° herumsetzen kann. Die Arbeitsspindel, vorn kegelig, hinten zylindrisch ausgebildet, ist durch Stellringe und Doppelmuttern m_1 , m_2 und m_1' , m_2' gegen Längsverschiebungen zu sichern und im Bedarfsfalle durch einen Riegel b' gegen willkürliche Drehung geschützt. Die Schmierung geschieht von unten durch mit Plüsch bezogene Holzklötzchen (s. auch Fig. 504), die durch Federn angedrückt werden, das Öl aufsaugen und den Lagerstellen zuführen.

Einen Reitstock zeigen die Fig. 505 und 506; die Pinnole wird durch eine Feder angedrückt, ist durch die Mutter m in dem vorn geschlitzten Körper zu klemmen und wird, nach Lösen von m , durch den Hebel h zurückgezogen.



4. Antrieb der Schaltbewegung.

Stufenscheibe A (Fig. 507) bewirkt über ein Kegelradwendegetriebe k_1 , die Kegelräder $1, 2$ und die Stirnräder $3, 4$ bei links gelegter Klaue k (Fig. 508)

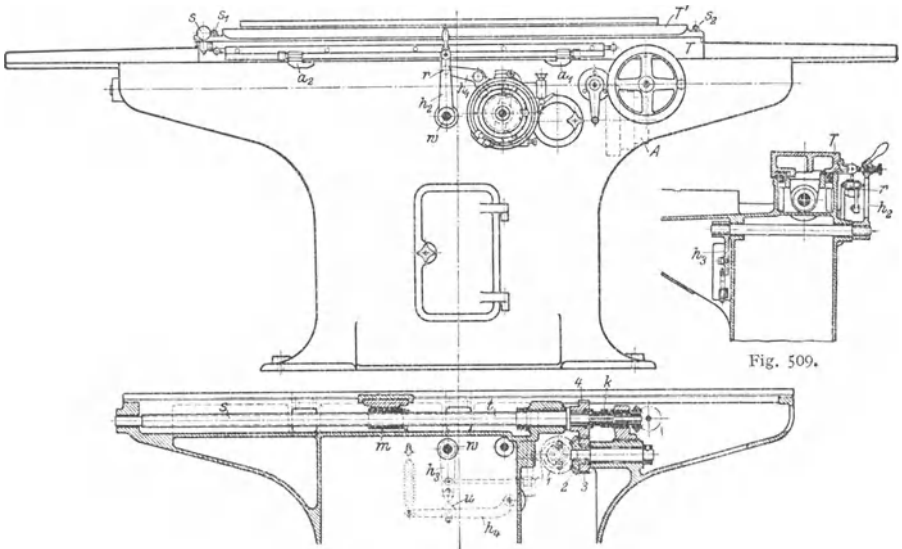


Fig. 507 und 508.

den Antrieb der Tischspindel t mit der Steigung S ; bei rechts gelegter Klaue k kann durch ein Handrad (Fig. 507) die Tischspindel bewegt werden.

Der Schaltvorschub wird durch Anschläge a_1, a_2 ausgerückt, die den Hebel h_2 zum Umfallen bringen; auf der Welle von h_2 (Fig. 507, 509, 512) ist ein zweiter Hebel h_3 befestigt (s. Fig. 508), der, über eine Schneide u an dem unter Federdruck stehenden Hebel h_4 gleitend, h_2 plötzlich herumreißt, und so — mit Hilfe einer Zugstange (Fig. 511) — Hebel h_3 zwingt, die Kupplungs-

klaue des Wendegetriebes h_1 umzuschalten. Gezeichnet ist die Einrichtung für den allerdings nie eintretenden Fall, daß bei „Schneide auf Schneide“ steht, die Kupplungsklaue von h_1 also beiderseits außer Eingriff ist.

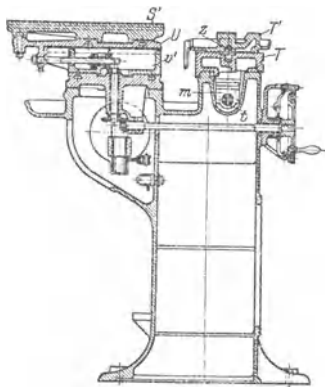


Fig. 510.

Der Tisch läuft nun zurück, bis Anschlag a_2 den Hebel h_2 wieder umlegt und die Umkehr bewirkt.

Neuerdings bewirkt man den Schalt-

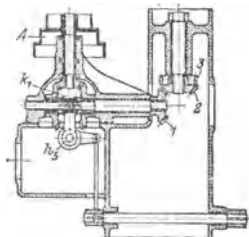


Fig. 511.

antrieb für den Tisch, der meist das Werkstück trägt, lieber durch Zahnrad und Zahnstange, nicht mehr durch Schraube und Mutter, wie in der Ausführung nach Fig. 507, 508. Die Schraube muß bei den heute üblichen großen Schaltvorschüben — bis zu $9/10$ der Scheibenbreite, s. Tafel auf Seite 562 — von 50 bis 60 mm/Umdr. des Werkstückes sich so schnell drehen, daß beim Umsteuern unzulässig starke Stöße in der Kupplung h_1 (Fig. 511) auftreten.

Der Vorteil der neuen Ausführung läßt sich am besten an einem Beispiel, durch Gegenüberstellung der beiden Ausführungsarten, klarlegen. Für das Werkstück sei in beiden Fällen eine größte Drehzahl von 200 Umdr./min vorgesehen und — bei einer Schleifscheibenbreite von 50 mm — ein größter Schaltvorschub von $9/10 \times 50 = 45$ mm/Umdr. Die Tischgeschwindigkeit ist dann $s' = 200 \times 45 = 9000$ mm/min.

Eine Schraube von $\frac{1''}{4} = 6,35$ mm Steigung, wie sie für eine derartige Maschine in Frage kommen dürfte, muß dann $\frac{9000}{6,35} = 1420$ Umdr./min machen, während ein in die Tischzahnstange eingreifendes Zahnrad von z. B. 30 Zähnen und einer Teilung von $4 \cdot \pi$ mm nur $\frac{9000}{30 \cdot 4 \cdot 3,14} = 23$ Umdr./min auszuführen hat.

Nach Prof. Schwerd¹⁾ liegt die Gefahrgrenze, bei der die in der Kupplung auftretenden Stöße unzulässig große Werte annehmen, bei einer Drehzahl der Kupplungswelle von 150 Umdr./min. Diese Drehzahl wird bei Anwendung einer Zahnstange bei weitem nicht erreicht, bei der Schraube dagegen ganz bedeutend überschritten. Bei den hohen Ansprüchen an Genauigkeit, die man bei neuzeitlichen Schleifmaschinen stellen muß, sind Stöße in den Getriebeteilen wegen der auftretenden Erschütterungen auf jeden Fall zu vermeiden.

5. Die Einstellung der Spantiete t

ist ebenfalls selbsttätig und aus den Fig. 507 bis 510, besser aus Fig. 512, zu erkennen. Der Anschlag a_1 , der mit seiner Stirnseite den Hebel h_2 schaltete, drückt mit der unten angeordneten schrägen Bahn — eine gleiche ist an a_2 vorhanden — den Hebel h_1 herunter und schaltet so durch

¹⁾ Z. d. V. d. Ing. 1915. S. 190 ff.

eine schwingende Sperrklinke k_1 das Sperrrad, dessen unerwünschte Mitnahme bei Rückgang des Hebels h'_1 durch eine ruhende Klinke k_2 verhindert wird. Der Schwinghebel h'_1 geht unter Federdruck zurück, und die Größe des Schaltweges wird durch eine Schraube S eingestellt. Durch eine Haube e (vgl. auch Fig. 147) wird verhindert, daß die Tiefenschaltung einen bestimmten Betrag überschreitet, denn die Haube, die, auf dem Sperrrad festgeklemmt, sich mit ihm umdreht, schützt die Sperrzähne gegen den Eingriff der Sperrklinke.

Von der Achse des Sperrrades aus wird über zwei Kegelradgetriebe eine Schraubenspindel betätigt (Fig. 510), die den Untersatz U auf seiner Schlittenführung v' gegen das Werkstück bewegt.

Auf U sitzt drehbar die Platte S' , die den Spindelkasten der Schleifscheiben zu tragen bestimmt ist.

Der Tisch T (Fig. 508, 510) trägt einen zweiten Tisch T' , der um einen Zapfen z schwenkbar ist; der Winkel ist durch eine Schraube s (Fig. 508) einstellbar und T' dann durch die Schrauben s_1 und s_2 gegen T zu klemmen.

Die Fig. 498, 499 und 500 entstammen einer Schleifmaschine von Schubert & Salzer, die Fig. 501 bis 512 einer solchen der Firma E. J. Reinecker, beide in Chemnitz.

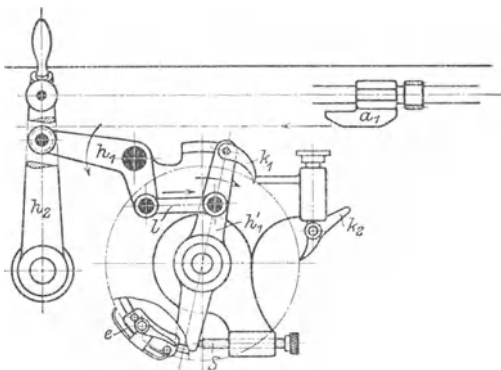


Fig. 512.

6. Schematische Darstellung einer Innenschleifmaschine.

Die in Fig. 513/514 wiedergegebene Innenschleifmaschine wird von der Werkzeugmaschinenfabrik Fritz Werner A. G. in Berlin-Marienfelde zum Ausschleifen von Bohrungen von 15 bis 180 mm \varnothing gebaut; zur Verwendung gelangen normal 3 Schleifspindeln mit Scheiben von 10, 25 und 50 mm \varnothing . Entsprechend den Umfangsgeschwindigkeiten für das Werkstück, zwischen 12 und 15 m/min, ist die Maschine für 6 durch Stufenscheiben auf den Wellen A und B des Deckenvorgeleges herstellbare Drehzahlen von 25 bis 260 Uml./min für das Werkstück entworfen.

Die Schleifspindeln, von denen drei, nämlich je eine mit einer der drei oben aufgeführten Schleifscheiben, mitgeliefert werden, können je 3 Drehzahlen, herstellbar durch die Stufenscheiben auf den Wellen A und C des Deckenvorgeleges annehmen; insgesamt sind also 9 Drehzahlen herstellbar, die ebenfalls in geometrischer Reihe abgestuft sind. Die Anordnung ist so getroffen, daß mit Hilfe dieser Drehzahlen, die von 4000 bis zu 25 000 Uml./min wachsen, die Scheiben in neuem Zustande Schnittgeschwindigkeiten zwischen 10 und 15 m/sek annehmen und auch noch in abgenutztem Zustande bis auf 10 m/sek heraufgebracht werden können. Die an jeder der 3 Schleifspindeln angebrachten Riemscheiben 15 (Fig. 513) sind im Durchmesser Verhältnis 1 : 2 : 4 gewählt, so daß, ohne Zutun des Arbeiters, für jede der 3 Scheiben nur die ihrem Umfange entsprechenden 3 Drehzahlen aus der Gruppe der 9 herstellbaren entstehen können.

Der Vorschub erfolgt, wie man aus der Figur erkennen kann, in Abhängigkeit von der Drehzahl des Werkstücks¹⁾, was immer anzustreben ist; die Schnitt-

¹⁾ S. Toussaint, Neuzeitliche Betriebsführung, S. 47 ff., Berlin 1918, Julius Springer.

geschwindigkeit von 15 m/sek darf (s. S. 563) beim Innenschleifen nicht überschritten werden.

Der Vorschubantrieb erfolgt von der Scheibe 16 auf der Welle *B* des Deckenvorgeleges auf die Scheibe 17 am Maschinengestell, von dort über das auf S. 573

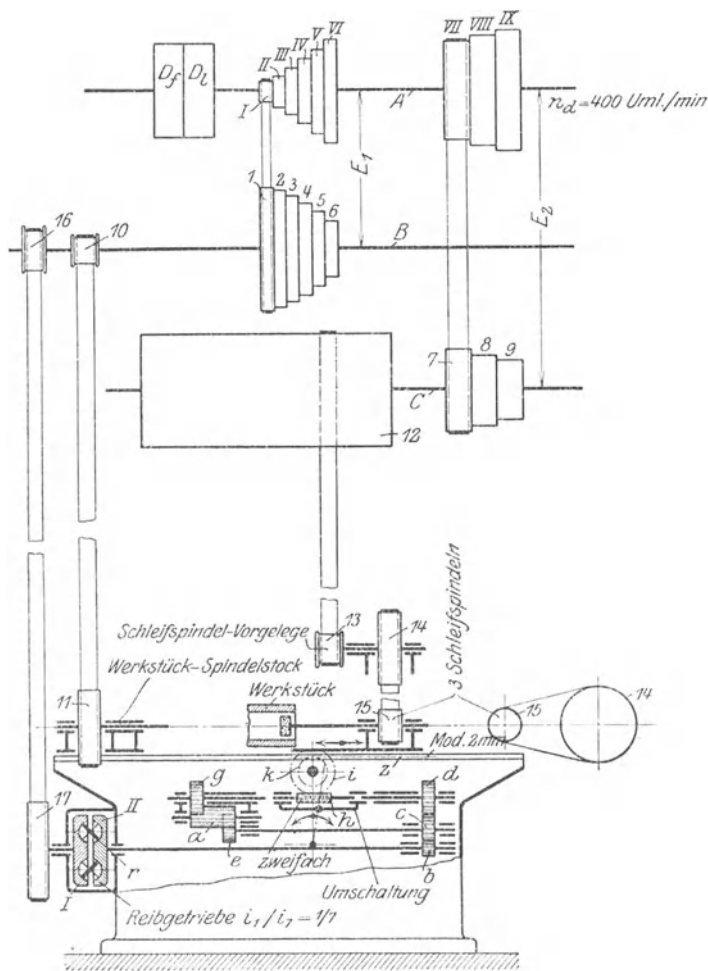


Fig. 513/514.

beschriebene Reibtellergetriebe mit 7 verschiedenen Geschwindigkeiten auf eine wagerechte Welle. Von dem auf dieser Welle sitzenden Rad *b* aus wird, entweder über die Räder *c*, *d* oder über Rad *e*, ein Langrad und Rad *g*, die mit zwei Kupplungen ausgerüstete Schneckenwelle angetrieben, und zwar, je nach der Stellung der Kupplung, im einen oder anderen Sinne. Schnecke *h* treibt über Schneckenrad *i* und Trieb *h* den mit einer Zahnstange *z* ausgerüsteten Schleifspindelschlitten an.

IV. Elektrischer Einzelantrieb von Werkzeugmaschinen.

A. Die Vorteile des elektrischen Einzelantriebes.

1. Fortfall der Transmissionen und Deckenvorgelege tritt ein, wodurch die Übersicht im Werkstattraum ganz wesentlich erleichtert und die Möglichkeit geschaffen wird, oberhalb der Werkzeugmaschinen Hebezeuge zur Bedienung anzuordnen. Da die Decken frei werden, so ist man imstande, Laufschiene für die Krane anzuordnen und nicht mehr gezwungen, über den Fußboden hin Werkstücke und Hilfseinrichtungen an die Maschinen heranzubringen.

2. Die Möglichkeit, jederzeit und von jeder Stelle aus die Maschine ein- oder auszuschalten, erleichtert ganz wesentlich die Bedienung.

3. Die Höhe der Werkstatträume ist vollkommen ohne Einfluß auf die Kraftübertragung; Deckenvorgelege an niedrigen Decken zwingen sonst zu kurzen Riemen, die schlecht durchziehen¹⁾, solche an sehr hohen Decken erfordern lange, teure Riemen und lange Ausrückstangen mit großen Ausrückwegen.

4. Bei Platzwechsel der Werkzeugmaschinen, für den Fall anderer Anordnung in der Werkstatt, zeigt sich als besonders angenehm die Unabhängigkeit von irgendeiner Krafteinleitungsstelle.

5. Durch Einbau von Elektromotoren sind ortbewegliche Werkzeugmaschinen zu schaffen oder auch auf beweglichen Schlitzen montierte Teile von Werkzeugmaschinen — Werkstückspindelkasten und Reitstock der Rundschleifmaschine — trotz ihrer Hin- und Herbewegung leicht anzutreiben.

Den unter 1 bis 5 genannten Vorzügen standen bis in die neuere Zeit, wenigstens für kleine Einheiten der benötigten Motoren, gewisse Nachteile gegenüber.

Einmal nämlich wurden Elektromotoren für kleine Leistungen — unterhalb 1 PS — nur mit sehr hohen Umdrehungszahlen gebaut, die wesentlich über 1500, ja bei kleinen Leistungen bis zu 3000 Umdr./min reichten. Deshalb haben sich die Motoren zuerst nur für den Antrieb von Schleif- und Bohrmaschinen, d. h. für solche Maschinen eingeführt, deren Arbeitsspindeln hohe Umdrehungszahlen verlangten.

Bei Verwendung für andere Werkzeugmaschinen war es nötig, entweder mechanische Einrichtungen für Geschwindigkeitsminderung einzubauen, oder durch Einschalten von Widerstand in den Ankerstromkreis die Drehzahl zu mindern. In beiden Fällen wurde der Wirkungsgrad des Elektromotors so wesentlich heruntergedrückt, daß man dann lieber wieder zum langsamer laufenden Deckenvorgelege griff.

Im Laufe der letzten Jahre hat sich von zwei Seiten her ein bedeutender Umschwung in dieser Beziehung bemerkbar gemacht.

Einerseits sind durch Einführung des Schnellstahles für Schrupparbeiten Spannerschnitte und Schnittgeschwindigkeiten eingeführt worden, die sowohl Erhöhung der Leistung, als auch der Umdrehungszahl der Motoren fordern²⁾. Andererseits werden neuerdings Elektromotoren gebaut, die selbst bei geringen Drehzahlen günstige Wirkungsgrade ergeben, wie aus nebenstehender Tafel³⁾ entnommen werden kann.

PS	n	Volt	Amp.	η	M cmkg
0,15	840	220	0,78	0,645	12,8
0,25	800		1,3	0,646	22,4
0,5	760		2,38	0,703	47,1
1,0	640		4,8	0,698	112
1,5	720		6,8	0,739	149
2,5	600		10,8	0,775	299
3,0	585		12,3	0,817	368
3,5	670		15,0	0,780	375
5,0	610		20,6	0,813	588
6,3	550		27,0	0,782	821
7,0	750		28,0	0,838	670
8,0	550		33,6	0,798	1043
10,5	550		43,5	0,808	1370
13,5	510		54,0	0,837	1900

¹⁾ S. S. 573, 574.

²⁾ S. Tafel S. 562.

³⁾ Katalog der A. E. G. 1913.

Die Tafel bezieht sich auf Gleichstrom-Nebenschlußmotoren, die, wie nachher gezeigt werden soll, für Werkzeugmaschinen besonders gut geeignet sind.

B. Der Stufenmotor.

Die für den Werkzeugmaschinenbau so wichtige Regelung der Drehzahl von Elektromotoren hat bis vor kurzer Zeit nicht allen Anforderungen entsprochen. Auch jetzt erscheint die Aufgabe nur für Gleichstrom-Nebenschlußmotoren befriedigend gelöst.

Ein nahezu verlustloses Hochregulieren der Drehzahlen ist durch Schwächung des Feldes auszuführen, was durch den Nebenschlußregulierwiderstand bewirkt wird.

Jede Werkzeugmaschine hat ein maximales Drehmoment zu überwinden, dessen Größe aus dem zu bearbeitenden härtesten Material, dem größten vorkommenden Spanquerschnitt und dem größten in Frage kommenden 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 also das Drehmoment

$$M = \frac{N}{n} 71\,620 \text{ cmkg} = J_a \cdot \xi \cdot C^1) \text{ cmkg},$$

wenn nicht die Schwächung der Feldstärke ξ durch erhebliche Erhöhung der Stromstärke J_a wieder aufgehoben wird.

Bei Werkzeugmaschinen ist diese Erhöhung der Stromstärke, d. h. des Drehmomentes, gar nicht nötig, da das größte Drehmoment

$$M_{\max} = \frac{P_{\max} \cdot d_{\max}}{2}, \text{ worin } P = K \cdot s \cdot t \text{ kg}^2) \text{ ist,}$$

nur zusammen mit der kleinsten Drehzahl n_1 auftritt. Die Motorleistung

$$N = \frac{M \cdot n}{71\,620} \text{ PS}$$

bleibt also annähernd gleich; die Regulierung des Motors entspricht in dieser Beziehung vollkommen dem mechanischen Geschwindigkeitswechsel. Bei geringeren Drehzahlen sinkt der Wirkungsgrad etwas, denn die Ventilation — teils eigene, teils künstliche — der Ankerdrähte kann dann weniger vollständig erfolgen, und die Stromstärke J_a muß kleiner gehalten, d. h. die höchste Leistung kann nicht erreicht werden; die Verhältnisse liegen ganz ähnlich wie beim Riemenantrieb mit geringer Riemengeschwindigkeit.

Mit Hilfe der Wendepolstufenmotoren, die schon für Erhöhung der Umlaufzahlen im Verhältnis bis zu 4 : 1 und mehr gebaut werden, ist man nun in der Lage, wie auch in Fig. 528 gezeigt wird, zwischen die infolge der Stufensprünge der Stufenscheiben entstandenen großen Lücken unterteilende Geschwindigkeitsstufen einzuschieben, deren Drehzahlen natürlich dann auch geometrisch angeordnet werden müssen. Die Größe dieses Geschwindigkeitsabfalles soll mindestens:

$$\frac{\varphi - 1}{\varphi} = \frac{v - v'}{v} = 10 \text{ v. H.}^3)$$

betragen, da für die Drehzahlen der Motoren meist an sich schon eine Toleranz von 5 ÷ 10 v. H. gestattet wird.

Ist so für den Gleichstrom-Nebenschlußmotor die Aufgabe als gut gelöst anzusehen, so bleibt vorläufig noch abzuwarten, wann der Drehstrom-Kollektormotor, der dem gleichen Zweck dienen soll, als befriedigende Konstruktion vorliegen wird.

1) C enthält die Konstanten des Motors.

2) S. S. 559 oben.

3) S. S. 570 oben.

C. Der Umkehrmotor.

Von besonders großer Bedeutung ist der elektrische Antrieb für eine intermittierende Arbeitsweise, wie sie bei Hobel- und Stoßmaschinen vorliegt. Beim Umsteuern der Maschine am Schluß des Arbeitsganges muß nämlich das ganze in den bewegten Massen aufgespeicherte Arbeitsvermögen vernichtet werden; es ist nötig, ein Wendegetriebe einzuschalten, und in diesem mechanisch die Arbeit zu vernichten.

Über mechanische Kupplungs- und Riemenwendegetriebe wurde auf S. 612 bis 614 schon ausführlich gesprochen.

Eine für Hobelmaschinen besonders entworfene Kupplung wird von der Vulcan-M. A. G., für Gleichstrom von 110 bis 550 Volt Spannung, gebaut, sie macht allerdings das Verschieben der Riemen entbehrlich, was einen unleugbaren Vorteil bedeutet, der Schlupf der Antriebsriemen und der dadurch bedingte, ebenfalls starke Riemenverschleiß wird aber nicht vermieden, und so kann diese Lösung schon mechanisch nicht voll befriedigen. Doch auch in bezug auf Wirtschaftlichkeit im Stromverbrauch ist die Anordnung nicht einwandfrei, wie aus folgender Betrachtung¹⁾ hervorgeht. Würde der treibende Teil, gegen den die Ankerscheibe gezogen wird, stillstehen, so würde wegen ihrer Relativgeschwindigkeit gegenüber dem treibenden Teil das in der Ankerscheibe aufgespeicherte Arbeitsvermögen unter Umsetzung in Wärme vernichtet werden müssen. Nun handelt es sich aber nicht um einen stillstehenden, sondern um einen im entgegengesetzten Sinne umlaufenden Getriebeteil, der unter einem Bremsdrehmoment bewegt, dem also von außen her Arbeit zugeführt wird; auch diese Arbeit muß an jedem Hubende hergegeben werden, und die Kosten für aufzuwendenden Strom sind nicht unerheblich.

Bei Anwendung eines Gleichstrom-Umkehrmotors, der mit Feldregulierung versehen ist, wird der Vorgang wesentlich anders.

Liegt z. B. eine Hobelmaschine vor, die mit einer konstanten Rücklaufgeschwindigkeit von 20 m/min arbeitet, und deren Geschwindigkeit durch Feldverstärkung, entsprechend der Formel $n = \frac{N \cdot 71620^2}{I a \cdot \xi \cdot C}$ bis auf 5 m/min herunterreguliert werden kann, so werden vor der Umsteuerung, also durch Verändern der Drehzahl auf $n_{\min} = \frac{1}{4}$ gegenüber $n_{\max}, \frac{15}{16}$ des in den bewegten Massen aufgespeicherten Arbeitsvermögens zurückgewonnen.

Zunächst läuft nämlich der Motoranker noch mit seiner alten Drehzahl im verstärkten Felde um, seine gegen elektromotorische Kraft steigt an, überwiegt die Netzspannung, und der Strom fließt in das Netz zurück. Der Motor wirkt als Dynamomaschine auf das Netz. Er wird angetrieben von den bewegten Massen der leerlaufenden Maschine, die an ihn eine Arbeit abgeben können, die wegen der Drehzahlverminderung im Verhältnis $\frac{1}{4}$:

$$A_r = \frac{J \omega_1^2}{2} - \frac{J \omega_2^2}{2} = \left(1^2 - \frac{1}{4^2}\right) C_1 = \frac{15}{16} C_1$$

beträgt, wenn $C_1 = \frac{J \omega_1^2}{2}$ eine aus den Abmessungen und der maximalen Drehzahl errechnete Konstante bedeutet.

Es werden also vor dem Umsteuern vom schnellen Rücklauf auf den Arbeitsgang $\frac{15}{16} = 93,8$ v. H. (s. oben) der in den bewegten Massen aufgespeicherten

¹⁾ Z. d. Ver. deutsch. Ing. 1914, S. 643.

²⁾ S. S. 716 Abschnitt B.

Arbeit zurückgewonnen, und nur $\frac{1}{16} = 6,2$ v. H. ist durch Umsteuern noch zu vernichten.

Wird nun nach der Umkehr, durch Feldschwächung, allmählich die Drehzahl auf 2, d. h. auf das Doppelte der normalen heraufgebracht und kurz vor dem Hubende wieder $n_1 = 1$ durch Feldverstärkung eingestellt, so ist der Gewinn an dieser Seite:

$$A_a = \frac{J\omega_3^2}{2} - \frac{J\omega_2^2}{2} = \left(1^2 - \frac{1}{2^2}\right) C'_1 = \frac{3}{4} C'_1,$$

d. h. $\frac{3}{4} = 0,75$ v. H. der aufgespeicherten Arbeit; $C'_1 = \frac{J\omega_3^2}{2}$.

Es gehen also im ganzen nur $6,2 + 25 = 31,2$ v. H. der aufgewendeten Arbeit verloren, was gegenüber den mechanischen und elektromagnetischen Kupplungen einen Gewinn von $\infty 70$ vH bedeutet.

Als ein besonderer Vorteil darf das allmähliche Heruntersetzen der Drehzahl gegen das Hubende auch noch aus folgenden zwei Gründen angesehen werden:

a) Das Werkzeug tritt mit geringer Geschwindigkeit in das Werkstück ein, was einen stark verminderten Stoß an der Arbeitsstelle bedeutet, kann dann allmählich bis auf eine Schnittgeschwindigkeit gebracht werden, die man ihm sonst, wegen des eben erwähnten Stoßes, nicht geben dürfte und verläßt den Eingriff ebenfalls mit herabgesetzter Geschwindigkeit, was ein Ausbröckeln des Werkstückes am Hubende verhindert.

Man erhält also ein Geschwindigkeitsdiagramm ähnlich dem in Fig. 86, erzielt kürzere Arbeitszeiten, bedeutende Schonung des Werkzeuges und größere Sauberkeit der bearbeiteten Fläche.

b) Weil die Geschwindigkeit der treibenden Teile bereits vor der Umkehr und allmählich heruntergesetzt wird, so legen sich die Flanken sämtlicher arbeitenden Zahnradpaare schon vorher in die für die umgekehrte Arbeitsrichtung nötige Lage; ein Stoß im Getriebe kann also nicht auftreten, und die Getriebe-teile werden erheblich geschont.

V. Berechnen und Entwerfen von Werkzeugmaschinen.

A. Entwurf einer Zugspindeldrehbank von 150 mm Spitzenhöhe mit 8 verschiedenen Drehzahlen.

Gegeben: $v_{\min} = 8$ m/min, $d_{\min} = 30$ mm
 $v_{\max} = 20$ „ „ $d_{\max} = 300$ „

8 Vorschübe für den Längszug von 0,1 bis 1,4 mm/Umdr.

8 „ „ „ „ Planzug „ 0,075 „ 1,03 „

Schnittantrieb.

1. Berechnung der Grenzdrehzahlen (S. 565).

$$n_1 = \frac{8 \cdot 1000}{300 \cdot 3,14} \approx 9 \text{ Umdr./min,}$$

$$n_8 = \frac{20 \cdot 1000}{30 \cdot 3,14} \approx 215 \text{ „}$$

2. Übersetzung und Zähnezahlen des Rädervorgeleges.

Auf logarithmischem Koordinatenpapier (s. Fig. 515) zieht man die Gerade $n_1 n_8$. Die Drehzahlen von n_1 bis n_4 werden mit, die von n_5 bis n_8 ohne Rädervorgelege hergestellt — diese stellen also gleichzeitig die 4 Drehzahlen der Stufenscheibe vor — und deshalb ist die Übersetzung des Rädervorgeleges:

$$J = \frac{n_1}{n_8}$$

Aus dem Diagramm entnimmt man $n_5 = 55$, mithin

$$J = \frac{9}{55} = \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4}$$

Die Entwurfs-skizze Fig. 516 zeigt, daß Rad Z_1 sich mit der Stufenscheibe lose auf der ziemlich starken Spindel drehen muß, deshalb nicht zu klein im Durchmesser sein darf, während das gleiche Bedenken für Rad Z_3 nicht gilt; man wird also gut tun, den größten Teil der Gesamtübersetzung durch das Räderpaar $\frac{Z_3}{Z_4}$ hervorzubringen, mithin die Anordnung etwa folgendermaßen treffen:

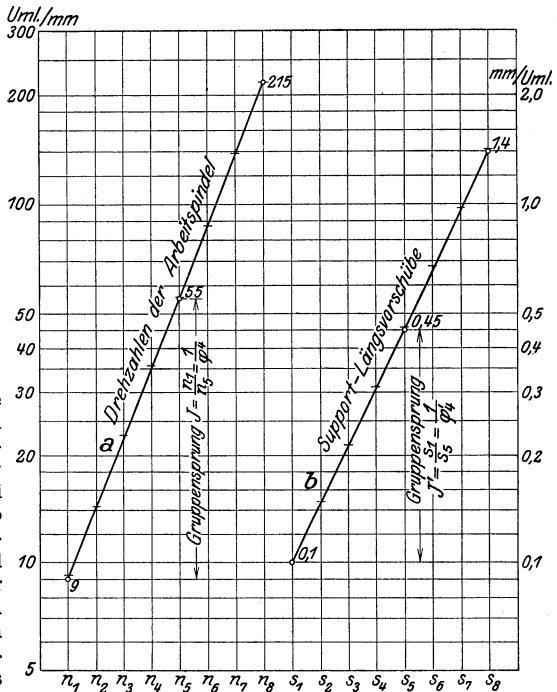


Fig. 515.

$$J = \frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4} = \frac{9 \cdot 17}{17 \cdot 55} = \frac{1 \cdot 1}{1,9 \cdot 3,23} = \frac{1}{6,13}$$

Nimmt man, da in den Teilkreisen der Räder 3, 4 die größere Kraft zu übertragen sein wird, die Moduln folgendermaßen an:

$$m_{1,2} = 4 \text{ mm}, \quad m_{3,4} = 5 \text{ mm},$$

so ergibt sich, da gleiche Achsenentfernung Bedingung ist:

$$\frac{4}{2}(Z_1 + Z_2) = \frac{5}{2}(Z_3 + Z_4),$$

oder

$$Z_1 + Z_2 = \frac{5(Z_3 + Z_4)}{4},$$

d. h., damit die Zähnesumme $Z_1 + Z_2$ eine ganze

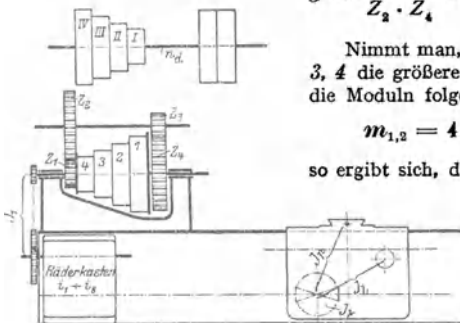


Fig 516, 517.

Zahl sei, muß $Z_3 + Z_4$ durch 4 teilbar sein¹⁾. Wird nun angenommen, daß der Durchmesser der größten Stufe $d_1 = 225$ mm ist, was ungefähr der Spitzenhöhe von 150 mm entspricht, und stellt man ferner die Bedingung, daß der Außendurchmesser des Rades 4 annähernd mit dieser Stufe abschneiden soll, so ergibt sich der Kopfkreisdurchmesser für Rad 4 zu:

$$225 = D_4 = m(Z_4 + 2), \quad \text{oder} \quad Z_4 = \frac{225}{5} - 2 = 43 \text{ Zähne};$$

$$Z_3 = \frac{Z_4}{3,23} \text{ (s. oben) würde dann } 13,3 \text{ Zähne ergeben.}$$

Diese Zahl muß auf 13 erniedrigt werden. Es steht also vorläufig fest:

$$Z_3 = 13, \quad Z_4 = 43 \text{ Zähne.}$$

Ein Rad mit 13 Zähnen erhält bei normaler Verzahnung einen starken Unterschnitt; man wählt infolgedessen einen größeren Außendurchmesser als den normalen [$D_3 = m(Z_3 + 2)$], der vorläufig dem eines normalen Rades mit 14 Zähnen entsprechend angenommen werden soll²⁾.

Der Achsenabstand ist demnach:

$$S = \frac{5}{2} (14 + 43) = 142,5 \text{ mm.}$$

Die Zähnezahlen der beiden Räder 1 und 2 ergeben sich aus folgenden Beziehungen

$$\frac{Z_1 \cdot Z_3}{Z_2 \cdot Z_4} = J, \quad \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1 \cdot 43}{6,13 \cdot 13} = 0,54, \quad Z_1 = Z_2 \cdot 0,54$$

und

$$\frac{m}{2} (Z_1 + Z_2) = S, \quad Z_1 + Z_2 = \frac{142,5 \cdot 2}{4} = 71,25.$$

Diese Zähnesumme ist eine gebrochene Zahl und muß auf 71 erniedrigt werden, was zwar einen Achsenabstand

$$S' = \frac{4}{2} \cdot 71 = 142 \text{ mm}$$

ergibt, der aber eingehalten werden kann, wenn man den Radkörper für Rad 3 entsprechend wählt²⁾.

Die Zähnezahlen für die Räder 1 und 2 sind dann

$$Z_1 = 25, \quad Z_2 = 46$$

und die Räderübersetzung

$$J = \frac{25 \cdot 13}{46 \cdot 43} = \frac{1}{6,08} = \frac{n_1}{n_5},$$

was als genügend genau anzusehen ist.

3. Ermittlung des Quotienten φ der Stufenreihe.

Da $n_5 = n_1 \varphi^4$ sein muß, so ist $\varphi = \sqrt[4]{\frac{n_5}{n_1}} = \sqrt[4]{6,08} = 1,57$, was nach der auf S. 578 aufgestellten Forderung bei vierstufiger Scheibe einen durchaus zulässigen Wert darstellt.

¹⁾ Daß diese Bedingung unter Umständen vernachlässigt werden kann, wird weiter unten gezeigt.

²⁾ Toussaint, Ausgleich der natürlichen Fehler bei Evolventen-Zahnradgetrieben usw. Zeitschrift „Maschinenbau“ 1922, S. 401 ff.

4. Abmessungen der Stufenscheiben.

Die beiden Stufenscheiben auf der Arbeitsspindel und dem Deckenvorgelege sollen gleich sein; mithin ist $d_1 = d_{IV}$, $d_2 = d_{III}$, $d_3 = d_{II}$, $d_4 = d_I$ und folgendes Schema aufzustellen:

Es ist $d_1 = d_{IV} = 225$ mm
(s. oben) und $\sqrt{\varphi} = 1,253$,
 $\sqrt{\varphi^3} = 1,97$; mithin:

$$\begin{aligned} d_{IV} &= d_1 = 225 \text{ mm} \\ d_{III} &= d_2 = 189 \text{ „} \\ d_{II} &= d_3 = 150 \text{ „} \\ d_I &= d_4 = 114 \text{ „} \end{aligned}$$

$\frac{d_I}{d_1}$	$\frac{d_{II}}{d_2}$	$\frac{d_{III}}{d_3}$	$\frac{d_{IV}}{d_4}$
$\frac{1}{\sqrt{\varphi^3}}$	$\frac{1}{\sqrt{\varphi}}$	$\frac{\sqrt{\varphi}}{1}$	$\frac{\sqrt{\varphi^3}}{1}$
$\frac{114}{225}$	$\frac{150}{189}$	$\frac{189}{150}$	$\frac{225}{114}$

5. Drehzahl des Deckenvorgeleges.

Der Riemen liege auf den Stufen I , 1 , die Stufenscheibe mache also (s. unter 2.) $n_5 = 55$ Umdr./min, dann ist

$$n_a = n_5 \frac{d_1}{d_I} = 55 \frac{225}{114} \approx 110 \text{ Umdr./min.}$$

6. Zusammenstellung der Drehzahlen und Vergleich mit den theoretischen Werten der Reihe

Drehzahl	Berechnung	1	2	3
$n_1 =$	$110 \cdot \frac{1}{6,08} \cdot \frac{115}{227} =$	9,21	9	
$n_2 =$	$110 \cdot \frac{1}{6,08} \cdot \frac{150}{189} =$	14,35	14	1,57
$n_3 =$	$110 \cdot \frac{1}{6,08} \cdot \frac{189}{150} =$	22,80	23	1,59
$n_4 =$	$110 \cdot \frac{1}{6,08} \cdot \frac{225}{114} =$	35,70	36	1,567
$n_5 =$	$110 \cdot \frac{114}{225} =$	55,70	56	1,56
$n_6 =$	$110 \cdot \frac{150}{189} =$	87,30	87	1,57
$n_7 =$	$110 \cdot \frac{189}{150} =$	138,60	139	1,59
$n_8 =$	$110 \cdot \frac{225}{114} =$	217,00	217	1,567

Spalte 2 enthält die auf ganze Zahlen abgerundeten Werte für die 8 Drehzahlen, Spalte 3 den Quotienten aus je zwei aufeinander folgenden Werten der Spalte 2; wie man sieht, ist der Quotient $\varphi = 1,57$ genügend genau eingehalten, was auch aus dem logarithmischen Diagramm in Fig. 515 zu erkennen ist.

Schaltantrieb.

7. Verteilung der Übersetzungen (Fig. 516).

Angenommen ist für den Längszug:

Zahnstangenteilung: $t = 5 \cdot \pi$ mm; das eingreifende Trieb habe $Z_7 = 12$ Zähne. Dann ist

$$s_1 = 0,1 = 12 \cdot 5 \cdot 3,14 J_1 \cdot i_1 \cdot J_k \cdot J_l,$$

worin

$$J_k \approx \frac{1}{4}, \quad J_l \approx \frac{1}{12,5}, \quad J_1 \approx \frac{1}{3}$$

vorläufig angenommen werden soll.

Angenommen für den Planzug:

Steigung der Supportspindel: $S = 5$ mm. (Da meist eine Teilscheibe angeordnet wird, die Verstellungen des Schlittens um 0,1 mm angeben soll, so empfiehlt sich eine Steigung von 5 oder 10 mm). J_1 und i_1 gelten auch für den Planzug, J_p soll erst nachher bestimmt werden.

8. Räderkasten

(nach Brown u. Sharpe, mit Norton-Schwinge), Fig. 518 und 519, 77 bis 79.

Quotient φ' der Reihe.

Nach dem logarithmischen Diagramm ergibt sich für $s_1 = 0,1$ und $s_8 = 1,4$ der Wert

$$s_8 = 0,45 \text{ mm/Umdr.},$$

mithin, da

$$s_8 = s_1 \cdot \varphi'^4; \quad \varphi' = \sqrt[4]{\frac{0,45}{0,1}} = 1,456$$

und

$$\varphi'^2 = 2,12, \quad \varphi'^3 = 3,09.$$

Schema:

$\frac{Z_1}{Z_1}$	$\frac{Z_1}{Z_2}$	$\frac{Z_1}{Z_3}$	$\frac{Z_1}{Z_4}$
a	$a \cdot \varphi'$	$a \cdot \varphi'^2$	$a \cdot \varphi'^3$
$\frac{12}{62}$	$\frac{12}{42}$	$\frac{12}{29}$	$\frac{12}{20}$

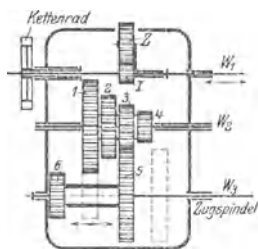


Fig. 518.



Fig. 519.

$$\text{also: } \frac{Z_1}{Z_4} = \varphi'^3 = 3,09.$$

$$Z_1 = 62, \quad Z_4 = 20,$$

$$Z_2 = Z_4 \cdot \varphi'^2 = 20 \cdot 2,12 = 42,$$

$$Z_3 = Z_4 \cdot \varphi' = 20 \cdot 1,456 = 29,$$

genügen dieser Bedingung.

$$Z_1 = 12$$

wird angenommen; ein etwaiger Fehler läßt sich durch Abändern der anderen Teilübersetzungen J_1, J_k, J_l ausgleichen.

Die Zugspindel W_3 (Fig. 518) wird von Welle W_2 aus entweder über Z_3, Z_5 ins Langsame, oder über Z_1, Z_6 ins Schnelle angetrieben.

Wählt man $Z_6 = Z_1 = 62$; $Z_6 = Z_3 = 29$, so ergeben sich, je nach der Übersetzung über Z_3, Z_5 , oder über Z_1, Z_6 , zwei Gruppen von Drehzahlen, die sich verhalten wie

$$\frac{1}{\varphi^4}, \text{ d. h. wie } \frac{s_1}{s_6} = \frac{s_2}{s_6} = \frac{s_3}{s_7} = \frac{s_4}{s_8}.$$

Zusammenstellung der Zähnezahlen für den Räderkasten:

$$\begin{array}{ll} Z_1 = 62 & Z_5 = 62 \\ Z_2 = 42 & Z_6 = 29 \\ Z_3 = 29 & Z_I = 12 \\ Z_4 = 20 & Z = 29 \end{array} \quad m = 2 \text{ mm}$$

Z ist Zwischenrad, also beliebig, und wird möglichst mit gleicher Zähnezahl wie ein schon vorhandenes gewählt.

Die kleinste Übersetzung im Räderkasten ist:

$$i_1 = \frac{12 \cdot 29}{62 \cdot 62} = 0,0906.$$

Wird dieser Wert für i_1 in die Formel unter 7 eingesetzt, so ergibt sich:

$$s_1 = 12 \cdot 5 \cdot 3,14 \cdot \frac{1}{3} \cdot 0,0906 \cdot \frac{1}{4} \cdot \frac{1}{12,5} = 0,1137 \text{ mm/Umdr.},$$

ein Wert, der durch geringe Veränderung von J_1 (s. unter 10) auf den richtigen Betrag von $s_1 = 0,1 \text{ mm/Umdr.}$ zu bringen ist.

9. Supportbettplatte.

Auf der Zugspindel sind zwei Kegelräder k_1 und k_2 (Fig. 520 bis 522) aufgedreht, die durch einen Greifer in der Längsrichtung verschoben werden können (s. auch Fig. 274, 275).

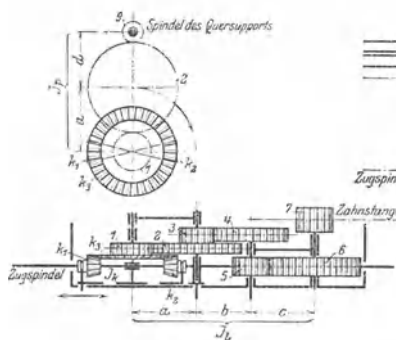


Fig. 520 und 521.

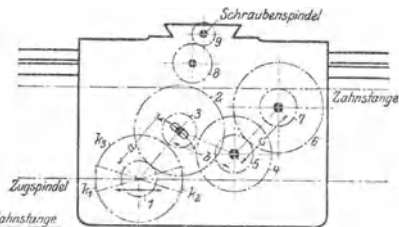


Fig. 522.

So kann der Support vor- und zurücklaufen, oder auch stillgestellt werden. Die Kegelräder erhalten die Zähnezahlen:

so daß also $k_1 = k_2 = 18$, $k_3 = 72$, $m = 2 \text{ mm}$,

$$J_k = \frac{k_1}{k_3} = \frac{k_2}{k_3} = \frac{1}{4} \text{ ist.}$$

Auf der Achse von k_3 ist ein Stirnrad 1 befestigt, das mit Rad 2 kämmt, gewählt werde:

$$Z_1 = 35, \quad Z_2 = 70, \quad M = 2 \text{ mm}$$

Rad 2 ist in einer Schwinge gelagert und in einem Schlitz der Bettplatte (s. Fig. 522) festzustellen, so daß es entweder über Zwischenrad 8 auf Rad 9, oder über ein mit ihm auf gleicher Achse festsitzendes Rad 3, auf Rad 4 treiben kann.

$$Z_9 = 16 \text{ (angenommen), } m = 2 \text{ mm.}$$

$$Z_8 = 22, \quad Z_4 = 55 \text{ (angenommen), } m = 2,5 \text{ mm.}$$

Von Rad 4 geht der Antrieb über 5 und 6 zum Zahnrad 7, das in die Zahnstange am Bett eingreift (s. auch unter 7).

$$Z_5 = 20, \quad Z_6 = 50 \text{ (angenommen),} \quad m = 3 \text{ mm}$$

$$Z_7 = 12, \quad \text{s. unter 7,} \quad m = 5 \text{ mm.}$$

Es ist also

$$J_1 = \frac{Z_1 \cdot Z_3 \cdot Z_5}{Z_2 \cdot Z_4 \cdot Z_6} = \frac{1}{12,5} \text{ (s. unter 7)}$$

und

$$J_p = \frac{Z_1}{Z_9} = \frac{2,19}{1}.$$

10. Kettenräderübersetzung von der Drehspindel zum Räderkasten.

(Fig. 516.)

Die Übersetzung J_1 muß, da J_k und J_l die vorgeschriebenen Werte erhalten haben (s. unter 7 und 8), noch genau bestimmt werden; es muß sein:

$$J_1 = \frac{s_1}{12 \cdot 5 \cdot 3,14 \cdot i_1 \cdot J_k \cdot J_l} = \frac{0,1 \cdot 4 \cdot 12,5}{12 \cdot 5 \cdot 3,14 \cdot 0,0906} = 0,293.$$

Wählt man die Kettenräder mit 15 und 51 Zähnen, so ist auch dieser Bedingung genügt.

11. Zusammenstellung der Schaltvorschübe für den Längszug.

(S. unter 9.)

	1	2	3
$s_1 = 12 \cdot 5 \cdot 3,14$	$\frac{15 \cdot 1 \cdot 1}{51 \cdot 4 \cdot 12,5} \cdot \frac{29}{62} \cdot \frac{12}{62} = 0,1003$	0,10	0,1
$s_2 = 12 \cdot 5 \cdot 3,14$	$\frac{15 \cdot 1 \cdot 1}{51 \cdot 4 \cdot 12,5} \cdot \frac{29}{62} \cdot \frac{12}{42} = 0,148$	0,15	0,146
$s_3 = 12 \cdot 5 \cdot 3,14$	$\frac{15 \cdot 1 \cdot 1}{51 \cdot 4 \cdot 12,5} \cdot \frac{29}{62} \cdot \frac{12}{29} = 0,214$	0,21	0,21
$s_4 = 12 \cdot 5 \cdot 3,14$	$\frac{15 \cdot 1 \cdot 1}{51 \cdot 4 \cdot 12,5} \cdot \frac{29}{62} \cdot \frac{12}{20} = 0,311$	0,31	0,308
$s_5 = 12 \cdot 5 \cdot 3,14$	$\frac{15 \cdot 1 \cdot 1}{51 \cdot 4 \cdot 12,5} \cdot \frac{62}{29} \cdot \frac{12}{62} = 0,458$	0,46	0,45
$s_6 = 12 \cdot 5 \cdot 3,14$	$\frac{15 \cdot 1 \cdot 1}{51 \cdot 4 \cdot 12,5} \cdot \frac{62}{29} \cdot \frac{12}{42} = 0,677$	0,68	0,65
$s_7 = 12 \cdot 5 \cdot 3,14$	$\frac{15 \cdot 1 \cdot 1}{51 \cdot 4 \cdot 12,5} \cdot \frac{62}{29} \cdot \frac{12}{29} = 0,98$	0,98	0,95
$s_8 = 12 \cdot 5 \cdot 3,14$	$\frac{15 \cdot 1 \cdot 1}{51 \cdot 4 \cdot 12,5} \cdot \frac{62}{29} \cdot \frac{12}{20} = 1,42$	1,42	1,4

Für den Planzug (s. unter 7) genügt es, die Vorschubgröße s'_1 nachzuprüfen.

$$s'_1 = 5 \frac{15 \cdot 12 \cdot 29 \cdot 1 \cdot 35}{51 \cdot 62 \cdot 62 \cdot 4 \cdot 16} = 0,074$$

verlangt wurde $s'_1 = 0,075$).

12. Logarithmisches Diagramm zur Berechnung der Arbeitszeit.

Wie bereits zu Fig. 37 erwähnt wurde, läßt sich das dort gebrachte Diagramm in der Art erweitern, daß es für die Vorkalkulation Verwendung finden kann.

Bezeichnet d (Fig. 523) den Durchmesser, L die Länge des Werkstückes und ist s der Vorschub in mm/Uml., so legt der Drehstuhl in der Minute den Weg $n \cdot s$ mm zurück — $n = \frac{v \cdot 1000}{d \cdot \pi}$ ist die Drehzahl — und die Zeit zum Drehen der Länge L ist

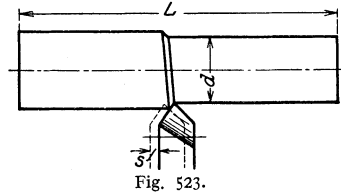


Fig. 523.

$$T = \frac{L}{n \cdot s} \text{ Minuten.}$$

Im Diagramm (Fig. 524) sind die Schnittgeschwindigkeiten v an der linken Seite, die Drehdurchmesser d oben und die Supportvorschübe s rechts angetragen

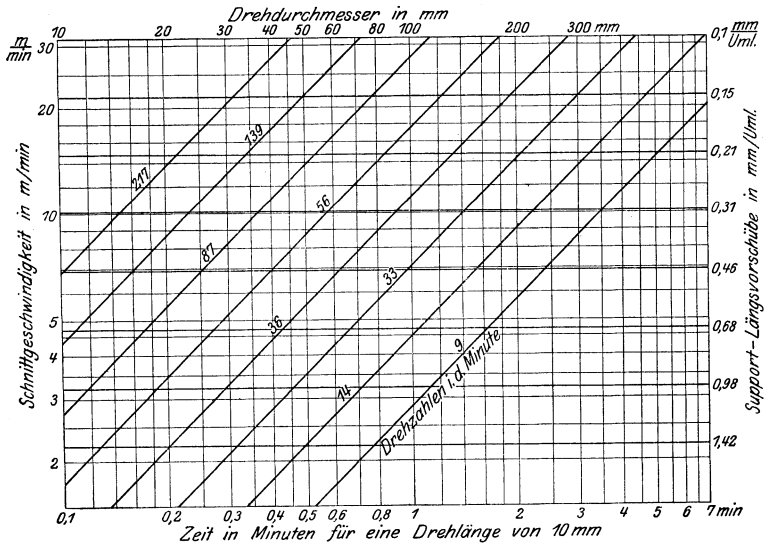


Fig. 524.

(s. Absatz 11). Die unter 45° verlaufenden Geraden entsprechen den Drehzahlen (s. Absatz 6) und unten, auf der Abszissenachse, sind die Zeiten t in Minuten angetragen, die einer Drehlänge von 10 mm entsprechen.

Liegt z. B. eine Welle aus Maschinenstahl vom Durchmesser $d = 80$ mm vor, die mit einer Schnittgeschwindigkeit $v = 16$ m/min und einem Vorschube $s = 0,68$ mm/Uml. bearbeitet werden soll, so verfährt man in folgender Art: Die Wagerechte durch $v = 16$ m/min und die Senkrechte durch $d = 80$ mm schneiden sich etwas oberhalb der Schrägen, die $n_5 = 56$ Uml./min entspricht. Man wählt diese Drehzahl als die am besten geeignete und fährt auf der schrägen Linie bis zur Wagerechten durch $s = 0,68$ mm herunter. Der Schnittpunkt liegt zwischen der Senkrechten, die 0,25 min und der, die 0,3 Minuten entspricht, und man kann die Zeit ablesen:

$$t = 0,27 \text{ min.}$$

Zur Erläuterung der Entstehung des Diagramms diene Fig. 525. Die Zeit für das Drehen einer Länge von 10 mm ist

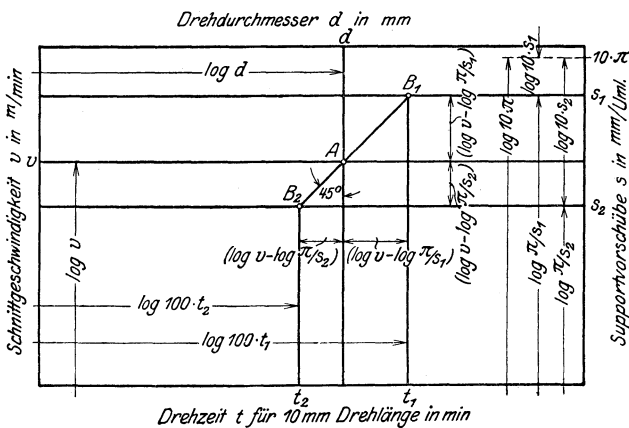


Fig. 525.

$$t = \frac{10}{n \cdot s} = \frac{10 \cdot d \cdot \pi}{v \cdot 1000 \cdot s} = \frac{1}{100} \cdot \frac{d}{v} \cdot \frac{\pi}{s},$$

oder
$$t \cdot 100 = \frac{d}{v} \cdot \frac{\pi}{s} \quad \text{und}$$

$$\log(t \cdot 100) = \log d - \left(\log v - \log \frac{\pi}{s} \right).$$

Der Bruch $\frac{\pi}{s}$ wir mit 10 erweitert, damit die logarithmische Länge $10 \cdot \pi = 31,4$ etwa mit dem oberen Rande des Diagramms (bestimmt durch $v_{\max} = 30$ m/min) abschneidet. Trägt man von diesem Punkte — in der Figur auf der rechten Seite mit $10 \cdot \pi$ bezeichnet — nach unten die logarithmischen Längen von $10 \cdot s_1$, $10 \cdot s_2$ usw. ab und zieht durch die Endpunkte die mit s_1 und s_2 bezeichneten Wagerechten, so entsprechen die Entfernungen dieser Wagerechten von der durch $10 \cdot \pi$ den $\log 10 \cdot s_1$ und $10 \cdot s_2$ und die unteren Abschnitte den Werten $\log \frac{10 \pi}{10 s_1} = \log \frac{\pi}{s_1}$ und $\log \frac{10 \pi}{10 s_2} = \log \frac{\pi}{s_2}$. Die Wagerechte durch v und die Senkrechte durch d schneiden sich in A ; dann ist der Abstand von A bis an die Wagerechten durch s_1 und s_2 gleich $\left(\log v - \log \frac{\pi}{s_1} \right)$ bzw. $\left(\log v - \log \frac{\pi}{s_2} \right)$. Wird durch A die Schräge unter 45° — entsprechend der Drehzahl-Geraden in Fig. 524 und 37 — gezogen, so haben ihre Schnittpunkte B_1 und B_2 mit den Wagerechten durch s_1 und s_2 von der Senkrechten durch d die Abstände $\left(\log v - \log \frac{\pi}{s_1} \right)$ und $\left(\log v - \log \frac{\pi}{s_2} \right)$ und links von den Senkrechten durch B_1 und B_2 bis zum Koordinatenanfangspunkt ist abzulesen:

$$\log(t \cdot 100) = \log d - \left(\log v - \log \frac{\pi}{s} \right).$$

Daß man nicht $\log t$, sondern $\log(t \cdot 100)$ erhält, hat nichts zu sagen, da man durch Wahl der Bezifferung ($t = 0,1, 0,2, 0,3$ usw., entsprechend den Senkrechten

durch $d = 10, 20, 30$ usw.) diesen Fehler ausgleichen kann. Gegenüber früher in der Literatur gebrachten Darstellungen hat das Diagramm in Fig. 524 den Vorteil, daß die Senkrechten durch die oben angetragenen Durchmesserwerte d gleichzeitig die Minutenskala ergeben, was das Ablesen wesentlich erleichtert.

13. Leistung des Antriebmotors.

Der Wirkungsgrad der Drehbank für den Schnittantrieb werde zu $\eta = 0,7$ angenommen. Soll Maschinenstahl mit $v = 10$ m/min gedreht werden, mit einer Vorschube $s = 0,46$ mm/Umdr. und einer Spantiefe $t = 5$ mm, so ergibt das Diagramm Fig. 14 den Schnittdruck

$$P = P' \approx 600 \text{ kg.}$$

Also ist

$$N = \frac{P \cdot v}{60 \cdot 75 \cdot 0,7} = \frac{600 \cdot 10}{60 \cdot 75 \cdot 0,7} = 1,9 \text{ PS.}$$

Für den Schaltantrieb sei — wegen der vielen Zahnräder — $\eta' = 0,3$ angenommen.

Die Schaltgeschwindigkeit ist

$$v' = \frac{s \cdot n}{1000} \text{ m/min.}$$

Ein Sägendigramm (wie Fig. 524) — für die vorliegenden Drehzahlen gezeichnet — ergibt für Maschinenstahl und 100 mm Durchmesser (Mittelwert) $n_s = 36$ Umdr./min, mithin

$$N' = \frac{P' \cdot v'}{60 \cdot 75 \cdot 0,3} = \frac{600 \cdot 0,46 \cdot 36}{60 \cdot 75 \cdot 1000 \cdot 0,3} = 0,00736 \text{ PS,}$$

mithin einen Wert, der gegenüber N gar nicht in Betracht kommt.

Es wird also ein Motor von $N = 2,0$ PS gewählt.

14. Beanspruchung des Antriebsriemens.

Die Breite der Riemenscheiben sei 60 mm, die des Riemens also 50 mm. Die geringste — also ungünstigste — Geschwindigkeit hat der Riemen, wenn er auf den Stufen $I, 1$ liegt, nämlich

$$v = \frac{d_I \cdot \pi \cdot n_d}{1000 \cdot 60} = \frac{114 \cdot 3,14 \cdot 110}{1000 \cdot 60} = 0,656 \text{ m/sek.}$$

Es ergibt sich also der Riemenzug:

$$P = \frac{N \cdot 75}{v} = \frac{2,0 \cdot 75}{0,656} = 229 \text{ kg}$$

und die Beanspruchung

$$p = \frac{P}{b} = \frac{229}{5} = 46 \text{ kg/cm Riemenbreite,}$$

ein Wert, der ungefähr 15 mal so hoch ist wie der von Gehrkens zugelassene.

Da man breitere Stufen nicht gut verwenden kann, so muß man sich durch häufiges Nachspannen des Riemens helfen.

15. Beanspruchung der Vorgelegeräder der Drehspindel.

Die Räder $3, 4$ haben den Schnittdruck, unter Umständen an einem Radius gleich dem des Teilkreises von Rad 4 , aufzunehmen. Die von ihnen auch noch zu überwindenden Reibungswiderstände in der Spindellagerung sollen außer Betracht bleiben.

Die Umfangskraft ist

$$P = 600 = b \cdot c \cdot t = 5^1) \cdot c \cdot 0,5 \cdot \pi$$

also

$$c = \frac{600}{2,5 \cdot 3,14} = 76,5 \text{ kg/cm}^2.$$

Dieser Druck kann dauernd nur von Rädern aus Werkzeugstahl — noch besser aus Chromnickelstahl — aufgenommen werden.

Die Räder 1, 2 haben nur einen Teil von dem Druck P aufzunehmen, nämlich $P \frac{r_3}{r_2}$, doch soll für die Reibung in Spindellagern und Vorgelegewelle ein Zuschlag von 15 vH gegeben werden. Der Modul ist $m = 4$ mm, die Breite demnach $b = 40$ mm und

$$P' = P \frac{r_3}{r_2} 1,15 = \frac{600 \cdot 13 \cdot 5 \cdot 2}{2 \cdot 46 \cdot 4} \cdot 1,15 = 244 \text{ kg},$$

der spezifische Zahndruck:

$$c = \frac{244}{4 \cdot 0,4 \cdot 3,14} = 48,5 \text{ kg/cm}^2.$$

Ein Druck, der ebenfalls bestes Material und sehr sorgfältige Ausführung und Wartung nötig macht.

16. Die Drücke im Schaltantrieb

sind entsprechend zu untersuchen, wobei nach Fischer und Taylor angenommen wird, daß an der Bettzahnstange ein Druck P' gleich dem Schnittdruck P herrsche; man hat dann dem, ja eigentlich kleineren, Schaltdruck W'' (Fig. 14) bereits die in den Gleitbahnen des Supports entstehenden Reibungswiderstände zugezählt.

Der spezifische Zahndruck ist dann, da auch für die Zahnstange $t = 5 \cdot \pi$ mm und $b = 10$ $M = 50$ mm ist,

$$c = \frac{600}{2,5 \cdot \pi} = 76,5 \text{ kg/cm}^2.$$

Das Räderpaar 5, 6 hat $\frac{r_7}{r_6} = \frac{12 \cdot 5 \cdot 2}{50 \cdot 3 \cdot 2} = \frac{4}{10}$ von P' aufzunehmen und hier muß ein Zuschlag von 15 vH gegeben werden, weil Rad 7 nur einseitig gelagert ist.

$$P'' = 600 \cdot 1,15 \cdot \frac{4}{10} = 3 \cdot c \cdot 0,3 \cdot 3,14,$$

$$c = \frac{240 \cdot 1,15}{0,9 \cdot 3,14} = 98 \text{ kg/cm}^2.$$

Man sieht also, daß auch hier nur bestes Material und sorgfältigste Ausführung und Wartung die Erhaltung der Räder in brauchbarem Zustand gewährleisten kann.

B. Entwurf einer Wagrechtstoßmaschine (Shapingmaschine).

Die Stoßmaschine soll für Schwingschleifenantrieb gebaut und mit einem Räderkasten ausgerüstet werden.

1. Größter Hub

$$h = 420 \text{ mm}$$

2. Größte Rücklaufbeschleunigung

$$u = \frac{2}{1}$$

¹⁾ Normalräder haben eine Breite $b = 10 \cdot m$.

3. Kleinster Hub $h' = 60 \text{ mm}$
 4. 8 Drehzahlen für den Räderkasten
 5. 8 Tischvorschübe von $0,125 - 1,0 \text{ mm/Hub}$.

1. Abmessungen des Schwinghebels und seines Antriebes.

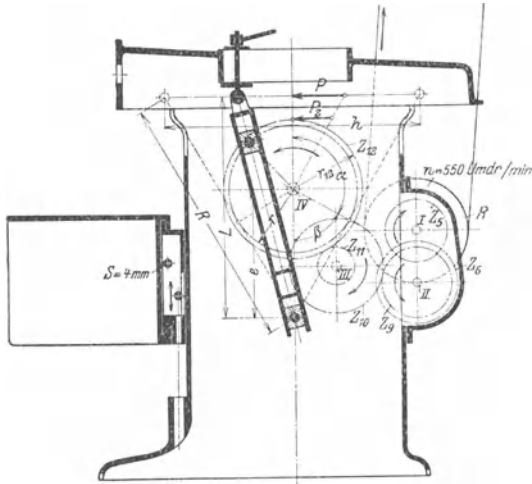


Fig. 526.

Gewählt wird eine Ausführung des Schwinghebels nach Fig. 433, Kurbelarm $r = 105 \text{ mm}$ (Fig. 526). Da bei der gewählten Konstruktion nicht der Schwinghebelradius R (wie in Fig. 87), sondern der Abstand L konstant bleibt, so muß die Ableitung lauten:

$$\frac{h}{2L} = \text{ctg } \beta.$$

Da für den größten Hub $u = 2$ sein soll, also $\frac{\alpha}{\beta} = 2$ oder $\alpha = 120^\circ, \beta = 60^\circ$, so ist

$$L = \frac{h}{2 \text{ctg } \beta} = \frac{420}{2 \cdot 0,577} = 364 \text{ mm}$$

und, da $\cos \beta = 0,5$ ist, so ergibt sich mit $r = 105 \text{ mm}$ die Exzentrizität

$$e = \frac{r}{\cos \beta} = \frac{105}{0,5} = 210 \text{ mm}$$

2. Bestimmung der Rücklaufbeschleunigung w' für $h' = 60 \text{ mm}$.

Da $\frac{h'}{2 \cdot L} = \frac{60}{2 \cdot 364} = \text{ctg } \beta' = 0,0824$ ist, so ergibt sich

$$\beta' = 85^\circ 16,5' \text{ und } \alpha' = 94^\circ 43,5'$$

und

$$w' = \frac{\alpha'}{\beta'} = 1,11$$

3. Grenzdrehzahlen für den Räderkasten (Fig. 527).

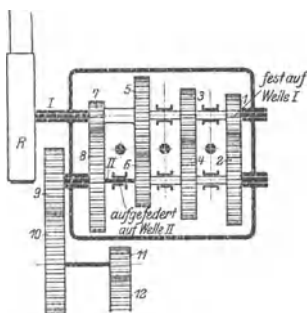


Fig. 527.

Gegeben ist:

$$h = 420 \text{ mm}, \quad h' = 60 \text{ mm},$$

$$u = 2, \quad u' = 1,11,$$

nach S. 596 ist

$$n = \frac{v_m \cdot 1000}{h} \cdot \frac{u}{u + 1},$$

also wenn

$$v_{\min} = 5 \text{ m/min}, \quad v_{\max} = 15 \text{ m/min}$$

angenommen wird:

$$n_1 = 5 \cdot \frac{1000 \cdot 2}{420 \cdot 3} = 8 \text{ Umdr./min},$$

$$n_8 = 15 \cdot \frac{1000 \cdot 1,1}{60 \cdot 2,1} = 131 \text{ Umdr./min}.$$

4. Zähnezahlen für die Räder des Räderkastens.

Ein logarithmisches Diagramm wie das in Fig. 515 liefert für $n_1 = 8$, $n_8 = 131$ den Wert $n_5 = 40$, mithin

$$\varphi^4 = \frac{n_8}{n_1} = \frac{40}{8} = 5, \quad \varphi = 1,5, \quad \varphi^2 = 2,25, \quad \varphi^3 = 3,375.$$

Der Räderkasten soll als Ruppertgetriebe nach Fig. 84 und 85 entworfen werden, und zwar sollen Übersetzungen ins Schnelle tunlichst vermieden werden.

Es wird deshalb (s. Schema Fig. 85), da der höchste Übersetzungswert ins Schnelle im Kasten der für Herstellung von n_8 ist, angenommen:

$$i_8 = \frac{Z_5}{Z_6} = \frac{\varphi}{1} = \frac{40}{27},$$

andere einfache Übersetzungen sind:

$$i_6 = \frac{Z_3}{Z_4} = \frac{1}{\varphi} = \frac{27}{40},$$

$$i_5 = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{\varphi^2} = \frac{21}{46},$$

$$i_4 = \frac{Z_7}{Z_8} = \frac{1}{\varphi^3} = \frac{15}{52}.$$

(s. Fig. 85).

Zwischen Räderkasten und Antriebsrad 11 (s. Fig. 526, 527) soll noch ein Vorgelege angebracht werden, damit der nicht unerhebliche Zahndruck im Getriebe 11, 12 nicht unmittelbar den Räderkasten belastet; gewählt wird:

$$Z_9 = 37, \quad Z_{10} = 52.$$

Zusammenstellung der Zähnezahlen:

α) Räderkasten:

$$\left. \begin{array}{ll} Z_1 = 21 & Z_5 = 40 \\ Z_2 = 46 & Z_6 = 27 \\ Z_3 = 27 & Z_7 = 15 \\ Z_4 = 40 & Z_8 = 52 \end{array} \right\} m = 2,5 \text{ mm}.$$

β) Vorgelege:

$$Z_9 = 37 \quad Z_{10} = 52 \quad m = 3 \text{ mm}.$$

5. Zahnrad zum Antrieb des Kurbelarmes r .

Dieses Zahnrad 12 soll so groß gewählt werden, daß sein Teilkreis jedenfalls nicht kleiner als $2r$ wird.

Der Teilkreisdurchmesser wird deshalb $d_{12} = 212$ mm, d. h. $> 2r$ (s. unter 1) angenommen, was für den Modul

$$m = 4 \text{ mm.}$$

ergibt

$$Z_{12} = \frac{d_{12}}{M} = \frac{212}{4} = 53.$$

6. Drehzahl für die Riemenscheibe und Zähnezahl für Trieb 11.

$$n_8 = 131 = n \frac{40 \cdot 37 \cdot z_{11}}{27 \cdot 52 \cdot 53}$$

$$n \cdot z_{11} = \frac{131 \cdot 27 \cdot 52 \cdot 53}{40 \cdot 37} = 6590$$

$$n = 550 \text{ Umdr./min und } z_{11} = 12$$

genügen dieser Bedingung.

7. Vergleichende Zusammenstellung der Drehzahlen.

Drehzahl	Berechnung	1	2	3
$n_1 =$	$550 \frac{37 \cdot 12}{52 \cdot 53} \cdot \frac{21 \cdot 27 \cdot 15}{46 \cdot 40 \cdot 52} =$	7,9	8	
$n_2 =$	$550 \frac{37 \cdot 12}{52 \cdot 53} \cdot \frac{27 \cdot 27 \cdot 15}{40 \cdot 40 \cdot 52} =$	11,67	12	1,48
$n_3 =$	$550 \frac{37 \cdot 12}{52 \cdot 53} \cdot \frac{21 \cdot 40 \cdot 15}{46 \cdot 27 \cdot 52} =$	17,3	17	1,48
$n_4 =$	$550 \frac{37 \cdot 12}{52 \cdot 53} \cdot \frac{15}{52} =$	25,6	26	1,59
$n_5 =$	$550 \frac{37 \cdot 12}{52 \cdot 53} \cdot \frac{21}{46} =$	40,5	41	1,48
$n_6 =$	$550 \frac{37 \cdot 12}{52 \cdot 53} \cdot \frac{27}{40} =$	59,8	60	1,48
$n_7 =$	$550 \frac{37 \cdot 12}{52 \cdot 53} \cdot \frac{21 \cdot 40 \cdot 40}{46 \cdot 27 \cdot 27} =$	88,3	88	1,49
$n_8 =$	$550 \frac{37 \cdot 12}{52 \cdot 53} \cdot \frac{40}{27} =$	131,4	131	

Spalte 2 enthält die auf ganze Drehzahlen abgerundeten, aus den Abmessungen ermittelten Werte, Spalte 3 die Quotienten φ der Reihe aus Spalte 1.

8. Aufstellung des Sägendigramms (Fig. 528).

Auch für die vorliegende Maschine läßt sich ein Diagramm, ähnlich dem in Fig. 36, aufstellen und zur Wahl der Drehzahlen für die vorliegende Hobelarbeit — zu Hub und Schnittgeschwindigkeit passend — benutzen.

Allerdings weist die schon benutzte Formel

$$v_m = \frac{n \cdot h}{1000} \cdot \frac{u + 1}{u} \quad 1)$$

nicht die gleiche einfache Beziehung auf, wie dies für die Drehzahlen der Drehbänke und auch der Bohrmaschinen (s. unten) der Fall ist, da $\frac{u + 1}{u}$ kein konstanter Wert ist.

Es ist nämlich, wie aus den Ausführungen auf S. 596 entnommen werden kann:

$$\frac{u}{u + 1} = \frac{\alpha^\circ}{180^\circ}, \quad \text{und, da } \alpha = 180^\circ - \beta \quad \text{und} \quad \text{ctg} \beta = \frac{h}{2l} \quad 2)$$

ist, so besteht eine, allerdings nicht ganz bequeme Beziehung zwischen $\frac{u}{u + 1}$ und h .

Die erste wagerechte Reihe der nachstehenden Tafel enthält eine Anzahl von Hublängen von $h' = 60$ bis $h = 420$ mm, die weiteren Reihen die zugehörigen Werte von $\text{ctg} \beta = h/2L$, β , α , $u = \alpha/\beta$ und endlich die Werte

$$\frac{h \cdot (u + 1)}{1000 \cdot u},$$

die, nach der Formel

$$v_m = \frac{n \cdot h \cdot (u + 1)}{1000 \cdot u}$$

auf S. 596 die zu den verschiedenen Werten von h und n gehörigen mittleren Schnittgeschwindigkeiten ergeben.

Rechnungsgrößen	60	80	100	125	150	200	250	300	350	420
$\text{ctg} \beta = \frac{h}{2L}$	0,0824	0,110	0,137	0,172	0,206	0,275	0,344	0,412	0,481	0,577
β	85° 17,5'	83° 43'	82° 12'	80° 15'	78° 20'	74° 27'	71° 0'	67° 35'	64° 20'	60°
α	94° 42,5'	96° 17'	97° 48'	99° 45'	101° 40'	105° 33'	109° 0'	112° 25'	115° 40'	120°
$u = \frac{\alpha}{\beta}$	1,11	1,15	1,19	1,24	1,30	1,42	1,54	1,67	1,80	2
$\frac{h(u + 1)}{1000 \cdot u}$	0,114	0,1495	0,184	0,226	0,266	0,341	0,412	0,480	0,544	0,630
Drehzahl	Mittlere Schnittgeschwindigkeiten v_m									
n_1	0,9	1,18	1,45	1,78	2,1	2,69	3,25 ₂	3,79	4,3	4,98
n_2	1,33	1,74	2,15	2,64	3,1	3,98	4,8	5,6	6,35	7,35
n_3	1,97	2,59	3,18	3,91	4,9	5,9	7,12	8,3	9,41	10,9
n_4	2,92	3,82	4,71	5,78	6,8	8,72	10,55	12,3	13,9	(16,1)
n_5	4,62	6,05	7,45	9,15	10,77	13,8	(16,7)	(19,44)	(22,05)	
n_6	6,82	8,95	11,0	13,5	(15,9)	(20,4)				
n_7	10,07	13,2	(16,25)	(20,0)						
n_8	15,0	(19,65)								

1) S. S. 596.

2) S. S. 729.

In Fig. 528 ist aus den Tabellenwerten ein Diagramm entwickelt, bei dem den 8 Drehzahlen Kurven — nicht Gerade, wie in Fig. 36 — entsprechen, die genau so verwendet werden können, wie es dort angegeben wurde; es sind hier nur statt der Drehdurchmesser die Hubgrößen h als Abszissen angetragen worden.

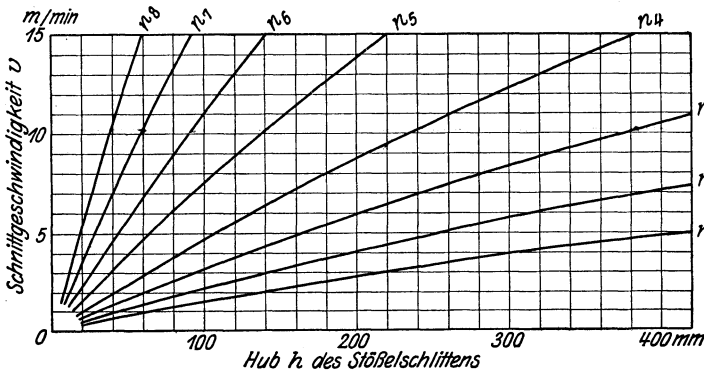


Fig. 528.

Soll z. B. bei einer Hublänge $n = 260$ mm Gußeisen mit einer Schnittgeschwindigkeit $v = 8$ m/min bearbeitet werden, so ist, weil der Schnittpunkt der zugehörigen Ordinate und Abszisse wenig oberhalb der Kurve für $n_3 = 17,3$ Uml./min liegt, diese Drehzahl zu wählen. Eine genaue Rechnung ergibt für die mittlere Schnittgeschwindigkeit folgende Werte:

$$\operatorname{ctg} \beta = \frac{260}{2 \cdot 364} = 0,357, \quad \beta = 70^\circ 21,25', \quad \alpha = 109^\circ 38,75', \quad u = 1,56$$

$$\text{und} \quad \frac{h \cdot (u + 1)}{1000 \cdot u} = 0,426.$$

Bei $n_3 = 17,3$ Uml./min erhält man also den annähernd richtigen Wert

$$v_m = 17,3 \cdot 0,426 = 7,4 \text{ m/min.}$$

Bei Wahl der nächsthöheren Drehzahl $n_4 = 25,6$ erhielte man

$$v'_m = 25,6 \cdot 0,426 = 10,9 \text{ m/min,}$$

was für die vorliegende Arbeit zu hoch ist.

9. Leistung des Antriebmotors.

Aus dem Diagramm Fig. 14 und unter Zugrundelegung einer Spanstärke $t = 5$ mm und einer Schaltung $s = 0,5$ mm/Hub ergibt sich bei $v = 10$ m/min für Maschinenstahl die erforderliche Schnittkraft zu

$$P = 500 \text{ kg.}$$

Bei einem Gesamtwirkungsgrad von $\eta = 0,6$ — in Berücksichtigung der an den gleitenden Teilen auftretenden Reibung — wird

$$N = \frac{P \cdot v}{60 \cdot 75 \cdot 0,6} = \frac{500 \cdot 10}{60 \cdot 75 \cdot 0,6} = 1,85 \text{ PS.}$$

Da die Schaltung [siehe später] nicht unter Schnittdruck geschieht, so kann ihr Kraftverbrauch, ebenso wie der für Beschleunigung und Verzögerung der Massen vor und nach dem Arbeitsweg unberücksichtigt bleiben.

10. Beanspruchung des Riemens.

Für die Riemenscheibe werde gewählt

ein Durchmesser $d = 250$ mm,

eine Scheibenbreite $b = 55$ mm.

Die Drehzahl ist (s. unter 6)

$$n = 550 \text{ Umdr./min,}$$

mithin

$$v = \frac{d \cdot \pi \cdot n}{1000} = \frac{250 \cdot 3,14 \cdot 550}{1000} = 432 \text{ m/min}$$

und

$$P = N \frac{60 \cdot 75}{v} = \frac{1,85 \cdot 60 \cdot 75}{432} = 19,26 \text{ kg,}$$

bei einer Riemenbreite von

$$b = 45 \text{ mm}$$

ergibt sich die Riemenbelastung

$$p = \frac{19,26}{4,5} = 4,29 \text{ kg/cm.}$$

Es zeigt sich auch hier wieder, wie schon auf S. 594 gefunden wurde, daß der Einscheibenantrieb die Riemen gegenüber dem Antrieb mit Stufenscheibe ganz erheblich entlastet.

11. Beanspruchung der Zahnräder.

a) Getriebe 11, 12.

Wie aus Fig. 526 zu ersehen ist, greift der Zerspanungsdruck $P = 500$ kg in der Entfernung L vom Drehpunkt an, während der Zahndruck P_z in der Entfernung $e + r_{12}$ vom Drehpunkt wirkt.

Es ist (s. oben):

$$L = 364 \text{ mm}$$

und

$$e + r_{12} = 210 + \frac{53 \cdot 4}{2} = 316 \text{ mm,}$$

folglich

$$P_z = \frac{1,15 \cdot 500 \cdot 364}{316} = 660 \text{ kg,}$$

weil ein Zuschlag von 15 vH, entsprechend den Reibungswiderständen in den Gleitbahnen, nötig ist. Der spezifische Zahndruck ergibt sich aus:

$$P_z = b \cdot c \cdot t,$$

zu

$$c = \frac{660}{4 \cdot 0,4 \cdot 3,14} = 131 \text{ kg/cm}^2.$$

β) Getriebe 9, 10.

(10 vH Zuschlag wegen der Reibungswiderstände.)

$$P'_z = P_z \cdot 1,1 \cdot \frac{r_{11}}{r_{10}} = \frac{660 \cdot 1,1 \cdot 12 \cdot 4 \cdot 2}{2 \cdot 52 \cdot 3} = 224 \text{ kg,}$$

$$P'_z = b \cdot c \cdot t,$$

mithin der spezifische Zahndruck:

$$c = \frac{224}{3 \cdot 0,3 \cdot 3,14} = 79,3 \text{ kg/cm}^2.$$

γ) Zahndruck im Räderkasten.

Der in den Teilkreisen der Räder 9, 10 auftretende Zahndruck überträgt auf Welle II ein Drehmoment, das in den Teilkreisen der verschiedenen mit dieser Welle zu kuppelnden Räder Drücke hervorruft. Der größte Druck entsteht im Teilkreis des kleinsten Rades auf Welle II, des Rades 6.

$$P''_z = P'_z \cdot 1,1 \cdot \frac{r_6}{r_9} = \frac{224 \cdot 1,1 \cdot 27 \cdot 2,5 \cdot 2}{2 \cdot 37 \cdot 3} = 150 \text{ kg,}$$

$$P''_z = b \cdot c \cdot t$$

und der spezifische Zahndruck:

$$c = \frac{150}{2,5 \cdot 0,25 \cdot 3,14} = 76,5 \text{ kg/cm}^2.$$

Bei den hohen Drücken, die in allen Zahnradteilkreisen auftreten, kann also nur bestes Material und sorgfältigste Ausführung eine unzulässige Abnutzung verhindern.

δ) Erzielung der Schaltvorschübe.

Der Schaltvorschub wird nach der in der Fig. 419 dargestellten Weise bewirkt. Auf der Tischspindel von einer Steigung $S = 4$ mm sitzt ein Rad mit 32 Schartenzähnen (s. auch Fig. 135, 136), und die Sperrklinke g wird durch die Schubstange st_1 (Fig. 419) so gesteuert, daß sie bei äußerster Stellung des Kurbelzapfens um 8 dieser Schaltzähne bei einem Hin- oder Rückgang ausholt und die Spindel so um höchstens

$$\frac{8}{32} = \frac{1}{4} \text{ einer vollen Umdrehung,}$$

also den Tisch um maximal $s_8 = 4 \frac{1}{4} = 1 \text{ mm}$ schaltet. Die kleinste Schaltung entspricht der Mitnahme des Schartenrades um einen Zahn, sie ist also

$$s_1 = \frac{4}{32} = \frac{1}{8} = 0,125 \text{ mm.}$$

C. Entwurf einer Senkrecht-Bohrmaschine

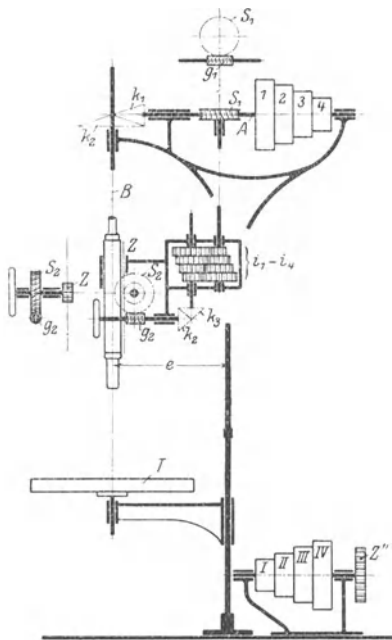


Fig. 529.

mit elektrischem Antrieb von $e = 250$ mm Ausladung mit 4 Drehzahlen für Bohrer von 15 bis 25 mm \varnothing und 4 Vorschüben (Fig. 529) von $s_1 = 0,15$ bis $s_4 = 0,4$ mm/Umdrehung.

Gegeben:

$$v_{\min} = 8 \text{ m/min}, \quad d_{\min} = 16 \text{ mm},$$

$$v_{\max} = 20 \text{ m/min}, \quad d_{\max} = 25 \text{ mm}.$$

Schnittantrieb.

1. Berechnung der Grenzdrehzahlen.

$$n_1 = \frac{8 \cdot 1000}{25 \cdot 3,14} \approx 100 \text{ Umdr./min},$$

$$n_4 = \frac{20 \cdot 1000}{16 \cdot 3,14} \approx 400 \text{ Umdr./min}.$$

2. Quotient φ der geometrischen Reihe.

$$n_4 = n_1 \cdot \varphi^3, \quad \varphi = \sqrt[3]{\frac{400}{100}} = 1,59.$$

3. Abmessungen der Stufenscheiben.

$\frac{d_I}{d_1}$	$\frac{d_{II}}{d_2}$	$\frac{d_{III}}{d_3}$	$\frac{d_{IV}}{d_4}$	$\sqrt{\varphi} = 1,26$	$\sqrt{\varphi^3} = 2$
$\frac{1}{\sqrt{\varphi^3}}$	$\frac{1}{\sqrt{\varphi}}$	$\frac{\sqrt{\varphi}}{1}$	$\frac{\sqrt{\varphi^3}}{1}$	$d_{IV} = d_1 = 200 \text{ mm}$	(angenommen)
100	133	167	200	$d_{III} = d_2 = 167 \text{ mm}$	
200	167	133	100	$d_{II} = d_3 = 133 \text{ mm}$	
				$d_I = d_4 = 100 \text{ mm}$	

4. Drehzahl des Fußvorgeleges.

Der Riemen liege auf den Stufen $I/1$; die Bohrspindel soll dann 100 Uml./min und die Stufenscheibenwelle — wegen der Übersetzung der Kegelhäder $k_1/k_2 = 1/2$ — 200 Uml./min machen. Es ist also

$$n'_1 = 200 = n_F \frac{d_I}{d_1}, \quad n_F = 200 \cdot \frac{200}{100} = 400 \text{ Uml./min}.$$

5. Zusammenstellung der Drehzahlen. Sägendigramm.

Die 4 Drehzahlen, die ebenfalls auf einem logarithmischen Diagramm wie Fig. 515 anzutragen oder aus den Stufendurchmessern und n_p zu errechnen sind, ergeben sich zu:

$$n_1 = 100 \text{ Umdr./min}$$

$$n^2 = 159 \quad ,,$$

$$n_3 = 251 \quad ,,$$

$$n^4 = 400 \quad ,,$$

Im Sägendigramm (Fig. 530) entsprechen den 4 Drehzahlen die strichpunktierten Strahlen.

Schaltantrieb.

6. Zahnstange und Trieb.

Die Teilung wird zu 3π mm und die Zähnezahzahl des Triebes zu $Z = 12$ gewählt, was eine Abweichung von der Normalform (s. Fig. 107) nötig macht¹⁾.

7. Verteilung der Übersetzungen.

$$s_1 = 0,15 = 12 \cdot 3 \cdot 3,14 \frac{k_2}{k_1} \cdot \frac{g_1}{s_1} \cdot (i_1 - i_4) \frac{k_3}{k_2} \cdot \frac{g_2}{s_2}.$$

Es werde angenommen: $\frac{k_2}{k_1} = \frac{2}{1}$, $\frac{k_3}{k_2} = \frac{1}{1}$, $\frac{g_2}{s_2} = \frac{1}{30}$;

das Schneckengetriebe $\frac{g_1}{s_1}$ wird erst nach Festlegung der Zähnezahlen für den Räderkasten ermittelt. s_1

8. Zähnezahlen des Räderkastens.

Der Ziehkeil muß in der getriebenen Welle angebracht, diese also mit den größeren Rädern ausgerüstet werden, d. h. es müssen vorwiegend Übersetzungen ins Langsame gewählt werden, wie auch im Schema zu erkennen ist. Der Quotient

der Reihe ist $\varphi = \sqrt[3]{\frac{0,4}{0,15}} = 1,385$, $\varphi^2 = 1,92$.

$\frac{Z_I}{Z_1}$	$\frac{Z_{II}}{Z_2}$	$\frac{Z_{III}}{Z_3}$	$\frac{Z_{IV}}{Z_4}$
1	1	1	φ
φ^2	φ	1	1
17	21	25	29
33	29	25	21

Zusammenstellung der Zähnezahlen:

$$Z_I = 17$$

$$Z_{II} = Z_4 = 21$$

$$Z_{III} = Z_3 = 25 \quad m = 2 \text{ mm}$$

$$Z_{IV} = Z_2 = 29$$

$$Z_1 = 33.$$

¹⁾ S. auch Toussaint, Vermeidung des Unterschnittes usw. Zeitschrift „Der deutsche Werkzeugmaschinenbau“ Umland 1918.

9. Schneckenradübersetzung g_1/s_1 (s. unter 7).

Aus (8) folgt: $i_1 = \frac{1}{1,92}$, mithin ist

$$s_1 = 0,15 = 12 \cdot 3 \cdot 3,14 \cdot \frac{2}{1} \cdot \frac{g_1}{s_2} \cdot \frac{17}{33} \cdot \frac{1}{1} \cdot \frac{1}{30}$$

d. h. $\frac{g_1}{s_1} = \frac{0,15 \cdot 33 \cdot 30}{36 \cdot 6,28 \cdot 17} = \frac{1}{26}$, also $g_1 = 2$, $s_1 = 52$.

Eine zweigängige Schnecke ($g_1 = 2$) ergibt einen besseren Wirkungsgrad, und die große Zähnezahle ergibt einen geringeren Druck in Richtung der Schneckenachse.

10. Zusammenstellung der Schaltvorschübe.

$$s = 12 \cdot 3 \cdot 3,14 \cdot 2 \cdot \frac{2}{52} \cdot \frac{1}{30} (i_1 - i_4) = 0,29 \cdot (i_1 - i_4),$$

also aus den Übersetzungen errechnet:

$$s_1 = 0,151, \quad s_2 = 0,21, \quad s_3 = 0,29, \quad s_4 = 0,402 \text{ mm/Umdr.}$$

Antriebmotor und Kraftverbrauch.

11. Drehmoment und Vorschubkraft.

Nach den Diagrammen auf S. 561, 562 ist für $d = 25$, Flußeisen als Werkstückmaterial und $s_2 = 0,21$ mm/Umdr.:

$$R_1 \cdot s = 105 \text{ kg/mm, also das Drehmoment } M = 105 \cdot \frac{25^3}{80} = 820 \text{ cmkg,}$$

$$R \cdot s = 63 \text{ kg/mm, also die Vorschubkraft } P' = 63 \cdot 25 \cdot 0,433 = 682 \text{ kg.}$$

12. Leistung des Antriebmotors.

1. Schnittantrieb. ($\eta = 0,65$, $n_2 = 159$ aus Diagramm Fig. 530.)

$$N = \frac{M \cdot n}{71\,620 \cdot \eta} = \frac{820 \cdot 159}{71\,620 \cdot 0,65} = 2,8 \text{ PS.}$$

2. Schaltantrieb. ($\eta' = 0,2$, $v' = \frac{s_2 \cdot n_1}{1000} = \frac{0,21 \cdot 75}{1000} = 0,01574$ m/min)

$$N' = \frac{P' \cdot v'}{60 \cdot 75 \cdot \eta'} = \frac{682 \cdot 0,01574}{60 \cdot 75 \cdot 0,2} = 0,0119 \text{ PS.}$$

Es würde also ein Motor von einer Leistung

$$N = 2 \text{ PS}$$

genügen, da eine, doch nur selten eintretende Überlastung von 50 vH ohne weiteres zulässig ist.

13. Motor und Regulierbereich.

Gewählt wird ein Gleichstrom-Nebenschlußmotor mit dem Regulierbereich von 1 : 2. Listenmäß¹⁾ hat ein solcher Motor die

Grenzdrehzahlen 275 und 550 Umdr./min

bei einer Leistung von

$$N = 2 \text{ PS,}$$

die für den vorliegenden Fall ausreichen würde.

¹⁾ Preisliste der A. E. G.

14. Übersetzungszahnräder $\frac{\text{Motor}}{\text{Fußvorgelege}}$.

Die Regulierung soll so verteilt werden, daß $n_4 \cdot \sqrt{2}$ die größte und $\frac{n_1}{\sqrt{2}}$ die kleinste tatsächliche Drehzahl der Bohrmaschine wird. Es soll also die Drehzahl des Fußvorgeleges

$$n_F = 400 \text{ Umdr./min (s. unter 4)}$$

hervorgebracht werden durch das geometrische Mittel aus den Drehzahlen des Motors:

$$n_m = \frac{550}{\sqrt{2}} = 389 \text{ Umdr.}$$

Für die Übersetzung $\frac{\text{Motor}}{\text{Fußvorgelege}} = \frac{400}{389}$ würde also ein

Rad auf der Motorwelle mit $Z = 37$ Zähnen,
auf der Fußvorgelegewelle mit $Z'' = 36$ Zähnen (s. Fig. 529)

geeignet sein.

15. Einfluß des Reguliermotors auf den Arbeitsbereich der Bohrmaschine.

Wie schon unter 14 angeführt wurde, erreicht man durch den Reguliermotor eine Erhöhung der größten und eine Erniedrigung der kleinsten Drehzahl der Bohrspindel, so daß die Grenzen jetzt sind:

$$n_{\max} = 400 \cdot \sqrt{2} = 565 \text{ Umdr./min,}$$

$$n_{\min} = \frac{100}{\sqrt{2}} = 71 \text{ Umdr./min.}$$

Aus nachstehender Tabelle sind die Grenzdrehzahlen zu ersehen.

Drehzahlen	Reguliermotor	
	ohne	mit
n_1	100 Umdr./min	71 bis 141 Umdr./min
n_2	159 „	112 „ 225 „
n_3	251 „	177 „ 355 „
n_4	400 „	283 „ 565 „

16. Anzahl und Sprung der Regulierkontakte.

Da für einen Elektromotor ein Abfall der Drehzahl von 5 bis 10 vH. als zulässig gilt, so hat es keinen Sinn, zu kleine Sprünge von φ zu fordern, und man ermittelt φ am besten aus

$$\frac{v - v'}{v} = \frac{\varphi - 1}{\varphi} \geq 10\% \text{ (s. S. 716),} \quad \text{d. h.} \quad \varphi \geq 1,1.$$

Für die Grenzen der Drehzahlen $n'_4 = 283$, $n''_4 = 565$ Umdr./min ergäben sich also als Höchstzahl (s. S. 566)

$$z = \frac{\log \frac{565}{283}}{\log \varphi} + 1, \quad \text{d. h.} \quad \infty 8 \text{ Stufen.}$$

Bei Annahme von 6 Regulierstufen ergibt sich

$$\varphi = \sqrt[5]{\frac{565}{283}} = 1,15$$

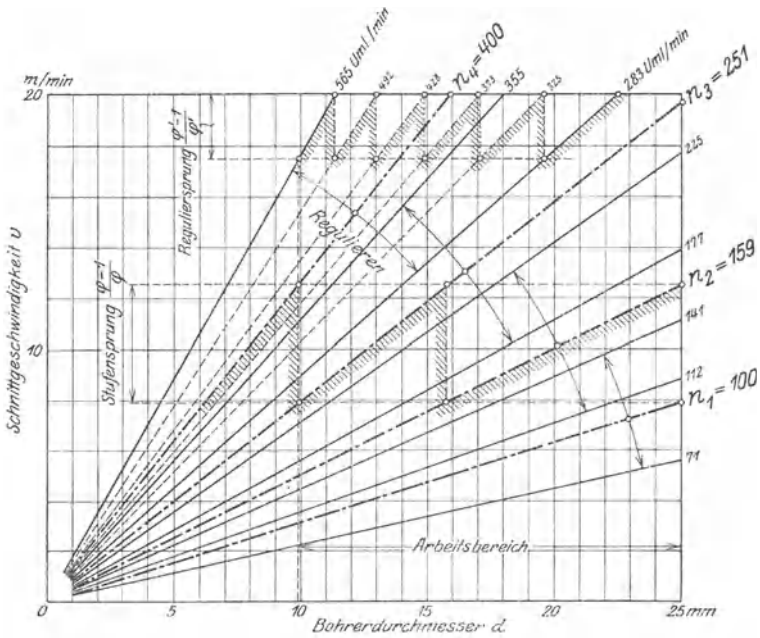


Fig. 530.

und der maximale Schnittgeschwindigkeitsabfall zu

$$\frac{v - v'}{v} = \frac{\varphi - 1}{\varphi} = 13 \text{ vH.},$$

was, unter Berücksichtigung des obenerwähnten Zugeständnisses für die Motor-drehzahlen, als vollkommen ausreichend angesehen werden kann.

Wie aus dem Sägediagramm (Fig. 530) zu entnehmen ist, entstehen durch den Reguliermotor unter Benutzung der Riemenlage IV/4 (n_4) die Zwischenwerte

$$283, 325, 373, 428, 492, 565 \text{ Umdr./min}$$

Die Drehzahlen stehen also genügend dicht.

17. Erweiterung des Arbeitsbereiches durch den Reguliermotor.

In das Sägediagramm (Fig. 530) wurden für die Grenzen 283 und 565 (s. unter 7) die den Zwischenwerten entsprechenden Strahlen eingetragen, für n_1, n_2, n_3 nur die den Grenzdrehzahlen (s. unter 15) entsprechenden.

Man ist also jetzt in der Lage, einerseits die **höchste Schnittgeschwindigkeit** $v = 20 \text{ m/min}$ (mit einer Toleranz von 13 vH.) noch für einen Bohrer von $d_{\min} = 10 \text{ mm}$ zu erreichen und andererseits den Bohrer von $d_{\max} = 25 \text{ mm}$ mit einer geringsten Schnittgeschwindigkeit von $v_{\min} = 5,5 \text{ m/min}$ (ausreichend für ganz hartes Material) umlaufen zu lassen.

18. Arbeitsdrücke in den Getriebeteilen.

Die Berechnung bietet nichts Neues gegenüber der der Drehbank, auf die verwiesen wird. Zu bemerken ist nur, daß in Zahnstange und Trieb die hohe Vorschubkraft $P' = 725 \text{ kg}$ auftritt und das Drehmoment, durch geringe Zähnezahl für den Trieb, klein gehalten werden muß.

Elektrotechnik.

Bearbeitet von Dipl.-Ing. W. Gruhl.

I. Physikalische Grundgesetze.

1. Elektrotechnische Maßeinheiten.

Die physikalischen Größen lassen sich nach Gauß in absolutem Maß durch drei Grundeinheiten: Länge (cm), Masse (g) und Zeit (sek) ausdrücken. In diesem Zentimeter-Gramm-Sekunden-System (CGS-System) ist z. B. die Einheit der Geschwindigkeit = Weg : Zeit = $\frac{1 \text{ cm}}{1 \text{ sek}} = 1 \text{ CS}^{-1}$. Die „Dimension“ CS^{-1} läßt erkennen, in welcher Weise die abgeleitete Größe mit den Grundgrößen verknüpft ist.

Gebräuchliche mechanische Größen:

Zeichen	Begriff	Ableitung	Dimension	Benennung
v	Geschwindigkeit	Weg : Zeit	CS^{-1}	—
p	Beschleunigung	Geschwindigkeit : Zeit	CS^{-2}	—
P	Kraft	Masse · Beschleunigung	CGS^{-2}	Dyne
A	Arbeit	Kraft · Weg	C^2GS^{-2}	Erg
\mathcal{Q}	Leistung	Arbeit : Zeit	C^2GS^{-3}	Erg pro Sek.
ω	Winkelgeschwindigk.	Geschwindigkeit : Länge	S^{-1}	—

Das technische Maßsystem hat die Einheiten der Länge (m), der Zeit (sek.) und der Kraft (kg) zugrunde gelegt, wobei unter Einheit der Kraft die mechanische Kraft zu verstehen ist, die auf eine Masse von 1 kg infolge der Erdbeschleunigung $g = 981 \text{ cm/sek}^2$ wirkt. Da Kraft = Masse · Beschleunigung, wird im technischen Maßsystem die Einheit der Kraft $1 \text{ kg} = 1 \cdot 1000 \cdot 981 \frac{\text{cm} \cdot \text{g}}{\text{sek}^2} = 981 \text{ 000}$

Dynen. Der Arbeit in mkg entsprechen $981 \text{ 000} \cdot 100 = 9,81 \cdot 10^7$ Erg. Die technische Einheit für die Leistung ist 1 PS = 75 mkg/sek. 1 PS entspricht mithin im absoluten Maßsystem = $9,81 \cdot 10^7 \cdot 75 \text{ Erg/sek} = 736 \cdot 10^7 \text{ Erg/sek}$.

Magnetische Einheiten:

Zeichen	Begriff	Ableitung	Dimension	Name
m	Polstärke (mgn. Masse)	$\sqrt{\text{Kraft} \cdot (\text{Länge})^2}$	$\text{C}^{3/2}\text{G}^{1/2}\text{S}^{-1}$	Maxwell
\mathcal{M}	Magn. Moment	Polstärke · Länge	$\text{C}^{5/2}\text{G}^{1/2}\text{S}^{-1}$	—
\mathcal{H}	Feldstärke	Kraft/magn. Masse	$\text{C}^{-1/2}\text{G}^{1/2}\text{S}^{-1}$	Gauß
\mathcal{B}	Induktion (Dichte)	$\mu \cdot \mathcal{H} = \mathcal{B} + 4 \pi \mathcal{I}$	$\text{C}^{-1/2}\text{G}^{1/2}\text{S}^{-1}$	Gauß
μ	Permeabilität oder magn. Durchlässigkeit	$\mathcal{B} : \mathcal{H}$	—	—
Φ	Induktionsfluß	$\mathcal{B} \cdot \mathcal{Q} = \text{Induktion} \cdot \text{Fläche}$	$\text{C}^{3/2}\text{G}^{1/2}\text{S}^{-1}$	Maxwell
MMK	Magnetomotorische Kraft	Feldstärke · Länge	$\text{C}^{1/2}\text{G}^{1/2}\text{S}^{-1}$	—
\mathcal{R}	Magn. Widerstand	$\frac{\text{Länge}}{\mu \cdot \text{Fläche}}$	C^{-1}	—
κ	Magn. Aufnahmefähigkeit	$\mathcal{I} : \mathcal{H}$	—	—
\mathcal{J}	Magnetisierung	magn. Moment : Volumen	$\text{C}^{-1/2}\text{G}^{1/2}\text{S}^{-1}$	Gauß

Elektrische Einheiten.

Die verschiedenen elektrischen Größen erhalten im CGS-System verschiedene Dimensionen, je nachdem man zu ihrer Ableitung elektrostatische oder elektromagnetische Erscheinungen zugrunde legt. Das elektromagnetische Maß ist das gebräuchlichere in der Elektrotechnik.

Elektrostatische Einheiten:

Zeichen	Begriff	Ableitung	Dimension
Q	Elektrizitätsmenge	$\sqrt{\text{Kraft} \cdot (\text{Länge})^2}$	$C^{3/2}G^{1/2}S^{-1}$
\mathcal{E}	Feldstärke	Kraft : Menge	$C^{-1/2}G^{1/2}S^{-1}$
V	Elektr. Potential	Arbeit : Menge	$C^{1/2}G^{1/2}S^{-1}$
C	Elektrost. Kapazität	Elektr.-Menge : Potential	C
I	Stromstärke	Elektr.-Menge : Zeit	$C^{3/2}G^{1/2}S^{-2}$
A	Arbeit	Strom · Potential · Zeit	C^2GS^{-2}
W	Potent. Energie	Menge · Potential	C^2GS^{-2}

Elektromagnetische Einheiten:

Zeichen	Begriff	Ableitung	Dimension
I	Stromstärke	Länge · Feldstärke	$C^{1/2}G^{1/2}S^{-1}$
Q	Elektrizitätsmenge	Stromstärke · Zeit	$C^{3/2}G^{1/2}S^0$
P	Potentialdifferenz	Arbeit : Elektr.-Menge	$C^{3/2}G^{1/2}S^{-2}$
A	Arbeit	Potentialdiff. · Strom · Zeit	C^2GS^{-2}
A	Wärmemenge	Strom ² · Widerst · Zeit.	C^2GS^{-2}
\mathcal{L}	Leistung	Arbeit : Zeit	C^2GS^{-3}
σ	Spez. Widerstand	Widerstand : Länge	$C^2G^0S^{-1}$
R	Widerstand	Potentialdiff. : Strom	CG^0S^{-1}
C	Kapazität	Elektr.-Menge : Potential- differenz	$C^{-1}G^0S^2$
L	Selbstinduktions-Koeffiz.	(Potentialdiff. · Zeit); Strom	CG^0S^0

Technische (praktische) Einheiten:

Zeichen	Begriff	Name	Wert in el.- mag. Einh.	Wert in el.- stat. Einh.
Q	Elektrizitätsmenge	Coulomb	10^{-1}	$3 \cdot 10^9$
I	Stromstärke	Ampere	10^{-1}	$3 \cdot 10^9$
D	Durchflutung	Amperewindung	10^{-1}	—
E	Elektromot. Kraft	Volt	10^8	$\frac{1}{3} \cdot 10^{-2}$
P	Spannung, Potentialdifferenz	Volt	10^8	$\frac{1}{3} \cdot 10^{-2}$
\mathcal{L}	Leistung	Watt	10^7 Erg/sek	—
A	Arbeit	Voltcoulomb	10^7 Erg	10^7 Erg
		Joule	10^7 Erg	10^7 Erg
		Wattstunde	$36 \cdot 10^9$ Erg	—
R	Widerstand	Ohm	10^9	$\frac{1}{9} \cdot 10^{-11}$
C	Kapazität	Farad	10^{-9}	$9 \cdot 10^{11}$
		Mikrofarad	10^{-15}	$9 \cdot 10^5$
L	Selbstinduktions-Koeffiz.	Henry	10^9	—

$$1 \text{ PS} = 736 \cdot 10^7 \text{ Erg/sek} = 736 \text{ Watt};$$

$$1 \text{ Watt} = 1 \text{ Voltampere} = 10^7 \text{ Erg/sek} = 0,102 \text{ mkg/sek} = 0,00136 \text{ PS}.$$

2. Magnetismus.

Magnetisches Feld ist der Raum, in dem magnetische Wirkungen nachgewiesen werden können, z. B. Erdfeld, Feld von Stabmagneten.

Polstärke m . Nach Coulomb ist die Kraft, die zwei Magnetpole von der Polstärke m_1 und m_2 und bei einer Entfernung r aufeinander ausüben,

$$P = \frac{m_1 \cdot m_2}{r^2}. \text{ Gleichnamige Pole stoßen sich ab, ungleichnamige ziehen sich an.}$$

Ein Pol hat die Stärke = Eins, wenn er auf einen gleichstarken Pol in der Entfernung $r = 1$ cm eine Kraft von 1 Dyne ausübt.

Feldstärke \mathfrak{H} in einem Punkte des Feldes ist die Kraft, die auf einen Einheitspol in diesem Punkte ausgeübt wird.

(Fig. 1)
$$\mathfrak{H} = \frac{m}{r^2}.$$

(Fig. 2)
$$\mathfrak{H} = \frac{m}{r_1^2} \wedge \frac{m}{r_2^2}.$$

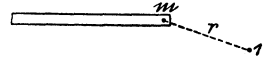


Fig. 1.

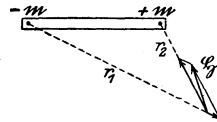


Fig. 2.

Die Feldstärke $\mathfrak{H} = 1$ herrscht um einen Einheitspol im Abstände $r = 1$ cm. In einem Felde von der Stärke \mathfrak{H} wird auf einen Pol von der Polstärke m eine Kraft $P = \mathfrak{H} \cdot m$ ausgeübt. \mathfrak{H} hat Größe und Richtung (Vektor). Die Richtung kann man, wenigstens in einer Ebene, sichtbar machen durch Eisenfeilspäne. Auf jeden Span wirkt die magnetische Kraft des Feldes. Die Späne reihen sich in Linien auf. Die Tangenten an die Linien geben die Richtung des Feldes in den einzelnen Punkten der Ebene an. Man spricht deshalb von Feldlinien. Um die Stärke des Feldes zu kennzeichnen, gibt man meist an, wieviel Feldlinien durch eine Fläche von 1 cm^2 hindurchtreten. $\mathfrak{H} =$ Linienzahl pro cm^2 .

Ein Einzelpol von der Polstärke m (Fig. 3) übt auf einen Einheitspol 1 in der Entfernung r eine

Kraft $\mathfrak{H} = \frac{m}{r^2}$ aus. Von dem Einzelpol gehen also (wenn $Q =$ Oberfläche einer Kugel um m)

$$\mathfrak{H} \cdot Q = \mathfrak{H} \cdot 4\pi r^2 = \frac{m}{r^2} \cdot 4\pi r^2 = 4\pi m = \Phi$$

Feldlinien aus. $\Phi =$ Gesamtlinienzahl, die überhaupt von m ausgeht.

Magnetisches Moment \mathfrak{M} . Ein Magnetstab (Fig. 4) von der Polstärke $+m$ und $-m$ und dem Polabstände $= l$ erleidet in einem Felde \mathfrak{H} ein Drehmoment. Ist das Feld homogen, so ist das Drehmoment

$$D = 2 \frac{l}{2} \cdot P \cos \alpha = \mathfrak{H} \cdot m \cdot l \cdot \cos \alpha;$$

$m \cdot l = \mathfrak{M} =$ magnetisches Moment (Stabmagnetismus).

Ein frei aufgehängter Magnet stellt sich mit seiner Achse $m \div m$ in die Richtung von \mathfrak{H} ein, denn dann ist $\alpha = 90^\circ$, $D = 0$; der Magnet ist im Gleichgewicht. Nach Ablenkung aus der Gleichgewichtslage schwingt der Magnet ähnlich einem physischen Pendel. Die Schwingungsdauer ist:

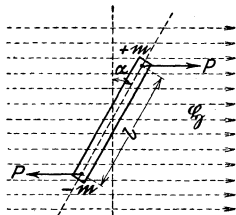


Fig. 4.

$$t = \pi \sqrt{\frac{\text{Trägheitsmoment}}{\text{größtes Drehungsmoment}}} = \pi \sqrt{\frac{\theta}{\mathfrak{H} \cdot \mathfrak{M}}} \text{ sek.}$$

Bestimmung von $\mathfrak{H} \cdot \mathfrak{M}$ aus t und θ .

Erdmagnetismus. Eine frei aufgehängte Magnetonadel stellt sich in eine bestimmte Richtung ein; es muß mithin auf der Erdoberfläche ein magnetisches Feld vorhanden sein. Der Pol der Nadel, der sich nach dem geographischen Norden wendet, heißt Nordpol. Im geographischen Norden liegt also der magnetische Südpol der Erde. Die frei aufgehängte Magnetonadel bildet mit dem Erdmeridian einen bestimmten Winkel, die Deklination (für Deutschland rd. 9° westlich). Außerdem ist der Nordpol der Nadel noch gegen den Horizont geneigt. Der Neigungswinkel heißt Inklination (für Deutschland rd. 66° nach unten).

Verbindungslinien von Orten gleicher Deklination heißen **Isogonen**, gleicher Inklination: **Isoklinen**. Erdfeld an verschiedenen Orten der Erde nicht gleich.

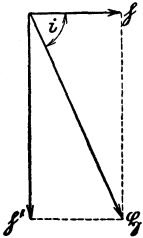


Fig. 5.

Innerhalb von Räumen geringer Ausdehnung, in denen auch sonst keine magnetischen Störungen herrschen, kann das Erdfeld als homogen und geradlinig angesehen werden. Das Erdfeld \mathfrak{H} kann in eine Horizontalkomponente $h = \mathfrak{H} \cos i$ und in eine Vertikalkomponente $h' = \mathfrak{H} \sin i$ zerlegt werden (Fig. 5). i = Inklinationswinkel. Erdfeld ist sehr langsamen Änderungen unterworfen. Zur Zeit (1924) kann für Berlin $h = 0,192$ gesetzt werden. Unregelmäßige Störungen des Erdfeldes werden durch Polarlichter und gewisse Vorgänge auf der Sonne hervorgerufen (magnetische Stürme).

Magnetische Induktion. Bringt man in ein magnetisches Feld \mathfrak{H} ein Stück Eisen, so findet man, daß im Eisen eine größere Liniendichte herrscht als vorher an der Stelle in der Luft war. Diese induzierte Liniendichte pro cm^2 wird mit \mathfrak{B} bezeichnet und heißt Induktion. Sie ist außer von der Feldstärke \mathfrak{H} noch abhängig von dem Medium, das die Linien aufzunehmen hat.

$\mathfrak{B} = \mu \cdot \mathfrak{H}$; μ = Permeabilität (Durchlässigkeit). Man setzt für Luft $\mu = 1$. Materialien mit $\mu > 1$ heißen paramagnetisch, solche mit $\mu < 1$ heißen diamagnetisch. Für Eisen μ meist sehr groß (bis über 3000).

- $\mu > 1$ für Eisen, Nickel, Kobalt, Sauerstoff;
- $\mu < 1$ für Kupfer, Silber, Antimon, Wismut;
- $\mu = 1$ für Luft, Holz, Glas, Messing usw.

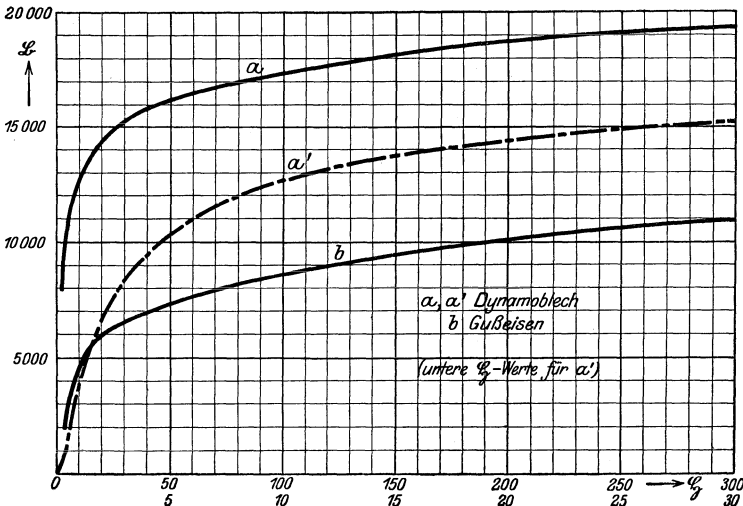


Fig. 6.

Die Permeabilität μ ist für Eisen nicht konstant, sondern selbst abhängig von der Zahl der Induktionslinien, die pro cm^2 durch das Eisen gehen, also abhängig von der Sättigung des Eisens. Die Kurven in Fig. 6 stellen die Beziehung zwischen \mathfrak{H} und \mathfrak{H} für Dynamoblech und Gußeisen dar. Stahlguß verhält sich wie Dynamoblech.

Induktionsfluß. Spricht man in der Elektrotechnik von magn. Induktion, so meint man, in irgendeinem Querschnitt eines Materials (Eisen, Luft) herrscht eine Induktionsliniendichte von \mathfrak{H} Linien pro cm^2 . Hat der Querschnitt $Q \text{ cm}^2$, so ist der gesamte Induktionslinienstrom, der durch Q hindurchtritt: $\Phi = \mathfrak{H} \cdot Q$. Φ wird kurz Fluß genannt.

Die Induktionslinien sind in sich geschlossene Linien. Tritt an irgendeiner Stelle des Induktionslinienweges eine Einschnürung des Querschnittes auf, so muß eine Verdichtung der Induktionslinien, also eine Vergrößerung von \mathfrak{H} eintreten. $\mathfrak{H} = \frac{\Phi}{Q}$. Man kann sich vorstellen, daß die Induktionslinien in einer in sich geschlossenen Röhre (Induktionsröhre), die verschiedenen und beliebigen Querschnitt haben kann, verlaufen. In der Technik schreibt man dem Induktionsfluß durch geeignete Anordnung von Eisenmassen den Weg vor. Linien, die den gewünschten Weg nicht einschlagen, bezeichnet man mit Streulinien (Streufluß, kurz Streuung).

Brechung der Induktionslinien. Treten Induktionslinien aus einem Medium in ein anderes über (Fig. 7), so werden sie gebrochen. Es verhalten sich die Tangenten der Einfallswinkel, wie die Permeabilitäten der Medien.

$$\frac{\text{tg } \alpha}{\text{tg } \beta} = \frac{\mu_1}{\mu_2}.$$

Da μ für Eisen sehr groß gegen μ für Luft ist (z. B. 3000 und 1), treten die Induktionslinien selbst bei großem Einfallswinkel im Eisen fast lotrecht in die Luft über (Schirmwirkung des Eisens, Panzer-galvanometer).

Intensität der Magnetisierung \mathfrak{J} nennt man bei einem Magneten das magnetische Moment pro Volumeneinheit oder auch die Polstärke pro cm^2 Querschnitt des Magneten.

Ein Eisenstab in einem magnetischen Felde \mathfrak{H} äußert sich als Magnet, da er mehr Linien enthält als seine Umgebung ($\mathfrak{H} > \mathfrak{H}$). Ist die Polstärke $m = \mathfrak{J}$, so gehen von dem Pole des Eisenstabes $4\pi \mathfrak{J}$ Linien aus. Es ist $4\pi \mathfrak{J} = \mathfrak{H} - \mathfrak{H}$;

$$\frac{\mathfrak{H}}{\mathfrak{H}} = 1 + 4\pi \frac{\mathfrak{J}}{\mathfrak{H}}; \quad \mu = 1 + 4\pi \kappa.$$

κ gibt an, wievielmals \mathfrak{J} größer ist als \mathfrak{H} und wird mit Suszeptibilität (Aufnahmefähigkeit) bezeichnet.

Magnetische Energie W . Die magnetische Energie eines Volumenelementes dV ist: $w = k \int \mathfrak{H}^2 \mu dV$. Sind \mathfrak{H} und μ im Gesamtvolumen V konstant, so wird

$$W = k \mathfrak{H}^2 \mu \cdot V,$$

$$k = \frac{1}{8\pi}.$$

(Ähnlichkeit mit der Energiegleichung $W = \frac{1}{2} m v^2$.)

Die magnetischen Linien verlaufen derart, daß sie den geringsten magnetischen Widerstand zu überwinden haben. (Magnetischer Widerstand $\mathfrak{R} = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{l}{q}$, wobei l die Länge und q der Querschnitt eines Zylinders aus dem Felde.) Die magnetische Energie des Feldes wird dann ein Minimum (Grund der Streuung).

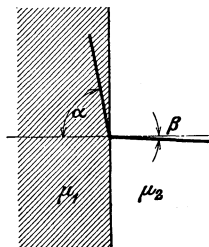


Fig. 7.

Zugkraft von Magneten. Herrscht im Raume zwischen dem Pole und dem Anker eines Zugmagneten eine Induktion \mathfrak{B} und ist die Polfläche S , so ist die Zugkraft

$$P = \frac{\mathfrak{B}^2 \cdot S}{8 \pi} \text{ Dynen} = \frac{\mathfrak{B}^2 \cdot S}{8 \pi \cdot 981000} \text{ kg.}$$

Bei einem Hufeisenmagneten ist $2 S$ einzusetzen.

Elektromagnetismus. Elektrischer Strom ist die Bewegung einer Elektrizitätsmenge. Um jeden stromdurchflossenen Leiter schlingen sich Feldlinien (Fig. 8).

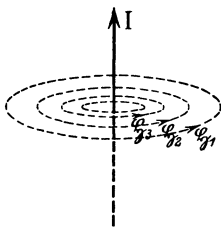


Fig. 8.

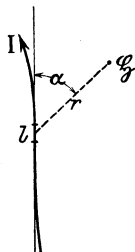


Fig. 9.

Die elektromagnetische Einheit der Stromstärke hat ein Strom, der, einen Kreisbogen von 1 cm Länge und 1 cm Radius durchfließend, im Mittelpunkte des Kreises eine Feldstärke $\mathfrak{H} = 1$ erzeugt. Ist der Leiterkreis geschlossen, also $l = 2 \pi$, so erzeugt die Einheit der Stromstärke im Mittelpunkte des Kreises eine Feldstärke $\mathfrak{H} = 2 \pi$. Technische Einheit der Stromstärke = 1 Ampere = 0,1 elektromagnetische Einheiten.

Biot-Savartsches Gesetz: Ein in einem Leiterteilchen von der Länge l fließender Strom (Fig. 9) von der Stärke I Ampere erzeugt in der Entfernung r von diesem Teilchen eine Feldstärke

$$\mathfrak{H} = \frac{0,1 \cdot I \cdot l \sin \alpha}{r^2}.$$

α = Winkel zwischen l und r . Die Richtung von \mathfrak{H} ist senkrecht zu der durch l und r gelegten Ebene und bestimmt sich nach der Bohrerregel (Bohrer in Richtung des Stromes in den Leiter eing bohrt. Die Drehrichtung gibt die Richtung der Feldlinien an) (Fig. 10). Die Feldlinien umschlingen einen ringförmigen Leiter wie Kettenglieder (Fig. 11)

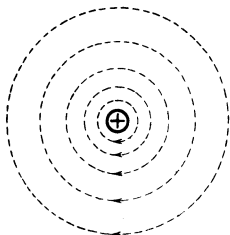


Fig. 10.

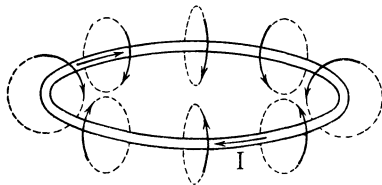


Fig. 11.

Parallele Leiter mit gleichgerichteten Strömen ziehen sich an, solche mit entgegengesetzt gerichteten Strömen stoßen sich ab. Sich kreuzende Leiter suchen sich so zu stellen, daß ihre Ströme in die gleiche Richtung kommen. Mittels Solenoiden (Drahtspulen) kann man außerordentlich starke Felder erzeugen.

Satz vom Linienintegral der Feldstärke \mathfrak{H} . Das Linienintegral $\int \mathfrak{H} dl$, ausgerechnet für eine in sich zurücklaufende Feldlinie, ist Null, wenn die Summe der durch die von der Feldlinie umrandete Fläche hindurchtretenden Ströme Null ist. Tritt Strom durch die Fläche, so ist der Wert des Linienintegrals = $0,4 \pi I$; treten N Stromleiter mit den Strömen I durch die Fläche, so ist der Wert = $0,4 \pi N I$ (I = Stromstärke in Ampere).

Für einen vollständig geschlossenen Ring (Fig. 12), mit N Windungen gleichmäßig bewickelt, ist:

$$l = 2r\pi; \quad \mathfrak{H} \cdot l = 0,4\pi NI.$$

Ist der Ring durch einen Luftspalt $= \delta$ cm durchbrochen, so gilt:

$$\mathfrak{H}_{\text{Eisen}} \cdot l_{\text{Eisen}} + \mathfrak{H}_{\text{Luft}} \delta = 0,4\pi NI.$$

Allgemein ist: $\mathfrak{H}_1 l_1 + \mathfrak{H}_2 l_2 + \mathfrak{H}_3 l_3 + \dots = 0,4\pi NI$, wenn der „magnetische Kreis“ aus verschiedenen Medien (Dynamoblech, Luft, Stahlguß usw.) zusammengesetzt ist.

Da $\mu \mathfrak{H} = \mathfrak{B}$ und $\mathfrak{B} \cdot Q = \Phi$, wird

$$\Phi = \frac{N \cdot I}{\frac{l}{\mu \cdot Q}} \cdot 0,4\pi,$$

worin bedeuten:

- NI = Ampere-Windungszahl (Durchflutung),
- $0,4\pi NI$ = magnetomotorische Kraft,
- $\frac{l}{\mu \cdot Q}$ = magnetischer Widerstand (Reluktanz).

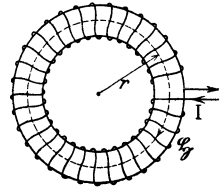


Fig. 12.

Um für einen beliebig zusammengesetzten magnetischen Kreis die zur Erzeugung eines bestimmten Flusses Φ erforderlichen Amperewindungen NI zu berechnen, zerlege man nach Hopkinson den Kreis in Teile, für welche \mathfrak{H} und \mathfrak{B} konstant angesehen werden können. Man bestimme für jeden Teil den Wert $\mathfrak{B} = \frac{\Phi}{Q}$ und entnehme aus der für das jeweilige Material geltenden Magnetisierungskurve (Fig. 6) den zugehörigen Wert \mathfrak{H} . Nach Abmessen der Länge l (cm) einer mittleren \mathfrak{H} -Linie in dem betreffenden Teile berechne man für jeden Teil $NI = \frac{\mathfrak{H} \cdot l}{0,4\pi}$. Die Summe der NI ist dann die Amperewindungszahl, die bei den in dem Kreise vorhandenen magnetischen Widerständen den gewünschten Induktionsfluß Φ erzeugt. Zur bequemen Rechnung ist meist bei den Magnetisierungskurven nicht \mathfrak{B} über \mathfrak{H} , sondern über $\frac{NI}{l}$ (also Amperewindungen pro cm Länge) aufgetragen (Fig. 13).

Beispiel. Für eine Drehstromdynamo für 600 K. V. A.-Leistung sollen die Ampere-Windungen pro Pol berechnet werden. Der die Ankerwicklung durchsetzende magnetische Fluß soll $\Phi = 3,63 \cdot 10^6$ Linien betragen. Die Streuung zwischen den Polen betrage 25 vH, d. h. in den Polen muß ein Fluß von $4,54 \cdot 10^6$ Linien durch die Erregerwicklung erzeugt werden. Zur Berechnung zeichne man sich den magnetischen Kreis maßstäblich auf (Fig. 13 a) und zeichne den Verlauf einer mittleren Induktionslinie (in Fig. strichpunktiert) ein. Man zerlege den magnetischen Kreis in Teile, für die \mathfrak{B} und \mathfrak{H} als konstant gelten können, stelle für jeden Teil Φ fest und errechne $\mathfrak{B} = \frac{\Phi}{Q}$. Die Querschnitte Q werden der Zeichnung entnommen. Die einzelnen Teile des Kreises sind Joch, Luftspalt zwischen Joch und Polen, Poleisen (Schenkel), Luftspalt δ (zwischen Anker und Polen), Zähne Anker. Zu dem für jeden Teil in Frage kommenden Wert \mathfrak{B} entnehme man der Magnetisierungskurve (Fig. 13) die erforderlichen $\frac{NI}{l}$, messe aus der Zeichnung l in cm und finde durch Multiplikation die für die einzelnen Teile erforderlichen Amperewindungen. Die Summe der einzelnen NI stellt die Gesamtamperewindungen pro Polpaar dar. Rechnung am besten in Form einer Zahlentafel wie folgt:

Beispiel. Für eine Drehstromdynamo für 600 K. V. A.-Leistung sollen die Ampere-Windungen pro Pol berechnet werden. Der die Ankerwicklung durchsetzende magnetische Fluß soll $\Phi = 3,63 \cdot 10^6$ Linien betragen. Die Streuung zwischen den Polen betrage 25 vH, d. h. in den Polen muß ein Fluß von $4,54 \cdot 10^6$ Linien durch die Erregerwicklung erzeugt werden. Zur Berechnung zeichne man sich den magnetischen Kreis maßstäblich auf (Fig. 13 a) und zeichne den Verlauf einer mittleren Induktionslinie (in Fig. strichpunktiert) ein. Man zerlege den magnetischen Kreis in Teile, für die \mathfrak{B} und \mathfrak{H} als konstant gelten können, stelle für jeden Teil Φ fest und errechne $\mathfrak{B} = \frac{\Phi}{Q}$. Die Querschnitte Q werden der Zeichnung entnommen. Die einzelnen Teile des Kreises sind Joch, Luftspalt zwischen Joch und Polen, Poleisen (Schenkel), Luftspalt δ (zwischen Anker und Polen), Zähne Anker. Zu dem für jeden Teil in Frage kommenden Wert \mathfrak{B} entnehme man der Magnetisierungskurve (Fig. 13) die erforderlichen $\frac{NI}{l}$, messe aus der Zeichnung l in cm und finde durch Multiplikation die für die einzelnen Teile erforderlichen Amperewindungen. Die Summe der einzelnen NI stellt die Gesamtamperewindungen pro Polpaar dar. Rechnung am besten in Form einer Zahlentafel wie folgt:

Masch.-Teil	Material	Fluß Φ	Querschnitt Q cm ²	Induktion \mathfrak{B} Linien pr cm ²	$\frac{NI}{l}$	l cm	NI
Joch	Gußeisen	$\frac{1}{2} \cdot 4,54 \cdot 10^6$	380	6000	16,5	28	460
Luft	Luft	$4,54 \cdot 10^6$	294	15 500	12300	$2 \times 0,01$	246
Schenkel	Schmiedeeisen	$4,54 \cdot 10^6$	294	15 500	30	2×23	1380
Luft	Luft	$3,63 \cdot 10^6$	450	8070	6500	$2 \times 0,8$	10400
Zähne	Dynamoblech	$3,63 \cdot 10^6$	192	18900	180	$2 \times 4,45$	1600
Anker	„	$\frac{1}{2} \cdot 3,63 \cdot 10^6$	227	8000	4,5	34	153
					Σ Amp.-Windungen ∞ 14 250		

Die Amperewindungen pro cm Länge für Luft errechnen sich aus:

$$\mathfrak{B} = \mathfrak{H} = \frac{0,4 \pi N I}{l} ; \quad \frac{N I}{l} = \frac{\mathfrak{H}}{0,4 \pi} = \infty 0,8 \mathfrak{H}$$

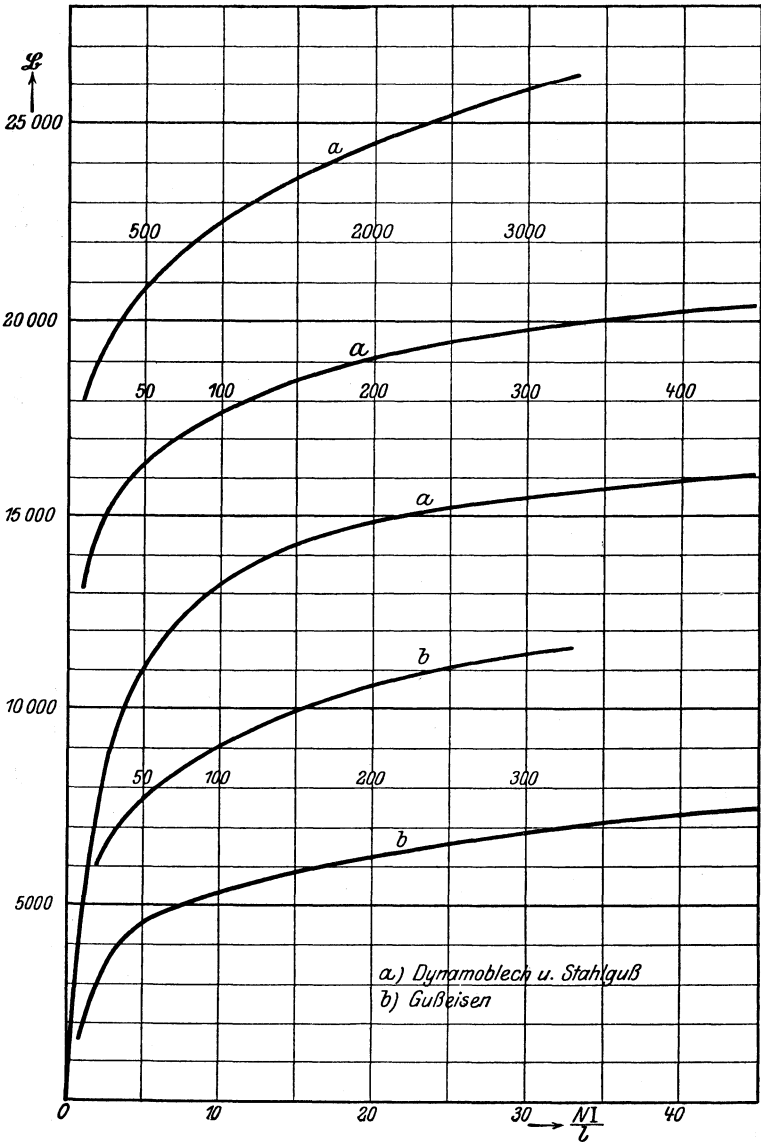


Fig. 13.

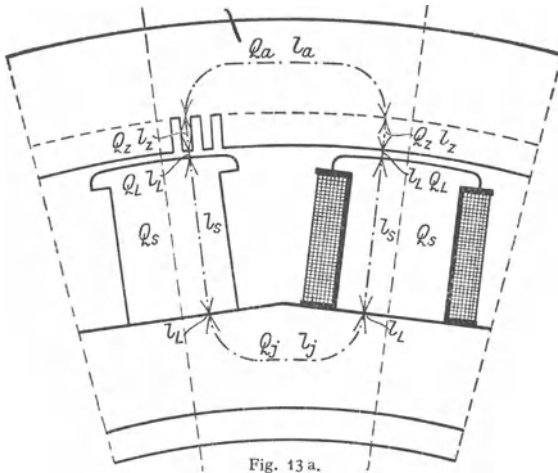


Fig. 13 a.

3. Elektrostatik.

Man nimmt zwei Elektrizitätsarten, positive und negative, an. Gleichartige Elektrizitäten stoßen sich ab, ungleichartige ziehen sich an.

Coulombsches Gesetz. Zwischen zwei mit den Elektrizitätsmengen Q_1 und Q_2 geladenen Punkten in der Entfernung r herrscht eine Kraft $P = \frac{Q_1 Q_2}{r^2}$.

Die elektrostatische Einheit der Elektrizitätsmenge ist diejenige, die eine gleich große in der Entfernung $r = 1$ cm mit der Kraft von 1 Dyne abstößt. Die technische Einheit der Elektrizitätsmenge ist 1 Coulomb.

1 Coulomb = 0,1 elektromagnetische Einheiten.

1 absolute elektromagnetische Einheit der E. M. = $3 \cdot 10^{10}$ absolute elektrostatische Einheiten.

1 Coulomb = $3 \cdot 10^9$ elektrostatische Einheiten.

1 Mikrocoulomb = 3000 elektrostatische Einheiten.

Elektrisches Feld heißt der Raum, in dem elektrische Anziehung oder Abstoßung nachgewiesen werden kann. Feldlinien. Ein geladener Körper bewegt sich unter alleinigem Einfluß des elektrischen Feldes längs einer Feldlinie.

Feldstärke \mathcal{E} an einer Stelle im Raum ist die Kraft in Dynen, die auf eine Elektrizitätsmenge $Q = 1$ ausgeübt wird. \mathcal{E} ist eine Vektorgröße. Feldstärke kann auch definiert werden als Zahl der Feldlinien pro cm^2 .

Das Feld einer auf einen Punkt vereinigten Elektrizitätsmenge $Q = 1$ hat in der Entfernung $r = 1$ den Betrag $\mathcal{E} = 1$.

Von einem mit $Q = 1$ geladenen Punkt gehen mithin 4π Feldlinien aus. Eine Elektrizitätsmenge Q erleidet in einem Felde \mathcal{E} eine Kraft $P = \mathcal{E} \cdot Q$.

Ist die punktförmige Ladung nicht gleich 1, sondern Q , so gehen von der Ladung $4\pi Q$ Feldlinien aus. Die Feldstärke im Abstand 1 cm von der Ladung Q ist dann $\mathcal{E} = Q$.

Die Summe der durch eine geschlossene Fläche S tretenden Feldlinien bezeichnet man mit Kraftfluß. Dieser ist gleich 4π mal der Summe der eingeschlossenen Ladungen (Gaußscher Satz).

Es gilt:

$$\int \mathcal{E} dS = 4\pi Q \quad \text{oder}$$

$$\int \mathcal{E} dS = \frac{4\pi Q}{\epsilon}$$

für jedes beliebige Dielektrikum. Kann die Fläche $\int dS$ bestimmt werden, so ist bei bekannter Ladung Q auch die Feldstärke \mathfrak{E} in irgend einem Punkt um den geladenen Körper zu bestimmen.

Beispiel: Es ist die Feldstärke \mathfrak{E} im Abstand x von einer mit Q geladenen Kugel vom Radius r zu bestimmen: Man denke sich um die gegebene Kugel eine Hohlkugel mit dem Radius x geschlagen. Die Oberfläche der Hohlkugel stellt eine Niveaufläche dar. Die Feldliniendichte ist auf der Hohlkugel konstant. Der durch die Hohlkugel tretende Fluß ist: $\mathfrak{E} \int dS = \frac{4\pi Q}{\epsilon}$; $\int dS = 4\pi x^2$ mithin $\mathfrak{E} = \frac{4\pi Q}{\epsilon \cdot 4\pi x^2} = \frac{Q}{\epsilon x^2}$ d. h.: Die Feldstärke um eine geladene Kugel nimmt mit dem Quadrat der Entfernung ab.

Linienintegral der Feldstärke \mathfrak{E} . Bewegt sich ein mit $+Q$ geladenes Körperchen längs einer Feldlinie von einem positiv geladenen Punkt 1 nach einem negativ geladenen Punkt 2 , so wird eine Arbeit geleistet: $A = Q \int \mathfrak{E} \cdot dl$. Ein geladener Körper befindet sich in einem gewissen Zwangszustand. Bringt man an einen geladenen Körper eine Elektrizitätsmenge gleicher Polarität heran, so wird Arbeit aufgewendet; bei Fortbewegung wird Arbeit geleistet. Mit Potential V bezeichnet man den durch eine Ladung herbeigeführten Zwangszustand eines Körpers. Bewegt sich ein mit $+Q$ geladener Körper von einem Punkt 1 mit dem Potential V_1 nach einem Punkt 2 mit dem niederen Potential V_2 , so wird eine Arbeit geleistet:

$$A = Q(V_1 - V_2).$$

Es ist also:

$$\int \mathfrak{E} dl = V_1 - V_2;$$

$V_1 - V_2 =$ Potentialdifferenz = Spannung zwischen 1 und $2 = P_{1,2}$.

$P_{1,2}$ ist mithin gleich der Arbeit, die aufzuwenden ist, um die Einheit der Elektrizitätsmenge vom Punkte 2 nach 1 zu schaffen. Potential der Erde = Null, mithin Potential eines Punktes gleich Spannung zwischen diesem Punkte und Erde. Jeder Punkt eines elektrischen Feldes befindet sich auf einem Potential. Die Feldstärke läßt sich also auch definieren als Spannung pro Längeneinheit.

Einheit der Spannung herrscht zwischen zwei Punkten, wenn die Arbeit = 1 Erg erforderlich ist, um die Elektrizitätsmenge = 1 von einem Punkte zum anderen zu bringen. Praktische (technische) Einheit der Spannung heißt Volt.

1 Volt = 10^8 elektromagnetische Einheiten = $\frac{1}{300}$ elektrostatische Einheiten.

Leiter sind Stoffe, in denen sich elektrische Felder nicht erhalten können. Ohne Zufuhr neuer Elektrizitätsmengen kann also zwischen zwei Punkten eines Leiters kein Potentialunterschied, d. h. keine Spannung bestehen.

Isolatoren (Dielektrika) sind Stoffe, in denen mehr oder weniger Felder bestehen können. Vollständige Isolatoren sind unbekannt.

Influenz. Bringt man in die Nähe eines mit $+Q$ geladenen Körpers A (Fig. 14) einen zweiten Körper B , so werden von A ausgehende Feldlinien den Leiter B treffen. In dem Leiter B tritt eine Strömung der Elektrizitäten ein, solange bis sich der ganze Leiter B auf demselben Potential befindet. Zwischen den einzelnen Punkten des Leiters B und seiner Umgebung werden Potentialunterschiede sein, d. h. es werden in der Nähe von A Feldlinien nach B laufen; auf der A abgewandten Seite von B werden Feldlinien aus B hervortreten. Der Leiter erscheint auf der A zugekehrten Seite negativ geladen, auf der abgewandten Seite positiv geladen. (Scheidung der Elektrizitäten durch Influenz.)

Flächendichte eines geladenen Körpers = Elektrizitätsmenge pro Flächeneinheit.

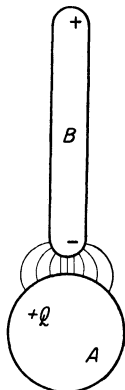


Fig. 14.

Elektrische Verschiebung. Nach Faraday besteht ein Dielektrikum aus kleinsten Teilchen, in denen in einem elektrischen Felde eine Scheidung der Elektrizitäten stattfindet. Es tritt eine Wanderung von + Elektrizität und - Elektrizität in entgegengesetzten Richtungen, eine elektrische Verschiebung ein. In einem zwischen zwei Leitern verschiedenen Potentials liegenden Dielektrikum können Verschiebungslinien angenommen werden. Die Ausgangspunkte dieser Linien haben positive, die Punkte, wo sie auftreffen, negative Ladungen. Die Zahl der Verschiebungslinien pro Flächeneinheit heißt Verschiebung (oder elektrische Induktion) \mathfrak{D} . Die Verschiebung \mathfrak{D} bedingt einen gewissen Spannungszustand, eine Beanspruchung des Dielektrikums (in Volt/cm). Wird die zulässige Beanspruchung überschritten, so tritt Durchschlag des Isoliermittels auf. In ein und demselben Felde ist die Verschiebung verschieden je nach dem gewählten Dielektrikum. Die Verschiebung ist einer Dielektrizitätskonstanten ϵ direkt proportional.

Im Abstand $r = 1$ von einer punktförmigen Ladung Q ist:

$$\mathfrak{E} = Q \text{ (wenn das Dielektrikum Luft } \epsilon = 1),$$

$$\mathfrak{E} = \frac{Q}{\epsilon} \text{ (in jedem anderen Dielektrikum).}$$

Die Verschiebung ist

$$\mathfrak{D} = \epsilon \frac{\mathfrak{E}}{4\pi} = \frac{Q}{4\pi}.$$

Im Abstand $r = r$ ist die Verschiebung

$$\mathfrak{D}_r = \epsilon \frac{\mathfrak{E}_r}{4\pi} = \frac{Q}{4\pi r^2}.$$

Da jedem Punkte eines elektrischen Feldes ein bestimmtes Potential entspricht

$$V_1 - V_2 = P_{1,2},$$

ist

$$\mathfrak{E} dl = dP$$

oder

$$\mathfrak{E} = \frac{dP}{dl} = 4\pi \frac{\mathfrak{D}}{\epsilon},$$

worin dl = Länge einer Röhre, in der \mathfrak{D} als konstant gelten kann.

Da 1 Coulomb = $3 \cdot 10^9$ elektrostatische Einheiten der Elektrizitätsmenge,

$$1 \text{ Volt} = \frac{1}{300} \text{ elektrostatische Einheiten der Potentialdifferenz,}$$

wird

$$\frac{dP}{dl} = \mathfrak{E} = 4\pi \frac{\mathfrak{D}}{\epsilon} \cdot 3 \cdot 3 \cdot 10^{11} \text{ Volt/cm}$$

(Grundformel für die elektrischen Festigkeitsrechnungen). (Näheres s. Petersen, Hochspannungstechnik, S. 4.)

Kapazität (Aufnahmefähigkeit). Die Größe der Ladung Q eines beliebig geformten Leiters hängt ab: 1. von der Potentialdifferenz, die zwischen ihm und seiner mit der entgegengesetzten Ladung versehenen Umgebung herrscht und 2. von der Kapazität C der Anordnung. Es ist:

$$Q = C(V_1 - V_2) = CP_{12} \text{ oder } C = \frac{Q}{P}.$$

Die technische Einheit der Kapazität = 1 Farad hat ein Leiter, der durch eine Elektrizitätsmenge $Q = 1$ Coulomb auf das Potential $P = 1$ Volt aufgeladen wird.

1 Volt	=	10^9 abs. elektromagn. Einh.	=	$\frac{1}{300}$ elektrost. Einh.
1 Coulomb	=	$\frac{1}{10}$ abs. elektromagn. Einh.	=	$3 \cdot 10^9$ elektrost. Einh.
mithin:				
1 Farad	=	10^{-9} elektromagn. Einh.	=	$9 \cdot 10^{11}$ elektrost. Einh.
1 Mikrofarad	=	10^{-6} Farad		
	=	10^{-15} elektromagn. Einh.		
	=	$9 \cdot 10^5$ elektrost. Einh.		

Die Kapazität selbst ist abhängig von der Größe der gegenüberstehenden Leiterflächen S (Belege), sowie von deren Abstand d und von der Dielektrizitätskonstanten ε .

$$C = \frac{\varepsilon \cdot S}{4\pi d}$$

Die Anziehung zweier Belege ist:

$$K = \frac{\varepsilon S \cdot P^2}{8\pi d^2}$$

Kondensatoren sind Leiteranordnungen mit mehr oder weniger hoher Kapazität. Dielektrikum meist Glas (Leidener Flaschen), Glimmer, Papier (Kondensatoren für Meßzwecke), Flüssigkeitskondensatoren für niedere Spannungen (ca. 100 Volt). Die Belege sind meist als Platten ausgeführt. Drehbare Regulierkondensatoren. Da die Kapazität proportional der Größe der Belege ist, so wird durch Parallelschalten von n gleichen Kondensatoren mit der Kapazität C' die Kapazität C n mal so groß.

$$C = n C'$$

allgemein $C = C_1 + C_2 + C_3 + \dots$ bei Parallelschaltung von Kondensatoren mit C_1 ; C_2 ; C_3 usw.

Bei Serienschaltung von Kondensatoren gilt

$$\frac{1}{C} = \frac{1}{C_1} + \frac{1}{C_2} + \dots$$

Hintereinanderschaltung von n Kondensatoren der Kapazität C' ergibt die Gesamtkapazität

$$C = \frac{C'}{n}$$

In der Technik spielt die Kapazität von Kabeln und Freileitungen eine Rolle.

Tabelle der Dielektrizitätskonstanten ε .

(nach Strecker, Hilfsbuch für die Elektrotechnik).

Kolophonium	2,6	Papier	1,8—2,6
Ebonit	2—3	Paraffin, fest	2,0—2,3
Glas (verschieden)	3—7	Paraffinöl	2—2,5
„ (weißes Spiegelglas)	6	Petroleum	2,0—2,2
Glimmer	5—8	Porzellan	4,4
Guttapercha	2,8—4,2	Rapsöl	2,3
Starkstromkabelisolation		Rizinusöl	4,7
(getränktes Papier oder		Rüböl	3
Jute)	4,3	Schellack	2,7—3,7
Fernsprechkabelisolation		Schwefel	2,4
(Papier und Luft)	1,6	Siegellack	4,3
Kautschuk, braun	2	Terpentinöl	2,2
„ vulkanisiert, grau	2,7	Transformator- torenöl { Mineral	2,2
Mikanit	4,5—5,5	{ Harz	2,5
Olivenöl	3	Wasser	80

4. Der elektrische Strom, seine Gesetze und Wirkungen.

In einem Leiter fließt ein Strom, wenn zwischen den Enden des Leiters eine Potentialdifferenz herrscht. 1 Ampere = 1 Coulomb pro sek. $I = \frac{Q}{t}$. Elektrischer Strom ist ein Ausgleich von Elektrizitäten.

Ohmsches Gesetz. Der in einem Leiter fließende Strom I (Ampere) ist proportional der zwischen den Enden des Leiters herrschenden Potentialdifferenz E (Volt) und umgekehrt proportional dem Widerstande R (Ohm) des Leiters.

$$I = \frac{E}{R}; \quad E = I \cdot R; \quad I \cdot R = \text{Spannungsverlust.}$$

Den Widerstand $R = 1$ Ohm hat ein Leiter (Leitergruppe), wenn eine Spannung von 1 Volt an den Enden des Leiters im Leiter einen Strom von 1 Ampere erzeugt. Der Widerstand ist proportional der Länge des Leiters (m), dem spezifischen Widerstand σ und umgekehrt proportional dem Querschnitt (mm^2) des Leiters.

$$R = \frac{l \cdot \sigma}{q} \text{ Ohm.}$$

σ ist abhängig vom Material und von der Temperatur des Leiters. $\chi = \frac{1}{\sigma} = \text{Leitfähigkeit oder spezifischer Leitwert (für Kupfer etwa 50)}$.

Innerhalb praktischer Temperaturgrenzen kann man setzen:

$$R_2 = R_1 [1 \pm \alpha (t_2 - t_1)]; \quad \alpha = \text{Temperaturkoeffizient.}$$

Spezifische Widerstände:	σ	α
Kupfer	0,0175	+ 0,0040
Silber	0,0170	+ 0,0034
Blei	0,22	+ 0,0041
Aluminium	0,03 \div 0,05	+ 0,0039
Eisen	0,10 \div 0,12	+ 0,0045
Messing	0,07 \div 0,08	+ 0,0015
Neusilber	0,15 \div 0,36	+ 0,0002 \div 0,0004
Quecksilber	0,95	+ 0,0009
Bogenlampenkohle	55 \div 88	negativ
Osmium (Lampenfaden)	0,25	—

Zum Aufbau von Widerständen werden meist Legierungen mit hohem spezifischem Widerstand und geringem Temperaturkoeffizienten benutzt, z. B.:

	σ	α
Manganin	ca. 0,4	\pm 0,00001
Konstantan	„ 0,5	—
Nickelin	„ 0,4	0,0001 \div 0,0002
Kruppin	„ 0,85	0,0008
Neusilber	„ 0,36	0,0002
Rheotan	„ 0,50	—

Abweichendes Verhalten zeigen Wismut (magnetische Feldstärke) und Selen (Belichtung).

Kirchhoffsche Gesetze. 1. Die Summe der nach einem Knotenpunkt zufließenden Ströme ist gleich der Summe der abfließenden. Für jeden Knotenpunkt ist $\sum I = 0$. 2. In jedem in sich geschlossenen Stromkreise (Masche) ist die Summe der eingepprägten EMKe gleich der Summe der Spannungsabfälle:

$$\sum E = \sum (IR).$$

Stromverzweigung. Die Stromstärken i_1, i_2, i_3 in parallelen Zweigen verhalten sich umgekehrt wie die Widerstände r_1, r_2, r_3 der einzelnen Zweige (Fig. 15). Der Gesamtstrom I ist gleich der Summe der Teilströme:

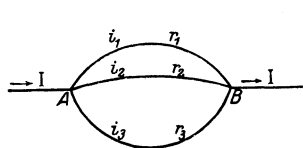


Fig. 15.

$$i_1 : i_2 : i_3 = \frac{1}{r_1} : \frac{1}{r_2} : \frac{1}{r_3} ; \quad I = \Sigma i .$$

Der Gesamtwiderstand der ganzen Schaltung (Widerstand zwischen AB) errechnet sich bei Parallelschaltung aus

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} + \frac{1}{r_3} + \dots$$

Hintereinander geschaltete Widerstände sind einfach zu addieren:

$$R = r_1 + r_2 + r_3 + \dots$$

Wärmewirkung des Stromes (Joulesches Gesetz). Ein Strom von der Stärke I Ampere entwickelt in einem Leiter vom Widerstand R Ohm innerhalb t sek eine Stromwärme:

$$A = 0,23865 I^2 R t \text{ Grammkalorien.}$$

Leistung des Stromes. Die Leistung eines infolge einer EMK E getriebenen Stromes I ist gleich $\mathcal{Q} = E I$ Volt · Ampere.

$$1 \text{ Voltampere} = 1 \text{ Volt} \cdot 1 \text{ Ampere} = 10^8 \cdot 10^{-1} \text{ Erg pro sek} = 10^7 \text{ Erg/sek}$$

$$= \frac{1}{9,81} \text{ kgm/sek} = 1 \text{ Watt.}$$

$$1000 \text{ Watt} = 1 \text{ Kilowatt.} \quad 736 \text{ Watt} = 1 \text{ PS.}$$

Die Arbeit des Stromes ist $A = E \cdot I \cdot t$ Wattsekunden (Joule, Volt-coulomb). Das gebräuchliche Maß für die Stromarbeit ist die Kilowattstunde.

Beispiel. Wieviel Kilowattstunden sind erforderlich, um 1 l Wasser von 15°C in einem elektrischen Kocher zum Sieden zu bringen? Wirkungsgrad des Kochgefäßes $\eta = 0,95$.

Die Nutzarbeit ist:

$$A = \text{Gewicht in Gramm} \times \text{spezif. Wärme} \times \text{Temperaturdifferenz} \\ = 1 \cdot 1000 \cdot 1 (100 - 15) \text{ Gramm-Kalorien.}$$

Ist E die Betriebsspannung in Volt, I die Stromstärke des Kochers in Amp., t die Kochzeit in sek., so muß sein: weil $I^2 R = I \cdot R \cdot I = E \cdot I$

$$A = 0,239 \cdot I^2 R t \eta = 0,239 \cdot E \cdot I \cdot t \cdot \eta \quad \text{oder}$$

$$1 \cdot 1000 \cdot 1 \cdot (100 - 15) = 0,239 \cdot E \cdot I \cdot t \cdot 0,95, \quad E \cdot I \cdot t = \frac{1000 \cdot 85}{0,239 \cdot 0,95} = 375000 \text{ Wattsekunden.}$$

$$1 \text{ Kilowattstunde} = 1000 \cdot 3600 \text{ Wattsekunden.}$$

$$\text{Verbrauch des Kochers } A = \frac{375000}{1000 \cdot 3600} = 0,104 \text{ Kilowattstunden.}$$

Beträgt die Betriebsspannung $E = 220$ Volt und soll das Wasser in 5 Minuten = 300 sek. zum Sieden kommen, so wird die Stromstärke des Kochers:

$$I = \frac{375000}{220 \cdot 300} = 5,7 \text{ Ampere.}$$

Zur Ladung eines Kondensators ist eine Arbeit erforderlich:

$$A = \frac{1}{2} C P^2 \quad (C \text{ in Farad, } P \text{ in Volt})$$

oder auch

$$A = \frac{1}{2} Q \cdot P \quad (Q \text{ in Coulomb}), \text{ weil } C = \frac{Q}{P} .$$

Wirken in einem Stromkreise vom Widerstand R eine EMK E und eine Gegen-EMK E' , so fließt ein Strom

$$I = \frac{E - E'}{R}.$$

Es ist:

$$E I = I^2 R + E' I,$$

d. h. die Gesamtleistung der Elektrizitätsquelle setzt sich aus zwei Leistungen zusammen, deren eine $I^2 R$ sich als Stromwärme, deren andere $E' I$, je nach Art von E' , sich in einer anderen Form (Motorleistung) äußert.

Chemische Wirkung des Stromes. Leiter zweiter Klasse (nicht metallische Flüssigkeiten, Salze, Säuren, Basen) im gelösten oder geschmolzenen Zustande leiten die Elektrizität, wobei sie sich chemisch zersetzen. Elektroden: Anode positiv; Kathode negativ. Es gilt auch hier das Ohmsche Gesetz

$$R = \frac{l \cdot \sigma'}{q}; \quad (l \text{ in cm; } q \text{ in cm}^2).$$

Spezifischer Leitwert $\chi = \frac{1}{\sigma'}$ nimmt mit wachsender Temperatur zu. Metalle und Wasserstoff werden an der Kathode abgeschieden.

Faradaysche Gesetze. 1. Die aus einem Elektrolyten von verschiedenen starken Strömen in derselben Zeit ausgeschiedenen Mengen sind den Stromstärken proportional (absolute Strommessung durch Voltameter). 2. Durch gleich starke Ströme werden in gleichen Zeiten von verschiedenen Stoffen Mengen ausgeschieden, die chemisch äquivalent sind.

$$m = a I \cdot t;$$

$$a = \text{elektrochem. Äquivalent} = \frac{\text{chemisches Äquivalent}}{96,54} \text{ für 1 mg/Coulomb.}$$

Ein Strom von 1 Ampere scheidet in 1 Sekunde aus:

Silber	1,118 mg	Wasserstoff	0,1160 cm ³
Kupfer	0,3294 „	Sauerstoff.	0,0580 „
Jod	1,3153 „	Knallgas	0,1740 „

Zersetzungsspannung ist die Spannung, die mindest erforderlich ist, um Abscheidung an den Elektroden hervorzurufen.

5. Induktion.

In einer Drahtschleife wird eine EMK induziert, solange eine Änderung des die Schleife durchsetzenden Induktionsflusses stattfindet. Diese EMK ist der zeitlichen Änderung des Flusses proportional. Die Art der Änderung und die Größe des Flusses selbst sind hierbei ohne Belang; maßgebend sind nur allein die Geschwindigkeit und die Größe der Änderung des Flusses. Diese Erscheinung wird bei den Dynamomaschinen zur Erzeugung der EMK benutzt. Man ändert in bezug auf Spulen, in denen die Spannung induziert werden soll, den diese durchsetzenden magnetischen Fluß, indem man entweder an den ruhenden Spulen die Magnetpole oder an den ruhenden Polen die Spulen vorbei bewegt.

Lenzsches Gesetz. Die induzierte EMK ist stets so gerichtet, daß ein Strom, der durch sie getrieben wird, die Änderung des Flusses zu verhindern sucht (Fig. 16).

Es ist:

$$e = - \frac{d\Phi}{dt} \cdot 10^{-8} \text{ Volt für eine Schleife,}$$

$$e = -N \frac{d\Phi}{dt} \cdot 10^{-8} \text{ Volt für eine Spule aus } N \text{ Windungen.}$$

In der Figur treten die Induktionslinien vom Beschauer aus durch die Papierebene (\mathfrak{B}_+). Der Bügel $ABCD$ umfaßt den Fluß Φ_+ . Wird der Leiter CD um ds in die Lage $C'D'$ verschoben, so tritt in bezug auf die Schleife eine Vergrößerung des Flusses um $d\Phi_+$ ein. Der induzierte Strom muß also von C nach D fließen, um die Flußänderung zu verhindern.

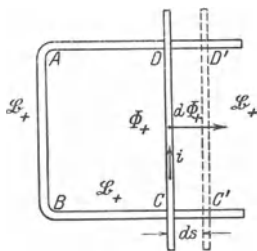


Fig. 16.

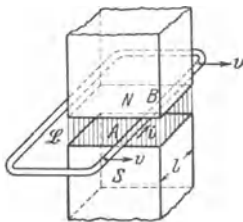


Fig. 17.

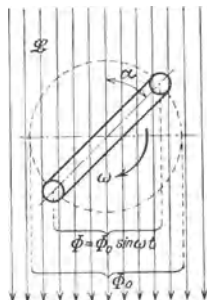


Fig. 18.

Meist ändert sich der Fluß nach bestimmten und einfachen Gesetzen, z. B. Bewegungen einer Schleife in ein Feld (Fig. 17).

Ist \mathfrak{B} die Liniendichte des Feldes, v die Bewegungsgeschwindigkeit in cm/sek und l die Länge des Drahtstückes (in cm), das die Induktionslinien von der Dichte \mathfrak{B} wirklich schneidet, so ist $E = -\mathfrak{B} \cdot lv \cdot 10^{-8}$ Volt. Da die Ausdehnung der Schleife in der Formel nicht berücksichtigt wird, kann man von einer geschlossenen Schleife absehen und nur das Schleifenstück AB von der Länge l betrachten. Man spricht kurz von „Induktion durch Schneiden von Induktionslinien“.

Bei Drehung einer Schleife in einem homogenen Feld mit der Winkelgeschwindigkeit ω ändert sich der Fluß nach dem Gesetz (Fig. 18)

$$\Phi = \Phi_0 \sin \alpha = \Phi_0 \sin \omega t.$$

Es wird

$$E = - \frac{d\Phi}{dt} = -\omega \Phi_0 \cos \omega t.$$

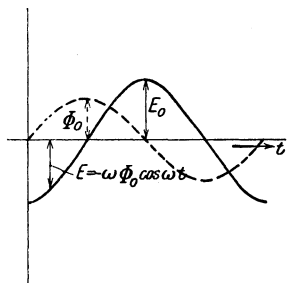


Fig. 19.

Die induzierte Spannung ändert sich hier periodisch zwischen 0 und einem Maximalwert $E_0 = -\omega \Phi_0$ (Fig. 19).

Selbstinduktion. Ebenso wie durch Bewegung eines Leiters im Feld eine EMK induziert wird, kann auch bei vollständiger Ruhe des Leiters durch Änderung des Feldes eine EMK erzeugt werden. Da jeder stromdurchflossene Leiter um sich ein Feld erzeugt ($\mathfrak{H} \cdot l = 0,4\pi NI$), bedingt jede Änderung des Stromes im Leiter eine EMK im Leiter, die dieser Änderung entgegenwirkt. Selbstinduktion.

$$e = -N \frac{d\Phi}{dt}; \quad \xi = \frac{0,4 \pi N I}{l};$$

$$\Phi = \xi \cdot \mu \cdot Q = \frac{0,4 \pi N I}{\mu \cdot Q}; \quad e_s = -\frac{0,4 \pi N^2}{\mu \cdot Q} \cdot \frac{dI}{dt} = -L \frac{dI}{dt}.$$

L = Selbstinduktionskoeffizient (Dimension einer Länge, cm). Technische Einheit von $L = 1$ Henry. Da 1 Volt = 10^8 absolute Einheiten, 1 Ampere = 10^{-1} absolute Einheiten, so ist: 1 Henry = 10^9 absolute Einheiten = 10^9 cm. L kann bei Spulen sehr groß werden, wenn diese viele Windungen und Eisen enthalten (Erregerspulen, Elektromagnete). Schließungsfunke und Öffnungsfunke. Bifilare Wicklung für Spulen, die nur zur Aufnahme von Widerstandsdraht bestimmt sind und keine Selbstinduktion besitzen sollen. (Siehe unten unter II).

Für eine Doppelleitung, von der einfachen Länge l cm, einem Drahtabstand d cm und einem Drahradius q cm (nicht über 0,5 cm) gilt

$$L = l(4 \log \text{nat} \frac{d}{q} + 1) 10^{-9} \text{ Henry}.$$

Man spricht von gegenseitiger Induktion, wenn durch Änderung eines Stromes i in einer Leiteranordnung I in einer benachbarten Leiteranordnung 2 eine EMK E_2 induziert wird.

Koeffizient der gegenseitigen Induktion = M ;

$$E_2 = -M \frac{di}{dt}.$$

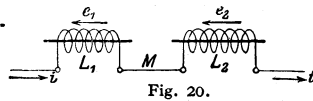


Fig. 20.

Besondere Fälle (Fig. 20). I. Zwei Spulen mit den Selbstinduktionen L_1 und L_2 haben bei Hintereinanderschaltung und magnetischer Verkettung die Gesamtselfinduktion

$$L_1 + L_2 + 2 M = L';$$

$$E = e_1 + e_2 = -(L_1 + L_2 + 2 M) \frac{di}{dt}.$$

II. (Fig. 21). Zwei Spulen mit L_1 und L_2 sind bei magnetischer Verkettung gegengeschaltet:

$$L' = L_1 + L_2 - 2 M;$$

$$E = e_1 - e_2 = -(L_1 + L_2 - 2 M) \frac{di}{dt} \text{ (Kompensationswicklung).}$$

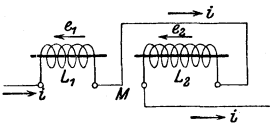


Fig. 21.

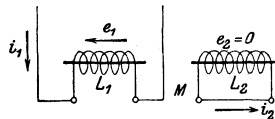


Fig. 22.

Decken sich die Spulen 1 und 2 möglichst, d. h. liegen Windungen, die denselben Strom führen, möglichst nebeneinander, so gilt $L_1 = L_2 = M$. Die Selbstinduktion solcher Anordnung ist = 0 (bifilare Wicklung).

III. (Fig. 22). Zwei Spulen mit L_1 und L_2 sind magnetisch verkettet. Spule 1 wird mit Strom gespeist, Spule 2 ist in sich kurzgeschlossen.

$$L' = L_1 \left(1 - \frac{M^2}{L_1 L_2}\right); \quad E = -L_1 \left(1 - \frac{M^2}{L_1 L_2}\right) \frac{di_1}{dt}.$$

Bei geeigneter Wahl von L_1 , L_2 und M kann der Klammerwert = Null werden (Kurzschlußkompensation).

Ist die magnetische Verkettung der Spulen 1 und 2 im Falle III nicht vollkommen, d. h. geht ein Teil der die Spule 1 durchsetzenden Induktionslinien nicht mit durch Spule 2, so ist die EMK der Selbstinduktion in Spule 1 von Null verschieden und ein Maß für die streuenden Linien (Streuspannung).

Regeln, nach denen die Richtungen von Strömen, Feldern und Bewegungen bestimmt werden können:



Fig. 23.



Fig. 24.

1. Feld um einen Leiter, Korkzieherregel (Fig. 23). Man schraube den Bohrer in Richtung des Stromes in den Leiter hinein. Die Drehrichtung des Griffes gibt die Richtung des Feldes an.

2. Richtung des Stromes um einen Elektromagneten (Fig. 24). Aus 1. folgt:

Blickt man auf den Nordpol eines Elektromagneten, so fließt der Strom um den Magneten im entgegengesetzten Sinne des Uhrzeigers.

3. Amperesche Schwimmerregel. Denkt man sich im Leiter mit dem Strom schwimmend und blickt dabei eine Magnetnadel an, so wird der Nordpol der Nadel durch den Strom nach links abgelenkt.

4. Handregel zur Bestimmung der Richtung induzierter Ströme (Fig. 25). Läßt man die Induktionslinien in die rechte Handfläche eintreten und bringt den Daumen in die Richtung der Bewegung des Leiters, so geben die ausgestreckten Finger die Richtung der induzierten Ströme an (Fig. 26).

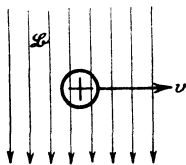


Fig. 25.

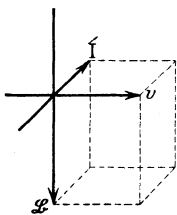


Fig. 26.

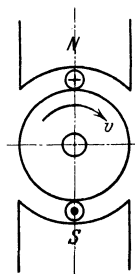


Fig. 27.

5. Blickt man in Richtung der Achse einer Dynamomaschine (Fig. 27), so tritt bei Rechtsdrehung des Ankers der Strom unter dem Nordpol ein, unter dem Südpol aus.

6. Richtung von Kräften. Gleichgerichtete Ströme ziehen sich an, entgegengesetzt gerichtete stoßen sich ab. Gekreuzte Ströme suchen sich gleichzurichten (Fig. 28).

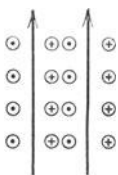


Fig. 28.

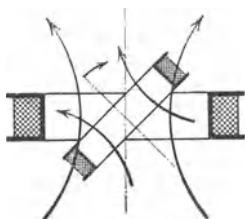


Fig. 29.

Zwei Spulen, von denen die eine drehbar angeordnet ist (Fig. 29), suchen sich, wenn durch sie Strom fließt, so zu stellen, daß der von ihnen erzeugte Fluß ein Maximum wird, d. h. sie stellen sich koaxial ein.

7. Richtung der Bewegung, die ein vom Strom durchflossener Leiter im magnetischen

Felde einschlägt, läßt sich nach der Korkzieherregel bestimmen. Die Leiter bewegen sich stets senkrecht zu den Induktionslinien (Fig. 30). Man bringe die Schraube des Korkziehers in die Stellung senkrecht zu den Induktionslinien, den Griff in die Richtung des Stromes im Leiter. Dreht man den Griff auf kürzestem Wege ($1/4$ Drehung) aus der Richtung des Stromes in die Richtung der Induktionslinien, so gibt die Fortbewegung der Rechtsschraube die Bewegungsrichtung an. (Oder auch analog 4 linke Handregel.)

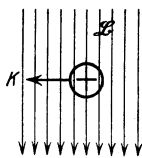


Fig. 30.

6. Wechselströme, ihre Darstellung, Gesetze und Wirkungen.

Wechselströme sind Ströme, deren Stärke und Richtung nach bestimmten Gesetzen periodisch schwanken. Graphische Darstellung des Stromes als Funktion der Zeit gibt die Wechselstromkurve, $i = f(t)$ (Fig. 31). Meist

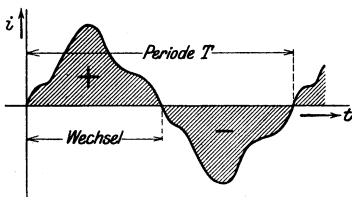


Fig. 31.

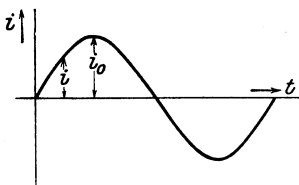


Fig. 32.

sinusförmiger Verlauf der Stromkurve. Dieser wird auch beim Bau der Wechselstromerzeuger angestrebt und den Wechselstrombetrachtungen zugrunde gelegt. i_0 = Maximalwert, Scheitelwert (Amplitude), i = Augenblickswert, Momentanwert.

$$i = i_0 \sin \alpha = i_0 \sin(\omega t) = i_0 \sin\left(\frac{2\pi}{T} t\right) = i_0 \sin(2\pi \nu t) \quad (\text{Fig. 32}) ;$$

$$\sin(2\pi \nu t) = \text{Phase};$$

Periode T ist die Zeit in sek, in der alle Momentanwerte i durchlaufen werden. Periodenzahl ν (Frequenz, Puls) gibt an, wieviel vollständige Zyklen in einer Sekunde durchlaufen werden. $\nu = \frac{1}{T}$. Übliche Periodenzahlen (in Deutschland) sind 50, 25, $16\frac{2}{3}$ pro sek. Eine Periode hat 2 Wechsel.

Vektordarstellung. Zur Untersuchung der Wechselstromerscheinungen wird die Darstellung durch Kurven nur in besonderen Fällen benutzt. Meist Darstellung durch Vektoren. Man kann die einzelnen Momentanwerte i eines sinoidal verlaufenden Wechselstromes finden als Projektion eines den Maximalwert i_0 darstellenden Vektors (Fig. 33 a, b) auf eine mit der Winkelgeschwindigkeit $\omega = 2\pi \nu$ im Sinne des Uhrzeigers rotierende Zeitlinie ZZ. Meist nimmt man die senkrechte Stellung mit der positiven Richtung nach oben als Nulllage der Zeitlinie an und zählt von dieser Lage aus die Zeit.

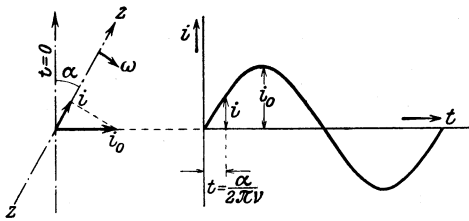


Fig. 33 a, b.

$$\alpha = 2\pi \nu t, \quad i = i_0 \sin \alpha .$$

Hat man mehrere Sinuströme gleicher Frequenz, so kann man sie bei vektorieller Darstellung leicht in Beziehung zueinander setzen. Man sagt: Derjenige Vektor eilt vor, der bei Drehung der Zeitlinie zuerst mit ihr zusammenfällt. In der Figur 34a und b eilt i_0'' dem Vektor i_0' vor. Die Voreilung ist hier φ (Phasenverschiebung). Für die Momentanwerte gelten dieselben Gesetze wie für Gleichstrom. Man kann Momentanwerte algebraisch addieren. Es ist:

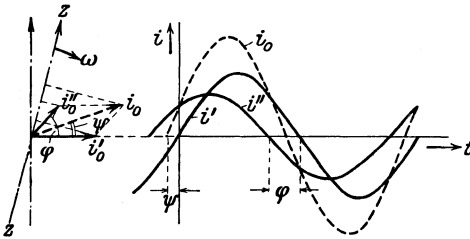


Fig. 34 a, b.

$$i_0' \sin \omega t + i_0'' \sin(\omega t \pm \varphi) = i_0 \sin(\omega t \pm \psi).$$

Mittelwerte. Der arithmetische, über eine ganze Periode genommene Mittelwert ist Null. Man versteht schlechthin unter Mittelwert den über einen Wechsel genommenen Wert

$$i_m = \frac{1}{T} \int_0^{\frac{T}{2}} i dt.$$

Bei Sinusstrom ist

$$i_m = \frac{2}{\pi} i_0.$$

Für die Leistung des Wechselstromes kommt der quadratische Mittelwert, der „Effektivwert“, d. h. der Wert in Frage, der in einem Widerstand dieselbe Stromwärme erzeugen würde, wie ein Gleichstrom von gleichem Betrage.

Effektivwert
$$I_{\text{eff.}} = I = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T i^2 dt}.$$

Für Sinusstrom wird:

$$I = \frac{i_0}{\sqrt{2}}, \quad \text{allgemein ist } I = \frac{i_0}{k}; \quad k = \text{Scheitelfaktor.}$$

Formfaktor ist das Verhältnis:

$$\frac{I}{i_m} = f;$$

für Sinusstrom:

$$f = \frac{\pi}{2\sqrt{2}} = 1,11.$$

Analog gilt für Wechselspannungen:

Mittelwert:
$$e_m = \frac{1}{T} \int_0^{\frac{T}{2}} e dt;$$

für Sinusverlauf:

$$e_m = \frac{2}{\pi} e_0.$$

Effektivwert:
$$E = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T e^2 dt}$$

für Sinusverlauf:
$$E = \frac{e_0}{\sqrt{2}}$$

Leistung des Wechselstromes. Ein durch eine Wechselspannung $e = e_0 \sin \omega t$ getriebener Wechselstrom $i = i_0 \sin(\omega t \pm \varphi)$ (Voreilung oder Nacheilung des Stromes gegen die Spannung) hat die Momentanwerte der Leistung:

$$l = e_0 \sin \omega t \cdot i_0 \sin(\omega t \pm \varphi).$$

Der Effektivwert der Leistung wird:

$$\Omega = \frac{1}{T} \int_0^T e_0 \sin \omega t \cdot i_0 \sin(\omega t \pm \varphi) dt = \frac{1}{2} e_0 i_0 \cos \varphi.$$

$$\Omega = E I \cos \varphi; \quad \cos \varphi = \text{Leistungsfaktor,}$$

$$E I = \text{scheinbare Leistung.}$$

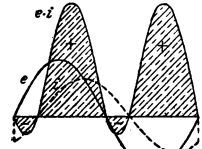


Fig. 34 c.

Zur Bestimmung der Leistung eines Wechselstroms genügt es mithin im allgemeinen nicht (wie bei Gleichstrom), nur die Stromstärke und die Spannung des Wechselstromes zu messen und das Produkt aus beiden zu bilden, sondern es muß die Phasenverschiebung zwischen Strom und Spannung, der Zeitwinkel φ , berücksichtigt werden. Dies geschieht durch ein drittes Instrument, das Wattmeter, das den Mittelwert der Momentanleistungen I über der Zeit einer ganzen Periode angibt. Die Phasenverschiebung richtet sich, wie unten unter „Wichtige Wechselstromkreise“ abgeleitet wird, nach der Art des Betriebes. Glühlampen z. B. stellen einen reinen, Ohmschen Widerstand dar und verursachen keine Phasenverschiebung ($\varphi=0$, $\cos \varphi=1$), d. h. die Spannungskurve und die Stromkurve gehen hier gleichzeitig durch Null (Fig. 37 a) oder im Vektordiagramm (Fig. 37 b): Der Strom- und der Spannungsvektor haben gleiche Richtung. Das Wattmeter muß also bei Glühlampenbelastung im Netz das Produkt aus den Angaben des Amperemeters und des Voltmeters angeben. $\Omega = E \cdot I \cdot 1$.

Besteht die Belastung des Netzes aus induktiven Widerständen (Motoren, Drosselspulen, Elektromagneten), so gehen die Stromkurve und die Spannungskurve nicht mehr zu gleicher Zeit durch Null. Die Vektoren des Stromes und der Spannung schließen einen Winkel φ ein (Fig. 35). Das Wattmeter zeigt in diesem Falle weniger an als dem Produkte aus Strom und Spannung, der „scheinbaren Leistung“, entspricht. Im äußersten Falle wäre $\varphi=90^\circ$, $\cos \varphi=0$. Die Stromkurve geht durch Null, wenn die Spannungskurve ihren Höchstwert erreicht hat und umgekehrt. In diesem Falle zeigt das Wattmeter keine Leistung an, obgleich Strom und Spannung beliebig hohe Werte haben können.

Beispiel. Eine Wechselstrommaschine für 5000 Volt arbeite mit 100 Ampere auf ein Netz, das wesentlich mit Motoren belastet ist. Das Wattmeter zeigt 400 KW = wirkliche Leistung. Die scheinbare Leistung ist $5000 \cdot 100 = 500\,000$ Volt-Ampere = 500 KVA. Mithin $\cos \varphi = \frac{400}{500} = 0,8$. Die Antriebmaschine braucht natürlich nur die wirkliche Leistung aufzubringen. Ist η_m = Wirkungsgrad der Antriebmaschine = 92 vH, η_{dyn} = Wirkungsgrad der Dynamomaschine = 95 vH, so wird die Anzahl der PS₁

$$N_i = \frac{E \cdot I \cdot \cos \varphi}{736 \cdot \eta_{dyn} \cdot \eta_m} = \frac{400 \cdot 1000}{736 \cdot 0,95 \cdot 0,92} = 620 \text{ PS}_1.$$

Für den Entwurf der Antriebmaschine wird jedoch die „scheinbare Leistung“ als Höchstwert zugrunde gelegt.

Die Leistung läßt sich zeichnerisch darstellen als Fläche eines Parallelogrammes aus E und I' , wobei I' der um 90° gedrehte Vektor des Stromes I bedeutet (Fig. 35). Dreieck aus E und I' stellt die halbe Leistung dar.

Zerlegung der Vektoren in Komponenten. Projiziert man den Vektor des Stromes auf den Vektor der Spannung (Fig. 36), so erhält man die an der Leistung beteiligte Komponente $I' = I \cos \varphi$, die Leistungskomponente. (Wirkstrom). Die Komponente $I'' = I \sin \varphi$ heißt leistungslose Komponente oder Leerkomponente. (Blindstrom).

Fassung der Kirchhoffschen Gesetze für Wechselstrom.

1. Die geometrische Summe der Vektoren der Stromstärken, die einem Knotenpunkte zufließen, ist gleich der geometrischen Summe der Vektoren der Stromstärken, die von dem Punkte wegfließen. Das Polygon aus allen Stromstärken, die in dem Punkte zusammenkommen, muß geschlossen sein.

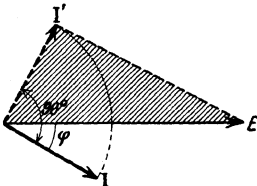


Fig. 35.

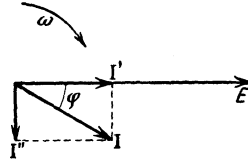


Fig. 36.

2. In jedem geschlossenen Wechselstromkreise ist die geometrische Summe aller EMKE und der Produkte IR gleich Null. Das Polygon der EMKE und der IR ist geschlossen.

Wichtige Wechselstromkreise.

1. Wahrer Ohmscher Widerstand R im Wechselstromkreise. Ein Ohmscher Widerstand R (entsprechend $\frac{l \cdot \sigma}{q}$) setzt der angelegten Spannung eine Gegen-EMK $= -(iR)$ entgegen. Es muß $p = -(iR)$ angelegt werden, um den Strom i zu erhalten. Mithin ist p proportional i (Fig. 37 a, b).

$$i = i_0 \sin \omega t; \quad p = R \cdot i_0 \sin \omega t;$$

$$p \text{ konphas } i; \quad \cos \varphi = 1; \quad Q = EI \cos \varphi = EI.$$

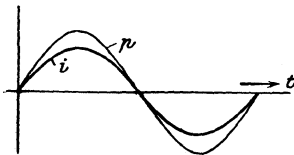


Fig. 37 a, b.

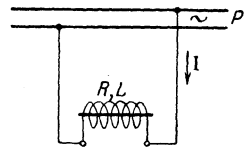
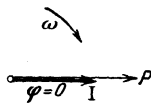


Fig. 38.

Es gilt wie bei Gleichstrom $P = I \cdot R$ (Ohmsches Gesetz). Als wahre Ohmsche Widerstände können Glühlampen, Wasserwiderstände angesehen werden.

2. Induktiver Widerstand neben ohmschem Widerstand im Kreise (Fig. 38). Neben der Gegen-EMK $(-iR)$ ist hier noch die EMK der Selbstinduktion

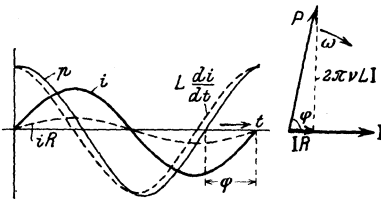


Fig. 39 a, b.

$$e_s = -L \frac{di}{dt}$$

zu überwinden. Ist $i = i_0 \sin \omega t$, so muß zur Erzeugung von i angelegt werden (Fig. 39 a, b):

$$p = iR + L \frac{di}{dt};$$

$$p = R \cdot i_0 \sin \omega t + \omega L i_0 \cos \omega t; \quad P = I \cdot R \hat{+} \omega L I.$$

Die angelegte Spannung P zerfällt mithin in eine Leistungskomponente zur Überwindung des ohmschen Widerstandes und eine dem Strom 90° voreilende

Leerkomponente zur Überwindung des induktiven Widerstandes. Aus dem Vektordiagramm (Fig. 39b) ergibt sich:

$$P^2 = (I \cdot R)^2 + (2\pi\nu L I)^2;$$

$$I = \frac{P}{\sqrt{R^2 + (2\pi\nu L)^2}} = \frac{\text{Spannung}}{\text{scheinbarer Widerstand}};$$

$$\sqrt{R^2 + (2\pi\nu L)^2} = \text{scheinbarer Widerstand (Impedanz)};$$

$$2\pi\nu L = \text{Reaktanz};$$

$$\text{tg } \varphi = \frac{2\pi\nu L}{R}; \quad \mathcal{L} = P \cdot I \cos \varphi = I^2 \cdot R.$$

Mit induktiven Widerständen kann man sonach Spannungen abdresseln, ohne dabei Leistung zu verbrauchen, wobei allerdings Phasenverschiebung auftritt. Induktiver Widerstand ist stets vorhanden, wenn mittels Wechselströmen Induktionsflüsse erzeugt werden (Motoren, Drosselspulen, Transformatoren). Z. B. könnte man eine sogenannte Drosselspule (Spule mit Eisenkern) in Wechselstrombogenlampenkreisen anwenden, um Leistungsverluste zu vermeiden. Bei Anschluß einer Wechselstromlampe von 30 Volt und 10 Ampere an ein 110 Volt-Netz wären 80 Volt in einem Vorschaltwiderstand zu vernichten. Hierbei wäre der Leistungsverlust $10 \cdot 80 = 800$ Watt. Schaltet man an Stelle eines Vorschaltwiderstandes eine Drosselspule vor die Lampe, so wird der Strom im Lampenkreis gegen die Spannung stark verschoben. Zwar fließen 10 Ampere durch Lampe und Drosselspule und beide liegen zusammen an 110 Volt ($110 = 30 \hat{+} E_{dr}$), doch ist der Verbrauch $L = 110 \cdot 10 \cdot \cos \varphi$ nicht viel größer als der Verbrauch der Lampe allein. Arbeitet eine Wechselstromquelle auf Glühlampen (Fig. 40), denen eine Drosselspule parallel geschaltet ist, so sind zwei Ströme zu unterscheiden: Für die Lampen (Widerstand R_1)

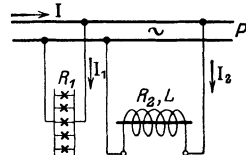


Fig. 40.

$$I_1 = \frac{P}{R_1} \quad (I_1 \text{ konphas } P).$$

Für die Drosselspule (Widerstand R_2 und Selbstinduktion L)

$$I_2 = \frac{P}{\sqrt{R_2^2 + (2\pi\nu L)^2}}; \quad \text{tg } \varphi_2 = \frac{2\pi\nu L}{R_2}.$$

Der aus der Stromquelle fließende Strom I ist (Fig. 41)

$I = I_1 \hat{+} I_2$
(unter dem Winkel ψ nacheilend gegen die Spannung P).

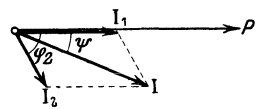


Fig. 41.

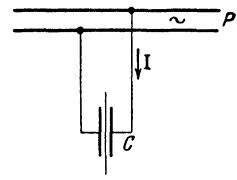


Fig. 42.

3. Kapazität im Wechselstromkreise (Fig. 42).

$$\text{Kapazität } C = \frac{Q}{P} = \frac{\text{Elektrizitätsmenge}}{\text{Potentialdifferenz}};$$

$$dq = C dp; \quad i = \frac{dq}{dt} = C \frac{dp}{dt}.$$

Für Sinusstrom: $p = p_0 \sin \omega t; \quad i = \omega C p_0 \cos \omega t.$

Der Strom eilt der Spannung 90° vor (Fig. 43 a, b).
Effektivwerte: $I = \omega C P$. Der Strom wächst mithin proportional mit der Frequenz.

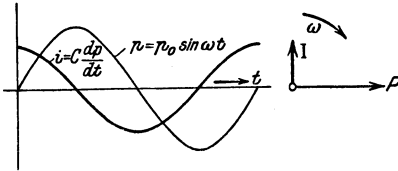


Fig. 43 a, b.

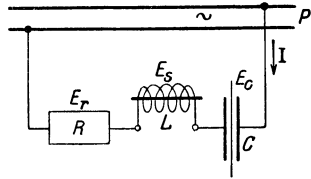


Fig. 44.

4. Wechselstromkreis mit ohmischem Widerstand, Selbstinduktion und Kapazität (Fig. 44).

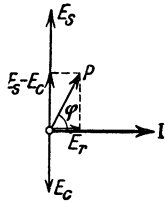


Fig. 45.

Es muß sein: $P = E_r \hat{+} E_s \hat{+} E_c$ (Fig. 45).

$$E_r = IR; \quad E_s = 2\pi\nu LI; \quad E_c = \frac{I}{2\pi\nu C};$$

$$I = \frac{P}{\sqrt{R^2 + \left(2\pi\nu L - \frac{1}{2\pi\nu C}\right)^2}} \text{ (Ohmsches Gesetz);}$$

$$\text{tg } \varphi = \frac{E_s - E_c}{E_r};$$

$$\sqrt{R^2 + \left(2\pi\nu L - \frac{1}{2\pi\nu C}\right)^2} = \text{scheinbarer Widerstand (Impedanz);}$$

$$\left. \begin{array}{l} 2\pi\nu L - \frac{1}{2\pi\nu C} \\ 2\pi\nu L \end{array} \right\} \text{Reaktanz;}$$

$$\frac{1}{2\pi\nu C} = \text{Kapazitätsreaktanz (Kondensanz);}$$

$L =$ Induktanz, Selbstinduktionskoeffizient.

Je nachdem Induktanz oder Kondensanz überwiegt, eilt die Spannung dem Strome vor oder nach. Die Phasenverschiebung kann Null werden ($\cos \varphi = 1$), wenn Selbstinduktion, Kapazität und Frequenz geeignet abgeglichen sind (Resonanz). Resonanz tritt ein, wenn $E_s = E_c$, d. h.

$$\omega^2 LC = 1 \quad \text{oder} \quad LC = \frac{1}{\omega^2}; \quad \nu = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{1}{LC}}.$$

Mehrphasenströme.

Ordnet man auf einem Anker mehrere Spulen (Spulengruppen) derart an, daß ein und derselbe Induktionsfluß bei Bewegung des Ankers oder des Flusses zu verschiedenen Zeiten die Spulen durchsetzt, so werden in den Spulen Wechselspannungen induziert, die phasenverschoben sind.

Räumliche Verschiebung der Spulen bedeutet zeitliche Verschiebung der induzierten Spannungen.

Zweiphasenstrom. Zwei gleiche Spulen (Gruppen) sind elektrisch 90° (bei einer zweipoligen Anordnung räumlich 90°) gegeneinander verschoben (Fig. 46). Die induzierten Spannungen sind um $1/4$ Periode verschoben (Fig. 47). Zur Fortleitung eines Zweiphasenstromes sind im allgemeinen 4 Leitungen erforderlich (Fig. 48). Durch Zusammenlegung zweier Leitungen erhält man verketteten

Zweiphasenstrom mit 3 Leitungen (Fig. 49). Die gemeinsame Leitung führt je nach Art der Verbindung die Summe oder Differenz der Phasenströme. Bei gleicher Belastung der Phasen ist der verkettete Strom $\sqrt{2}$ mal so groß als der Phasenstrom (Fig. 50).

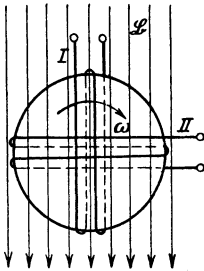


Fig. 46.

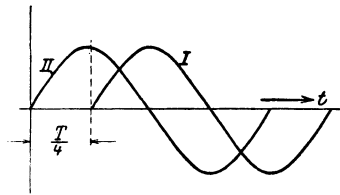


Fig. 47.

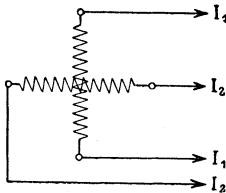


Fig. 48.

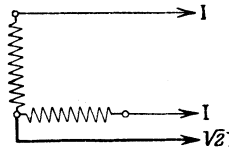


Fig. 49.

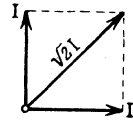


Fig. 50.

Dreiphasenstrom entsteht, wenn die Spulen 60° gegeneinander angeordnet sind (Fig. 51). Die induzierten Spannungen sind 60° gegeneinander verschoben. Der verkettete Dreiphasenstrom beträgt bei gleicher Belastung der drei Zweige das Doppelte des Phasenstromes (Fig. 52).

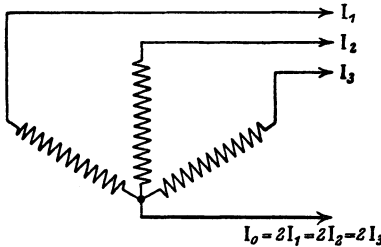


Fig. 51.

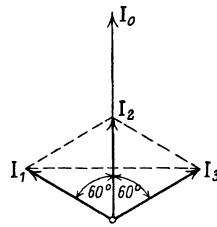


Fig. 52.

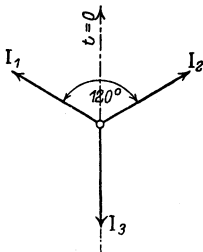


Fig. 53.

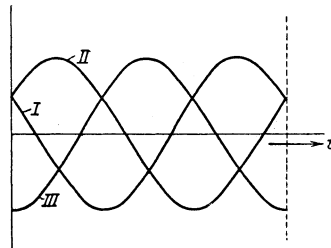


Fig. 54.

Drehstrom entsteht, wenn drei Spulen derart auf dem Anker angeordnet werden, daß sie 120° gegeneinander einschließen. Die drei Vektoren schließen dann

Winkel von 120° ein (Fig. 53). Die geometrische Summe der Vektoren ist Null. Während im allgemeinen zum Fortleiten des Drehstromes 6 Leitungen erforderlich sind, kann man bei Verkettung der drei Phasen und gleicher Belastung der Phasen mit 3 Leitungen auskommen, da der Summenstrom Null ist (Fig. 54). Zwei Möglichkeiten zu verketteten: Sternschaltung und Dreieckschaltung.

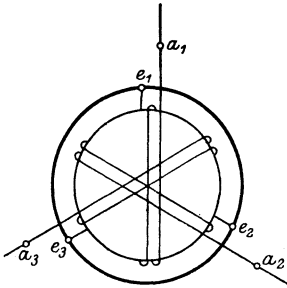


Fig. 55.

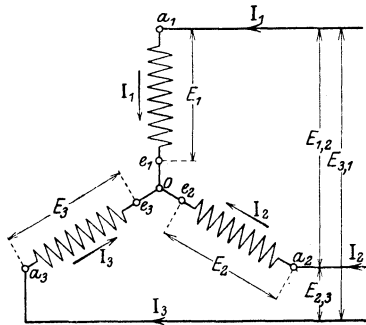


Fig. 56.

Sternschaltung entsteht, wenn die um 120° verschobenen Enden e_1, e_2, e_3 zusammengelegt werden (Fig. 55). Der Drehstrom wird fortgeleitet durch Anschlüsse an a_1, a_2, a_3 . Es sind 6 Spannungen vorhanden (Fig. 56). 3 Spannungen zwischen Nullpunkt und den Klemmen a_1, a_2, a_3 und 3 Spannungen zwischen a_1, a_2, a_3 . Spannung zwischen Nullpunkt und Klemmen wird kurz Sternspannung genannt. Unter Spannung schlechthin eines Drehstromnetzes versteht man die Spannung zwischen den Klemmen (Außenleitern). Bezeichnet man die Sternspannungen mit E_1, E_2, E_3 , die Spannungen zwischen den Klemmen a_1, a_2, a_3 mit $E_{1,2}, E_{2,3}, E_{3,1}$, so ist, wie aus Fig. 57 ersichtlich, (als geometrische

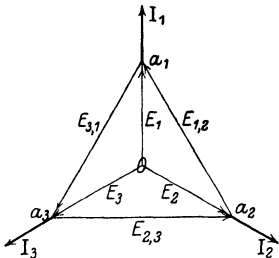


Fig. 57.

Differenz der Sternspannungen), $E_{1,2} = E_{2,3} = E_{3,1} = \sqrt{3} E_1 = \sqrt{3} E_2 = \sqrt{3} E_3$.

Die Ströme I_1, I_2, I_3 werden im Diagramm in den Punkten a_1, a_2, a_3 angetragen. Bei Sternschaltung sind die Ströme in den Außenleitern gleich den Strömen in den einzelnen Zweigen.

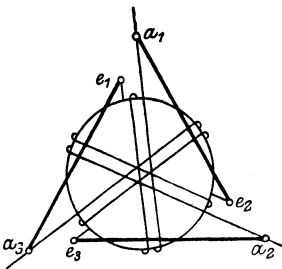


Fig. 58.

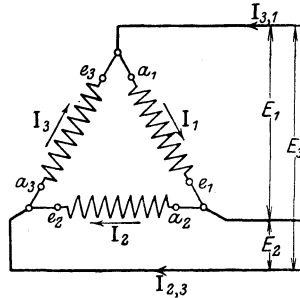


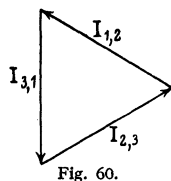
Fig. 59.

Dreieckschaltung entsteht, wenn man die Anfänge a_1, a_2, a_3 mit den Enden der nächsten Spulen e_2, e_3, e_1 verbindet (Fig. 58). Dies ist zulässig,

da die geometrische Summe der Vektoren der EMK = 0 ist. Bei Dreieckschaltung nur drei Spannungen, kurz Spannung genannt, nämlich die zwischen den Außenleitern (Fig. 59). Die Stromstärken in den Zuleitungen nach a_1, a_2, a_3 stellen die geometrische Differenz der Ströme in den einzelnen Zweigen dar:

$$I_{1,2} = I_{2,3} = I_{3,1} = \sqrt{3} I_1 = \sqrt{3} I_2 = \sqrt{3} I_3 .$$

Die Vektoren der Ströme in den Zuleitungen müssen sich zu einem Dreieck schließen (Fig. 60).



Anwendung der Sternschaltung (Y) oder Dreieckschaltung (Δ) ist beliebig. Üblich ist, Lampen in Δ zu schalten; Motoren erhalten Y- oder Δ -Schaltung.

Leistung des Drehstromes. Die Gesamtleistung eines beliebig belasteten Drehstromsystems setzt sich aus den drei Einzelleistungen der Zweige zusammen.

$$\mathfrak{L} = E_1 I_1 \cos \varphi_1 + E_2 I_2 \cos \varphi_2 + E_3 I_3 \cos \varphi_3 \quad (\text{Fig. 57}).$$

Bei gleicher Belastung der Zweige wird:

$$\mathfrak{L} = 3 E_1 I_1 \cos \varphi_1 = 3 E_2 I_2 \cos \varphi_2 = 3 E_3 I_3 \cos \varphi_3 .$$

Da bei Y-Schaltung die Spannung zwischen den Außenleitern das $\sqrt{3}$ fache der Sternspannung oder bei Δ -Schaltung der Strom im Außenleiter das $\sqrt{3}$ fache des Zweigstromes ist, ist die Drehstromleistung bei gleicher Belastung der Zweige

$$\mathfrak{L} = \sqrt{3} E I \cos \varphi .$$

Die Leistung eines beliebig belasteten Drehstromsystems läßt sich bei Y-Schaltung zeichnerisch darstellen als die doppelte Summe der Flächen der drei Dreiecke, jedes gebildet aus dem um 90° gedrehten Stromvektor und dem Vektor der zugehörigen Sternspannung (Fig. 61). Die Lage des Punktes O ist willkürlich. Legt man O in eine der Ecken a_1, a_2, a_3 , so wird eines der Flächendreiecke = Null. Die Drehstromleistung wird also auch durch die doppelte Fläche zweier Dreiecke dargestellt (siehe unter Messungen).

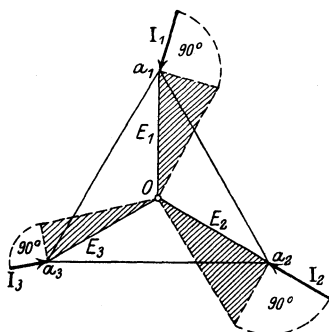


Fig. 61.

Eisen in veränderlichen Feldern.

Bringt man Eisen in ein magnetisches Feld, das von Null bis zu einem positiven Maximum stetig ansteigt, wieder über Null nach einem negativen Maximum

stetig bis zum positiven Maximum anwächst, so sind die Werte \mathfrak{B} für die gleichen Werte von \mathfrak{H} beim Herauf- und Heruntergehen nicht gleich (Fig. 62). Die im Abschnitt „Magnetismus“ angegebene Beziehung $\mathfrak{B} = \mu \cdot \mathfrak{H}$ ist nicht vollkommen. Für $\mathfrak{H} = 0$ hat \mathfrak{B} noch den Wert OR (Remanenz). \mathfrak{B} wird erst = 0 für eine negative Feldstärke OR (Koerzitivkraft). Die bei zeichnerischer Darstellung des Ummagnetisierungsprozesses ent-

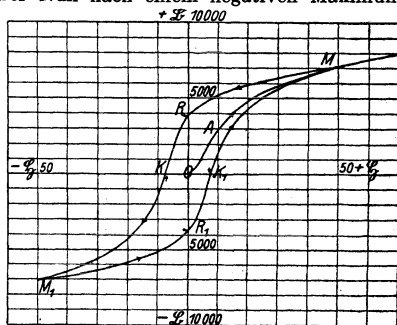


Fig. 62.

stehende Schleife (Hysteresisschleife) schließt eine Fläche ein, die dem Arbeitsverlust proportional ist, der bei einer einmaligen vollständigen Ummagnetisierung auftritt und sich in Erwärmung des Eisens äußert. Hysteresisverlust.

Fläche $\int \mathfrak{H} d\mathfrak{B}$ ist unter Berücksichtigung des Abszissen- und Ordinatenmaßstabes nach Warburg das 4π -fache des Verlustes in Erg pro 1 cm^3 Eisen.

$$V = \frac{1}{4\pi} \int \mathfrak{H} d\mathfrak{B} \text{ Erg/cm}^3.$$

Das Gesetz gilt auch für nicht vollständig durchlaufene Ummagnetisierungsprozesse.

Wird Eisen in einer mit Wechselstrom gespeisten Spule ummagnetisiert, so wird eine der Hysteresis entsprechende elektrische Leistung verbraucht. Nach Steinmetz kann der Hysteresisverlust pro cm^3 Eisen gesetzt werden

$$V_h = \eta \nu \mathfrak{B}_0^{1,6} \text{ Erg/sek},$$

wobei ν = Frequenz/sek und \mathfrak{B}_0 = maximale Induktion. Da $1 \text{ Watt} = 10^7 \text{ Erg/sek}$, wird

$$V_h = \eta \nu \mathfrak{B}_0^{1,6} 10^{-7} \text{ Watt/cm}^3$$

$$\text{oder} \quad V_h = \frac{\eta \cdot \nu \mathfrak{B}_0^{1,6}}{7,7 \cdot 10^4} \text{ Watt/kg},$$

wobei $7,7$ = spezifisches Gewicht des Eisens.

Für Schmiedeeisen, Eisenblech, Stahlblech $\eta = 0,0012$ bis $0,0055$ je nach Härte,

„ Gußeisen. $\eta = 0,0011$ bis $0,016$,

„ weichen Stahlguß η ca. $0,028$,

„ modernes Transformatorenblech . . $\eta = 0,001$ bis $0,0015$.

Wirbelströme. Durchsetzt ein veränderlicher Fluß Eisen, so werden wie in jedem Leiter EMKe induziert (analog: Schneiden von Induktionslinien durch Eisenmassen). Infolge der EMKe bilden sich im Eisen Ströme (Foucaultsche Ströme, Wirbelströme) aus, die das Eisen erwärmen. Verlust durch Wirbelströme ist $V_w = \xi \cdot \nu^2 \mathfrak{B}_0^2 10^{-7} \text{ Watt/cm}^2$, wobei ξ etwa $0,000\,001$. Bei sinoidalem Verlauf des Flusses ($\Phi = \Phi_0 \sin \omega t$) hat die EMK der Wirbelströme die Form

$$e_w = - \frac{d\Phi}{dt} = - \omega \Phi_0 \cos \omega t.$$

Der Verlust durch Wirbelströme (Joulesche Wärme) hat den Wert

$$V_w = \frac{1}{T} \int_0^T \frac{e_w^2}{R_{\text{Eisen}}} dt,$$

wobei R_{Eisen} der Ohmsche Widerstand des Eisens ist.

Zur möglichsten Verhinderung der Wirbelströme setzt man Eisenmassen, die von Wechselströmen durchsetzt werden, aus Blechen zusammen. (Induktionslinien müssen längs der Blechebenen verlaufen.) Die Bleche werden durch Lack oder dünnes Papier voneinander isoliert. Blechdicke δ ca. $0,3$ bis $0,5 \text{ mm}$. Papierdicke etwa $0,03 \text{ mm}$. Eisen mit hohem Siliziumgehalt (legierte Bleche) hat höheren spezifischen Widerstand und deshalb geringen Wirbelstromverlust, doch leiden durch den Si-Gehalt die Magnetisierungsfähigkeit und die mechanische Festigkeit des Eisens.

Verluste durch Hysteresis und Wirbelströme treten praktisch im Eisen stets gemeinsam auf. Zur Kennzeichnung der Güte des Eisens bezüglich seiner Verluste bei der Ummagnetisierung gibt man die Verlustziffer des Eisens an. Verlustziffer nennt die Anzahl Watt, die bei der Ummagnetisierung von 1 kg Eisen (spezifisches Gewicht $7,7$ angenommen) durch sinusförmigen Wechselstrom von

der Frequenz = 50/sek und bei einer maximalen Induktion $\mathfrak{B}_0 = 10\,000\text{ cgs}$ Linien/cm² bei einer bestimmten Temperatur (30° C) durch Hysterisis und Wirbelströme im Eisen in Wärme umgesetzt werden. Fig. 63 und 64 stellen die Verluste in Dynamoblech von 0,5 mm Dicke und in legiertem Blech (Transformatorblech) von 0,3 mm Dicke durch Hysterisis und Wirbelströme in Watt/kg in Abhängigkeit von der maximalen Induktion und der Frequenz dar. (Kurven nach Petersen - Kittler, Allgemeine Elektrotechnik, Bd. II, 1909.)

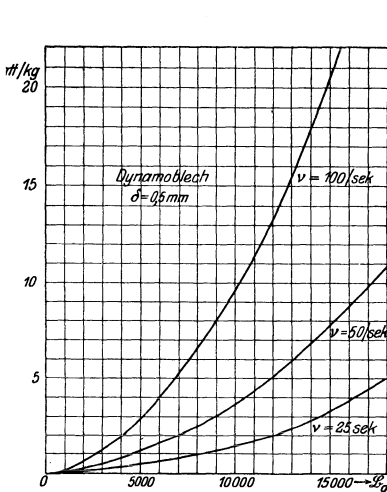


Fig. 63.

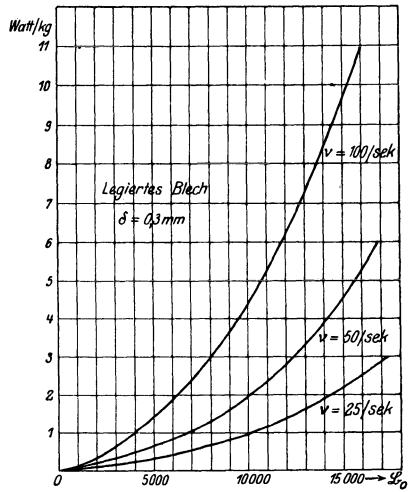


Fig. 64.

Skineffekt (Hauteffekt). Infolge gegenseitiger Induktion zwischen inneren und äußeren Leiterschichten verteilt sich ein Wechselstrom nicht gleichmäßig über den Querschnitt eines Leiters (Eigenimpedanz). In den äußeren Schichten des Leiters ist die Stromdichte größer als im Innern des Leiters. Durch Skineffekt wird mithin der Ohmsche Widerstand scheinbar erhöht. (Siehe C. P. Feldmann, Wechselstromtransformatoren, S. 158, 1894.) Ist R_{gl} der wahre, Ohmsche Widerstand (bei Gleichstrombelastung des Leiters) und R_w der infolge ungleicher Stromverteilung im Leiter bei Wechselstrom wirksame, der Stromwärme entsprechende Widerstand, so gilt $R_w = f \cdot R_{gl}$.

Werte von f für Kupferleiter vom Durchmesser d mm:

$v =$	Perioden/sek		
	25	50	100
$d = 5\text{ mm}$	1,00003	1,0001	1,00044
10 „	1,0004	1,0018	1,0070
15 „	1,0020	1,0098	1,0350
20 „	1,0070	1,0280	1,1120

Eine dem Skineffekt analoge Erscheinung, nämlich eine Verdrängung der Induktionslinien durch die Wirbelströme, tritt auf, wenn Wechselfelder durch Leiter, z. B. Eisen, durchtreten. Es findet hier eine Erhöhung der Induktion \mathfrak{B} in den äußeren Schichten des Leiters statt. Bei Blechen bis 0,5 mm Dicke und bei den üblichen Frequenzen 25 und 50 pro sek kann dieser Skineffekt vernachlässigt werden. (Näheres Petersen - Kittler, Allgemeine Elektrotechnik, Bd. II, 1909, S. 152.)

II. Elektrotechnische Meßkunde.

1. Konstruktion, Wirkungsweise und Anwendung der gebräuchlichen Meßinstrumente.

Der elektrische Strom wird bei Meßinstrumenten benutzt, um mechanische Kräfte auf die beweglichen Teile der Instrumente auszuüben. Meist Drehbewegung, selten Vorwärtsbewegung des „Systems“. Während der Ablenkung aus der Nulllage werden (durch Torsion von Fäden, äußere Magnetfelder, Federn, Schwerkraft) Gegenkräfte ausgelöst, die das System wieder in die Nulllage zurückzubringen suchen. Durch das Zusammenwirken der ablenkenden und der gegenwirkenden Kräfte kommt nach Schwingungen das System in die neue Ruhelage. Dämpfung des Systems zur schnellen Ablesung des gesuchten Meßwertes.

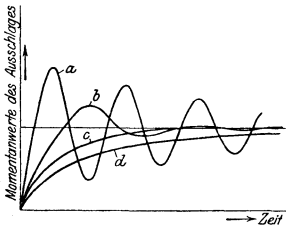


Fig. 65.

a) Schwingung periodisch, b) Schwingung schwach gedämpft, c) Ausschlag aperiodisch, d) Ausschlag stark gedämpft („überaperiodisch“).

Dämpfungsarten:

Flüssigkeitsdämpfung (leicht überaperiodisch, Zeiger „schleicht“).

Luftdämpfung (am gebräuchlichsten).

Wirbelstromdämpfung (bei Hitzdrahtinstrumenten).

Fig. 65 zeigt die möglichen Dämpfungsverhältnisse.

Gewicht und Trägheitsmoment des Systems sollen klein sein, um Achsen und Lager wenig zu beanspruchen und geringe kinetische Energie des Systems zu erhalten.

Empfindlichkeit: Wert der zu messenden Größe pro Skalenteil bzw. pro mm Ausschlag.

Spiegelablesung, zum Beobachten sehr kleiner Ausschläge (nach Pogendorff-Gauß). Fig. 66. Je nachdem bei C das Auge oder ein leuchtender Körper, spricht man von subjektiver oder objektiver Ablesung. Letztere bequemer, da man während der Ablesung gleichzeitig Handlungen vornehmen kann. Subjektive Ablesung ist genauer. In Fig. 66 ist die gemessene Größe $AB = n$ der Tangente

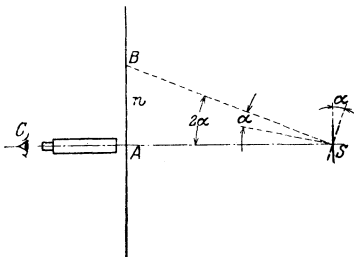


Fig. 66.

des Winkels 2α proportional. Ist Abstand AS groß und α klein, kann ohne großen Fehler Proportionalität zwischen α und n angenommen werden. Objektive Ablesung mit vertikalem Lichtstrahl (Siemens & Halske).

Systeme der Meßinstrumente.

Drehspulinstrumente (Thomson, Deprez, Weston).

In einem radialen, homogenen Felde, erzeugt durch einen permanenten Stahlmagneten, ist ein die Wicklung tragendes Rähmchen drehbar angeordnet (Fig. 67). Der Strom wird dem Rähmchen durch Spiralfedern oder durch Aufhängedraht zugeführt. Das auf das System ausgeübte Drehmoment ist

$$D = 2 \frac{\oint N i \cdot l}{10} \cdot r = \frac{1}{10} \oint \cdot S N i \text{ cm-Dynen,}$$

wobei N Windungszahl, l die Höhe, r halbe Breite, $2rl = S =$ Fläche des Rähmchens, $i =$ Stromstärke in Ampere. \mathcal{H} die Feldstärke im Luftspalt. ($i \cdot N$ etwa = 1 Amperewindung, $\mathcal{H} = 500$ bis 1800 Linien.) Drehspulinstrumente für technische Zwecke (sogenannte Präzisions-Schalttafelinstrumente) und

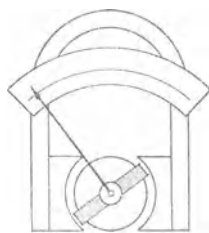


Fig. 67.

für Laboratorium (transportable Zeigerinstrumente oder Galvanometer mit Zeiger oder Spiegel) Differentialgalvanometer nach Deprez tragen zwei Spulen auf dem Rähmchen. Isthmusmethode für Zeigergalvanometer für Nullmethoden (Fig. 68). Durch Anwendung eines magnetischen

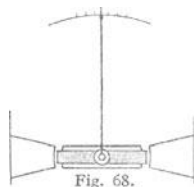


Fig. 68.

Nebenschlusses ist Änderung der Empfindlichkeit in weiten Grenzen möglich. Wirbelstromdämpfung mittels des die Spule tragenden Kupfer- oder Aluminiumrähmchens.

Bei Präzisionsmessungen soll bei Laboratoriumsinstrumenten wegen Durchhang der Federn und wegen geringer Exzentrizität die Achse senkrecht stehen. Vorteile der Drehspulinstrumente sind: Große Empfindlichkeit, proportionale Skala (\mathcal{H} homogen), gute Dämpfung, Erkennbarkeit der Stromrichtung (Instrument ist polarisiert), leichte Transportfähigkeit, leichte Änderung der Empfindlichkeit (magnetischer Nebenschluß). Drehspulinstrumente naturgemäß nur für Gleichstrom.

Drehmagnetinstrumente. Ein meist an Fäden aufgehängter permanenter Magnet (Glockenform oder Nadel) wird durch das Feld einer stromdurchflossenen, feststehenden Spule beeinflusst. Instrumente müssen „orientiert“ werden. Starke Beeinflussung durch äußere, fremde Magnetfelder. Panzergalvanometer. Astatistisches Nadelpaar. In der Technik wegen ihrer schwierigen Aufstellung und leichten Beeinflussung nicht angewandt.

Weicheiseninstrumente (meist elektromagnetische Instrumente genannt). Ein die Achse und den Zeiger tragendes Weicheisenstück geeigneter Form wird durch das Feld einer feststehenden, stromdurchflossenen Spule beeinflusst. Älteste Form nach Kohlrusch. Empirische Herstellung der Skala. Meist Luftdämpfung. Angaben der Instrumente etwas abhängig von Frequenz und Kurvenform. Billigste Instrumente. Als Schalttafelinstrumente viel angewandt. Neuere Bauarten zeigen praktisch zu vernachlässigende Unterschiede in den Angaben für Gleich- und Wechselstrom.

Dynamometrische Instrumente. Enthalten kein Eisen. Eine feste und eine bewegliche Spule (Fig. 69) wird vom Strome durchflossen. Die ablenkende Kraft ist proportional dem Produkte der Ströme. $C\alpha = i^2$. Quadratische Skala. Angaben von der Polarität, Kurvenform und Frequenz unabhängig. Für Gleich- und Wechselstrom gleiche Angaben. Werden mit Gleichstrom geeicht. Ausführung als Galvanometer mit Spiegelablesung, als Torsionsgalvanometer und besonders für Laboratorien und Prüffelder mit direkter Zeigerablesung. Starke Beeinflussung durch fremde Magnetfelder. Wirbelstrom- oder Luftdämpfung.

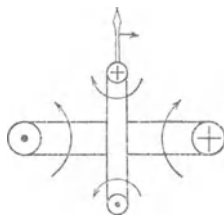


Fig. 69.

Drehfeldinstrumente (Ferrarisinstrumente). Mit Hilfe eines kleinen vierpoligen Magnetgestelles aus Blechen, dessen je zwei gegenüberliegende Pole mit in Reihe geschalteten Wicklungen versehen sind, wird ein Drehfeld erzeugt. Dies wird erreicht, indem die beiden Wicklungsgruppen mit Strömen beschickt werden, die in ihrer Phase 90° verschoben sind. Dies Drehfeld induziert in einer zwischen

Spitzen gelagerten und den Zeiger tragenden Aluminiumtrommel Ströme, die die Trommel mit dem Drehfeld fortzubewegen suchen (Fig. 70 und 71). Federn suchen

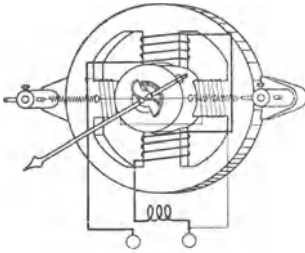


Fig. 70.

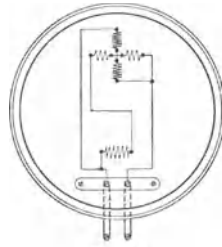


Fig. 71.

die Trommel wieder in die Nullage zurückzuziehen. Dämpfung durch Wirbelstrombremse. Instrumente sind sehr empfindlich und werden durch äußere Felder so gut wie gar nicht beeinflusst. Temperatur, Frequenz und Kurvenform haben großen Einfluß auf die Angaben. Müssen für bestimmte Frequenz geeicht werden.

Hitzdrahtinstrumente. Ein ausgespannter, sehr feiner Hitzdraht (Platin-Silber) wird vom Gesamtstrom oder Teilen des Stromes durchflossen und erleidet durch die Joulesche Wärme Ausdehnung (Fig. 72). Diese wird benutzt, um durch geeignete Spannvorrichtung *CDE* eine Rolle *R* und mit dieser einen Zeiger *Z* zu bewegen. Instrumente sind träge. Bei Gleich- und Wechselstrom dieselben Angaben. Nullage muß wegen Temperaturschwankungen einstellbar sein. Großer Eigenverbrauch, mithin nicht sehr empfindlich. Gute Dämpfung durch Wirbelstrombremse. Bei größeren Stromstärken Unterteilung des Hitzdrahtes. (Hartmann & Braun, Frankfurt a. M.)

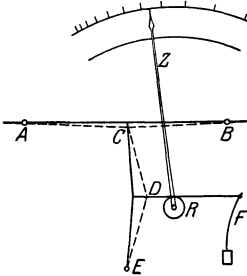


Fig. 72.

Unterschied zwischen Strom- und Spannungszeigern.

Vorgenannte Meßinstrumente sind im Grunde Stromzeiger, da der Ausschlag immer durch den elektrischen Strom hervorgerufen wird.

Bei den eigentlichen Stromzeigern (Amperemeter) fließt in der Regel nicht der ganze zu messende Strom durch die Spule, die das System beeinflusst. Meist ist ein Nebenschluß (shunt) vorgesehen, durch den der hauptsächlichste Teil des zu messenden Stromes geführt wird. Nebenschlüsse entweder eingebaut, zum Anstecken oder auch getrennt vom Instrument. Shuntleitungen. Auf der Skala des Instrumentes ist der Gesamtstrom angegeben. Stromzeiger erhalten möglichst kleinen Widerstand, um die Spannung an den Klemmen des Instrumentes klein, mithin auch den Eigenverbrauch des Instrumentes klein zu erhalten.

Spannungszeiger (Voltmeter), die die Potentialdifferenz zwischen den Instrumentenklemmen anzeigen sollen, erhalten hohen Widerstand, um den Strom im System niedrig und damit auch den Eigenverbrauch des Instrumentes gering zu erhalten. Die Skala der Spannungszeiger gibt direkt die Spannung zwischen den Klemmen des Instrumentes in Volt an. Durch Vorschalten von Widerständen kann der Meßbereich des Instrumentes erweitert werden. Milli-, Volt- und Amperemeter können in Verbindung mit Vorschaltwiderständen als Voltmeter, in Verbindung mit Nebenschlüssen als Stromzeiger benutzt werden.

Meßtransformatoren gestatten bei Wechselstrom den Meßbereich eines Instrumentes in bequemer Weise zu erweitern. In Hochspannungsnetzen werden

auch bei geringen Stromstärken Stromtransformatoren benutzt, um Hochspannung vom Meßinstrument fernzuhalten (Fig. 73 und 74). Ein Pol auf der Sekundärseite soll geerdet werden, auch ist das Gehäuse des Transformators an

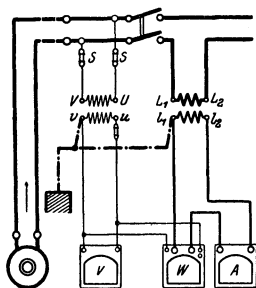


Fig. 73.

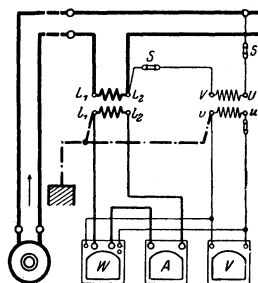


Fig. 74.

Erde zu legen. Das Übersetzungsverhältnis der Stromtransformatoren beträgt meist $I : 5$, das der Spannungstransformatoren $E : 100$. Eingebaute Stromtransformatoren sollen, wenn sekundär kein Stromzeiger angeschlossen ist, sekundär kurzgeschlossen werden, um unzulässige Erwärmung des Eisens infolge zu hoher Magnetisierung zu verhüten. Spannungstransformatoren sind auf der Primärseite stets, auf der Sekundärseite vorteilhaft zu sichern.

Elektrostatische Instrumente sind Elektrometer, mit denen Potentialdifferenzen gemessen werden. Meist für höchste Spannungen. (Quadrantenelektrometer mit Spiegelablesung für Laboratorien, elektrostatische Voltmeter [Multizellular-Elektrometer von Hartmann & Braun] für Laboratorien und Schalttafeln.) Beruhen auf der Anziehung resp. Abstoßung geladener Belege. Erhöhung des Meßbereiches durch Vorschalten von Kondensatoren oder durch Abzweigen von sehr hohen induktionsfreien Widerständen. Eigenverbrauch bei Gleichstrom Null, bei Wechselstrom praktisch Null.

Leistungszeiger (Wattmeter). Meist dynamometrische Instrumente, eine feste Stromspule und eine drehbare Spannungsspule enthaltend. An die Spannungsspule wird u. U. über einen Vorschaltwiderstand oder einen Spannungstransformator die für die zu messende Leistung in Frage kommende Spannung angelegt.

$$\text{Es gilt } C\alpha = I \left(\frac{p}{R} \right),$$

wobei α = Ausschlag des Instrumentes, I der durch die Stromspule fließende Hauptstrom, p die Spannung an den Klemmen des Verbrauchers und R der Widerstand des Spannungskreises. Zwei Schaltungen (nach Fig. 75 und 76) möglich.

Schaltung nach Fig. 75 mißt die Stromstärke um den Strom im Spannungskreis zu hoch, die Spannung richtig. Schaltung nach Fig. 76 mißt den Strom richtig, jedoch die Spannung um den Spannungsabfall in der Stromspule zu hoch. Bei genauen Messungen sind also Korrekturen erforderlich. Der Vorschaltwiderstand R' im Spannungskreis muß stets so geschaltet werden, daß hohe Potentialunterschiede zwischen Strom- und Spannungsspule vermieden werden. Für hohe Stromstärken und bei Hochspannung Anschluß der Wattmeter an Strom- und Spannungstransformatoren (Fig. 73 und 74).

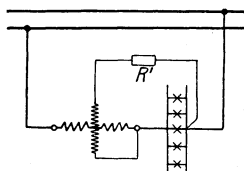


Fig. 75.

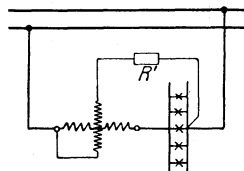


Fig. 76.

Leistungszeiger werden auch nach dem Ferrarisprinzip gebaut (Siemens & Halske, Hartmann & Braun). Ferrarisleistungszeiger sind empfindlicher als dynamometrische Instrumente, müssen aber für bestimmte Frequenz geeicht sein. Angaben auch von der Temperatur abhängig. Ferner Induktionswattmeter der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft (ETZ. 1899, S. 82).

Voltmeter messen die Stärke der Ströme aus ihrer Einwirkung auf zersetzbare Leiter. Faradaysches Gesetz (s. S. 755). Voltmeter nur für Laboratorien zur absoluten Strommessung (Eichung von Stromzeigern) oder zur Messung von Elektrizitätsmengen (Coulometer in elektrochemischen Laboratorien). Besonders angewandt werden: Kupfer-, Silber- und Knallgasvoltmeter (bequeme Form des letzteren nach Kohlrausch).

Ballistische Galvanometer dienen zum Messen von Stromstößen, also Strömen kurzer Dauer. Galvanometer haben gegen die Dauer des Stromstoßes sehr große Schwingungsdauer (die unter Umständen durch Auflegen von Gewichten auf das bewegliche System erhöht wird). Ein durch das ballistische Galvanometer fließender, kurzdauernder Strom gibt dem System einen Impuls, der einen Ausschlag herbeiführt. Der erste Ausschlag ist der durch das Galvanometer hindurchgehenden Elektrizitätsmenge proportional. $Q = C\alpha$ Coulomb. Die Konstante C ist von der Dämpfung des Galvanometers abhängig. Ablesung mit Spiegel und Skala. (Näheres siehe Kohlrausch, Praktische Physik.)

Elektrizitätszähler, Apparate zum Messen der elektrischen Arbeit. $A = PI \cos \varphi \cdot t$. Ist die Leistung in einem Netz konstant (P und I konst.), z. B. in Bogenlampenkreisen, so genügt es, nur die Zeit zu zählen: Zeitzähler sind Uhren, die nur so lange im Gang sind, als der Stromkreis eingeschaltet ist.

In Gleichstromnetzen mit konstanter Netzspannung genügt es, nur die Elektrizitätsmenge $I \cdot t$ (Amperestunden) zu zählen: Amperestundenzähler (Coulombzähler).

Sind die Netzspannung und der Strom variabel oder kommt Phasenverschiebung in Frage, so sind zur Arbeitsmessung Wattstundenzähler erforderlich.

Haupttypen: Pendelzähler, rotierende oder oszillierende Zähler (Motorzähler), Elektrolytzähler.

Pendelzähler: Älteste Zählerform (Aron), Apparate, bei denen die Schwingungsdauer eines oder mehrerer Uhrpendel durch den Verbrauchstrom beeinflusst wird (Fig. 77). Bei der neuesten Form sind zwei Uhrwerke vorhanden. Die Pendel der beiden Uhren tragen an Stelle der Linsen Spannungsspulen, die über den Stromspulen schwingen. Beide Pendel sind durch ein Differentialgetriebe gekuppelt, und zwar läuft das eine Pendel um ebensoviel zu schnell als das zweite Pendel zu langsam läuft. Der Gangunterschied der beiden Uhren wird mit Hilfe eines Planetengetriebes auf das Zählwerk (umlaufender Zeiger) übertragen.

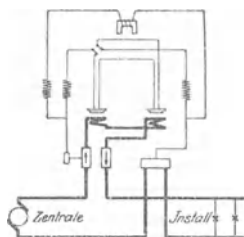


Fig. 77.

Um äußere Beeinflussung des Zählers und Fehler im Gang zu verhindern, ist eine selbsttätige Umschaltvorrichtung vorgesehen, die die Stromrichtung in beiden Pendeln nach kurzen Zeitintervallen umkehrt. Das Zählwerk zählt im gleichen Sinne weiter. Zähleruhren werden selbsttätig aufgezo-gen. Da die Zähler auf dynamometrischem Prinzip beruhen, sind sie für Gleich- und Wechselstrom zu gebrauchen, doch werden sie für jede Stromart geeicht. Amperestundenzähler (nur für Gleichstrom) tragen an Stelle der Spannungsspulen einen Stahlmagnet. Näheres ETZ. 1897, S. 372.)

Motorzähler, rotierende, bestehen aus einem kleinen, von der Netzspannung gespeisten Gleichstrommotoranker A (mit Kommutator aus Silber), der im Felde zweier vom Netzstrom durchflossenen Hauptstromspulen laufen kann. Dem Drehmoment des Motors wirkt das Drehmoment einer Wirbelstrombremse B ent-

gegen (Konstanz der Bremsmagnete!) (Fig. 78). Um die Reibung zu kompensieren, benutzt man meist Hilfsspulen H (Hummel), die, von der Netzspannung gespeist, das Hauptfeld in geeigneter Weise unterstützen. Die Rotationsgeschwindigkeit ist der Arbeit proportional. Schneckenradübertragung auf das Zählwerk, das meist springende Zahlen erhält.

Oszillierende Zähler. Um den Kommutator zu umgehen, sind an Stelle des rotierenden Ankers zwei Spannungsspulen im Felde der Hauptstromspulen um kleine Winke drehbar angeordnet. Drehung wird durch zwei Kontaktschläge begrenzt, mit denen über ein Relais im Moment des Anschlagens die Spannungsspulen umgeschaltet werden und somit die Drehrichtung umgekehrt wird. Die Umschaltungen werden durch ein Klinkrad auf das Zählwerk übertragen. Bremsung wie bei Motorzählern. Zählwerk mit Relais kann getrennt vom Zähler aufgestellt werden. (Allgemeine Elektrizitätsgesellschaft, Berlin.)

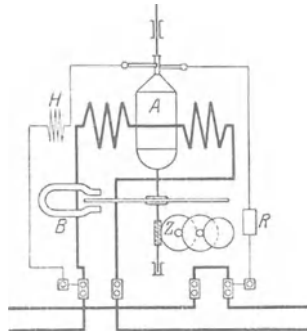


Fig. 78.

Induktions-Motorzähler sind rotierende Zähler für Wechselstrom. Der rotierende Anker besteht aus einer Metallscheibe (Kupfer oder Aluminium). Die Wechselstrommagnete sind derart angeordnet, daß sie mit ihren Polflächen der Scheibenebene gegenüberstehen. Der mittlere Magnet wird vom Verbraucherstrom gespeist, die beiden seitlichen, dünndrätigen Nebenschlußspulen werden von der Netzspannung aus gespeist, und zwar durch geeignete Mittel derart, daß ihr Strom genau 90° Phasenverschiebung gegen die Netzspannung hat. Hat der Induktionsfluß der mittleren Spule gerade den Momentanwert Null, so haben die Wirbelströme in der Scheibe ihr Maximum; sie fließen zum Teil unter den Polflächen der Nebenschlußspulen und bilden mit den Induktionslinien dieser Spulen ein Drehmoment. Die Drehung der Scheibe wird mittels Wirbelstrombremse (Stahlmagnet, der die Scheibe umfaßt) abgebremst. Schneckenantrieb für das Zählwerk. Letzteres hat meist springende Ziffern.

Zur Messung der Drehstromarbeit werden in der Regel zwei getrennte Wechselstromzähler oder zwei in einem Zähler gemeinsam auf ein Zählwerk arbeitende Systeme benutzt.

Elektrolytische Zähler beruhen auf dem Faradayschen Gesetz, mithin nur für Gleichstrom. Sie sind Amperestundenzähler (Coulombzähler). Die durch den Zähler hindurchgegangene Elektrizitätsmenge wird gemessen, indem man entweder die niedergeschlagene Menge wägt (ältere Form) oder an graduierten Röhren (Quecksilber, Stiazähler) direkt abliest. Die Röhren sind meist in Amperestunden oder in Kilowattstunden (bei konstanter Netzspannung) geeicht. Durch Kippen der Röhre kann man den Zähler wieder in seinen Anfangszustand zurückbringen.

Anforderungen an Zähler.

Angaben dürfen gewisse Verkehrsfehlergrenzen nicht überschreiten. Für eine Belastung, die gleich $1:n$ der maximalen ist, ist die zulässige Verkehrsfehlergrenze

$$\begin{aligned} \text{bei Gleichstromzählern} & \pm (6 + 0,6 n) \text{ Prozent,} \\ \text{bei Wechselstromzählern} & \pm (6 + 0,6 n + 2 \operatorname{tg} \varphi) \text{ Prozent,} \end{aligned}$$

φ = Phasenverschiebung im Netz.

Von den Zählern wird verlangt: Konstanz der Angaben; Unempfindlichkeit gegen Kurzschlüsse, Feuchtigkeit, Temperatur, Staub und Erschütterungen; lautloser Gang; Plombierbarkeit; leichte Transportfähigkeit; geringe Abmessungen, geringer Eigenverbrauch und geringer Preis.

2. Meßmethoden.

a) Widerstandsmessungen.

α) Aus „Strom und Spannung“. Fig. 79. Man legt an den unbekanntem Widerstand R_x eine geeignete Stromquelle und mißt den Strom I und die Spannung P an R_x . Es ist: $R_x = \frac{P}{I}$ Ohm.

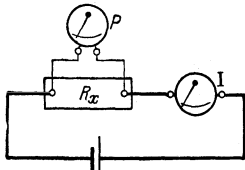


Fig. 79.

Bedingung: Strom in R_x groß gegen den Voltmeterstrom, andernfalls Korrektion erforderlich. Zeigt das Voltmeter vom Widerstand r die Spannung P' an, so ist:

$$R_x = \frac{P'}{I - \frac{P'}{r}} \text{ Ohm.}$$

Methode gestattet, Widerstände während des Betriebes zu messen. (Messung der Temperaturzunahme während des Betriebes.)

β) Abzweigmethode. Man schaltet nach Fig. 80 den gesuchten Widerstand R_x mit einem bekannten, ungefähr gleichen Widerstand R hintereinander und mißt nacheinander die Spannungsabfälle an R_x und R mit einem Voltmeter über einen Umschalter. Die Widerstände verhalten sich wie die Potentialdifferenzen.

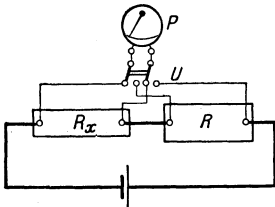


Fig. 80.

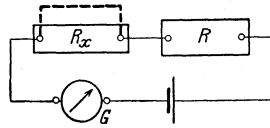


Fig. 81.

γ) Substitutionsmethode. Fig. 81. Der unbekanntem Widerstand R_x wird mit einem Rheostaten R und einem Galvanometer G in einen Stromkreis geschaltet. Nach Ablesung des Galvanometers schließt man R_x kurz und vergrößert R so lange, bis derselbe Ausschlag am Galvanometer erreicht ist. Ist R um r vergrößert worden, so beträgt $R_x = r$. Mäßige Genauigkeit. Verfahren eignet sich für Isolationsmessung, wenn für R große Vergleichswiderstände genommen werden.

δ) Wheatstonesche Brücke. Man schalte drei bekannte Widerstände R_1 , R_2 , R_3 und den unbekanntem Widerstand R_x nach Fig. 82 in ein Viereck und verbinde die gegenüberliegenden Ecken einmal über ein Nullpunktgalvanometer, das andere Mal über eine Stromquelle. Der Galvanometerstrom i_g ist gleich Null, wenn $R_1 : R_x = R_2 : R_3$,

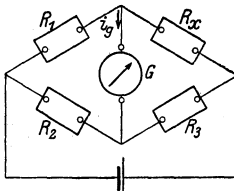


Fig. 82.

$$R_x = \frac{R_1 \cdot R_3}{R_2}. \text{ In den für bequeme Handhabung}$$

fertig zusammengestellten Meßbrücken besteht R_1 aus einem fein unterteilten Rheostaten, R_2 und R_3 je aus Widerstandsgruppen von 1, 10, 100, 1000 Ohm. Wählt man also $R_2 = R_3$, so kann man

(bei $i_g = \text{Null}$) $R_x = R_1$ ohne weiteres aus der Messung entnehmen.

Da nur das Verhältnis der Widerstände R_3 und R_2 bekannt zu sein braucht, nicht aber die Größe der Widerstände selbst, kann man auch statt R_2 und R_3 einen homogenen Meßdraht ohne Temperaturkoeffizienten (Kirchhoff) benutzen (Fig. 83). Ein Schleifkontakt teilt den Meßdraht in die beiden Längen l_1 und l_2 .

Es gilt $R_1 : R_x = l_1 : l_2$. Bringt man unter dem Meßdraht eine Skala an, die das Verhältnis $l_2 : l_1$ direkt ablesen läßt, so kann man bei Wahl von $R_1 = 0,1; 1, 10$ usw., wenn $i_g = 0$, den Widerstand R_x direkt oder als Vielfaches von 10 an der Skala ablesen. Meßgenauigkeit in der Mitte des Meßdrahtes am größten.

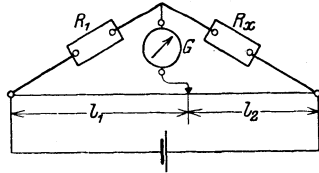


Fig. 83.

Widerstände von Elementen und Flüssigkeiten können mit vorstehenden Brücken gemessen werden, doch ist hier als Stromquelle ein kleiner Induktionsapparat oder ein Wechselstrom niederer Spannung zur Vermeidung von Polarisation erforderlich.

Das Galvanometer muß durch ein Telefon ersetzt werden (Kohlrausch).

ε) Thomsonsche Doppelbrücke, zur Messung sehr kleiner Widerstände. Der zu messende Widerstand R_x wird in geeigneter Weise (Einspannvorrichtung für gestreckte Leiterwiderstände)

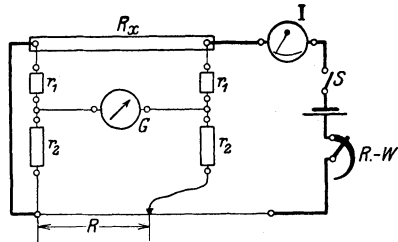


Fig. 84.

mit einem Meßdraht über einen Regulierwiderstand, Schalter und Amperemeter in einen Stromkreis geschaltet (Fig. 84). Von den Klemmen von R_x und von zwei Punkten des Meßdrahtes gehen Abzweige nach je zwei gleichen Widerständen r_1, r_1 und r_2, r_2 . Je zwei Widerstände r_1 und r_2 sind in Reihe geschaltet. Die Verbindungspunkte von r_1 und r_2 sind über ein empfindliches Galvanometer verbunden.

Durch Änderung der Meßdrahtlänge (Schleifkontakt) und des Verhältnisses $r_1 : r_2$ kann man erreichen, daß der Galvanometerstrom Null wird. Dann gilt: $R_x : R = r_1 : r_2$; R kann auf einer Skala unter dem Schleifdraht direkt in Ohm abgelesen werden. Meßdraht darf nicht überlastet werden.

b) Isolationsmessung. Prüfung, ob eine Leitung genügend isoliert ist. Es sollen keine nennenswerten fehlerhaften Stromübergänge stattfinden. Zu prüfen: Isolation gegen Erde, Isolation der Leiter gegeneinander. Bei Niederspannung soll der mindestzulässige Isolationswiderstand das 1000fache der Betriebsspannung sein, mithin bei einer Betriebsspannung von 220 Volt

$$R_i \geq 220\,000 \text{ Ohm.}$$

Messung mit Hilfsbatterie. Leitung gegen Erde (Fig. 85). Man trennt die zu untersuchende Leitung vollständig vom Netz und schaltet sämtliche Stromverbraucher ab. Die zu untersuchende Leitung legt man über einen Stromzeiger von hohem Widerstand (Voltmeter) und eine Hilfsbatterie an Erde. (Positiver Pol an Erde.) Ist P' die Spannung der Batterie und mißt man in der Schaltung über Erde P Volt, so ist der Isolationswiderstand

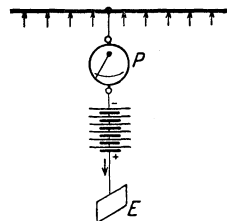


Fig. 85.

$$R_i = \frac{P' - P}{P} \cdot R_g,$$

wobei R_g = Widerstand des Voltmeters.

Isolationswiderstand zwischen zwei Leitungen wird in gleicher Weise (Fig. 86) gefunden.

Messung mit Netzspannung. Man schaltet den zu untersuchenden Leitungsstrang vollständig vom Netze ab (Fig. 87). Verbinde den + Pol des Netzes

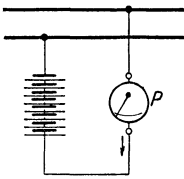


Fig. 86.

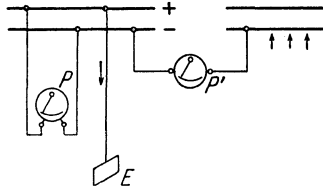


Fig. 87.

mit Erde und messe die Spannung zwischen - Pol und den abgeschalteten Leiterzweigen. Ist P die Spannung des Netzes, P' die Spannung zwischen - Pol und dem abgeschalteten Leiter, so ist der Widerstand gegen Erde:

$$R_i = \frac{P - P'}{P'} \cdot R_g,$$

wobei R_g = Widerstand des Voltmeters.

Den Isolationswiderstand beider Leitungen gegeneinander mißt man in gleicher Weise unter Benutzung der Schaltung nach Fig. 88.

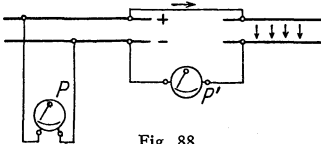


Fig. 88.

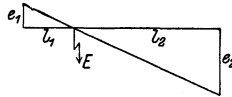


Fig. 89.

Fehlerortsbestimmung. Hierzu genügen oft sehr einfache Hilfsmittel. Hat z. B. ein Kabel einen groben Erdschluß, so genügt es, das Spannunggefälle an den beiden Enden des mit beliebigem, aber konstantem Gleichstrom beschickten Kabels gegen Erde zu messen (Fig. 89). Die Spannunggefälle e_1 und e_2 verhalten sich zueinander, wie die Längen der Kabelenden beiderseits bis zur Fehlerstelle, $e_1 : e_2 = l_1 : l_2$.

Bei ausgedehnten Netzen lokalisiert man den Fehler, indem man das Netz in Teilstrecken zerlegt. Der Fehler läßt sich mit der Schleifenmethode finden

wenn eine vollständige Hin- und Rückleitung vorhanden ist und die Leitung überall gleichen Querschnitt hat. In Fig. 90 sei AB eine Doppelleitung, die bei C einen Isolationsfehler gegen Erde habe. Man bildet mit Hilfe eines Schleifdrahtes DE eine Brücke (dicke Zuleitungen!), für welche gilt $a : b = l_1 : l_2$. a und b sind die Längen der bei B kurzgeschlossenen Leitung von der Fehlerstelle bis zu den Enden bei A . Ist die Gesamtlänge $L = a + b$ bekannt, so läßt sich a und b aus dem Verhältnis $l_1 : l_2$ bestimmen.

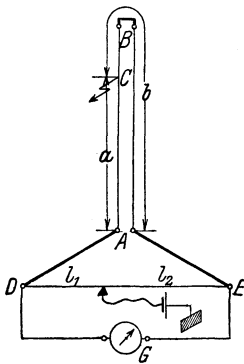


Fig. 90.

c) Eichungen von Strom- und Spannungsmessern. Strommesser werden zum Vergleich hintereinander, Spannungsmesser werden parallel geschaltet. Normalinstrumente. Absolute Strommessung mittels Voltmeter. Die Normalinstrumente selbst werden mit Hilfe von Normalelementen nach der Kompensationsmethode geeicht.

Normalelement von Clark: $E_n = 1,433 - 0,0012(t - 15^\circ)$ Volt,

Normalelement von Weston: $E_n = 1,019$ Volt (Temperaturkorrektion zu vernachlässigen).

Kompensationsmethode (Schaltung nach Fig. 91). An einen großen, unveränderlichen Widerstand AB legt man über einen Schalter und Widerstand R_1 eine Batterie. Der zu eichende Spannungsmesser P wird an AB angelegt. Der Kompensationskreis wird an A und an einen veränderlichen Punkt C des Widerstandes AB angelegt und besteht aus dem Normalelement, einem Schutzwiderstand R_2 , einem Galvanometer G und einem Schalter S . Ist Schalter S offen, so herrscht zwischen AC eine Potentialdifferenz P_{ac} , die dem Strom im Widerstande AB und dem Widerstandsstücke AC proportional ist. Durch Verschieben von C kann man die Spannung zwischen A und C beliebig verändern. Liegen die Batterie und das Normalelement mit dem $+$ Pol an A , so sind die beiden Stromquellen gegeneinandergeschaltet. Durch Verschieben von C kann man erreichen, daß $P_{ac} = E_n$ wird. In diesem Falle fließt kein Strom durch den Kompensationskreis; dies ist am Nullpunktsgalvanometer zu erkennen. Dann gilt:

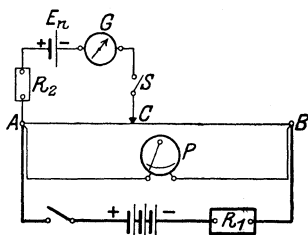


Fig. 91.

$$P = E_n \frac{R_{ab}}{R_{ac}}$$

Der Schutzwiderstand R_2 hat den Zweck, das Normalelement vor zu starker Stromentnahme zu schützen, solange die Stellung C noch nicht derart ist, daß $P_{ac} = E_n$. Für feinste Einstellung des Punktes C kann der Schutzwiderstand zuletzt kurzgeschlossen werden. Mit Hilfe von Normalwiderständen und mittels Kompensationsmethode genau bestimmten Potentialdifferenzen kann man weiter auf Grund des Ohmschen Gesetzes Eichungen von Stromzeigern vornehmen. (Technische Kompensationseinrichtungen von Weston, Siemens & Halske und Nadir.)

d) Leistungsmessungen. Zur Messung der Leistung sind bei Gleichstrom besondere Instrumente nicht erforderlich. Es genügt Strom- und Spannungsmessung. $\mathcal{L} = P \cdot I$ Watt.

Für die Leistungsmessung bei Wechselstrom gilt das im Abschnitt Meßinstrumente unter Wattmeter Gesagte. Der Leistungsfaktor ($\cos \varphi$) berechnet sich aus:

$$\cos \varphi = \frac{\text{Leistung}}{\text{scheinbare Leistung}} = \frac{P \cdot I \cdot \cos \varphi}{P \cdot I}$$

Drehstromleistungsmessungen. Die Leistung eines beliebig belasteten Drehstromsystems kann als Summe dreier Wechselstromleistungen angesehen werden. Es seien i_1, i_2, i_3 die Momentanwerte der Ströme in den drei Leitungen, e_1, e_2, e_3 die Momentanwerte der drei Sternspannungen, dann ist der Momentanwert der Drehstromleistung:

$$\begin{aligned} l &= e_1 i_1 + e_2 i_2 + e_3 i_3 ; \\ i_1 + i_2 + i_3 &= 0 ; \\ i_2 &= -(i_1 + i_3) , \end{aligned}$$

mithin

$$l = e_1 i_1 - e_2 i_1 - e_2 i_3 + e_3 i_3 = i_1(e_1 - e_2) + i_3(e_3 - e_2)$$

$(e_1 - e_2) \text{ und } (e_3 - e_2)$

stellen aber die verketteten Spannungen dar. Die Drehstromleistung läßt sich also als Summe zweier Wechselstromleistungen, die sich aus Netzstrom und verketteter Spannung ergeben, darstellen. Schaltung nach Fig. 92. Die Messung

einer Drehstromleistung ist sonach mit zwei Wattmetern möglich. (Gilt für Stern- und für Dreieckschaltung.) Die Wattmeter geben natürlich Effektivwerte an. Die Drehstromleistung ist: $\mathcal{L} = I_1 E_{1,2} \cos(I_1 E_{1,2}) + I_3 E_{2,3} \cos(I_3 E_{2,3})$ oder wenn α_1 und α_2 die Ausschläge der Wattmeter:

$$\mathcal{L} = C \cdot c (\alpha_1 + \alpha_2) \text{ Watt.}$$

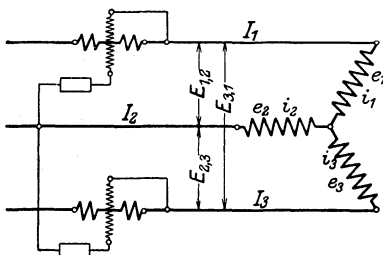


Fig. 92.

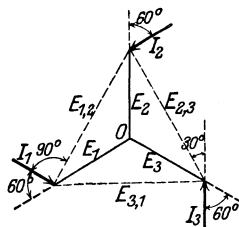


Fig. 93.

(Umschalter nach Aron und Behn-Eschenburg, um in Netzen mit nicht zu sehr schwankender Belastung mit einem Wattmeter auszukommen.) Da bei der Zweiwattmetermethode Phasenstrom und verkettete Spannung zur Messung herangezogen werden und zwischen beiden eine Phasenverschiebung von 30° besteht, wenn der Leistungsfaktor des Drehstromsystems $= 1$ ist, zeigen beide Wattmeter bei vollem Strom und voller Spannung bei $\cos \varphi = 1$ nur 0,866 des maximalen Ausschlags. Ist der Leistungsfaktor des Netzes 0,5 ($\varphi = 60^\circ$), so zeigt das eine Wattmeter (entsprechend der Phasenverschiebung von 30° zwischen Strom und Spannung am Wattmeter) 0,866 des maximalen Ausschlags, während das zweite Wattmeter (entsprechend der Phasenverschiebung von $60 + 30 = 90^\circ$) den Ausschlag 0 zeigt (Fig. 93). Ist der Leistungsfaktor kleiner als 0,5, so gibt das eine Wattmeter negativen Ausschlag, der Spannungskreis des Wattmeters muß mithin kommutiert werden. Die Gesamtleistung ergibt sich als Differenz der gemessenen Leistungen.

$$\mathcal{L} = C \cdot c (\alpha_1 - \alpha_2) \text{ Watt.}$$

Fig. 94 zeigt, wie sich die Ausschläge der beiden Wattmeter und die gesamte Leistung des Drehstromsystems ändern, wenn man unter Konstanthaltung von Strom und Spannung die Phasenverschiebung des Netzes von 0 bis 90° Vor- bzw. Nacheilung ändert.

Der Begriff des mittleren Leistungsfaktors eines Drehstromsystems, nämlich

$$\cos \varphi = \frac{\mathcal{L}}{\sqrt{3} \cdot P \cdot I},$$

hat nur Sinn, wenn alle drei Phasen annähernd gleich belastet sind, z. B. bei Motorenbelastung. Bei gleicher Belastung der drei Phasen kann man mit einem Wattmeter auskommen, wenn der Nullpunkt zugänglich ist.

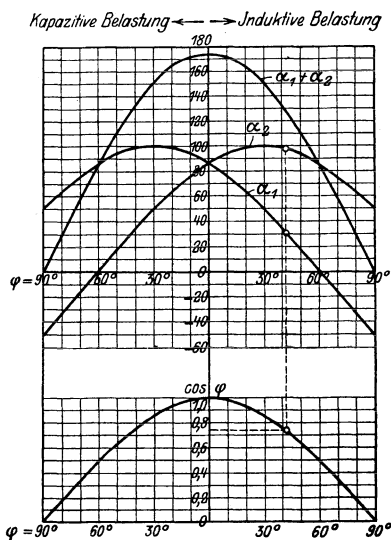


Fig. 94.

Schaltung nach Fig. 95. Andernfalls kann man künstlichen Nullpunkt nach Schaltung Fig. 96 herstellen. Die hierzu benutzten drei Widerstände müssen die Bedingung erfüllen:

$$R_1 = R_3 = R_2 + 1000,$$

wobei angenommen, daß der Widerstand der Spannungspule des Wattmeters 1000 Ohm beträgt.

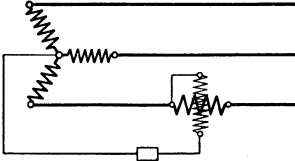


Fig. 95.

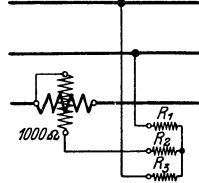


Fig. 96.

e) Frequenzmessung. Ist die Wechselstrommaschine zugänglich, so findet man die Frequenz aus der Beziehung $\nu = \frac{n \cdot p}{120}$, wobei p die Polzahl und n die Drehzahl der Maschine pro Minute bedeuten. Zungenfrequenzmesser (Frahm, Hartmann & Braun, Siemens & Halske) beruhen auf dem Resonanzprinzip.

f) Eisenuntersuchungen. Der bequemste und für technische Untersuchungen härterer Eisensorten meist hinreichende Apparat zur Aufnahme der Magnetisierungskurven ist der Koepselapparat (Siemens & Halske). Der von einer Magnetisierungsspule umgebene Probestab ist durch ein Joch geschlossen. Dieses hat einen Luftspalt (Ausführung wie bei den Drehspulinstrumenten), in dem ein eine Hilfsspule tragendes Rähmchen schwingen kann. Wird diese Spule mit einem konstanten, dem Querschnitt der Probe entsprechenden Strome beschickt, so wird eine der Feldstärke im Luftraume proportionale Ablenkung des Rähmchens erfolgen. Der am Rähmchen angebrachte Zeiger spielt auf einer Skala, die direkt in \mathfrak{B} geeicht ist. Die zugehörige Feldstärke \mathfrak{H} erhält man aus dem Magnetisierungsstrom durch eine einfache Beziehung.

Zur Bestimmung der Verlustziffer (siehe Abschnitt: Eisen in veränderlichen Feldern) bedient man sich der wattmetrischen Messung (Fig. 97). Ein aus vier Kernen zusammengesetzter, vollständig geschlossener magnetischer Kreis wird mittels gleichmäßig um die Kerne gelegten Windungen mit Wechselstrom bestimmter Frequenz magnetisiert. Die Induktion \mathfrak{B}_0 wird aus der angelegten Spannung berechnet. (Für Sinusstrom: $E = 4,44 \cdot \nu N \mathfrak{B}_0 Q \cdot 10^{-8}$ Volt.) Die mit dem Wattmeter gemessene Leistung stellt dar: Verluste durch Hysteresis und Wirbelströme im Eisen, Stromwärme in den Magnetisierungswindungen, Stromwärmen in den Spannungsspulen des Wattmeters und des Voltmeters. Bequeme Anordnung nach Epstein (ETZ. 1900, S. 303 und 1905, S. 403) und van Lonkhuyzen (Siemens & Halske) (ETZ. 1912, S. 531). Das Gesamtgewicht der vier Kerne soll mindestens 10 kg betragen. Bleche durch Papier usw. zu isolieren. Näheres: Normalien des Verbandes Deutscher Elektrotechniker.

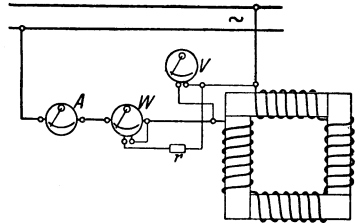


Fig. 97.

g) Oszillograph, zur Aufnahme von Wechselstromkurven. Besonderen Wert bei Untersuchung der Vorgänge in Wechselstromkreisen. Meßschleifen (nach Blondel, Siemens & Halske) müssen hohe Eigenschwingungszahl (6000 bis 7000)

und geringe Selbstinduktion aufweisen. Sichtbarmachung der Schwingungen durch Spiegel und Lichtstrahl auf geeignet geformte Trommel oder lichtempfindliches Papier.

III. Die Erzeugung des elektrischen Stromes.

1. Galvanische Elemente, Thermolemente, Akkumulatoren.

1. Galvanische Elemente (Primärelemente) sind Zusammenstellungen von zwei verschiedenen Metallen (Elektroden) in Elektrolyten (Säuren oder Salzlösungen). Bei Lösung der Metalle im Elektrolyt treten Potentialdifferenzen auf. Die Elektrode, die den höheren Lösungsdruck besitzt, wird Anode. Schließt man die beiden Metalle durch einen äußeren Leiter (Verbindung der „Pole“ durch einen Draht), so fließt der Strom im äußeren Verbindungsdraht zur Anode. Die Kathode ist also der positive Pol (+), die Anode der negative Pol (–) des Elementes. Im Element fließt der Strom von der Anode zur Kathode. Hierbei wird an der Kathode Wasserstoff ausgeschieden, der eine Gegen-EMK im Element hervorruft, indem er in Lösung geht (Polarisation). Durch Anwendung von Depolarisatoren sucht man die Bildung von Wasserstoff zu verhindern, die EMK der Elemente also zu erhöhen. Ist E die EMK und R_i der innere Widerstand des Elementes, so ist bei Stromabgabe die Klemmenspannung des Elementes $P = E - IR_i$.

Meist wird Zink als Anode benutzt. Die aus dem Element gewonnene elektrische Energie wird durch den Zinkverbrauch gedeckt. Ist das Zink nicht rein, so treten innerhalb des Elementes Ströme auf, die das Zink schnell verbrauchen (Lokalaktion). Verhinderung der Lokalaktion durch Amalgamieren. Bei den sogenannten Trockenelementen wird die Flüssigkeit durch aufsaugfähige oder gallertartige Stoffe (Gips, Infusorienerde, Sand, Sägespäne, Wasserglas usw.) gebunden. Wichtigere Elemente nach folgender Zusammenstellung:

Type	Anode	Kathode	Elektrolyt	De- polarisator	EMK in Volt	R_i in Ohm
Leclanché, Trockenelemente	Zink	Kohle	NH_4Cl	MnO_2	1,5	0,4 bis 0,6 0,5 bis 0,1 je nach Größe
Meidinger	Zink	Kupfer	ZnSO_4	CuSO_4	1,1	ca. 5
Daniell ¹⁾	Zink	Kupfer	ZnSO_4	CuSO_4	1,1	ca. 1
Grove ¹⁾	Zink	Platin	H_2SO_4	HNO_3	1,8	0,2
Bunsen ¹⁾	Zink	Kohle	H_2SO_4	HNO_3	1,8	0,2
Chromsäure, Tachelement	Zink	Kohle	Chromsäure	Chromsäure	2,0	—
Cupron	Zink	Kupferoxyd	NaOH	Kupferoxyd	1,3	—

Normalelemente werden nicht als Stromquellen benutzt, sondern dienen wegen der außerordentlichen Konstanz ihrer EMK als Kontrollelemente. (Siehe unter Messungen: Kompensationsschaltung.) In Frage kommen nur das Normalelement von Clark (Quecksilber, gesättigte Lösung von Quecksilberoxydulsulfat, Zinksulfat, Zink). EMK = 1,433 – 0,0012 ($t - 15^\circ$) Volt. Die höchst zulässige Stromentnahme beträgt beim Clark-Element nur 0,0001 Ampere für ganz kurze Zeit. Besondere Anwendung findet heute das Normalelement von Weston (Quecksilber, gesättigte Lösung von Quecksilberoxydulsulfat, Kadmiumsulfat, Kadmium). EMK = 1,019 Volt. Temperaturkorrektur kann hier vernachlässigt werden. Weston-Normalelement ist gegen Stromentnahme nicht so sehr empfindlich wie das Clark-Element.

2. Thermolemente. Leitet man durch eine Lötstelle Wismut-Antimon von außen einen elektrischen Strom, so kühlt sich die Lötstelle ab (Peltier-Effekt).

¹⁾ Elemente haben Tonzelle.

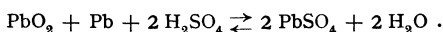
Wird die Lötstelle von außen erwärmt, so fließt ein Thermostrom, der die Lötstelle abzukühlen sucht. Jede Verbindungsstelle zweier verschiedener Metalle bildet ein Thermolement. Durch Aneinanderreihen vieler Verbindungsstellen erhält man Thermosäulen (Gülcher, Dynaphor von Heil). Meist heizt man mit Gas. Thermosäulen nur für Kleinbetriebe zur Erzeugung eines konstanten Gleichstromes, z. B. zum Laden kleiner Akkumulatoren. Wirkungsgrad nicht über 0,5.

Wichtig ist die Anwendung der Thermolemente zur Temperaturmessung (Pyrometer). Nach Le Chatelier wendet man Platin und Platin-Rhodium an. Meßbereich 300 bis 1600° C (Siemens & Halske und Hartmann & Braun). Es entsprechen 100° C Temperaturunterschied rd. 0,001 Volt. Pyrometer bestehend aus Kupfer und Konstantan (Siemens & Halske) oder Konstantan und Silber (Hartmann & Braun) gestatten Temperaturen zwischen -190° und +600° C zu messen. Es entsprechen hier 100° C etwa 0,004 Volt. Die Pyrometer sind an empfindliche Galvanometer angeschlossen, deren Skala meist direkt in ° C geeicht ist.

3. Akkumulatoren (Sekundärelemente, Sammler). Bei den Akkumulatoren wird durch Ladung die elektrische Energie in chemische Form übergeführt und nach Bedarf bei der Entladung wieder in die erste Form zurückgewonnen. Der gebräuchlichste Akkumulator ist der

Bleiakkumulator. Zwei Bleiplatten stehen in verdünnter Schwefelsäure. Durch Ladung (Durchschicken eines Gleichstromes) bildet sich am negativen Pol (Kathode) Bleischwamm, am positiven Pol (Anode) Bleisuperoxyd. Diese Elektroden bilden zusammen ein Element von der mittleren EMK von 2 Volt. Im geladenen Zustand hat die + Platte dunkelbraune, die - Platte graue Farbe. Um eine große Kapazität des Akkumulators zu erhalten, sucht man die Oberfläche der Platten groß, d. h. die Platten möglichst porös, schwammartig zu machen. Nach Planté und Tudor erreicht man dies durch wiederholtes Laden und Entladen der Bleiplatten. Verfahren ist teuer, Prozeß ist langwierig, doch sind Akkumulatoren nach diesem Verfahren besonders haltbar. Nach Faure erreicht man ein schnelleres und billigeres Formieren der Platten, indem man in gitterförmige oder gerippte Bleiplatten Bleioxyd, Mennige (Pb₃O₄) einstreicht und dann die Platten ladet. Das Bleioxyd der + Platte geht hierbei durch Aufnahme von Sauerstoff in Bleisuperoxyd, das der - Platte durch Abgabe von Sauerstoff in metallisches Blei (Bleischwamm) über. — Die Platten werden in Glaströgen oder bei großen Elementen in mit Blei ausgeschlagenen Holzkästen zusammengestellt. Da die + Platte mit der Zeit an Ausdehnung gewinnt, bei einseitiger Beanspruchung sich also krümmen würde, ordnet man stets die positive Platte zwischen zwei negativen Platten an. Jede Zelle hat also n positive und $n + 1$ negative Platten.

Der Vorgang bei der Ladung und Entladung kann durch folgende Formel dargestellt werden:



Mit der Ladung nimmt die Säuredichte zu, mit der Entladung ab. Gewöhnlich wird die Säuredichte für den geladenen Akkumulator zu 1,20 angenommen. Ein Akkumulator, der geladen eine Säuredichte 1,20 hatte, gilt als entladen, wenn die Dichte der Säure auf 1,18 gesunken ist. Die Spannungsverhältnisse des Bleiakkumulators während der Ladung und Entladung sind aus Fig. 98 zu ersehen. Bei der Ladung mit normaler Stromstärke steigt die Klemmenspannung kurz nach Einschalten auf 2,1 Volt, geht allmählich auf 2,3 Volt herauf und steigt dann weiter unter Gasentwicklung auf 2,6 bis 2,7 Volt (Kochen der Zellen, Lüftung des Akkumulatorenraumes). Das Steigen der Span-

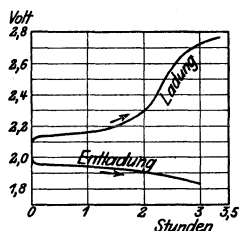


Fig. 98.

nung während der Ladung ist außer auf die chemische Veränderung der Platten, sowie außer auf den Ohmschen Widerstand darauf zurückzuführen, daß sich Wasserstoff- und Sauerstoffbläschen bilden, welche die Gegen-EMK erhöhen. Die höchst zulässige Ladestromstärke richtet sich nach der Konstruktion und Größe der Zellen und wird von den Fabriken angegeben. Die Ladestromstärke kann zumal gegen Ende der Ladung niedriger gehalten werden. Da gegen Ende der Ladung die Spannung am Akkumulator bis auf rd. 2,7 Volt steigt, ist zum Laden einer Batterie eine Stromquelle von rd. 36 vH höherer Spannung, als die normale Betriebsspannung der Batterie beträgt, erforderlich. Bei der Entladung mit normaler Stromstärke sinkt die Spannung eines Akkumulators rasch auf etwa 1,95 Volt, nimmt dann langsam bis auf 1,85 Volt ab, um am Ende der Entladung rasch zu fallen. Das Sinken der Spannung direkt nach dem Laden wird durch das Verschwinden der Wasserstoff- und Sauerstoffbläschen und den Wegfall der zur Überwindung des Ohmschen Widerstandes erforderlichen Spannung verursacht. Zu weites Entladen und Stehenlassen des Akkumulators im entladenen Zustand ist dem Akkumulator sehr schädlich (Bildung von Bleisulfat, die + Platten nehmen hellere, rötliche oder graue Farbe an), Aufladen in Ruhepausen. Auch zu schnelles Entladen ist schädlich, da die chemische Umsetzung im Akkumulator ungleichmäßig erfolgt. Ladestrom etwa 0,7 bis 1,3 Amp/dcm², Entladestrom etwa 0,75 bis 1,5 Amp/dcm². Da die Säuredichte von 1,20 auf 1,18 beim Entladen sinkt, läßt sich aus ihr der Grad der Entladung feststellen (Aräometer). Aus der Klemmenspannung ist der Zustand des Akkumulators nicht zu erkennen. Der innere Widerstand eines Bleiakkumulators ist sehr klein, er nimmt mit der Ladung ab, weil bei Ladung die Säuredichte steigt und Bleisulfat (schlechter Leiter) verschwindet. Säure muß rein sein, besonders frei von Chlor, Arsen, Salpetersäure oder Metallen.

Kapazität (Aufnahmefähigkeit) eines Akkumulators wird in Amperestunden angegeben und stellt die Elektrizitätsmenge dar, die der geladene Akkumulator bei Entladung bis zur vorgeschriebenen Grenze abgeben kann. Kapazität ist abhängig von der Plattengröße, also von der Menge der aktiven Masse. Kapazität wächst mit der Entladezeit. Diese wird gewöhnlich mit 3, 5, 7¹/₂ oder 10 Stunden als normal von den Firmen angegeben. Nach der verlangten Entladezeit richtet sich der Aufbau der Platten (Großoberflächenplatten, Masseplatten). Ein Akkumulator von normal 3stündiger Entladung hat bei 10stündiger Entladung etwa 33% höhere Kapazität.

Wirkungsgrad, zu unterscheiden:

$$\text{Amperestundenwirkungsgrad} = \frac{\text{entl. Amperestunden}}{\text{gelad. Amperestunden}} \quad (\text{rd. } 95 \text{ vH});$$

$$\text{Wattstundenwirkungsgrad} = \frac{\text{entlad. Wattstunden}}{\text{gelad. Wattstunden}} \quad (\text{rd. } 70 \text{ bis } 80 \text{ vH}).$$

Bei der Wirkungsgradbestimmung müssen sich die Zeiten von der vollständigen Ladung bis zur äußersten zulässigen Entladung und umgekehrt erstrecken. Der Wattwirkungsgrad ist bedeutend kleiner als der Amperestundenwirkungsgrad, weil während der Ladung die Spannungen viel höher liegen als bei der Entladung.

Aufstellung der Akkumulatorenatterie. Akkumulatorenraum soll luftig, trocken, kühl, aber frostfrei und gut ventilierbar sein. Sorgfältige Isolation gegen das Holzgestell, auf denen sie meist montiert werden. Säurefester Fußboden und säurefester Anstrich der Wände. Fußboden muß wagerecht und von ausreichender Tragfähigkeit sein.

Der alkalische Akkumulator.

Der bekannteste alkalische Akkumulator ist der Edison-Akkumulator. Als aktive Masse ist für die + Platte Nickeloxydhydrat, für die - Platte Eisen verwendet. Elektrolyt ist Kalilauge von 21 vH Gehalt. EMK beträgt 1,36 bis 1,4 Volt. Beim Laden kommt die Klemmenspannung bis 1,8 Volt,

während der Entladung fällt die Spannung allmählich von 1,37 bis 1,1 Volt. Öfteres Überladen und zu starkes Entladen soll dem Edison-Akkumulator nicht schädlich sein. Amperestundenwirkungsgrad etwa 66 bis 75 vH, Wattstundenwirkungsgrad 50 bis 55 vH. Wegen seiner Unempfindlichkeit gegen Erschütterungen und Stromstöße und wegen seiner geringen Wartung und geringen Gewichtes für elektrische Fahrzeuge empfohlen. Über alkalische Akkumulatoren sind noch wenig Erfahrungen vorhanden.

2. Dynamomaschinen.

Dynamo (Generator, Stromerzeuger) ist jede umlaufende Maschine, die mechanische in elektrische Leistung verwandelt.

a) Gleichstrommaschinen.

Hier ist zu unterscheiden: Der Anker, das ist der Teil, in dem durch Drehung in einem magnetischen Felde oder durch Bewegung eines magnetischen Feldes EMKe induziert werden. Der Anker braucht also nicht immer der bewegte Teil der Maschine zu sein, doch ist bei Gleichstrommaschinen die Ausführung mit rotierendem Anker ausschließlich gebräuchlich. Mit dem Anker verbunden ist der Kommutator, auf dem die Stromabnehmer (Bürsten) schleifen. Das Magnetgestell besteht aus Joch und Polen und dient zur Leitung des „Feldes“, des magnetischen Induktionsflusses, der in meist um die Pole gelegten Erregerspulen (Magnet- oder Feldwicklung) erzeugt wird. Permanente Magnete als Quelle des Feldes nur ganz untergeordnete Rolle (Zündmaschinen). Je nachdem der vom Anker erzeugte

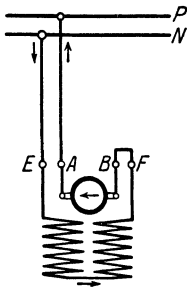


Fig. 99.

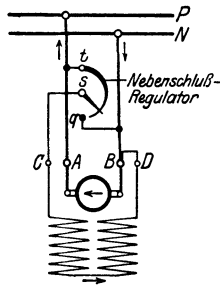


Fig. 100.

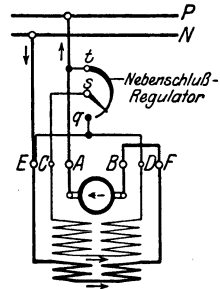


Fig. 101.

Strom I_a in voller Stärke oder nur ein kleiner Teil von I_a durch die Magnetwicklung geschickt wird, unterscheidet man Hauptstrommaschinen (Reihenschlußmaschinen, Fig. 99) oder Nebenschlußmaschinen (Fig. 100). Ist i_{err} der Strom in der Erregerspule, I_a der Ankerstrom, I der Nutzstrom der Maschine, so ist bei der Hauptstrommaschine $i_{err} = I_a = I$, bei der Nebenschlußmaschine $I_a = I + i_{err}$. Man kann auch, um der Maschine bestimmte Eigenschaften zu geben, einen Teilstrom von I_a (also Nebenschlußwicklung) und den Nutzstrom I (also Hauptstromwicklung) zur Felderzeugung zugleich benutzen. Solche Maschinen heißen *Compoundmaschinen* (Doppelschlußmaschinen, Fig. 101).

Eine Maschine mit Fremderregung erhält man, wenn man, wie es häufig vorkommt, den Strom für die Felderzeugung nicht aus dem Anker der Maschine selbst nimmt, sondern aus einer fremden Stromquelle (besondere Erregermaschine, Akkumulatoren) deckt.

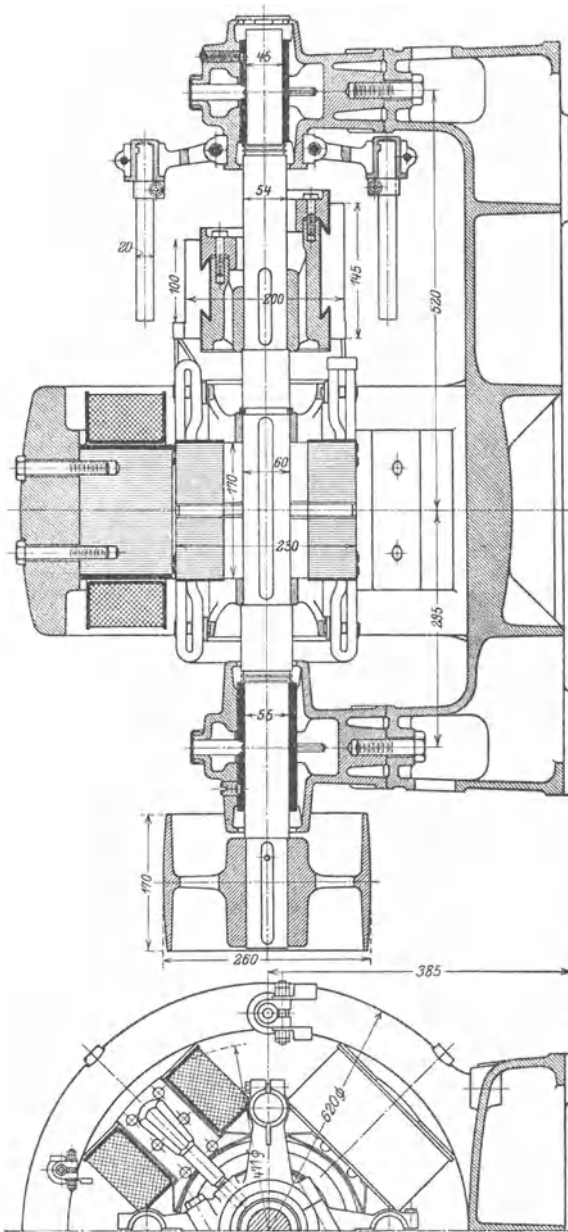


Fig. 102. Gleichstromdynamo ($\Omega = 37,5 \text{ kW}$) $n = 1340 \text{ Uml./min.}$

Der Aufbau der Gleichstrommaschine (Fig. 102).

Der Ankerkörper besteht aus 0,5 bis 0,3 mm dicken Blechen, die, um Wirbelströme zu verhindern, einseitig mit Papier beklebt oder auch lackiert sind (Füllfaktor rd. 0,9). Dickere Endbleche. Um gute Lüftung des Ankerblechpaketes zu erhalten, bringt man Luftschlitze an (Distanzbleche). Breite der Schlitze 6 bis 10 mm. Man ordnet in der Regel so viele Luftschlitze an, daß Blechpakete von 70 bis 40 mm Stärke entstehen. Bei kleinen Ankern werden die Blechschnitte aus einem Stück gestanzt, direkt auf die Welle aufgeschoben (Fig. 102) und durch Druckstücke (Bund, Springring) zusammengehalten. Anker größeren Durchmessers erhalten besondere Nabe (für gute Lüftung des Ankers ist Sorge zu tragen). Das Blechpaket wird dann aus Segmenten zusammengesetzt und durch kräftige Bolzen (Isolierung der Bolzen) zusammengehalten. Bei sehr großen Maschinen müssen die Arme auf Biegung berechnet werden.

Ankerwicklung. Kann als Ringwicklung oder Trommelwicklung hergestellt werden. Ringwicklung heute kaum noch angewandt wegen schwieriger Herstellung und schlechter Ausnutzung des Kupfermaterials.

Die Trommelwicklungen werden meist in offenen Nuten im Ankerblech untergebracht. Stanzen der Nuten vor dem Zusammenbau des Blechpaketes (Haken der Nuten). Nicht zu feine Nutung. Für die Wicklung kommt nur Kupfer in Frage (Draht oder Stäbe), Stäbe bei hohen Stromstärken. Die Drähte werden durch doppelte Baumwollbespinnung isoliert (Fig. 103). Stäbe werden überlappt mit Leinenband umwickelt. Die in einer Nut liegenden Drähte müssen, den zwischen ihnen herrschenden Spannungen entsprechend, durch Zwischenlagen von Preßspan usw. voneinander isoliert werden. Ferner Auskleiden der Nut mit Preßspan. Spielraum für Einbringen der Wicklung in die Nut. Sicherung der Wicklung gegen Herausschleudern durch die Zentrifugalkraft mittels Bandagen (Stahl- oder Bronzedraht) oder mittels Keile (Holz oder Bronze, letztere bei Turbomaschinen). Die auf beiden Seiten des Blechpaketes herausragenden Wicklungsköpfe müssen ebenfalls durch Bandagen gesichert werden. Die Verbindungen der Leiter untereinander zu einer Wicklung müssen stets so vorgenommen werden, daß sich die in den einzelnen Leitern unter den verschiedenen Polen induzierten EMKe addieren. Offene und geschlossene Wicklungen. Offene Wicklungen nicht gebräuchlich. In der Praxis nur geschlossene Wicklungen. Durchläuft man eine Wicklung und hat dabei, wenn man nach dem Ausgangspunkt zurückkommt, alle Leiter auf dem Anker berührt, so spricht man von einfach geschlossener Wicklung. Zweifach ist eine Wicklung geschlossen, wenn man beim Durchlaufen der Wicklung bis zum Ausgangspunkt nur die Hälfte der Leiter berührt. Die andere Hälfte bildet eine gleiche geschlossene Wicklung. Beide Wicklungen sind durch die Bürsten auf dem Kommutator parallelgeschaltet. In jeder Nut werden in der Regel mehrere Leiter (je nach der Spannung) untergebracht. Eine Gruppe von Leitern, die unter demselben Pol hintereinandergeschaltet sind, heißt Wicklungselement (Spulenseite, Fig. 104). Zwei Elemente geben zusammen eine Spule. Mehrere Spulen einer Nut können wieder zu Schablonen vereinigt sein.

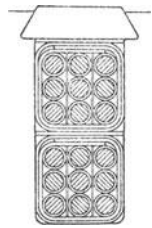


Fig. 103.

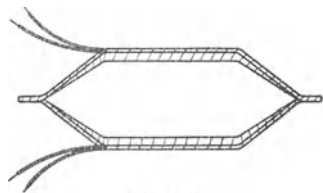


Fig. 104.

Ringwicklung (nach Pacinotti) ist eine einfach geschlossene Wicklung, die meist als Spiralwicklung ausgeführt wird. Ist die Anzahl der Pole $= 2p$, so sind $2a = 2p$ parallelgeschaltete Stromkreise auf dem Anker vorhanden. Ist der von der Maschine abgegebene Strom I , so beträgt der in den einzelnen Zweigen

fließende Strom $= \frac{I}{2p}$. Es können die Verbindungen zwischen jeden Windungen oder die Verbindungen zwischen Windungsgruppen zum Kommutator abgeleitet werden.

Trommelwicklung (von Hefner - Alteneck). Um eine fortlaufende, alle Ankerleiter berührende, nach dem Ausgangspunkt zurückkehrende Wicklung zu erhalten, muß man auf dem Anker nach bestimmten Regeln (Arnold: Die Ankerwicklungen) mit der Wicklung fortschreiten, d. h. Wickel-elemente in den einzelnen Nuten mit solchen in bestimmten anderen Nuten verbinden (Fig. 105).

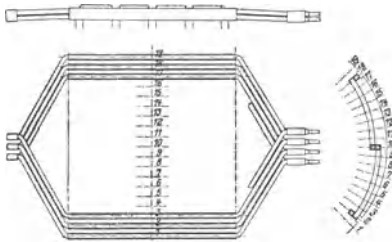


Fig. 105.

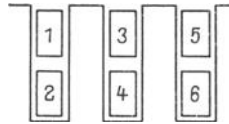


Fig. 106.

Man bezeichnet mit Wicklungsschritt y die Entfernung zweier zu verbindenden Wicklungselemente. y wird ausgedrückt in Elementzahlen, wobei man nach Fig. 106 numerieren kann. Man kann aber auch nach Nuten zählen (wie in Fig. 105 geschehen). Anzahl der Kommutatorsegmente ist stets gleich der

halben Zahl der Wicklungselemente. Unter Kollektorschritt y_K versteht man die Entfernung zweier in der Wicklung folgenden Kommutatorsegmente; y_K gemessen in Segmentzahlen. Je nachdem man beim Durchlaufen der Wicklung nur vorwärts oder vorwärts und rückwärts

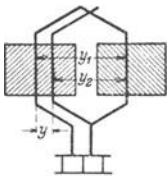


Fig. 107.

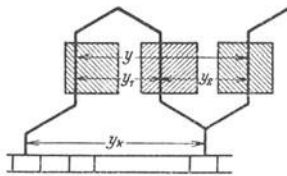


Fig. 108.

schreitet, erhält man Wellenwicklung oder Schleifenwicklung. Da man auf beiden Ankerseiten Verbindungen machen muß, zerfällt der Schritt y in die Teilschritte y_1 und y_2 . Fig. 107 und 108 stellen das Prinzip einer Wellenwicklung und einer Schleifenwicklung dar.

Ist die Zahl sämtlicher Leiter (Drähte oder Stäbe) auf dem Anker $= N$, so sind $\frac{N}{2}$ Windungen vorhanden. Besteht jedes Wickel-element aus w Leitern, so ist mit $\frac{N}{2w} = \frac{s}{2}$ Spulen zu rechnen. $s =$ Anzahl der Spulenseiten oder Wickel-elemente.

Ist E die EMK der Gleichstrommaschine, n die Drehzahl/min, $p =$ Zahl der Polpaare und Φ der magnetische Fluß pro Pol, so gilt

$$\text{für Wellenwicklung (Reihenschaltung)} \quad E = \frac{n}{60} p \cdot N \Phi \cdot 10^{-8} \text{ Volt,}$$

$$\text{für Schleifenwicklung (Parallelschaltung)} \quad E = \frac{n}{60} \cdot N \Phi \cdot 10^{-8} \text{ Volt}$$

(weil $p = a$),

$$\text{für Reihenparallelschaltung (nach Arnold)} \quad E = \frac{n}{60} \cdot \frac{p}{a} \cdot N \Phi \cdot 10^{-8} \text{ Volt.}$$

a ist die halbe Zahl der parallelgeschalteten Ankerstromzweige. Es bedeute: y_1 und y_2 die Teilschritte, y der resultierende Schritt, y_K der Kommutator-

schritt, K = Zahl der Kommutatorsegmente, s = Zahl der Wickelelemente, dann gilt:

Für Reihenschaltung (Wellenwicklung):

$$y = y_1 + y_2 = \frac{s \pm 2}{p}; \quad K = \frac{s}{2}; \quad y_K = \frac{y_1 + y_2}{2},$$

wobei sein muß:

$$y_1 \text{ und } y_2 \text{ ungerade; } \frac{s \pm 2}{p} \text{ gerade;}$$

$$\frac{y}{2} \text{ und } \frac{s}{2} \text{ sowie } y_K \text{ und } K \text{ müssen teilerfremd sein.}$$

Für Parallelschaltung (Schleifenwicklung):

$$y = y_1 + y_2, \text{ wobei } y_2 \text{ negativ; } K = \frac{s}{2}; \quad \frac{y}{2} = \pm \frac{a}{p} = \pm 1;$$

$$y_K = \frac{y_1 + y_2}{2};$$

hier muß sein:

y_1 und y_2 ganze, ungerade Zahlen;

$$\frac{y}{2} = y_K \text{ und } \frac{s}{2} \text{ müssen teilerfremd sein.}$$

y_1 wird so gewählt, daß

$$y_1 = \frac{s \pm b}{2p};$$

b eine beliebig ganze Zahl, damit y_1 ungerade wird. Da die Ankerzweige parallelgeschaltet sind, ist gerade Nutenzahl erwünscht.

Für Reihenparallelschaltung:

$$y = y_1 + y_2 = \frac{s \pm 2a}{p}; \quad K = \frac{s}{2}; \quad y_K = \frac{y_1 + y_2}{2}.$$

Hier ist Bedingung, daß

$$y_1 \text{ und } y_2 \text{ ungerade; } \frac{s \pm 2a}{p} \text{ gerade.}$$

Für eine symmetrische Wicklung, die angestrebt werden soll, muß $\frac{p}{a}$ ganze Zahl sein. (Näheres über Wicklungen und ihre Gesetze siehe Arnold: Die Ankerwicklungen.)

Darstellung der Wicklungen in der Zeichnung entweder als Projektion der Wicklung auf eine zur Ankerachse senkrechte Ebene, oder, was gebräuchlicher ist, als Abwicklung einer Zylinderfläche. Die Polflächen können hier schraffiert eingezeichnet werden. Die Leiter denkt man sich über die Polflächen fortbewegt. Fig. 109, Wicklungsschema einer Wellenwicklung, $s = 34$; $y_1 = 9$; $y_2 = 7$. Fig. 110, Wicklungsschema einer Schleifenwicklung, $s = 34$; $y_1 = 9$; $y_2 = -7$.

Aquipotentialverbindungen sind Ausgleichsleitungen, welche Punkte der Ankerwicklung, die sich auf demselben Potential befinden, verbinden, um Ausgleichsströme über die Bürsten zu verhindern. Sie sind hauptsächlich bei Ankeren mit Parallelschaltung erforderlich.

Die Zahl der Stromabnahmen (Bürstenbolzen) muß mindestens $2a$ betragen, mithin wären bei Reihenschaltung nur 2 Bürstenbolzen erforderlich. Aus Symmetriegründen werden fast stets $2p$ Bürstenbolzen vorgesehen.

Kommutator. Erfordert besondere Sorgfalt bei der Herstellung. Die Segmente bestehen aus gezogenem Kupfer und werden mittels Doppelkonus (zweckmäßig 6° und 30°) zusammengehalten (Fig. 111). Schnellaufende Kommutatoren (Turbogeneratoren, bis 35 m/sek Umfangsgeschwindigkeit) erhalten zum Schutze gegen die Zentrifugalkraft warm aufgezoogene Schrumpfringe, bei

größerer axialer Länge der Segmente mehrere Schrupfringe. Die einzelnen Segmente werden untereinander durch besten Glimmer von 0,6 bis 1,0 mm Dicke isoliert, je nach Stärke der Segmente. Richtige Härte des Glimmers

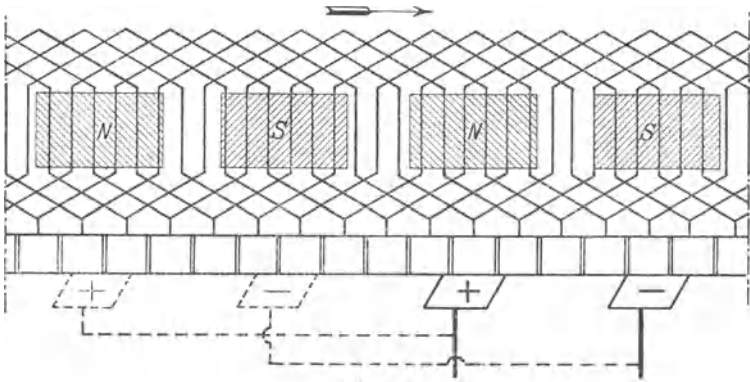


Fig. 109.

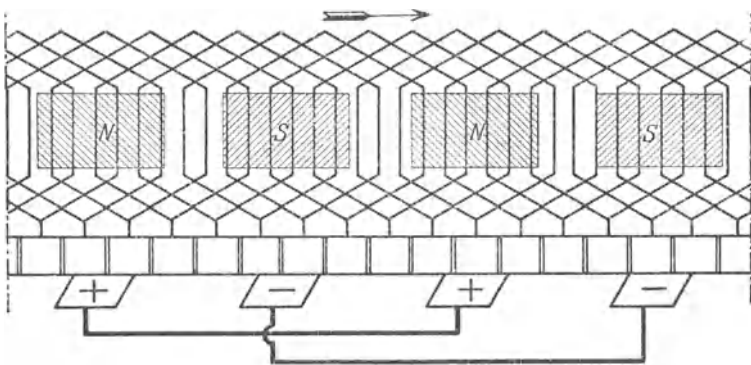


Fig. 110.

wichtig. Glimmer und Kupfer sollen sich gleichmäßig abnutzen (Auskratzen der Isolation, Abschleifen des Kommutators mit Glaspapier). Ankerleiter und Kommutator werden miteinander verlötet. Die Größe der Schleiffläche des Kommutators richtet sich nach der abzuführenden Stromstärke I (rd. 3 bis 12 I je nach Bürstenmaterial und Umfangsgeschwindigkeit). Als Bürstenmaterial kommt fast nur Kohle in Betracht. Nur für ganz niedrige Spannungen und große Stromstärken Kupfergazebürsten.

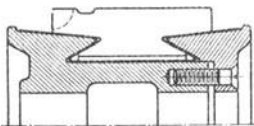


Fig. 111.

Der Auflagedruck der Bürsten auf dem Kommutator soll so hoch sein, daß Vibrationen der Bürsten nicht eintreten können (100 bis 200 g/cm^2 , bei Fahrzeugen bis 400 g/cm^2 Bürstenauflegefläche). Jede Bürste bedeckt 2 bis $3\frac{1}{2}$ Kommutatorsegment. Bürstenhalter sollen leicht auswechselbar sein. Die Halter sollen den Bürsten geringes Spiel geben, ein Kanten der Bürsten aber nicht gestatten. Der Auflagedruck soll sich durch Nachspannen von Federn leicht

einstellen lassen. Die Bürstenträger werden auf vom Gestell gut isolierte Bürstenbolzen aufgereiht (bei großen Stromstärken viele Bürsten auf einen Bolzen).

Pole und Magnetgestell. Moderne Gleichstrommaschinen haben fast ausschließlich Außenpole. Als Material für das Joch kommen Stahlguß, Gußeisen, wohl

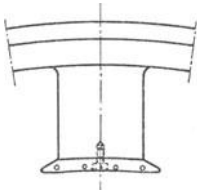


Fig. 112 a.

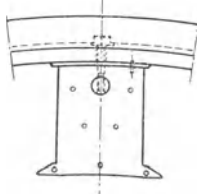


Fig. 112 b.

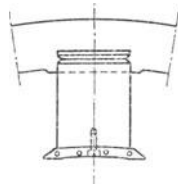


Fig. 112 c.

auch Dynamoblech in Frage. Die Pole (Fig. 112 a, b, c) werden entweder aus Blechen (ohne Isolation) zusammengesetzt und mit dem Joch verschraubt oder bestehen aus Stahlguß oder Gußeisen und sind mit dem Joche direkt vergossen. In diesem Falle erhalten sie meist lamellierte Polschuhe. Man hat auch Pole aus Blech, die in ein Graugußjoch eingegossen sind. Die Polspitzen der Bleche werden meist abwechselnd abgeschnitten, um in den Polspitzen hohe Sättigung, d. h. nicht zu steilen Feldanlauf zu erhalten. Vorteilhaft konstruiert man so, daß die Magnetspulen auf die Pole aufgeschoben werden können. Sogenannte Déri-Maschinen haben ein Magnetgestell, das aus Blechschnitten besteht, die Joch, Pole und Hilfspole zugleich verkörpern (Fig. 113).

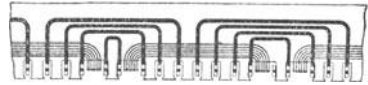


Fig. 113.

Die Wicklung der Pole kann in Spulenkästen aus Isolationsmaterial oder Metall (Messing-, Zink- oder Eisenblech) untergebracht werden. Bei Spulenkästen aus Metall ist Auskleiden der Kästen mit Isolation nötig. Bei kleinen und mittleren Maschinen und bei gekapselten Maschinen (Bahnmotoren) wendet man oft „geschnürte“ Spulen an. Diese sind ohne Spulenkasten frei gewickelt und werden durch Umschnürung mittels Band in ihrer Form, die sich dem zur Verfügung stehenden Platz anpassen kann, zusammengehalten. Um gute Abkühlung der Erregerspulen zu erhalten, werden die Spulen oft auch unterteilt (scheibenartig ausgeführt). Compoundwicklungen werden meist aus hochkant gewickeltem Flachkupfer hergestellt.

Dynamowellen und Lager. Für die Wellen der Dynamomaschinen gelten im allgemeinen dieselben Grundsätze wie im Maschinenbau. Vorteilhaft ist es, die Wellen selbst bei größeren Durchmessern (bis 300 mm) nicht vorzuschmieden, sondern aus dem Vollen herauszudrehen. Die Achsen sollen möglichst wenig Absätze und Bünde haben, scharfe Einkerbungen und scharfe Querschnittsveränderungen sind zu vermeiden. Da sich der Anker infolge magnetischer Kräfte bei Lauf selbst in die Mittelstellung axial einstellt, kann man, wie bei kleineren Maschinen oft ausgeführt, vollständig zylindrische Achsen ohne jeden Bund anwenden. Meist erhalten die Wellen an den Lagerstellen Spritzringe, um das Öl abzuhalten, nach dem Anker hinzukriechen. Material für Dynamowellen meist gut härtbarer Flußstahl, für Turbodynamos und für kleine Achsen auch Tiegelgußstahl. Zulässige Beanspruchungen siehe Abschnitt Maschinenteile. Der Durchmesser wird berechnet aus

$$M_i = k_b W = \frac{\pi}{32} k_b d^3.$$

(Ideelles Moment als reines Biegemoment angesehen.)

$$M_i = 0,35 M_b + 0,65 \sqrt{M_b^2 + (\alpha M_d)^2}; \quad \alpha = k_b : 1,3 k_d ;$$

$$M_b = \frac{\pi}{32} k_b d^3; \quad M_d = \frac{97,5 \mathcal{L}}{n};$$

M_b und M_d in cm/kg; \mathcal{L} = die von der Achse zu übertragende Leistung in Watt, n = Drehzahl pro Minute.

Bei schnellaufenden Maschinen ist die „kritische Drehzahl“ wichtig, nämlich die Drehzahl/min, bei der unter Zusammenwirkung der aus unvermeidlicher Massenexzentrizität resultierenden Zentrifugalkraft und der Eigenschwingungen der Welle Resonanz auftritt. (S. Dynamik, Bd. I, S. 261.) Schnellaufende Maschinen müssen gut ausbalanciert werden. Nach Föppl: Kritische Drehzahl

$$n_K = \frac{300}{\sqrt{f}},$$

f = max. Wellendurchbiegung in cm bei ruhender, beiderseits freiaufliegender Welle. Die ermittelte kritische Drehzahl sollte wesentlich höher liegen als die normale Betriebsdrehzahl. Bei größeren Wellenlängen ist dies meist nicht zu erreichen. Man wählt dann n_K so, daß die Betriebsdrehzahl kein Vielfaches von n_K wird.

Lager. Meist als Ringschmierlager ausgebildet. Kleinere Lager erhalten ungeteilte Bronzeschalen (bis 40 mm Durchmesser). Größere Lager erhalten geteilte Schalen im Kugelgelenk. Spezifischer Lagerdruck $p = 2$ bis 4 kg/cm^2 bei kleineren Lagern, bis 6 kg/cm^2 bei größeren. Bei besonders starken Belastungen wählt man Preßölschmierung, u. U. Wasserkühlung. Kugellager werden neuerdings bei Bahnmotoren mit Erfolg angewandt. Das Verhältnis $\frac{l}{d} = \frac{\text{Lagerlänge}}{\text{Zapfenstärke}}$ wird zwischen 2,5 bis 3,5 gewählt.

Wirkungsgrad: Der Wirkungsgrad der Gleichstrommaschinen ist bei Maschinen größerer Leistung naturgemäß höher als bei kleineren Maschinen. Er ist im allgemeinen auch um so höher, je höher die Drehzahl der Maschine ist. Die folgende Zusammenstellung gibt mittlere Werte für Wirkungsgrade normaler Gleichstrommaschinen:

Leistung KW	n = Umdrehungszahl in der Minute					
	2000	1500	1000	750	500	300
1	76	75	73	71	69	64
5	82,5	81,5	81	80	76	68
10	86,5	85,5	85	84,5	83	80
50	89	89	89	89	88	87
100	91	91	91	91	90,5	90
200	92	92	92	92	92	91

Ferner seien noch folgende Werte für ausgeführte Maschinen als Anhaltspunkte gegeben:

Ausführungsart	Leistung KW	Drehzahl U/min	Wirkungsgrad %
Vertikale Welle	1700	150	93
Turbogenerator	450	2400	92
„	1100	1200	94
Fördermotor, 2 Lager . .	420		
	(1000 Spitzenleistung)	0 ÷ 24	88

Die angegebenen Wirkungsgrade beziehen sich auf volle Belastung der Maschinen. Die Wirkungsgrade werden in der Regel nach § 38 (indirekte elektr. Methode) oder nach § 39 (direkte Bremsmethode) der Normalien des

Verbandes Deutscher Elektrotechniker bestimmt. Ist eine Messung nach diesen Methoden nicht möglich, so wird sie nach § 41 (Leerlaufmethode) vorgenommen. Maschinen, die normal mit zwei Lagern ausgeführt werden, haben in Ausführungen mit drei Lagern einen etwa $1/2$ vH niedrigeren Wirkungsgrad.

Gang der Rechnung beim ersten Entwurf einer Gleichstrommaschine.

Als erster Anhalt für die Bemessung einer Gleichstrommaschine kann der durch die zulässige Erwärmung der Maschine begrenzte Ausnutzungsfaktor (Maschinenkonstante) C genommen werden. Es sei: \mathfrak{L} die Leistung der Maschine (oder des Motors) in KW, n die Drehzahl pro Minute, l die axiale, aktive Länge des Ankerseisens in cm, D der Durchmesser des Ankers in cm, so ist

$$C = \frac{\mathfrak{L} \cdot 10^6}{D^2 \cdot l \cdot n}$$

(C für kleine Maschinen 1 bis 2, für Maschinen über 100 KW 2 bis 3). Meist ist Leistung und Drehzahl gegeben, so daß sich $D^2 \cdot l$ bestimmen läßt. Nach Wahl der Umfangsgeschwindigkeit des Ankers (15 bis 20 m/sek bei kleinen, 20 bis 25 m/sek bei größeren Maschinen und bis 100 m/sek bei Turbomaschinen, 5 bis 10 m/sek bei Fördermotoren) ist der Durchmesser bei gegebener Drehzahl festgelegt. Aus $D^2 \cdot l$ ist die axiale Ankerlänge zu bestimmen. Man zeichne den Anker

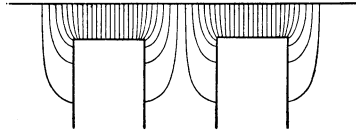


Fig. 114.

den Magnetgestell maßstäblich auf und wähle die Zahl der Pole. Viele Pole ergeben eine leichte Maschine, doch wird die Maschine teuer und die Kommutierung schwierig. Den Polbogen b mache man 0,65 bis 0,75 der Polteilung τ . Man bestimme den Querschnitt des Luftspaltes, der für den Übertritt des Induktionsflusses aus dem Pole nach dem Anker in Frage kommt. Die Ausbreitung der Induktionslinien in den Ankernuten (Fig. 114) ist dabei zu berücksichtigen. Als wirksamer Luftquerschnitt Q_L kann man für erste Rechnung setzen 0,7 bis 0,8 der Polaustrittsfläche Q_P . Man wähle die Induktion im Luftspalt ($\mathfrak{B}_L = 7000$ bis 9000 Linien/cm²) und berechne den nützlichen Fluß $\Phi = \mathfrak{B}_L \cdot Q_L$. Aus der zu induzierenden EMK E , der Polpaarzahl, der Drehzahl n und dem nützlichen Fluß Φ pro Pol errechne man mit Hilfe der Formeln auf Seite 788 die Anzahl N der Ankerleiter. Der Spannungsverlust $I_a R_a$ kann zu 1,5 bis 3 vH angenommen werden. Kleinere Maschinen und solche mit höheren Spannungen werden meist mit Reihenschaltung ausgeführt. Ganz große Maschinen erhalten Reihenparallelschaltung. Maschinen für niedere Spannungen und große Stromstärken werden mit Parallelschaltung ausgeführt (Äquipotentialverbindungen). Man versuche die Drahtzahl N geschickt in Nuten unterzubringen und wähle dabei die Nutendimensionen und die Isolationsverhältnisse unter Berücksichtigung der Spannung. Hierauf berechne man den magnetischen Kreis der Maschine unter Benutzung der auf Seite 747 gegebenen Richtlinien (Kurven Fig. 13). Als Streuung der Pole kann 15 bis 25 vH angenommen werden. Zu den resultierenden Amperewindungen mache man einen Zuschlag von 25 bis 30 vH (Berücksichtigung der Ankerrückwirkung). Nach Pichelmayr, Dynamobau, Handbuch der Elektrotechnik Bd. V kann man die Beanspruchungen der Materialien bei Gleichstrommaschinen wie folgt wählen.

- a) Induktionen im magnetischen Kreis:
 - 1. Joche aus Gußeisen $\mathfrak{B}_j = 6\ 000\text{—}7\ 000$
 - 2. Joche aus Blech und Flußeisen $\mathfrak{B}_j = 12\ 000\text{—}13\ 000$
 - 3. Schenkel aus Blech und Flußeisen $\mathfrak{B}_s = 14\ 500\text{—}17\ 000$
 - 4. Ankerzähne, scheinbare Induktionen im Fußkreis
 - bei normalen offenen Maschinen $\mathfrak{B}_z = 22\ 000\text{—}23\ 000$
 - bei Bahnmotoren, mit Serienwicklung, gerechnet für Stundenleistung $\mathfrak{B}_z = 24\ 000\text{—}26\ 000$
 - bei sehr schnelllaufenden Maschinen, Ankerfrequenz hoch $\mathfrak{B}_z = 16\ 000\text{—}18\ 000$
 - 5. Ankereisen, je nach Frequenz und gegebenem Raum $\mathfrak{B}_a = 12\ 000\text{—}20\ 000$
- b) Stromdichten:
 - 1. Ankerdrähte, kleine Maschinen mit guter Ventilation, bei Vollast, Dauerbetrieb $i = 6\text{—}5$ Amp./mm²
 - 2. Ankerdrähte, größere Maschinen mit Drahtwicklung und Stabankern bei guter Ventilation $i = 5\text{—}4$ Amp./mm²
 - 3. Schenkeldrähte,
 - kleine Spulen $i = 2,5\text{—}2$ Amp./mm²
 - größere Spulen $i = 1,8\text{—}1,3$ Amp./mm²
 - Bahnmotoren mit Hauptstromspulen (Stundenleistung) $i = 2,5\text{—}2,2$ Amp./mm²
- c) Bürstenkontakte:
 - 1. weiche, graphitische Kohleblöcke $i = 10\text{—}8$ Amp./cm²
 - 2. härtere, graphitische Kohleblöcke $i = 8\text{—}6$ Amp./cm²
 - 3. harte Kohlen $i = 6\text{—}5$ Amp./cm²
 - 4. Metallbürsten (Kupfergaze) $i = 50\text{—}40$ Amp./cm²

Berechnung der Erregerspulen für Nebenschlußmaschinen.

Ist $i_{\text{err}} \cdot N_1$ die erforderliche Amperewindungszahl (Durchflutung) pro Pol, l_m die Länge einer mittleren Windung der Spule, σ der spezifische Widerstand des Wickelmateriale (Kupfer $\sigma = 0,02$), P die Klemmenspannung der Maschine, so wird der Querschnitt des Drahtes, wenn $2p$ Pole hintereinander an die Spannung P gelegt werden:

$$q = \frac{i_{\text{err}} \cdot N_1 \cdot 2p \cdot l_m \cdot \sigma}{P} \text{ in mm}^2.$$

Diesem Querschnitt entspricht ein Durchmesser (blank) d_{b1} und ein Durchmesser d_{isol} .

Man kann setzen

$$d_{\text{isol}} = \frac{23}{19} d_{b1}.$$

Nimmt man den ungünstigsten Fall an, daß die runden Querschnitte sich genau neben- und übereinanderlagern, so kommen auf jede Spule, wenn der Wickelraum F beträgt,

$$N_1 = \frac{F}{\left(d_{b1} \cdot \frac{23}{19}\right)^2}$$

Windungen. Der Widerstand der Erregerwicklung wird

$$r_{\text{err}} = \frac{2 \cdot p \cdot N_1 \cdot l_m \cdot \sigma}{q}$$

und der Erregerstrom

$$i_{\text{err}} = \frac{P}{r_{\text{err}}} \text{ Ampere.}$$

Erwärmung.

Die bei Dauerbetrieb eintretende Erwärmung (Übertemperatur) der Magnetspulen kann gefunden werden aus:

$$\vartheta_0 = C \frac{i_{\text{err}}^2 r_{\text{err}}}{O} \text{ in } ^\circ\text{C},$$

wobei $i_{\text{err}}^2 \cdot r_{\text{err}}$ der Verbrauch der Erregerwicklung in Watt, O die abkühlende Oberfläche der Spule in cm^2 und C eine Temperaturkonstante = 400 bis 500 bedeuten.

Die Erwärmung des Ankers errechnet sich angenähert aus:

$$\vartheta_0 = C \frac{\text{Verluste im Anker}}{O(1 + 0,1v)};$$

hierin bedeuten: O die abkühlende Oberfläche in cm^2 des Ankers, v die Umfangsgeschwindigkeit in m/sek ; C die Temperaturkonstante für den Anker (für kleine Maschinen 400 bis 500. für größere Maschinen 250 bis 450). Die Verluste im Anker setzen sich zusammen aus Verlusten durch Stromwärme und aus Eisenverlusten (Hysteresis und Wirbelströme). Siehe Kurven, Fig. 63.

Die zulässigen Erwärmungen (Übertemperaturen über der Temperatur der umgebenden Luft) sind in den Normalien des Verbandes Deutscher Elektrotechniker (§ 18) festgelegt und betragen je nach Art des verwendeten Isolationsmaterials 40 bis 80°C .

Das Verhalten der Gleichstrommaschine.

Eine leer, mit konstanter Drehzahl und konstantem Felde laufende Gleichstrommaschine gibt die größte Spannung, wenn die Bürsten in der neutralen Zone (Stellen des Ankers, an denen keine Feldlinien ein- oder austreten) stehen. In diesem Falle sind alle unter einem Pole liegenden, gleich induzierten Leiter hintereinandergeschaltet. Wird die Maschine belastet, so erzeugen die Ankerströme ein magnetisches Feld, das Querfeld, das bei einer zweipoligen Maschine senkrecht auf dem Hauptfelde steht. Das Querfeld setzt sich mit dem Hauptfeld zu einem resultierenden Fluß zusammen, der aber nicht mehr gleichmäßig über die Pole verteilt ist, sondern unter den ablaufenden Polspitzen eine höhere Liniendichte besitzt (Fig. 115). Durch diese Verzerrung des Hauptfeldes erscheint die neutrale Zone in der Drehrichtung verschoben. Bürstenverschiebung in der Drehrichtung. Ist die Maschine

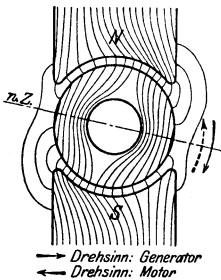


Fig. 115.

stark gesättigt, wie es bei modernen Maschinen üblich ist, so läßt das Polmaterial eine Erhöhung der Liniendichte an den ablaufenden Polspitzen nicht mehr zu. Da aber an der anlaufenden Polkante eintreten kann, muß mithin bei Belastung der Maschine ein Sinken der elektromotorischen Kraft die Folge sein. Mittel zur Verminderung und Verhütung des Querfeldes sind geeignete Polform (nicht zu lange Polhörner), geringe Ankerampere-stabzahl und besonders Kompensationswick-lung. Bei Verschiebung der Bürsten in der Dreh-richtung (Fig. 116) aus der neutralen Zone erhält man außer dem Querfeld noch ein in die Richtung des Hauptfeldes fallendes, aber diesem entgegen-gerichtetes Feld. Bei einer belasteten Dynamo bedeutet also Verschieben der Bürsten in der Drehrichtung Feldschwächung, d. h. Sinken der EMK und Verschieben der Bürsten gegen die Drehrichtung Feldverstärkung, d. h. Steigen der EMK. Die Beeinflussung der EMK der Maschine durch die Ankerströme nennt man „Ankerückwirkung“.

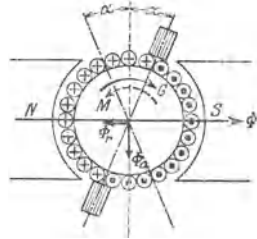


Fig. 116.

Bei der Drehung des Ankers werden die einzelnen Ankerspulen nacheinander durch die Bürsten kurzgeschlossen (Fig. 117). Von beiden Seiten des Ankers fließen die Ströme den Bürsten zu oder von ihnen ab. Während des Durch-ganges der Ankerleiter durch die neutrale Zone müssen sich die Ströme in den Leitern umkehren. In den kurzgeschlossenen Spulen wird sonach eine EMK der Selbstinduktion (Reaktanzspannung) er-zeugt, die Kurzschlußströme über die Bürsten zur Folge hat. Die Bürsten werden einseitig belastet. Feuern der Bürsten. Die Stromwendung geht nicht linear vor sich und wird nicht unter den Bürsten beendet. Bei Ablauf der Bürsten von den Leitern muß die Kommutierung erzwungen werden, wobei starke Spritzfunken auftreten.

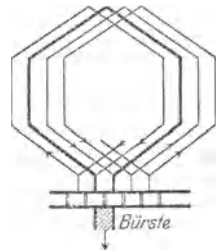


Fig. 117.

Mittel zur Erlangung guter Kommutierung ist Bürstenverschiebung über die neutrale Zone hinaus in der Drehrichtung (bei Dynamomaschinen). Hierbei wird ein Teil des Haupt-feldes benutzt, das Ankerfeld in der Kommutierungszone aufzuheben, wodurch in den durch die Bürsten kurzgeschlossenen Spulen die EMK der Selbstinduktion Null wird. Die Kommutierung kann dann linear und voll-kommen unter den Bürsten beendet werden. Bei Maschinen mit veränderlicher Belastung ist das Mittel unbequem, da für jede Belastung die Bürsten eingestellt werden müssen. Vorteilhafter ist, das Ankerfeld in der Kommutierungszone durch ein besonderes Feld mit Hilfe eines Hilfs-pols (Wendepol), der durch den Ankerstrom erregt wird, aufzuheben (Fig. 118). Wendepole ohne stromführende Wicklung verschlechtern die Kommutierung. Wendepole besonders für Maschinen mit schwankender Last, für solche mit veränderlicher Drehrichtung (Reversiermotoren) und für sehr schnelllaufende Maschinen.

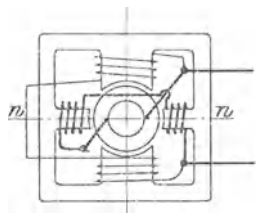


Fig. 118.

Charakteristiken der Maschinen.

Die Leerlaufcharakteristik (magnetische Charakt.) zeigt die Abhängig-keit der EMK einer Maschine von der Erregerstromstärke. Zur Aufnahme

der Lehlauflcharakteristik mißt man die Spannung E an den Klemmen der Maschine und den aus fremder Stromquelle gedeckten Erregerstrom i_{err} . Die Drehzahl der Maschine wird konstant gehalten (Fig. 119). Mit stetig wachsendem Erregerstrom steigt E zunächst steil an (fast geradlinig), bei größerem Erregerstrom nimmt E immer weniger zu („Knie“ der Kurve). Da

$$E = \frac{n}{60} \cdot \frac{p}{a} \cdot N \cdot \Phi \cdot 10^{-8} = C \Phi \text{ Volt}$$

kann man unter Berücksichtigung des Maßstabes die Leerlaufcharakteristik auch als Kurve der Φ über i_{err} ansehen (magnetische Charakt.). Bei normalen Maschinen liegt der Punkt der normalen EMK E im Knie der Kurve oder wenig darüber. Dies ist erforderlich, damit die Maschine bei Belastung nicht zu großen Spannungsabfall hat.

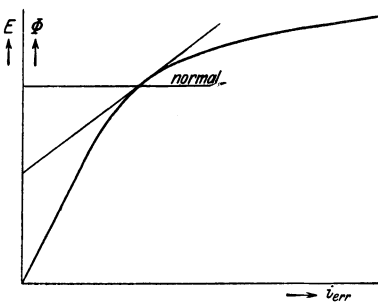


Fig. 119.

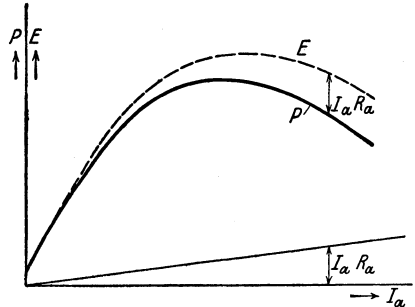


Fig. 120.

Belastungscharakteristik. Hier spielt die Schaltung der Maschine große Rolle. Bei der Aufnahme der Belastungscharakteristik werden Drehzahl und der Widerstand des Erregerkreises konstant gehalten (Selbsterregung). Man trägt die Klemmenspannung P über den Ankerstrom I_a auf und erhält die äußere Charakteristik. Da $E = P + I_a R_a$ (wobei R_a der Widerstand des Ankers ist) kann man die Kurve der E über I_a konstruieren, indem man die Punkte der äußeren Charakteristik um den Spannungsverlust $I_a R_a$ höher legt. Man erhält dann die innere Charakteristik. Fig. 120 stellt die Belastungscharakteristik der Reihenschlußmaschine dar. Ist hier $I_a = 0$, so ist auch der Erregerstrom $= 0$. Die Maschine gibt nur eine der Remanenz entsprechende geringe Spannung. Mit wachsendem Ankerstrom steigt die Klemmenspannung schnell an, um alsdann bei größerer Belastung infolge der Ankerückwirkung wieder abzunehmen. Reihenschlußgeneratoren sind wegen ihrer von der Belastung stark abhängigen Klemmenspannung für Kraftzentralen unbrauchbar.

Fig. 121 stellt die Belastungscharakteristik der Nebenschlußmaschine dar. Bei der Nebenschlußmaschine mit Selbsterregung nimmt der Erregerstrom i_{err} in dem Maße ab, als die Klemmenspannung P infolge Ankerückwirkung und Spannungsverlust $I_a R_a$ sinkt. Die Klemmenspannung P nimmt mit wachsender Belastung I_a zunächst langsam ab. Bei größerer Belastung sinkt P schneller; die Belastungscharakteristik hat bei einem bestimmten, maximalen Ankerstrom einen Umkehrpunkt. Bei Kurzschluß der Maschine wird $P = 0$, I_a behält infolge von Remanenz einen mäßigen Wert I_K . Da die Klemmenspannung der Nebenschlußmaschine (zuma bei kleinem Ankerwiderstand) mit der Belastung nur wenig sinkt, ist die Maschine für Kraftzentralen die geeignetste. Die Maschinen werden so weit benutzt, als der obere, erste Teil der Belastungscharakteristik gilt. Der Kompoundmaschine kann man mehr

oder weniger Eigenschaften der Nebenschluß- oder Hauptstrommaschinen geben, je nachdem man die Nebenschlußwicklung oder die Hauptstromwicklung überwiegen läßt. Fig. 122 zeigt die äußere Charakteristik einer Doppelschluß-

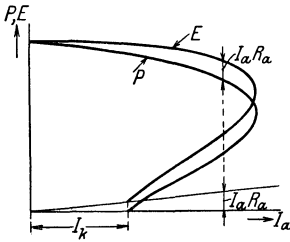


Fig. 121.

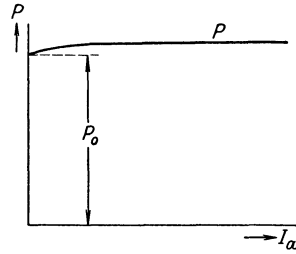


Fig. 122.

maschine. Durch gutes Abstimmen der Hauptstromwicklung kann man erreichen, daß die Klemmenspannung P bei jeder Belastung der Maschine praktisch konstant bleibt (vollkommen kompondiert). Oft benutzt man „Überkompondierung“ (z. B. bei Bahngeneratoren), um den Spannungsverlust in der Fernleitung (Fahrdrabt) zu decken.

Querfeldmaschinen (Rosenberg) sind Maschinen für konstanten Strom (Speisung von Schweißapparaten, Zugbeleuchtung bei veränderlicher Wangengeschwindigkeit und Antrieb der Dynamo von der Wagenachse). Der Aufbau der Maschinen ist derart, daß sich ein starkes Querfeld ausbilden kann. Die Bürsten in der neutralen Zone sind kurzgeschlossen. Der Nutzstrom der Querfeldmaschine wird mittels Bürsten unter den Polen (in der Achse senkrecht zur neutralen Zone) abgenommen. Er wird durch Drehung des Ankers im Querfeld induziert. Der Nutzstrom erzeugt im Anker ein drittes Feld, das senkrecht auf dem Querfeld steht und das Hauptfeld schwächt. Wächst der Nutzstrom aus irgend einem Grunde (Kurzschluß bei Schweißung, schnelleres Laufen der Maschine bei Zugbeleuchtung), so wird der Hauptfluß geschwächt, mithin auch das Querfeld. Der vom Querfeld abhängige Nutzstrom kann also nicht wesentlich zunehmen.

b) Wechselstromgeneratoren.

Aufbau der Maschinen. Am gebräuchlichsten ist der Innenpoltyp mit rotierendem Magnetsystem (Polkreuz, Polstern, Polrad) und feststehendem Anker, weil man bei Hochspannung, für die die Maschinen direkt gewickelt werden, die Ankerspulen sicherer isolieren kann. Der Strom wird an Klemmen abgenommen, die am Gehäuse angebracht sind. Maschinen für Niederspannung werden zuweilen mit rotierendem Anker ausgeführt. Der Strom wird dann mittels Bürsten auf Schleifringen abgenommen. Der Anker stellt in der gebräuchlichen Ausführung einen Hohlzylinder, der an der inneren Mantelfläche die Trommelwicklung trägt, dar. Er ist, wie bei Gleichstrommaschinen, aus Blechen aufgebaut (Ventilationsschlitz). Der Ankerring wird in einem Gehäuse aus Gußeisen, selten aus Schmiedeeisen, angeordnet. Da der Luftspalt am ganzen Umfang zwischen Polrad und Anker der gleiche sein muß, ist das Gehäuse bei großen Maschinen gegen Durchbiegung zu sichern (geeignete Querschnittsform oder auch Versteifung des Gehäuses durch Arme oder Verspannungen). Das Gehäuse steht bei großen Maschinen über der Grube auf Füßen oder ist auf kräftigen Lagerböcken mittels Armen und Nabe gelagert. Letztere Anordnung gestattet ein Durchschwenken des ganzen Gehäuses bei

Reinigung oder Ausbesserung der Wicklung. Die Ausführung des induzierenden Teiles (Induktors) ist sehr verschieden. Gleichpoltype und Wechseipoltype. Letztere ist gebräuchlicher. Langsamlaufende Maschinen erhalten einen Schwungradkranz aus Gußeisen, auf dem die Pole radial aufgeschraubt sind. In dem Radkranze werden unter Umständen ganz bedeutende Gewichte untergebracht, um das Trägheitsmoment mit Rücksicht auf den Parallelbetrieb der Maschine zu vergrößern. Bei schnellaufenden Maschinen und solchen, bei denen starke Drehzahlerhöhungen im Betrieb vorkommen können (Wasserturbinenantrieb), müssen die Polräder nach Festigkeitsrücksichten berechnet werden. Es kommen hier höchste Beanspruchungen vor. Man wählt dann Stahlgußjoche oder ganze Polräder aus Stahlguß, die aus axial zusammengesetzten Platten bestehen können (hierdurch homogenes, leicht kontrollierbares Material). Man hat auch Joch und Polkerne aus Blechen aufgebaut.

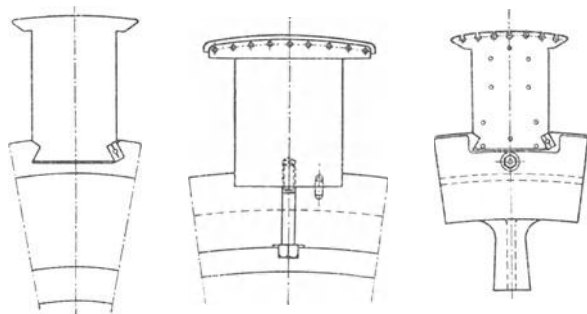


Fig. 123 a, b, c.

Die Pole werden aus Gußeisen, Stahlguß oder aus Blech hergestellt. Sind die Pole massiv, so erhalten sie in der Regel Polschuhe aus Blech. Befestigung der Pole mit dem Joch durch Schrauben oder Schwalbenschwanz (Fig. 123 a, b, c). Walzenförmige Magneträder für Turbogeneratoren sind entweder aus dem vollen Stück aus Stahlguß oder ausgeschmiedet. Die Nuten für die Erregerwicklung und die Luftkanäle sind hier eingefräst. Zuweilen sind die Magneträder auch aus Blechen mit Nuten zusammengesetzt. Blechisolation ist hier nicht erforderlich. Für die Zuführung des Erregerstromes zu den umlaufenden Polen werden Schleifringe benutzt. Die Pole können mit Runddraht bewickelt werden, zuweilen wird hochkantgewickeltes Flachkupfer angewandt.

Die Wicklung der Wechselstrommaschinen kann in offenen, geschlossenen oder in halbgeschlossenen Nuten untergebracht werden. Offene Nuten gestatten die bequemste Herstellung der Wicklung (Einlegen der Wicklung), doch verursachen sie Oberschwingungen in den Wechselspannungen und Strömen, vergrößern den magnetischen Widerstand des Kreises und begünstigen Wirbelströme in den Polschuhen. Geschlossene Nuten haben nicht die Nachteile der offenen Nuten, unterstützen jedoch die Ankerstreuung und sind mühsam zu bewickeln. Fäden oder „Nähen“ der Wicklung. Durch nachträgliches Schlitzten der geschlossenen Nut (halbgeschlossene Nut) kann man die Ankerstreuung stark herabdrücken. Die Nuten werden mit passenden Röhren aus Preßspan, Japanpapier oder Mikanit ausgekleidet.

Die Nuten werden über den Anker ganz gleichmäßig verteilt. Man wendet meist eine durch 3 teilbare Nutenzahl an, um ein und denselben Blechschnitt auch für Drehstrommaschinen verwenden zu können. Man bewickelt die Nuten derart, daß Spulen entstehen, deren Seiten gleich aber entgegengesetzt induziert werden. Die Spulenseiten müssen also über ungleichnamige Pole verteilt werden. Spulen, in denen EMKe gleicher Phase induziert werden,

können je nach gewünschter Maschinenspannung hintereinander oder parallel geschaltet werden. Maschinenspannungen bis 20000 Volt.

Die induzierte EMK E einer Wechselstrommaschine ist, wenn ν = Frequenz/sek., Φ der Induktionsfluß pro Pol, N = Zahl der Leiter auf dem Anker und k eine Konstante zwischen 4 und 6 (abhängig von der Nutenzahl pro Pol und Phase und dem Verhältnis Polbogen : Teilung) $E = k \cdot \nu \cdot N \cdot \Phi \cdot 10^{-8}$ Volt.

Bei den Mehrphasenmaschinen erreicht man durch räumliche Verschiebung von Spulengruppen gegeneinander, daß diese nacheinander induziert werden, d. h. daß ihre EMKe gegeneinander zeitlich verschoben sind (Zweiphasenstrom 90° ; Drehstrom 120° und 240°). Siehe S. 765 und 766.

Fig. 124 a, b, c gibt die Anordnung der Spulen bei Ein-, Zwei- und Dreiphasenstrom (Drehstrom) in den Ankernuten [a) Drehstromwicklung, 2 Nuten pro Pol und Phase; alle Nuten bewickelt, b) Zweiphasenstrom, 3 Nuten pro Pol und Phase, alle Nuten bewickelt, c) Einphasenstrom, 4 Nuten pro Pol und Phase, nur $\frac{2}{3}$ der vorhandenen Nuten bewickelt]. Mit Rücksicht auf günstige Form der Wechselstromkurve wählt man vorteilhaft eine größere Anzahl Nuten pro Pol und Phase (kleine Maschinen 2 bis 3, größere bis 6). Die aus dem Blechpaket beiderseits herausragenden Wicklungsköpfe müssen geeignet gestützt und verspannt werden, damit sie bei Kurzschlüssen ihre Lage nicht verändern.

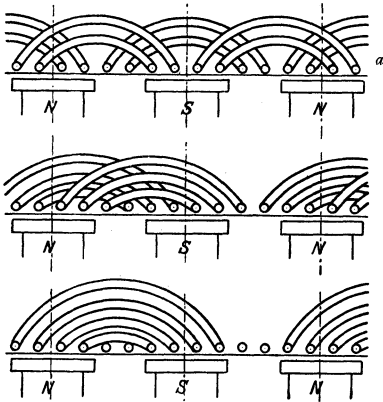


Fig. 124.

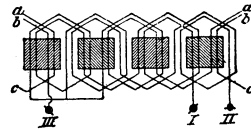


Fig. 125.

Schaltet man die drei Phasen einer Drehstrommaschine in Dreieck, so gibt die Maschine die Phasenspannung. Bei Sternschaltung erhält man das $\frac{1}{\sqrt{3}}$ fache der Phasenspannung. In der Regel werden bei Mehrphasenmaschinen Anfänge und Enden der Phasen aus der Maschine herausgeführt. Eine Drehstrommaschine erhält also dann 6 Klemmen.

Fig. 125. Schema einer vierpoligen Drehstrommaschine in Sternschaltung.

Leistung einer Drehstrommaschine = $\sqrt{3} P \cdot I \cdot \cos \varphi$ bei gleicher Belastung der 3 Phasen. Die Antriebsleistung einer Drehstrommaschine ist

$$PS = \frac{\sqrt{3} P I \cdot \cos \varphi}{\eta \cdot 736}$$

Leistung einer Zweiphasenmaschine = $2 P \cdot I \cos \varphi$, wobei P und I sich auf je einen der beiden Zweige beziehen.

Leistung einer Einphasenmaschine = $P I \cos \varphi$, s. S. 761.

Bei gegebener Polzahl und gegebener Frequenz/sek. ist die minutliche Drehzahl der Wechselstrommaschine festgelegt durch die Formel

$$n = \frac{60 \cdot \nu}{p}; \quad p = \text{Polpaarzahl.}$$

Bei Neuanlagen empfiehlt es sich, wenn möglich die Frequenz = 50 pro Sekunde zu wählen. Für Bahnen kommen niedrigere Periodenzahlen, z. B. $16\frac{2}{3}$ pro Sekunde, vor.

In den Normalien des V. D. E. für Bewertung und Prüfung elektrischer Maschinen sind die als normal in Frage kommenden Drehzahlen angegeben. Große Maschinen, die geteilt werden müssen, erhalten vorteilhaft eine durch 4 teilbare Polzahl.

Erregung der Wechselstrommaschinen. Der zur Erregung erforderliche Gleichstrom wird mittels Schleifringen (Bronzeguß, gewalzte Kupferringe, Stahlguß- oder Gußeisenringe) und Bürsten (Kupfergazebürsten, Bronzekohlebürsten) dem Induktor zugeführt. Als Stromquelle für den Gleichstrom kommen in Frage: angebaute Erregermaschine (mit eigenen Lagern oder mit fliegendem Anker), getrennte Erregermaschine mit besonderem Antrieb (Motor) oder Erregung von einem besonderen Gleichstromnetz aus (Zentralerregung). Hat die Wechselstrommaschine besondere Erregermaschine, so empfiehlt es sich, den Erregerstrom nicht durch Änderung der Spannung der Erregermaschine allein zu regeln, sondern den Erregerstrom mittels besonderem Regulierwiderstand im Nutzkreis der Erregermaschine einzustellen. Die Regelung wird sicherer.

Wirkungsgrad. Die folgende Zusammenstellung gibt die Wirkungsgrade ausgeführter Drehstromgeneratoren bei Vollast:

Drehzahl Uml./min	Leistung KVA	Wirkungsgrad in vH bei		Bemerkung
		$\cos \varphi = 1$	$\cos \varphi = 0,8$	
3000	1000	94	92	Turbogenerator
1500	2,5	77,5	72	} zwei Lager
	6	82	77,5	
	11	85	81	
	22	87	84	
	45	90	87,5	} Turbogenerator
	2250	—	93	
3000	—	—	95	
1000	7,5	84,5	81	} zwei Lager
	20	88,5	85,5	
	50	91,5	89	
	100	93	91	
750	20	88,5	85	} zwei Lager
	50	91,5	89	
	100	93	91	
	200	94	92	
	300	94,5	93	
600	75	91,5	89,5	} zwei Lager
	100	92,5	90,5	
	200	94	92	
500	100	92,5	90,5	zwei Lager
300	8800	—	95,8	vertikale Bauart ein Außenlager zwei Lager
	175	94	92	
	120	92	90	
107	2300	—	93,5	zwei Lager

Das Verhalten der Wechselstrommaschinen.

Leerlaufcharakteristik gibt (wie bei der Gleichstrommaschine) die Abhängigkeit der induzierten EMK E der unbelasteten Maschine von dem Erregerstrom i_{err} . Die Drehzahl der Maschine ist bei der Aufnahme der Charakteristik konstant zu halten. Das auf S. 796 über die Leerlaufcharakteristik der Gleichstrommaschine Gesagte gilt sinngemäß auch hier (Fig. 126). Es ist

$$E = k \nu N \Phi 10^{-8} \text{ Volt.}$$

Das Verhalten der Wechselstrommaschinen bei Belastung ist verschieden, je nachdem die Maschinen auf induktionsfreien Widerstand, auf induktiven Widerstand oder auf Kapazität arbeiten. Im allgemeinen ist der Spannungsabfall der Wechselstrommaschine bei Belastung größer als der der Gleichstrommaschine, weil zu dem Ohmschen Spannungsabfall noch der induktive dazukommt. Arbeitet die Wechselstrommaschine auf ein Netz mit

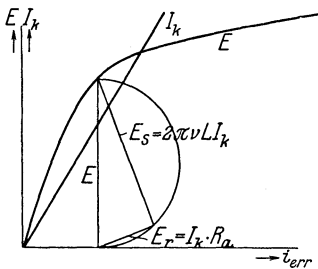


Fig. 126.

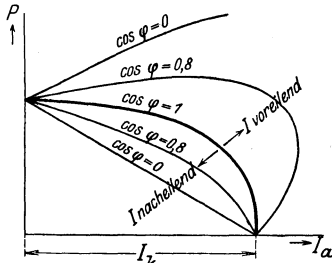


Fig. 127.

$\cos \varphi = 1$, so besteht in der Maschine ein Querfeld, das genau wie bei der Gleichstrommaschine das Feld in den ablaufenden Polspitzen verstärkt, in den anlaufenden schwächt. Dies zieht einen Spannungsabfall (5 bis 7 vH) nach sich. Ist die Belastung der Maschine induktiv, so tritt eine beträchtliche Ankerückwirkung ein, und zwar wird das Feld bei induktiver Belastung der Maschine geschwächt. Der Spannungsabfall der Maschine ist groß (bis 30 vH). Arbeitet die Maschine auf ein Netz mit voreilendem Strom (Kabel im Netz), so wirkt die Ankerrückwirkung feldverstärkend. Es tritt Spannungserhöhung ein. Fig. 127 stellt die Belastungscharakteristik dar. Sie wird bei konstanter Drehzahl aufgenommen. Über der Ankerstromstärke I_a wird die Klemmenspannung P aufgetragen. Aus dem Verhalten der Maschinen ist ersichtlich, daß die Erregung in weiten Grenzen regelbar sein muß. In Netzen mit induktiver Belastung (Motoren) ist immer beim Schalten mit größeren Spannungsschwankungen zu rechnen. Man wendet deshalb mit Vorteil selbsttätige Spannungsregulatoren (Tirillregulator der AEG., Schnellregler der SSW.) an.

Um ein angenähertes Bild von der Ankerrückwirkung bzw. vom induktiven Spannungsabfall in der Maschine zu erhalten, kann man die Kurzschlußstromstärke I_k in Abhängigkeit vom Erregerstrom i_{err} auftragen und das Spannungsdreieck aus E , $I_k R_a$ und $2\pi\nu L I_k$ konstruieren ($I_k R_a \perp 2\pi\nu L I_k$). Kurzschlußcharakteristik (Fig. 126). Die Drehzahl der Maschine braucht bei der Aufnahme der Kurzschlußcharakteristik nicht konstant zu sein. I_k ist bei normalen Maschinen und bei normaler Erregung rd. das 2- bis 4fache der normalen Betriebsstromstärke I_a . Das Verhalten der Wechselstrommaschine bei Änderung der Erregung kann auch durch Leistungslinien (Görges, E.T.Z. 1900, S. 189) dargestellt werden.

IV. Elektromotoren.

Motor ist jede umlaufende Maschine, die elektrische in mechanische Leistung verwandelt.

1. Motoren für Gleichstrom.

Legt man an den Anker einer erregten Gleichstrommaschine eine Spannung P , und zwar so gerichtet, daß die Ströme vom Beschauer aus unter dem Nordpol ein- und unter dem Südpol austreten, so werden auf die einzelnen Ankerleiter Kräfte K ausgeübt, die eine Linksdrehung des Ankers verursachen (Fig. 30)

$K = c \cdot I \cdot \mathfrak{B} \cdot l$, wobei I der Strom im Leiter, \mathfrak{B} die Liniendichte und l die Länge des Leiters im Feld. Die Gleichstrommaschine müßte, um die gleiche Stromrichtung im Anker zu erhalten, rechtsherum gedreht werden (s. Fig. 27). Durch das Querfeld des Motors, das dem der Dynamo gleichgerichtet ist, wird das Hauptfeld genau wie bei der Dynamo verzerrt, Fig. 115. Die neutrale Zone wird beim Motor, da sich der Drehsinn geändert hat, gegen die Drehrichtung verschoben, das Feld hat an den ablaufenden Polspitzen eine geringere Liniendichte (Mittel gegen Querfeld wie bei der Dynamo). Wie aus Fig. 116 ersichtlich, muß beim Motor (in Fig. 116 Pfeil der Drehrichtung gestrichelt) eine Verschiebung der Bürsten in der Drehrichtung eine Feldverstärkung, gegen die Drehrichtung eine Feldschwächung nach sich ziehen. Bezüglich der Kommutierungsverhältnisse gilt beim Motor dasselbe, was bei der Dynamo gesagt wurde (S. 795). Bestes Mittel zur Erlangung guter Kommutierung bleibt die Anwendung von Wendepolen (Reversiermotoren, Motoren für schwankende Belastung). Soll bei Motoren ohne Wendepole durch Bürstenverschiebung kommutiert werden, so muß die Bürste, wie eine einfache Überlegung ergibt, im gleichen Sinne wie bei der Dynamomaschine, also gegen die Drehrichtung des Motorankers verschoben werden.

Es sei P die Klemmenspannung, n = Drehzahl/min, I_a = Ankerstrom, R_a = Ankerwiderstand, E_a = EMK des Ankers, Φ = Fluß pro Pol.

Würde man P bei Stillstand an den Anker legen, so würde der Anker einen Strom aufnehmen $I_a = \frac{P}{R_a}$; bei Rotation entwickelt der Anker eine EMK $E_a = c \cdot n \Phi$, die sich der Klemmenspannung P entgegensetzt. Der Anker nimmt also bei Rotation einen Strom auf $I_a = \frac{P - E_a}{R_a}$.

$$\text{Da } n = \frac{E_a}{c \cdot \Phi} \text{ und } E_a = P - I_a R_a, \text{ wird}$$

$$n = \frac{P - I_a R_a}{c \cdot \Phi}.$$

R_a ist meist sehr klein.

Der Motor strebt danach, die Gegen-EMK $E_a = P$ zu erreichen. Da $I_a R_a$ nicht Null werden kann, weil sonst kein Drehmoment vorhanden wäre, wird E_a stets unter P bleiben (rd. 3 vH). Die Formel für n gibt Aufschluß über das Verhalten des Motors bei Änderung von P oder Φ . Da R_a fast immer sehr klein, so ist n fast proportional P , wenn Φ konstant, der Motor z. B. immer erregt ist. Eine Änderung des Feldes bedingt Drehzahländerung. Schwächung des Feldes gibt Drehzahlerhöhung, Verstärkung gibt Drehzahlverringern. Unterbrechung des Erregerstromes (also $\Phi = 0$) würde Durchgehen des Motors bedingen.

Wird ein Motor belastet, so sinkt seine Drehzahl und damit auch die EMK des Ankers. Der Motor nimmt mithin einen größeren Strom auf, um das der Belastung entsprechende Drehmoment zu entwickeln.

Ist d der Durchmesser des Ankers, so ist das Drehmoment

$$M_d = K \cdot \frac{d}{2} = c' I_a \mathfrak{B} = c'' \cdot I_a \Phi.$$

Das Drehmoment ist also nur vom Ankerstrom und vom Fluß abhängig.

Der Reihenschlußmotor (Hauptstrommotor). Beim Reihenschlußmotor liegen Anker und Erregerwicklung in demselben Stromkreis (Fig. 128). Der Induktionsfluß Φ ist also eine Funktion vom Ankerstrom. Der Motor wird sonach bei Belastung in seiner Tourenzahl stark nachlassen und bei Entlastung hohe Drehzahlen annehmen. Bei vollständiger Entlastung würde der Motor durchgehen. Er ist also überall, wo Leerlauf eintreten könnte (z. B. bei Riemenantrieben beim Herabfallen des Riemens), nicht geeignet. Andererseits hat der Hauptstrommotor ein sehr gutes Anzugsmoment, da sein

Drehmoment durch das Produkt $I \cdot f(I)$ gegeben ist. Diese Eigenschaften machen den Reihenschlußmotor besonders geeignet für den Antrieb von Bahnen und Kranen, da man hier meist großes Anlaufmoment und geringe Geschwindigkeit bei Belastung haben will. Ein Durchgehen ist bei obengenannten Betrieben infolge der mechanischen Kupplung des Motors mit dem Getriebe (Zahnradübertragung) ausgeschlossen. Fig. 129 zeigt die Betriebskurven eines Hauptstrommotors von 4 PS (dauernd) für 110 Volt Klemmenspannung. Die Kurven sind wie üblich über dem Nutzdrehmoment aufgetragen.

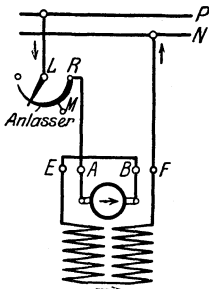


Fig. 128.

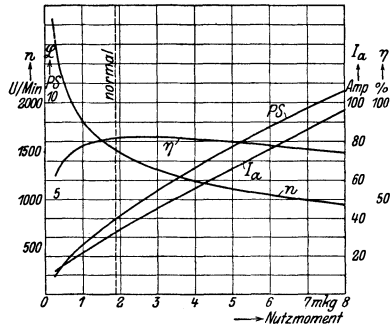


Fig. 129.

Der Nebenschlußmotor. Beim Nebenschlußmotor liegt die Erregerwicklung parallel zum Anker (Fig. 130). Ein an konstanter Klemmenspannung liegender Motor hat mithin konstantes Feld; er verhält sich wie ein fremd-erregter Motor, dessen Erregerstrom konstant gehalten wird. Läuft der Motor leer, so nimmt er nur einen geringen Strom auf, der die Leerlaufverluste zu decken hat. Seine Drehzahl ist begrenzt, da er mit vollem Flusse arbeitet.

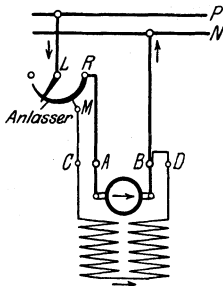


Fig. 130.

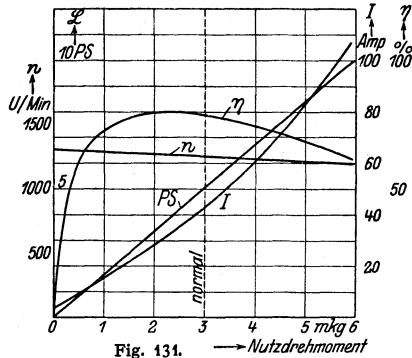


Fig. 131.

Wird der Motor belastet, so muß er um ein geringes langsamer laufen, um eine geringere EMK des Ankers zu erhalten, damit der dem Drehmoment entsprechende Strom I_a sich ausbilden kann. Die Geschwindigkeit ändert sich also mit zunehmender Belastung nur wenig, und zwar um so weniger, je geringer der Ankerwiderstand ist. Der Anlauf des Motors ist gut, solange die Klemmenspannung den ihr zukommenden Wert hat, weil der Motor dann mit vollem Felde anlaufen kann. Zuweilen ist diese Bedingung nicht erfüllt, wenn in den Zuleitungen zum Motor zu großer Spannungsverlust vorhanden ist (landwirtschaftliche Betriebe). Der Nebenschlußmotor ist überall dort

brauchbar, wo bei schwankender Belastung eine ziemlich gleichbleibende Geschwindigkeit erwünscht ist (Antrieb von Werkzeugmaschinen, Pumpen, Fördermaschinen usw.). Fig. 131 gibt die Betriebskurven eines Nebenschlußmotors für 5 PS dauernd für 110 Volt Klemmenspannung.

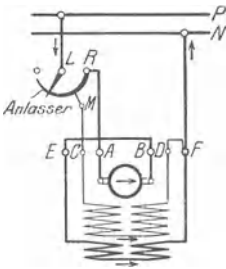


Fig. 132.

würde der Motor einen unzulässig hohen Strom aufnehmen, wenn er beim Anlassen direkt an die volle Klemmenspannung gelegt würde. Man schaltet

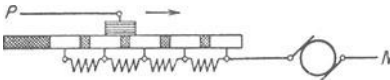


Fig. 133.

deswegen deshalb vor den Anker Regulierwiderstände (Anlasser), die mit zunehmender Geschwindigkeit beim Anfahren (entsprechend der hierbei anwachsenden Gegen-EMK des Ankers) ausgeschaltet werden (Fig. 133). Die einzelnen Widerstandsstufen sollen nach einer geometrischen Reihe abnehmen. Wichtig ist, daß der Anlasser für Nebenschlußmotoren stets so geschaltet wird, daß der Erregerkreis immer die volle Spannung erhält, damit der Motor sein volles Drehmoment entwickeln kann.

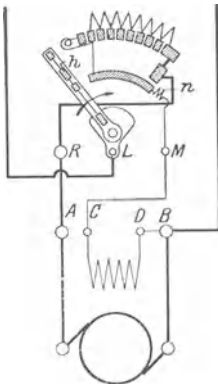


Fig. 134.

an das Netz legt (Fig. 134). In der Figur ist außerdem eine Funkenlöschspule vorgesehen. In der Ausschaltstellung ist der Erregerkreis über den Anker kurzgeschlossen. Sogenannte Selbstanlasser werden für Motoren benutzt, die aus der Ferne angelassen werden sollen. Für die Bestimmung der Größe des Anlassers ist nicht die Betriebsleistung des Motors, sondern die Anlaßleistung maßgebend (Anlasser für Anlauf ohne Last oder für Anlauf mit Vollast). Die Anlaßleistung kann sehr hoch werden, wenn Schwungmassen beschleunigt werden müssen. Wichtig ist auch die Anlaß-

Doppelschlußmotoren (Kompoundmotoren, Fig. 132). Je nachdem ob die Hauptstrom- oder Nebenschlußerregewicklung überwiegt, hat der Kompoundmotor mehr Hauptstrommotor- oder mehr Nebenschlußmotoreigenschaften. Oft erhalten Nebenschlußmotoren etwas Kompoundierung, um den Anlauf zu verbessern. Einige Firmen wenden zuweilen sog. Hilfskompoundwicklung bei Nebenschlußmotoren mit Wendepolen an, um stabilen Gang bei allen Belastungen zu erhalten. Dies ist besonders bei Wendepolmotoren erforderlich, deren Drehzahl durch Feldschwächung geregelt werden soll.

Anlassen der Motoren. Da bei Stillstand des Motors die Gegen-EMK des Ankers gleich Null ist, würde der Motor einen unzulässig hohen Strom aufnehmen, wenn er beim Anlassen direkt an die volle Klemmenspannung gelegt würde. Man schaltet deshalb vor den Anker Regulierwiderstände (Anlasser), die mit zunehmender Geschwindigkeit beim Anfahren (entsprechend der hierbei anwachsenden Gegen-EMK des Ankers) ausgeschaltet werden (Fig. 133). Die

In Fig. 130 und 132 ist die Erregerwicklung bei Punkt *M* am Anlasser angeschlossen. Die dem Punkt *M* entsprechende Stellung der Schleifkurbel würde bei Stillstand des Motors den normalen Betriebsstrom im Anker zulassen. Die Erregungswicklung liegt also sowohl in der Betriebsstellung des Anlassers (Kurbel auf *R*) als auch im ersten Augenblick des Anfahrens nicht an der vollen Netzspannung, da aber der Widerstand des Anlassers viel kleiner als der Widerstand der Erregerwicklung ist, ist die durch die vorgeschalteten Anlasserstufen bedingte Feldschwächung ohne großen Belang. Zuweilen erhält der Anlasser für den Erregerkreis einen Hilfskontakt bei *R*, der in der Betriebsstellung des Anlassers Punkt *M* mit *R* verbindet, oder man sieht am Anlasser eine besondere Schiene vor, die während der ganzen Anlaßperiode den Erregerkreis

zeit, da die Anlaßarbeit = Anlaßleistung \times Anlaßzeit vom Anlasser in Gestalt von Wärme abgeführt werden muß. Luftkühlung, Ölkühlung. Bei Ölanlassern muß das Öl die ganze Anlaßarbeit in Form von Wärme aufnehmen, sie sind deshalb für häufiges Anlassen nicht geeignet (höchste Öltemperatur 80°C). Bei Anlassern für häufiges Anlassen und bei Anlassern, die zwecks Regelung der Drehzahl des Motors dauernd auf Zwischenstufen stehen bleiben (Regulieranlasser) kommt Luftkühlung des Widerstandsmaterials in Frage. Anlasser für häufige Betätigung werden zweckmäßig als Schaltwalzen (Fig. 135) ausgeführt (Kranbetrieb, Fahrswitcher, „Kontroller“ für Bahnen). Zulässiger Anlaufstrom siehe „Bedingungen für den Anschluß von Motoren an öffentliche Elektrizitätswerke“.

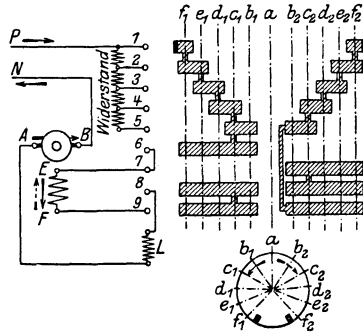


Fig. 135.

Die Drehzahl kann geregelt werden:

1. Durch Feldänderung. Diese Regelung ist verlustlos. Drehzahlerhöhung bei Nebenschlußmotoren erhält man durch Vorschalten von Widerstand vor die Erregerwicklung (Nebenschlußregulator). Die Widerstände dürfen nicht ausschaltbar sein. Motoren ohne Wendepole können mittels Nebenschlußregulator bis rd. 20 vH in der Drehzahl reguliert werden. Bei weitergehender Regulierung (bis 1:4) müssen mit Rücksicht auf die Kommutierung Wendepole angewandt werden. Reguliermotoren werden schwerer und teurer als normale (Motor nimmt zur Erzeugung des Drehmomentes bei geschwächtem Feld höheren Strom auf, muß also reichlicher gebaut werden). Bei Hauptstrommotoren kann man eine Erhöhung der Drehzahl durch Parallelschalten von Widerstand zur Feldwicklung erreichen. Widerstand parallel zum Anker des Hauptstrommotors erzielt Feldverstärkung, also Drehzahlverminderung.

2. Durch Vorschalten von Widerstand vor den Anker (Regulieranlasser Fig. 133). Diese Regelung ist nicht verlustlos. Ein Teil der Klemmenspannung wird vor dem Anker im Widerstand abgedrosselt. Die Drehzahl wird

$$n = \frac{P - I_a (R_{\text{anl}} + R_{\text{Anker}})}{c \cdot \Phi}$$

Die Regulierung wird unwirksam, wenn das Drehmoment gering, mithin der Ankerstrom I_a gering wird.

3. Durch Anwendung verschiedener Netzspannungen für den Anker. In Mehrleiternetzen legt man den Anker an die Teilspannungen, während das Feld des Motors fest an einer Spannung liegen bleibt.

Crocker Wheeler Co. verwendet ein Mehrleitersystem mit den Spannungen 40, 120 und 80 Volt. Dies ermöglicht eine Tourenregelung in 6 Stufen im Verhältnis 1:6 durch Anlegen der Spannungen 40, 80, 120, 160, 200 und 240 Volt an den Anker.

4. Durch Anwendung der Schaltung nach Ward Leonard (s. Kapitel „Fördermittel“). Der konstant und fremderregte Motor erhält seine Ankerspannung von einer auf beliebige Weise angetriebenen Dynamomaschine (Anlaßmaschine), deren Erregung geändert wird. Durch Betätigung eines Steuerapparates kann die Erregung der Anlaßmaschine zwischen Null und einem positiven oder negativen Maximalwert beliebig eingestellt werden. Die Dynamo kann also je nach Stellung des Steuerhebels Ankerspannungen zwischen Null und einem positiven oder negativen Höchstwert erhalten. Der Anker der Dynamo ist direkt auf den Anker des Motors geschaltet. Der Motor nimmt der Ankerspannung entsprechende Drehzahlen und der Polarität entsprechende Drehrichtung an. Die Regelung

ist außerordentlich fein und verlustlos. Da der Motor fremderregt ist, und die Dynamo so gewählt wird, daß sie den vollen Motorstrom liefern kann, kann der Motor selbst bei kleinster Drehzahl (Ankerspannung fast Null) das volle Drehmoment entwickeln (Anwendung bei Förderanlagen, Kranen). Der Motor zieht mit vollem Drehmoment an, sobald die Ankerspannung den Spannungsverlust im Motoranker übersteigt.

5. Durch Änderung des Luftspaltes des Motors mittels beweglicher Pole. Kommt auf Feldänderung heraus, da durch Veränderung des Luftspaltes der magnetische Widerstand im Motor geändert wird (wenig angewandt).

Die sog. „Zentratorkupplung“ setzt die hohe Drehzahl eines Motors mit Hilfe einer eingebauten Friktionskupplung um ein Vielfaches herab. Kommt ebenso wie die mit dem Motor direkt verbundenen Zahnradvorgelege nur für kleinere Leistungen in Frage.

Reversieren der Motoren. Da die Richtung der Bewegung eines stromdurchflossenen Leiters im Feld abhängig ist von der Richtung des magnetischen Feldes und von der Richtung des Stromes, muß zum Reversieren eines Motors stets eine Schaltungsänderung vorgenommen werden. Eine Umkehr des dem Motor zugeführten Gesamtstromes (Vertauschen der Klemmen P und N in Fig. 128 u. 130) ist auf die Drehrichtung ohne Einfluß. Es kann der Strom entweder im Anker oder in der Erregerwicklung umgekehrt werden. Zu beachten

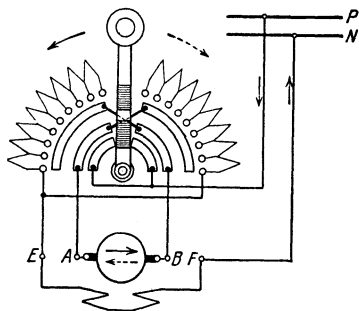


Fig. 136.

ist, daß bei Wendepolmotoren mit dem Anker auch die Wendepole und bei Compoundmotoren mit der Erregung auch die Hauptstromwicklung umgeschaltet werden müssen. Bei öfterem Reversieren wendet man meist Schaltwalzen (Fig. 135) oder für kleinere Leistung auch Umkehranlasser (Fig. 136) an. Für sehr große Leistungen (Walzenzugmotoren, Fördermotoren) wird Leonardschaltung benutzt.

Umkehrung der Motorwirkung in Generatorwirkung, (Bremsen). Alle Motoren sind umkehrbar, d. h. sie können beim Bremsen elektrische Energie zurückgeben, also

als Generator laufen. Beim Reihenschlußmotor tritt Generatorwirkung ein, wenn er, vom Netz abgeschaltet, in entgegengesetzter Drehrichtung angetrieben wird (Senkbremsen bei Kranen). Kann die Drehrichtung nicht geändert werden, z. B. bei Bahnmotoren, so muß die Erregung oder der Anker umgeschaltet werden, weil sonst der Motor seinen Magnetismus verlieren würde. Die vom Reihenschlußmotor beim Bremsen zurückgewonnene, elektrische Energie wird meist in Widerständen vernichtet. Der Nebenschlußmotor braucht zum Bremsen nicht umgeschaltet zu werden. Er bremst sofort, wenn er vom Netz abgeschaltet und auf Widerstände geschaltet wird. Auch die Drehrichtung braucht nicht geändert zu werden. Ist ein Nebenschlußmotor an ein Netz geschaltet und wird er durch fremde Kraftquelle so schnell angetrieben, daß die Gegen-EMK des Ankers E gleich der Netzspannung P wird, so nimmt er keinen Strom aus dem Netz auf, gibt auch keinen Strom an das Netz zurück (kritische Drehzahl des Nebenschlußmotors). Wird er so schnell angetrieben, daß $E > P$ wird, so läuft er als Generator.

Ausführung der Motoren. Im allgemeinen unterscheiden sich Motoren in ihrer Ausführung von Generatoren nicht. Größere Motoren sind meist dieselben Maschinen wie Generatoren. Für kleinere und mittlere Motoren hat man Ausführungen, die sich dem Betriebe, in dem sie benutzt werden, anpassen. Offene und geschlossene (gekapselte) Motoren. Da durch die Kapslung der Motoren die Ventilation verhindert ist, müssen solche Motoren in ihrer Leistung im Verhältnis zu ihrem Gewicht heruntergesetzt werden, oder es muß ihre Betriebszeit begrenzt

werden. (Aussetzender Betrieb, Stundenleistung, Kranleistung.) Vollständige Kapslung kommt für Motoren in Frage, die in feuchten Räumen oder in solchen mit explosiblen Gasen oder Staub betrieben werden. („Schlagwettersicher“ gekapselte Motoren.) Kleinere Motoren werden oft mit drehbaren Lagerschildern ausgeführt, damit man sie nach Belieben auf dem Boden oder an der Decke montieren kann. „Flansch“-Motoren zum direkten Zusammenbau mit Pumpen, Laufkatzen usw. Im allgemeinen ist man bestrebt, die Drehzahl der Motoren möglichst hoch zu nehmen, da die Motoren leichter und billiger werden.

Man führt z. B. aus

1	PS-Motoren für Drehzahlen zwischen	1700 und 1000 pro Min.
5	„ „ „ „	1300 „ 700 „ „
10	„ „ „ „	1700 „ 700 „ „
50	„ „ „ „	1300 „ 400 „ „
100	„ „ „ „	100 „ 500 „ „

Abgesehen von den normalen, schnellaufenden Motoren werden für Sonderfälle auch langsamlaufende gebaut, z. B. für Förderzwecke solche mit nur 50 Umdrehungen pro Min.

Wirkungsgrad. Für den Wirkungsgrad der Gleichstrommotoren gilt das auf Seite 792 für die Gleichstrommaschinen Gesagte.

2. Synchronmotoren.

Synchronmotoren unterscheiden sich von Wechselstrom-Generatoren bezüglich ihres Aufbaues in keiner Weise. Legt man an den Anker einer erregten Wechselstromdynamo eine Wechselspannung, so würde, abgesehen davon, daß der Anker einen unzulässig hohen Strom aufnimmt, eine Drehung des Polrades nicht eintreten, da die Ankerleiter unter den einzelnen Polen, der Frequenz entsprechend, Ströme mit positiver und negativer Richtung führen, ein Drehmoment in einer Richtung also nicht auftreten kann. Treibt man jedoch den Generator mit einer Geschwindigkeit an, bei der gleiche Pole stets wieder unter die Ankerleiter kommen, wenn sie dieselben Momentanwerte der Ströme bei der gleichen Stromrichtung führen, so läuft der Generator als Motor weiter. Er läuft synchron und verträgt sehr große Überlastung. Synchronmotoren müssen bei der Inbetriebsetzung in „Tritt“ gebracht werden. Synchronische Geschwindigkeit $n = \frac{v \cdot 60}{p}$.

Weicht der Motor von der synchronen Geschwindigkeit ab, so „fällt er aus dem Tritt“ und bleibt stehen. Ist die Frequenz des Netzes konstant, so ist die Drehzahl des Synchronmotors, solange er überhaupt läuft, unbedingt konstant. Die Inbetriebsetzung der Synchronmotoren ist schwierig. Sie müssen erst auf Synchronismus gebracht werden (Anwurfmotoren, Anlassen der Synchronmotoren von der Gleichstromseite aus, wenn der Motor im Betrieb eine Gleichstromdynamo antreibt, die ihrerseits auf Akkumulatoren arbeitet). Die Zuschaltung der Synchronmotoren auf das Netz muß genau wie bei den Generatoren erfolgen (Näheres Parallelschalten von Generatoren, S. 838). Ohne Belastung und unter Aufwand sehr starker Ströme kann man Synchronmotoren für Mehrphasenstrom anlassen, wenn man sie bei ausgeschalteter Erregung oder besser sehr stark geschwächter Erregung auf das Netz schaltet (Vorsicht, lebensgefährliche Spannung an der Erregung). Die Synchronmotoren laufen dann als Induktionsmotoren an. Haben die Motoren Dämpferwicklung auf den Polen, so ist das Anlassen nach dieser Methode

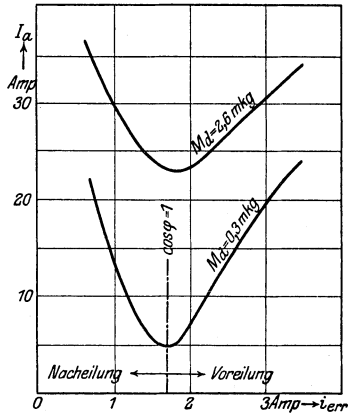


Fig. 137.

weniger schwierig. Einphasensynchronmotoren können in beliebiger Richtung laufen. Motoren für Mehrphasenstrom haben nur einen Drehsinn, nämlich den des Drehfeldes. Zur Änderung des Drehsinnes müssen hier zwei Zuleitungen vertauscht werden.

Da bei Motoren immer die Gegen-EMK E von der Klemmenspannung P wenig verschieden ist, und $E = c \Phi$, muß bei konstanter Klemmenspannung, auch wenn der Erregerstrom in weiten Grenzen verändert wird, der Fluß konstant bleiben. Ein an ein Netz geschalteter Synchronmotor nimmt bei Schwächung des Erregerstromes nacheilenden, bei Verstärkung des Erregerstromes voreilenden Strom aus dem Netze auf, weil beim Motor umgekehrt wie bei der Dynamo nacheilender Strom feldverstärkend und voreilender Strom feldschwächend wirkt (siehe S. 801). V -Kurven (Fig. 137) Anwendung der Synchronmotoren als „Phasenregler“.

Anwendung finden Synchronmotoren für große Leistungen bei Motorgeneratoren, Maschinensätze, die Strom umformen. Der Betrieb der Synchronmotoren erfordert geschultes Personal. Kleine und kleinste Synchronmotoren finden nur dort Anwendung, wo unbedingt synchroner Lauf zweier Wellen erforderlich ist.

3. Asynchrone Motoren.

a) Induktionsmotoren.

Speist man eine Mehrphasenwicklung einer Maschine mit Mehrphasenstrom (z. B. eine dreiphasige Wicklung [Fig. 124 a] mit Drehstrom), so setzen sich die Wechselfelder, die die einzelnen Phasenwicklungen durchsetzen, zu einem rotierenden Felde von konstanter Größe, dem Drehfelde, zusammen. Das Drehfeld rotiert synchron $\left(n = \frac{v \cdot 60}{p}\right)$. Bringt man in ein solches Drehfeld einen um eine Achse drehbaren Anker, der eine gleichmäßig verteilte, geschlossene Wicklung trägt, so werden die Induktionslinien des Drehfeldes die einzelnen Leiter der Ankerwicklung schneiden und in ihnen Spannungen induzieren, die Ströme zur Folge haben. Diese Ströme bilden zusammen mit dem sie erzeugenden Drehfeld ein Drehmoment, das den Anker in der Richtung des Drehfeldes in Bewegung setzt. Der Anker beschleunigt sich und strebt danach, die Geschwindigkeit des Drehfeldes zu erreichen. Da jedoch bei synchronem Lauf des Ankers ein Schneiden der Leiter durch das Drehfeld und mithin eine Induktion der Leiter nicht mehr stattfinden würde, muß der Anker immer in seiner Drehzahl unter der des Drehfeldes bleiben, er muß asynchron laufen, schlüpfen. Die Schlüpfung stellt die Differenz der synchronen Drehzahl des Drehfeldes und der Drehzahl des Ankers dar und wird in Prozenten der synchronen Drehzahl ausgedrückt (Stillstand des Ankers bedeutet 100 vH Schlupf). Im normalen Betrieb bei normaler Belastung beträgt die Schlüpfung 4 bis 5 vH.

Die an dem Drehmoment eines Induktionsmotors beteiligten Ströme werden also dem Motor selbst nicht aus dem Netze zugeführt, sondern durch das Drehfeld im Motor induziert. Meist wird das Drehfeld im stillstehenden Teil des Motors, dem Ständer, Stator oder Primäranker erzeugt. Der rotierende Teil, der meist der induzierte ist, wird mit Läufer, Rotor oder Sekundäranker bezeichnet. Der gebräuchlichste Induktionsmotor ist der Drehstrommotor.

Der Primäranker der asynchronen Motoren unterscheidet sich im Aufbau von dem Anker der Synchronmaschinen nicht. Die Wicklung ist ebenso wie bei diesen in Nuten gleichmäßig über den Anker verteilt, der aus Blechen (mit Papierisolation) zusammengesetzt ist (Fig. 138). Der Rotor stellt eine ebenfalls aus Blechen zusammengesetzte, zylindrische Trommel dar und trägt, ebenfalls in Nuten untergebracht, eine Kurzschlußwicklung oder eine Mehrphasenwicklung, deren Enden nach Schleifringen abgeführt sind und mittels Bürsten über Widerstände (Regulierwiderstände, Anlasser) verbunden werden können.

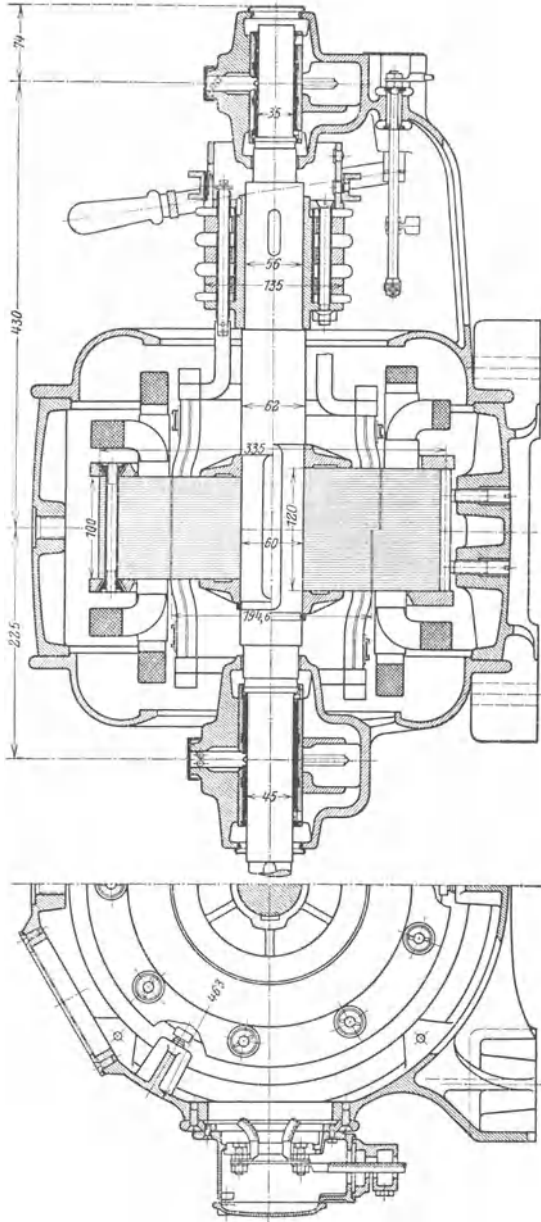


Fig. 138. Asynchr. Drehstrommotor ($\Omega = 13,6$ PS, $n = 1000$ pro Min., $\gamma = 50$ pro sek. oder $\Omega = 17,0$ PS, $n = 1500$ pro Min., $\gamma = 50$ pro sek.).

Das Anlassen des Induktionsmotors. Von den im Primäranker erzeugten Induktionslinien kommen nicht alle für die Induktionswirkung im Sekundäranker in Frage. Ein Teil der Linien wird den meist sehr kleinen Luftspalt zwischen Stator und Rotor nicht durchsetzen und sich bereits über die Zahnkronen des Primärankers schließen. Ist der Sekundärkreis geschlossen, daß Ströme in der Wicklung entstehen können, so wird durch diese ein Sekundärfeld erzeugt werden, das die vom Primäranker ausgehenden Linien von der Sekundärwicklung zum Teil abweist, so daß sich diese über die Zahnkronen des Sekundärankers schließen. Ist der Schlupf des Motors groß, so werden die Ströme im Sekundäranker so stark, daß die Abweisung ganz erheblich wird. Es tritt nur ein Bruchteil der Linien durch die kurzgeschlossene Ankerwicklung, so daß sich trotz des starken Sekundärstromes das erforderliche Drehmoment aus Mangel an Feld nicht ausbilden kann. Diese Erscheinung tritt am stärksten auf, wenn der sekundär kurzgeschlossene Motor stillsteht. Es ist deshalb in der Regel erforderlich, beim Anlassen des Motors Widerstand in den Sekundärkreis zur Niederhaltung des Sekundärstromes zu schalten. Der Anlasser wird an die Schleifringe angeschlossen. (Fig. 139 zeigt die Schaltung des Anlassers [AW], und zwar ist der Anlasser kurzgeschlossen, also in der dem normalen Betrieb entsprechenden Kontaktstellung gezeichnet.) Mit zunehmender Geschwindigkeit des Rotors, also mit abnehmendem Schlupf, kann man beim Anlassen den Widerstand im Rotorkreis allmählich verringern, zuletzt den Anlasser kurzschließen. Da bei kleinstem Rotorwiderstand der Schlupf am kleinsten wird, schließt man zuweilen bei Motoren, deren Drehzahl nicht geregelt werden soll, nach der Bedienung des Anlassers auch die Schleifringe kurz und hebt die Bürsten von den Schleifringen ab (Kurzschluß- und Bürstenabhebevorrichtung).

Drehzahlregelung. Vergrößert man den Widerstand im Sekundärkreis, so muß der Motor mehr schlüpfen, wenn der Strom wieder seinen alten, dem Drehmoment entsprechenden Wert erhalten soll. Die Drehzahl des Induktionsmotors kann also durch Widerstand im Sekundärkreise geregelt werden. In Fig. 140 sind über der Drehzahl des Motors in Prozent der synchronen Drehzahl die Drehmomente bei drei verschiedenen Widerständen des Rotorstromkreises

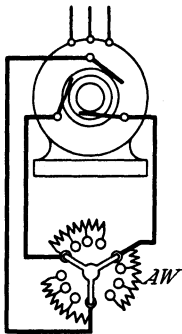


Fig. 139.

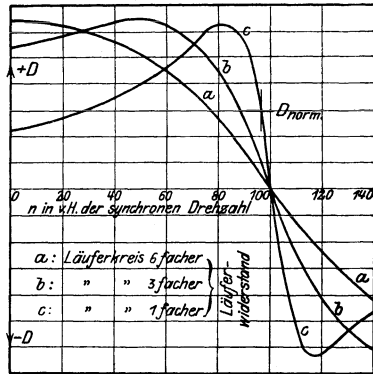


Fig. 140.

(Rotorwiderstand + Anlasserwiderstand) aufgetragen. Bei Kurve *c* ist der Anlasserwiderstand = Null. Der Motor entwickelt bei 0 vH Drehzahl (entsprechend Schlupf 100 vH) ein Drehmoment, das unter dem normalen liegt. Er würde also unter Last nicht anlaufen. Bei ungefähr 83 vH der synchronen Drehzahl entwickelt er das höchste Drehmoment. Bei Synchronismus ist sein Drehmoment = Null. Mit wachsendem Widerstand im sekundären Kreis (Kurven *a* und *b*) verschiebt sich das maximale Drehmoment, es wird bei größeren Schlüpfungen erreicht.

Man wählt die Widerstände im Anlasser so, daß der Motor bei Stillstand das größte Drehmoment entwickelt. Die Widerstände des Anlassers werden nach einer geometrischen Reihe abgestuft.

Es sei: Φ_R = nützlicher Fluß im Rotor, I_R = Stromstärke im Rotorkreis, E_R = Rotorspannung, erzeugt durch Schneiden der Leiter durch Φ_R , σ = Schlupf = synchrone Drehzahl — Drehzahl des Rotors = $n_1 - n_2$. Man kann setzen: Drehmoment $M_d = 3 \cdot c_1 \cdot I_R \cdot \Phi_R$ und $E_R = c_2 \cdot \sigma \cdot \Phi_R$. Aus diesen Formeln folgt:

$$M_d \cdot \sigma = c \cdot 3 \cdot I_R^2 \cdot r_R,$$

worin r_R der Ohmsche Widerstand des ganzen Rotorstromkreises (einschl. Anlasser) bedeutet.

Die Stromwärme im Rotorstromkreise ist also dem Schlupfe und dem Drehmoment direkt proportional.

Drückt man die Schlüpfung σ in Prozenten von der Rotordrehzahl n_2 aus ($\sigma = n_2 \frac{s'}{100}$), so kann man schreiben:

$$M_d \cdot n_2 \cdot \frac{1}{c} \cdot \frac{s'}{100} = 3 \cdot I_R^2 r_R = M_d n_2 \cdot \frac{1}{c} \cdot \frac{\sigma}{n_2} \quad \text{in Worten:}$$

Die vom Rotor abgegebene, mechanische Leistung $M_d \cdot n_2$ verhält sich zur Stromwärme im Rotorkreis, wie die Drehzahl n_2 des Rotors zum Schlupf. Die gesamte, vom Primäranker auf den Sekundäranker übertragene Leistung setzt sich zum Teil in mechanische Leistung, zum Teil in Stromwärme um. Es verhält sich die übertragene Leistung zur Rotorstromwärme, wie die synchrone Drehzahl des Rotors zur Schlüpfung. Schlüpft ein Motor z. B. 3 vH, so sind auch 3 vH der übertragenen Leistung im Rotor durch Stromwärme verloren, 97 vH werden im Rotor in mechanische Leistung (einschl. der Reibungsverluste) umgesetzt. Um einen guten Wirkungsgrad des Motors zu erhalten, muß der Schlupf des Motors klein sein (geringer Widerstand im Rotor bei Lauf). Aus vorstehendem geht hervor, daß Drehzahlregelung durch Widerstand im Anlasser und wirtschaftlicher Betrieb sich im allgemeinen nicht vereinigen läßt.

Würde z. B. ein 50 pferdiger Motor, der bei einer Frequenz = 50 pro sek synchron 1000 Umdrehungen/Min. haben würde (Polzahl = 6) durch Widerstand im Anlasser auf 500 Touren herunterreguliert, so daß er nur noch 25 PS leistet (Drehmoment konstant), so würden trotzdem 50 PS vom Primäranker auf den Sekundäranker übertragen, d. h. die übrigen 25 PS werden im Rotorkreis (Rotor + Anlasser) in Stromwärme umgesetzt. Als wirtschaftlich kann die Tourenregulierung durch Widerstand im Anlasser bei Ventilatorantrieb angesehen werden, da bei einem Ventilator das erforderliche Drehmoment mit dem Quadrate der Umdrehungszahl und die erforderliche Antriebsleistung mit der 3. Potenz der Umdrehungszahl sinkt. Ein Ventilator, der zum Betrieb bei voller Drehzahl z. B. 8 PS braucht, benötigt bei halber Drehzahl nur 2 PS. Wird also ein Schlupf von 50 vH der synchronen Drehzahl durch Widerstand im Rotorkreis erreicht, so werden dem Primäranker nur 4 PS entnommen, wovon 2 PS nutzbar verwendet und 2 PS in Stromwärme umgesetzt werden.

Die Anlasser erhalten bei großen Leistungen der Motoren, wenn sie zur Regelung bestimmt sind, bedeutende Abmessungen. Man führt sie dann meist als Flüssigkeitsanlasser aus (künstliche Kühlung).

Das Verhalten des Motors unter verschiedenen Betriebsverhältnissen läßt sich bequem aus dem Kreisdiagramm von Heyland erkennen (Fig. 141). Im Diagramm stellt $P = E_1 \hat{+} E_r$ die EMK des Primärankers dar. Sie sei konstant gedacht. Treibt man den Sekundäranker synchron an, so nimmt der Stator aus dem Netz den Leerlaufstrom $O I_0$ auf. Der Leerlaufstrom deckt den den Fluß erzeugenden Magnetisierungsstrom und die den Verlusten im Eisen entsprechende Leistungskomponente. $O I_0$ kann gemessen und unter dem ebenfalls gemessenen Winkel φ_0 an E_1 angetragen werden. Trägt man ferner noch den Kurzschlußstrom I_k (Anker zur Messung festgebremst) unter den Winkel φ_k an E_1 an, so kann man durch die Punkte I_k und I_0 einen Kreis legen, dessen Mittelpunkt M auf der Senkrechten zu E_1 durch I_0 liegt. Der Kreis ist der geometrische Ort der Endpunkte I der Vektoren der Ströme, die bei den verschiedenen Belastungen vom Primäranker aus dem Netz aufgenommen werden. Zieht man durch I_0' eine Parallele zu $I_0 C$, so stellt der Abstand AB der Parallelen das

bleiben auch die Ströme im Sekundäranker in normalen Grenzen, der Motor fährt mit vollem Drehmoment zusammen mit dem Generator hoch (Anwendung zuweilen bei Wasserhaltungsmaschinen).

Induktionsmotoren werden bei Drehstrom durch Vertauschen zweier Zuleitungen, bei Zweiphasenstrom durch Vertauschen der Anschlüsse eines Zweiges umgesteuert.

Weitere Mittel zur Drehzahlregelung. Außer der Regelung durch Widerstand im Sekundärkreis (künstlicher Schlupf, s. S. 810) kann Änderung der Polzahl der Motoren angewandt werden. Polumschaltbare Motoren. Man führt den Primäranker mit mehreren, unterteilbaren Wicklungen aus, mit denen man verschiedene Polzahlen herstellen kann. Der Rotor erhält Kurzschlußwicklung. Motoren sind teuer, ihre Schaltung ist unübersichtlich (Anwendung bei Bahnmotoren, Brown, Boveri & Co.). Eine Verringerung der Drehzahl kann man (nach Görges) ferner durch Kaskadenschaltung zweier Mehrphasenmotoren erhalten. Ein mit seinem Primäranker am Netz liegender Motor (Vordermotor) ist mit dem Sekundäranker auf den Stator oder Rotor eines Hintermotors geschaltet. Der Sekundäranker des Hintermotors erhält einen Anlasser. Beide Motoren sind starr gekuppelt. Läßt man den Vordermotor 50 vH schlüpfen, so wird die eine Hälfte der auf den Sekundäranker des Vordermotors übertragenen Leistung in mechanische Leistung, die andere in elektrische Leistung übersetzt. Diese wird auf den Hintermotor geschaltet, der (wenn er die gleiche Polzahl wie der Vordermotor hat) ebenfalls mit halber Drehzahl läuft, da seine Frequenz dem Schlupf des Motors I entsprechend gleich der halben Netzfrequenz ist. Der Hintermotor erhält zum Anlassen einen Widerstand im Sekundäranker.

Nach Danielson erhält man 4 Geschwindigkeitsstufen, wenn man den beiden Motoren verschiedene Polzahlen gibt und die hierbei möglichen vier Schaltungsarten anwendet. Die Drehzahlregelung mittels Kaskadenschaltung ist ohne große Verluste. Nachteil: Schlechter Leistungsfaktor, da magnetische Verkettung durch zwei Luftspalte erfolgt.

Induktionsmotor als Generator. Der Induktionsmotor wird Generator, wenn er übersynchron angetrieben wird. Der Motor muß dabei am Netz, das die Frequenz vorschreibt und den Magnetisierungsstrom liefert, angeschlossen sein. Die Drehrichtung beim Übergang des Motors zum Generator wird also nicht geändert. Im Heylandschen Diagramm (Fig. 141) gilt die untere Kreishälfte. Nachteil: Große Leerkomponente des Erregerstromes. Anwendung: Fördermotoren (Einhängen von Lasten), Senkbremse bei Drehstromkränen. Fig. 142 zeigt die Betriebskurven eines 4-poligen Drehstrommotors von 7 PS für 210 Volt und 50 Perioden/sek.

Einphaseninduktionsmotoren. Unterbricht man an einem normal laufenden Drehstrommotor eine Zuleitung, so läuft er als Einphasenmotor weiter, verliert dabei aber fast 40 vH seiner Belastbarkeit. Tatsächlich werden die Wicklungen der Primäranker der Einphaseninduktionsmotoren so ausgeführt, daß man zwei Zweige einer Drehstromwicklung in Reihe schaltet oder einen Zweig einer zweiphasigen Wicklung benutzt. Der Einphasenmotor hat mithin bei Stillstand kein Drehfeld, er läuft nicht allein ohne besonderes Hilfsfeld an. Der Sekundäranker ist ebenso wie der eines normalen Mehrphasenmotors ausgebildet (Kurzschluß oder Schleifringanker). Ist der Einphaseninduktionsmotor im Gang, so bildet sich aus dem Felde des Rotors (Querfeld) und dem Felde des Stators ein Drehfeld, so daß ein Drehmoment ausgeübt wird, und zwar in der Richtung, in der er in Gang gesetzt wurde. Da das Feld des Sekundärankers an der Bildung des Drehfeldes direkt beteiligt ist, ist es nicht zulässig, die Ströme des Sekundärankers durch Widerstände an den Schleifringen zu schwächen, der Motor würde sein Drehmoment verlieren. Ein Einphasenmotor leistet etwa nur 70 vH von dem eines gleich schweren Drehstrommotors (Theorie, siehe: Görges, Elektrotechn.

Zeitschr. 1895, 1903 und 1907). Um den Motor aus dem Stillstand in Gang zu bringen, erzeugt man in einer gegen die Hauptwicklung räumlich verschobenen Hilfswicklung (Kunstphase) ein gegen das Hauptfeld in der Phase verschobenes Hilfsfeld. Die Hilfswicklung wird von demselben Netz wie das Hauptfeld über eine Drosselspule oder einen Kondensator gespeist. Das entstehende Drehfeld ist stark elliptisch, Drehmoment mithin schwach; Anlaufstrom stark. Ist der Motor im Gang und sind die Wicklungen des Sekundärankers kurzgeschlossen, so muß die Hilfsphase abgeschaltet werden. Betriebskurven wie bei den Mehrphasenmotoren. Wirkungsgrad schlechter.

Mechanische Ausführung der Induktionsmotoren. Für die mechanische Ausführung der Induktionsmotoren gilt das gleiche wie das auf S. 806 über die Gleichstrommotoren Gesagte. Je nach Verwendungszweck offene und gekapselte

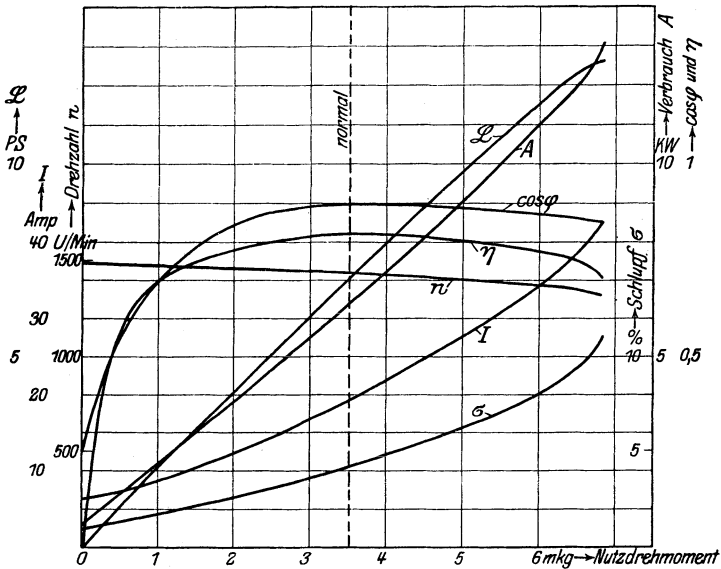


Fig. 142.

Motoren. Vollständig geschlossene Motoren erhalten zuweilen Rohranschluß, um Luft zur Kühlung zu- und abführen zu können. Wenn Motoren öfter ihren Standort wechseln oder wo die Bedienung nicht zuverlässig ist, wendet man vorteilhaft Motoren mit angebautem Anlasser an. Hierbei wird durch Betätigung eines Handrades das Anschalten, Anlassen und Abstellen des Motors in richtiger Folge vorgenommen. Vertikale Motoren mit Kurzschlußanker kommen zum Antrieb von Abteufpumpen in Anwendung. Leistungen der Motoren von 0,2 bis mehrere Tausend Pferdestärken. Kleine Typen bis etwa 10 PS können bis 500 Volt gebaut werden, bei etwa 45 PS liegt die Spannungsgrenze bei 3000 Volt, bei den größten Typen bei 10 000 Volt. Meist wählt man die Drehzahl der Motoren hoch (für eine Frequenz = 50/sek z. B. 3000, 1500, 1000, 750 usw.), da dann die Motoren billiger werden. Langsamlaufende Motoren für Fördermaschinen, Walzenzüge und Kolbenpumpen.

Wirkungsgrad η und Leistungsfaktor ($\cos \varphi$). Der Wirkungsgrad der Induktionsmotoren schwankt je nach Leistung und Drehzahl. Der Leistungsfaktor ist von der Spannung und Drehzahl abhängig. Die

folgende Zusammenstellung gibt die Wirkungsgrade und Leistungsfaktoren ausgeführter Drehstrommotoren bei Vollast für Spannung von 500 bis 1000 Volt.

Drehzahl U/min	Leistung PS	Wirkungsgrad η %	Leistungsfaktor ($\cos \varphi$)
3000	1	80	0,85
	2,7	83	0,87
	6,1	86	0,89
1500	0,67	74	0,72
	2	80	0,78
	5,4	85	0,81
	10,2	87	0,83
	54,4	91	0,90
	109	92,3	0,91
	170	93	0,91
	850	93	0,93
1000	0,54	68	0,65
	2	80	0,74
	5,4	84	0,78
750	10,2	83,5	0,81
	50,3	90	0,86
	109	92	0,87
	204	93	0,89
500	10,2	83	0,77
	54,4	89,5	0,82
	102	91	0,84
	204	92,5	0,87

Die Stromstärke der Induktionsmotoren berechnet sich nach folgenden Formeln:

bei Drehstrom
$$I = \frac{PS \cdot 736}{P \cdot \sqrt{3} \cdot \cos \varphi \cdot \eta}; \quad P = \text{Klemmenspannung,}$$

bei Zweiphasenstrom
$$I = \frac{PS \cdot 736}{P \cdot 2 \cdot \cos \varphi \cdot \eta}; \quad P = \text{unverkettete Betriebs- spannung,}$$

bei Einphasenstrom
$$I = \frac{PS \cdot 736}{P \cdot \cos \varphi \cdot \eta}; \quad P = \text{Klemmenspannung.}$$

b) Kommutator-Motoren.

Werden für Einphasenstrom und Drehstrom ausgeführt. (Letztere zuerst von Görges angegeben, Elektrotechn. Zeitschr. 1891.) Gestatten weitgehende Drehzahl-Regelung. Regelung ist wirtschaftlich. Der rotierende Teil (Anker) wird wie bei Gleichstrommotoren ausgeführt und hat Kommutator. Das Magnetgestell (Stator) hat selten ausgeprägte Pole, es stellt meist einen ganz aus Blechen zusammengesetzten Ring dar, der in Nuten die gleichmäßig über den Umfang verteilte Wicklung (ein- oder mehrphasig) trägt. Kommutierung viel schwieriger als bei Gleichstrom, daher meist Kompensationswicklung und Hilfspole (Wendezähne) angewandt (Fig. 113). Motoren haben je nach Schaltung Hauptstrom- oder Nebenschlußmotor-Charakteristik.

1. Reihenschlußmotor für Wechselstrom (Fig. 143). Er entwickelt ein Drehmoment in einer Richtung, da Anker und Feldwicklung in Serie geschaltet sind, mithin der Strom sich in beiden zugleich umkehrt. Ebenso wie beim Gleichstrommotor ist die EMK des Ankers

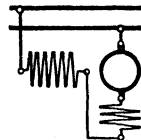


Fig. 143. Schaltung des Reihenschluß-motors mit Kompensationswicklung.

(Rotationsspannung) proportional der Drehzahl und dem Flusse. Da der Fluß pulsiert, wechselt auch die EMK des Ankers, und zwar mit gleicher Frequenz wie der Motorstrom und die Netzspannung. Da der Ankerstrom zugleich das Feld erzeugt, und die EMK des Ankers (E_a) dieselbe Phase wie das Feld hat, hat sie auch die Phase des Motorstromes I (Fig. 144). Die Klemmenspannung P am Motor setzt sich zusammen aus der Gegen-EMK E_a des Ankers (in Richtung des Stromes), der Gegen-EMK E_m

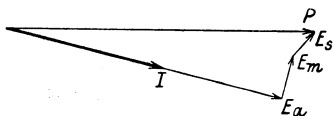


Fig. 144.

an den Klemmen der Feldwicklung (\perp zum Strom) und einer kleinen Spannung E_s , die erforderlich ist, um die Ohmschen Widerstände und induktiven Streuwiderstände zu überwinden. Damit der Leistungsfaktor des Motors hoch wird, muß E_a groß, E_m klein sein, d. h. viel Ankerleiter, wenig Erregerwindungen. Da hierdurch das Querfeld groß würde, wird Kompensationswicklung erforderlich. Leistungsfaktor kann bei höherer Belastung fast eins werden. Zur guten Kommutierung (funkenfreier Gang) sind Wendepole (Wendezähne) unerlässlich. Betriebseigenschaften des Wechselstromserienmotors sind die gleichen wie die des Gleichstromserienmotors. Drehzahl abhängig von der Belastung, Durchgehen bei vollständiger Entlastung, Anlauf unter starker Last gut, Bremsen durch Umschalten auf Widerstand (Selbsterregung). Reversieren durch Vertauschen der Erreger- oder Ankeranschlüsse. Regelung fast immer durch Änderung der Klemmenspannung mittels eines Transformators (Spartransformator). Verwendung als Triebmotoren auf elektrischen Lokomotiven und Motorwagen und bei Hebezeugen. Spannungsgrenze rd. 300 Volt, Frequenz meist 25 oder $16\frac{2}{3}$ pro Sekunde.

2. Repulsionsmotor (Fig. 145). Der Stator hat eine einphasige, in gleichmäßig verteilten Nuten untergebrachte Wicklung, nach Art der Wicklung eines

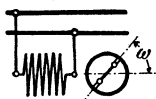


Fig. 145. Einfachkurzschlußmotor. (Repulsionsmotor.) (Elihu Thomson.)

Einphasen-Induktionsmotors. Der Läufer, ein Gleichstromanker mit Kommutator, erhält kurzgeschlossene Bürsten, die rd. 80° aus der neutralen Zone herausgedreht sind. Dem Läufer wird der Strom aus dem Netz direkt nicht zugeführt. Die Ströme werden durch das Feld des Ständers in dem Läufer induziert. Die Bürsten sind verstellbar. Stehen sie in der Achse \perp zur neutralen Zone, so hat der Motor trotz starker Läuferströme kein Drehmoment (Kurzschlußstellung). Stehen

die Bürsten in der neutralen Zone, so führen die Läuferleiter keinen Strom. Das Drehmoment ist ebenfalls Null. Verdreht man die Bürsten aus einer der ausgezeichneten Stellungen, so läuft der Anker mit kräftigem Drehmoment je nach Richtung der Verdrehung in der einen oder anderen Richtung. Man kann sich das Drehmoment zustande gekommen denken als Summe zweier Drehmomente, das eine als Folge des Wechselquerflusses in Verbindung mit Läuferströmen, deren Felder in Richtung des Statorfeldes liegen, das andere als Folge des Statorfeldes in Verbindung mit Läuferströmen, die das Querfeld erzeugen. Verhalten des Repulsionsmotors wie das des Gleichstromserienmotors. Geht bei Entlastung durch, Anlaufmoment kräftig. Leistungsfaktor ist hoch. Motor kann Zentrifugalkurzschließer erhalten, der ihn nach Erlangung der vollen Drehzahl als Einphasen-Induktionsmotor weiter laufen läßt. Regelung der Drehzahl durch Bürstenverschiebung oder durch Änderung der Klemmenspannung (Spartransformator). Anlassen und Umsteuern durch Bürstenverschieben. Déri hat den Motor verbessert, indem er pro Polpaar zwei Bürstenpaare anwendet, von denen je zwei kurzgeschlossen sind.

3. Reihenschluß-Kurzschlußmotor (kompensierter Repulsionsmotor). (Latour, Winter-Eichberg.) Der Motor hat die Schaltung des Reihenschlußmotors und hat auf dem Kommutator in der Achse der Statorwicklung kurzgeschlossene Bürsten (Fig. 146). Die Erregung liefert nicht die Statorwicklung,

sondern die Ankerwicklung. Die den Netzstrom zuführenden Bürsten heißen deshalb auch „Erregerbürsten“. Das Drehmoment kommt zustande durch Zusammenwirken des Ankerquerrfeldes (erzeugt durch die dem Anker mittels der Erregerbürsten zugeführten Netzströme) und der starken Ankerströme, die durch den Fluß der Ständerwicklung in der Ankerwicklung induziert werden und sich über die kurzgeschlossenen Bürsten schließen können. Die Ständerwicklung liefert also den Antriebsstrom. Motor hat starkes Anlaufmoment. Erregerbürsten laufen funkenfrei, Kurzschlußbürsten feuern bei Anlauf, deshalb Wendepole oder Wendezähne in der Achse der Kurzschlußbürsten.

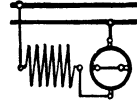


Fig. 146. Reihenschluß-Kurzschlußmotor (Latour).

Nach Winter-Eichberg führt man den Erregerstrom nicht direkt vom Netz zu, sondern schaltet einen Reguliertransformator in den Statorkreis (Fig. 147). Der Motor kann dann für höhere Spannungen (bis 800 Volt) benutzt werden.

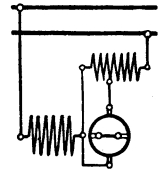


Fig. 147. Reihenschluß-Kurzschlußmotor mit Erregertransformator (Winter und Eichberg).

Der Leistungsfaktor des Reihenschluß-Kurzschlußmotors ist bei Synchronismus eins. Motor hat Hauptstromcharakteristik. Regelung der Drehzahl und Umkehr der Drehrichtung wie beim Serienmotor.

4. Reihenschlußmotor für Drehstrom. Der Ständer ist dem eines Drehstrominduktionsmotors gleich, der Läufer mit Kommutator hat dieselbe Konstruktion wie die Anker für Gleichstrommotoren. Schaltung nach Fig. 148. Es entstehen im Ständer und Läufer Drehfelder, deren Phase zueinander von der Bürstenstellung abhängig ist. Stehen die Bürsten so, daß sich die beiden Drehfelder decken, so hat der Motor kein Drehmoment (Nullstellung der Bürsten). Bei Verschiebung der Bürsten nach der einen oder anderen Seite aus der Nullstellung entwickelt sich ein Drehmoment, dessen Richtung vom Verschiebungssinn abhängt. Eigenschaften des Motors wie die eines Serienmotors für Gleichstrom. Der Anker kann auch über einen Drehstromreguliertransformator gespeist werden, der mit der Ständerwicklung in Reihe geschaltet ist (Winter-Eichberg).

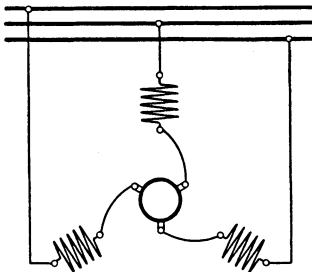


Fig. 148. Reihenschlußschaltung direkt.

5. Nebenschlußmotor für Drehstrom (Fig. 149). Man schaltet den Ständer in Stern oder Dreieck und führt den Bürsten den Drehstrom über einen Reguliertransformator zu. Bei Kurzschluß der Bürsten verhält sich der Motor wie ein Induktionsmotor. Die Geschwindigkeit des Motors läßt sich regeln durch Änderung der Spannung an den Bürsten mit Hilfe des Reguliertransformators. Der Motor läuft mit wachsender Spannung an den Bürsten

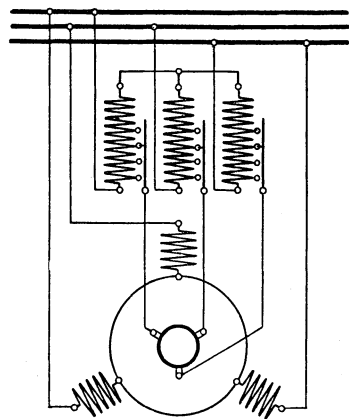


Fig. 149. Nebenschlußschaltung mit Transformator.

langsamer, die Drehzahl bleibt nahezu konstant, solange der Reguliertransformator nicht betätigt wird. Nebenschlußcharakteristik.

4. Wahl der Motoren.

Bei der Einrichtung elektromotorischer Antriebe sind in erster Linie in Erwägung zu ziehen: Stromart, Spannung, Motorgattung, Leistung, Art des Antriebes (Einzel- oder Gruppenantrieb) und die Drehzahl der Motoren.

Hinsichtlich Stromart und Spannung ist dem projektierenden Ingenieur in den meisten Fällen keine Wahl mehr möglich, da das Kraftnetz meist vorhanden ist und Spannung und Stromart gegeben sind. Unter Umständen kann die Eigenart des Betriebes verlangen, daß von der vorhandenen Stromart abgegangen wird und mittels Umformer oder Gleichrichter eine für den Betrieb vorteilhaftere Stromart besonders erzeugt wird. So wird man z. B. für ein Straßenbahnnetz einen vorhandenen Drehstrom in Gleichstrom geeigneter Spannung umformen, da für den Antrieb der Triebwagen einer Straßenbahn wohl ausschließlich Gleichstrom-Hauptstrommotoren in Frage kommen. Ähnlich liegen die Fälle bei schweren Kranbetrieben, Aufzügen und Walzenzugmaschinen. Auch hier wird der fast immer vorhandene Drehstrom mit Hilfe von Umformern nach Leonard (siehe Kapitel „Fördermittel“) in Gleichstrom umgeformt, um die Vorteile der Gleichstrom-Nebenschlußmotoren hinsichtlich ihrer Regulierfähigkeit auszunutzen.

Ist die Wahl der Spannung noch frei, so wird man sich für die höchstmögliche entschließen, um an Kupfer der Zuleitungen zu sparen. (Für Gleichstrom: normal 440 Volt, Bahnen 550 und 750 Volt, große Aufzugsanlagen 800 Volt. Für Drehstrom: 380 Volt, größere Motoren 6000 Volt und mehr.)

Liegt die Stromart fest, so bereitet die Wahl der Motorgattung bei Berücksichtigung der Eigenschaften der Motoren und der Eigenart des Betriebes keine Schwierigkeiten.

Gleichstrom-Hauptmotoren: Sehr guter Anlauf, starkes Anzugmoment, Drehzahl stark abhängig von der Belastung, gute Regulierfähigkeit. Anwendung: Krane, Bahnen, Aufzüge.

Gleichstrom-Nebenschlußmotoren: Fast immer guter Anlauf, Drehzahl wenig abhängig von der Belastung, sehr gute Regulierfähigkeit. Anwendung: Transmissionen, Werkzeugmaschinen, Pumpen, Kompressoren, große Aufzüge usw.

Drehstrom-Induktionsmotoren: Guter Anlauf und gutes Anzugmoment, Drehzahl wenig abhängig von der Belastung, ohne Anwendung besonderer Hilfsmittel mäßig gute Regulierfähigkeit. Anwendung: wie Gleichstrom-Nebenschlußmotoren.

Synchron-Motoren: Schwieriger Anlauf, Drehzahl absolut unabhängig von der Belastung und unverändert, wenn die Frequenz unveränderlich bleibt, keine Regulierfähigkeit in der Drehzahl, geringe Wartung. Anwendung: Umformeraggregate.

Wechselstrom-Kollektormotoren: Meist Eigenschaften der Hauptstrommotoren für Gleichstrom. Anwendung: wie Hauptstrommotoren.

Näheres über Eigenschaften der Motoren in den vorhergehenden Abschnitten.

Motorleistung: Die Bestimmung der richtigen Motorleistung ist oft sehr schwierig. Hier ist zu unterscheiden: Dauerbetrieb, kurzzeitiger und aussetzender (intermittierender) Betrieb. Maßgebend für die Größe einer elektrischen Maschine ist in erster Linie ihre Erwärmung während des Betriebes. Ein Motor, der nur kurze Zeit läuft, wird, vorausgesetzt, daß er das erforderliche Anzugmoment ausüben kann, kleiner gewählt werden können, als ein dauernd laufender Motor, da er in den Betriebspausen abkühlen kann. Motoren für Dauerbetrieb sind so bemessen, daß sie beliebig lange Zeit unter der auf dem Motorschild bezeichneten Belastung laufen können, ohne sich über das vom Verband Deutscher Elektrotechniker festgesetzte, zulässige Maß zu erwärmen. Motoren für kurzzeitigen oder aussetzenden Betrieb (z. B. Kranbetrieb) können eine ihrer kürzeren Betriebszeit entsprechende größere Leistung abgeben als im

Dauerbetrieb. Die für ihren Betrieb zugelassenen Leistungen und Zeiten sind dann auf dem Motorschild angegeben. Während des normalen Dauerbetriebes der Motoren ist eine Überlastung in gewissen Grenzen zugelassen. Nach den Vorschriften des Verbandes Deutscher Elektrotechniker darf die Überlastung betragen:

40 vH der normalen Leistung während 3 Minuten
 25 vH „ „ „ „ 30 „

Bei größeren Motoren für aussetzenden Betrieb liegt in der Regel ein bestimmtes, sich regelmäßig wiederholendes Leistungsdiagramm vor (z. B. bei Haspeln, Fördermaschinen, Walzenzugmotoren). Siehe Fig. 149 a.

Eine Periode von der Zeit T setzt sich zusammen aus der Zeit t_1 für den Anlauf, t_2 für Lauf mit unveränderlicher, normaler Geschwindigkeit, t_3 für Bremsen, t_4 für die Pause, in der der Motor stillsteht. Da für die Bemessung der Größe eines Motors die Erwärmung maßgebend ist, die von den Verlusten abhängt, die selbst wieder den Quadraten der Drehmomente angenähert proportional sind, kann man die

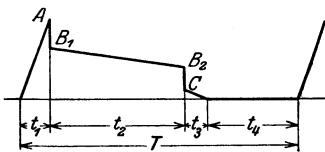


Fig. 149 a.

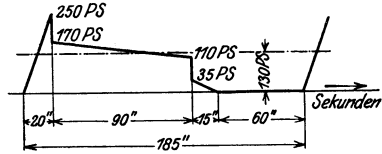


Fig. 149 b.

erforderliche Größe eines Motors aus dem quadratischen Mittelwert der Drehmomente bestimmen. Dieser ist unter Zugrundelegung des Leistungsdiagrammes nach Fig. 149 a

$$\Omega = \sqrt{\frac{A_2 \cdot t_1 + (B_1^2 + B_2^2 + B_1 \cdot B_2) \frac{t_2}{3} + C^2 \cdot t_3}{T}}$$

Hierbei ist angenommen, daß während des Anlaufes bei Beschleunigung, während des Bremsens die Verzögerung konstant, mithin auch die Drehmomente während dieser Zeiten konstant bleiben. Während der Zeit t_2 nimmt bei dem vorgelegten Diagramm das Drehmoment ab. Arbeitet z. B. ein Fördermotor nach obigen Diagramm (Fig. 149 b), so wäre der Motor für eine Dauerleistung von:

$$\Omega = \sqrt{\frac{250^2 \cdot 20 + (170^2 + 110^2 + 170 \cdot 110) \frac{90}{3} + 35^2 \cdot 15}{185}} = \sim 130 \text{ PS}$$

zu bemessen, und es wäre nur noch zu prüfen, ob der gefundene Motor in der Lage ist, das höchste auftretende Moment, das Anlaufmoment durchzuziehen, und ob er in seiner Konstruktion den mechanischen Anforderungen gewachsen ist. Besonders schwierig liegen die Verhältnisse, wenn der Motor in seiner Ventilation wegen ganzer oder teilweiser Kapselung beschränkt ist, wenn die Anlaufzeit unverhältnismäßig lang ist (Anlauf von Schwungmassen) oder besonders hohe Belastungsperioden (Überheben, Umsetzen, zeitweise eintrümpige Förderung usw.) vorkommen. In diesem Falle kann nur der Hersteller des Motors die richtige Größe des erforderlichen Motors bestimmen.

Nach den „Normalien für Bewertung und Prüfung von elektrischen Maschinen und Transformatoren“ des Verbandes Deutscher Elektrotechniker müssen die Motoren für kurzzeitigen und aussetzenden Betrieb nach derjenigen Leistung bewertet werden, die sie (vom kalten Zustand aus) eine Stunde lang abgeben können, ohne daß sie die zugelassenen Erwärmungsgrenzen überschreiten. Man bezeichnet diese Leistung als „Stundenleistung“ oder „60-Minutenleistung“. Die Praxis hat für gewisse aussetzende Betriebe noch die „30-, 45-, 90-Minutenleistung,

eingeführt. Motoren für „30-Minutenleistung“ werden am stärksten ausgenutzt und kommen dort in Frage, wo sie nur selten in Tätigkeit treten müssen, z. B. Rangierwinden, Drehscheiben, Schleusentore, Wehre usw. Motoren für „45-Minutenleistung“ wählt man bei den meisten Hebezeugbetrieben. Hier ist die Arbeitszeit meist kürzer als die Ruhepause, auch tritt die größte Last, für die der Motor bemessen wird, meist nur selten auf. Da die meisten Kranmotoren nach der „45-Minutenleistung“ bemessen werden, spricht man auch kurz von „Kranleistung“. Motoren für „60-Minutenleistung“ (Stundenleistung) kommen in Frage bei Hebezeugen, die stets betriebsbereit stehen und bei Betrieb dann längere Zeit laufen müssen. Dies ist z. B. der Fall bei Hafenkranen für Massengüter, Kränen mit Selbstgreifern, Chargiermaschinen u. a. m. „90-Minutenleistung“ wird für Motoren gewählt, die neben rauher Behandlung periodisch stark beansprucht werden, z. B. Gießkräne, Koksandrückmaschinen usw.

Im allgemeinen lassen sich für die Bemessung der Motorleistung feste Regeln nicht aufstellen. Es empfiehlt sich, jeden einzelnen Fall unter Berücksichtigung der Betriebsverhältnisse sorgfältig zu erwägen und lieber den Motor etwas größer zu wählen, statt an Anschaffungskosten zu sparen.

Wahl der Drehzahl. Um an Anlagekosten zu sparen, wird man im allgemeinen einen möglichst schnellaufenden Motor anwenden. Der Motor wird dann kleiner, leichter und billiger. Übliche Drehzahlen für Gleichstrommotoren s. S. 807 für Drehstrommotoren S. 814. Andererseits kann aber die übliche hohe Drehzahl normaler Elektromotoren hinderlich sein, da der Einbau von Vorlegeden Wirkungsgrad der Anlage verschlechtert und die Anlagekosten für den mechanischen Teil erhöht.

Motoren, die bei Entlastung „durchgehen“ können (Motoren mit Hauptstromcharakteristik), dürfen nicht für Riemenbetrieb gewählt werden. Sie erhalten oft Vorrichtungen an der Achse, die ein Überschreiten der zulässigen Drehzahl anzeigen oder unmöglich machen (Signallocke, Zentrifugalausschalter).

V. Umformung des elektrischen Stromes.

Ein Strom wird in einen Strom von anderen Eigenschaften umgeformt durch: 1. Motorgenerator, eine Doppelmaschine, bestehend aus einem Motor und einem Generator, die unmittelbar miteinander gekuppelt sind; Umformer, das ist eine Maschine, bei der die Umformung elektrischer Leistung in elektrische Leistung in einem Anker stattfindet; 3. durch Transformator, eine elektromagnetische Vorrichtung ohne dauernd bewegte Teile zur Umwandlung elektrischer Leistung in elektrische Leistung; 4. Quecksilberdampf-Gleichrichter.

Umschaltprozesse rechnen nicht zur Umformung.

I. Motorgeneratoren

teilen die im vorhergehenden besprochenen Eigenschaften der Motoren und Generatoren. Sie gestatten eine Umwandlung eines elektrischen Stromes in einen beliebigen anderen. Der Wirkungsgrad der Gesamtanordnung ist nicht sehr hoch, da die Verluste in zwei Maschinen in Rechnung zu setzen sind. Ist der Wirkungsgrad des Motors η_m , der des Generators η_g , so ist der Wirkungsgrad des Umformers $\eta_u = \eta_m \cdot \eta_g$. Motorgeneratoren werden meist zur Umformung von Gleichstrom in Gleichstrom anderer Spannung, oder von Wechselstrom in Gleichstrom zum Zwecke der Erregung synchroner Maschinen benutzt. Sie stellen geringe Anforderungen an Bedienung beim Anlassen und im Betrieb und werden meist nur für kleine und mittlere Leistungen ausgeführt.

2. Einankerumformer

(kurz Umformer) bestehen aus einer Gleichstrommaschine, die neben dem Kommutator noch Schleifringe hat (Fig. 150). Führt man der Maschine über den Kommutator Gleichstrom zu, so daß sie von der Gleichstromseite aus als Motor läuft, so kann man je nach der Schaltung an den Schleifringen Wechselstrom resp. Mehrphasenstrom abnehmen. Die Periodenzahl des Wechselstromes richtet sich nach der Drehzahl des Umformers. Da bei einer Wechselstrommaschine, wenn sie gegen die Spannungsphasenverschobenen Strom abgeben muß, infolge von Ankerrückwirkung Feldschwächung oder Feldverstärkung eintreten kann (s. S. 801), wird im allgemeinen die Drehzahl des Umformers und damit die Frequenz des Wechselstromes nicht konstant sein, wenn die Belastung geändert wird. Umformer können sogar durchgehen, wenn sie sehr stark nacheilenden Strom abzugeben haben. Die Umformung von Gleichstrom in Wechselstrom oder Mehrphasenstrom empfiehlt sich mithin nicht. Umgekehrt eignet sich der Einankerumformer zur Umformung von Wechselstrom oder Mehrphasenstrom in Gleichstrom ganz besonders. Der Umformer läuft dann als Synchronmotor mit der der Frequenz und seiner Polzahl entsprechenden Drehzahl. Der Wechselstrom wird den Schleifringen zugeführt, am Kommutator wird der Gleichstrom abgenommen. Die Erregung des Umformers kann aus einem fremden Gleichstromnetz oder von der Gleichstromseite des Umformers selbst aus gedeckt werden. Die Spannung des zugeführten Wechsel- oder Mehrphasenstromes steht zur Gleichstromspannung in einem ganz bestimmten festen Verhältnis. Setzt man die EMK bei Gleichstrom = 1, so beträgt die EMK des Wechselstromes: bei Einphasenstrom = $\frac{1}{\sqrt{2}} = 0,707$, bei Drehstrom = $\frac{\sqrt{3}}{2\sqrt{2}} = 0,612$, bei Zwei- oder Vierphasenstrom = $\frac{1}{2} = 0,500$, bei Sechspannenstrom = $\frac{1}{2\sqrt{2}} = 0,354$. Hierbei ist sinusförmiger Verlauf des Feldes vorausgesetzt. Bei Umformung von Drehstrom in Gleichstrom müßte man also z. B., um einen Gleichstrom von 750 Volt zu erhalten, einen Drehstrom von $750 \cdot \frac{\sqrt{3}}{2\sqrt{2}} = 750 \cdot 0,612 = 458$ Volt dem Umformer zuführen. Da meist höhere Drehstrom- (Wechselstrom-) Spannungen gegeben sind, wird eine Transformierung in ruhenden Transformatoren erforderlich.

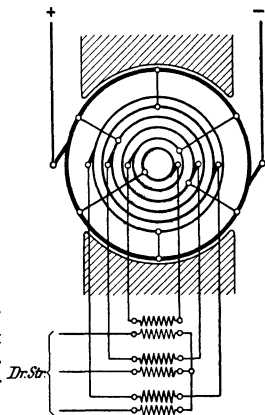


Fig. 150. Schaltung des Umformers mit Transformator.

Da der Anker des Einankerumformers Gleichstrom und Wechselstrom zu gleicher Zeit führt, so ist für die Stromwärme in der Ankerwicklung die Über-einanderlagerung der beiden Stromarten maßgebend. Die Erwärmung begrenzt die Leistung einer Maschine. Setzt man die Leistung einer Gleichstrommaschine = 100 vH, so dürfte dieselbe Maschine als Umformer betrieben und um dieselbe Stromwärme im Anker zu erhalten, betrieben werden mit einer Leistung von: bei Wechselstrom 85 vH, bei Drehstrom 134 vH, bei Zweiphasen- oder Vierphasenstrom 164 vH, bei Sechspannenstrom 196 vH. Ein Umformer, dem Sechspannenstrom zugeführt wird, kann also 96 vH mehr beansprucht werden als eine gleich große Maschine, die nur mit Gleichstrom belastet wird. Da meist Drehstrom hoher Spannung in Gleichstrom mäßiger Spannung umgeformt wird, sonach

höhere Drehstrom- (Wechselstrom-) Spannungen gegeben sind, wird eine Transformierung in ruhenden Transformatoren erforderlich.

Da der Anker des Einankerumformers Gleichstrom und Wechselstrom zu gleicher Zeit führt, so ist für die Stromwärme in der Ankerwicklung die Über-einanderlagerung der beiden Stromarten maßgebend. Die Erwärmung begrenzt die Leistung einer Maschine. Setzt man die Leistung einer Gleichstrommaschine = 100 vH, so dürfte dieselbe Maschine als Umformer betrieben und um dieselbe Stromwärme im Anker zu erhalten, betrieben werden mit einer Leistung von: bei Wechselstrom 85 vH, bei Drehstrom 134 vH, bei Zweiphasen- oder Vierphasenstrom 164 vH, bei Sechspannenstrom 196 vH. Ein Umformer, dem Sechspannenstrom zugeführt wird, kann also 96 vH mehr beansprucht werden als eine gleich große Maschine, die nur mit Gleichstrom belastet wird. Da meist Drehstrom hoher Spannung in Gleichstrom mäßiger Spannung umgeformt wird, sonach

ein Transformator fast immer erforderlich ist, kann man durch Auflösen des Nullpunktes der sekundären Drehstromseite des Transformators leicht sechsphasigen Strom dem Umformer zuführen (Fig. 150), die Maschine also außerordentlich ausnutzen. Da der Umformer als Synchronmotor läuft, kann durch Einstellung der Erregung auch ein Leistungsfaktor = 1 erreicht werden. Der Wirkungsgrad eines Einankerumformers beträgt je nach Größe etwa 90 bis 95 vH. Ist ein Transformator vorhanden, so ist der Wirkungsgrad des Umformers noch mit dem des Transformators zu multiplizieren, um den Wirkungsgrad der gesamten Umformung zu erhalten. Eine Änderung des Übersetzungsverhältnisses ist durch Änderung der Erregung des Umformers nicht möglich. Die Spannung auf der Gleichstromseite kann nur geändert werden durch Anwendung von Reguliertransformatoren auf der Wechselstromseite oder von Zusatzmaschinen auf der Gleichstromseite. Man kann auch in die Zuführungsleitungen des Wechselstromes Drosselspulen einschalten und die Erregung des Umformers mittels Regulierwiderstandes oder durch eine Hauptschlußwicklung auf den Polen so stark wählen, daß der Umformer voreilenden Strom aufnimmt, hierdurch tritt eine Spannungserhöhung auf der Wechselstromseite und mithin eine solche auf der Gleichstromseite ein.

Einankerumformer werden am besten von der Gleichstromseite aus oder durch Anwurfmotor angelassen. Es gilt das auf S. 807 über die Inbetriebsetzung des Synchronmotors Gesagte. Neuerdings ist das Anlassen mittels Stufentransformators („Anlassen mit $\frac{1}{3}$ Spannung“) bei Drehstromumformern beliebt. Die Umformer haben dann Dämpferwicklung auf den Polen und laufen als asynchrone Motoren an. Nachteil ist hier, daß die Polarität auf der Gleichstromseite unter Umständen nicht stimmt. Es wird Kommutierung der Erregung erforderlich.

Kaskadenumformer (Bragstad und la Cour) besteht aus einem normalen Asynchronmotor und einer Gleichstromdynamo, die beide auf derselben Welle sitzen. Die Rotorwicklung des Induktionsmotors *A* (Fig. 151) ist als Sechs-, Neun- oder Zwölfphasenwicklung ausgeführt und direkt auf die Ankerwicklung der Dynamo *B* geschaltet. (In der Figur sind die Gehäuse beider Maschinen fortgelassen.) Haben *A* und *B* gleiche Polzahl, so läuft der Umformer mit halber synchroner Geschwindigkeit. Die dem Motor zugeführte Leistung wird zur Hälfte in mechanische umgesetzt und der Dynamo durch die Welle zugeführt, die andere Hälfte wird über den Rotor von *A* als elektrische Leistung von halber Frequenz des Netzstromes im Anker *B* in Gleichstrom umgeformt. Anlassen des Umformers wird als normaler asynchroner Motor mittels Anlasser in Betrieb gesetzt. Ist die normale Drehzahl erreicht, wird die Gleichstromdynamo voll erregt. Selbsterregung möglich.

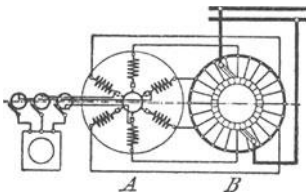


Fig. 151. Schaltung der Läufer des Kaskadenumformers.

Die Spannung auf der Gleichstromseite kann ± 10 vH durch Änderung der Erregung geregelt werden. Wirkungsgrad ca. 91 bis 92 vH. Vorteil des Kaskadenumformers ist, daß er im Gegensatz zum gewöhnlichen Einankerumformer für höhere Periodenzahlen (50 bis 60 sek) mit guter Kommutierung ausgeführt werden kann, ohne dabei zu große Abmessungen anzunehmen.

3. Transformatoren

(Wandler) dienen zur Umwandlung von Wechselstrom (Ein- oder Mehrphasenstrom) in Wechselstrom gleicher Art, gleicher Frequenz, aber anderer Spannung. Es sind ruhende Apparate; sie bestehen aus einem aus Blechen zusammengesetzten Eisenkern, auf dem in der Regel zwei Wicklungen (oder

Wicklungsgruppen), die Primär- und Sekundärwicklung, aufgebracht sind. (Primärwicklung diejenige, die die Leistung vom Netz empfängt.) Unterschieden wird auch: Hochspannungs- und Niederspannungswicklung. Jede von beiden kann Primär- oder Sekundärwicklung sein, je nachdem „herauf“ oder „herunter“ transformiert wird. Fließt in einer der Wicklungen oder in beiden Wicklungen Strom, so wird in dem Eisenkern ein Induktionsfluß entstehen. Dieser soll beide Wicklungen immer möglichst in gleicher Stärke durchsetzen, d. h. die Streuung soll gering sein. Um den Magnetisierungsstrom (Leerlaufstrom) möglichst niedrig zu erhalten, muß der den Fluß führende Eisenkern so gut als möglich magnetisch geschlossen sein, also möglichst keine Luftspalte enthalten. (Magnetischer Widerstand, s. S. 747, gering). Mit Rücksicht auf billiges und leichtes Herstellen (leichtes Aufbringen der Spulen auf die Kerne) sind Stoßfugen (mit Papierlage) nicht zu vermeiden. Bei Präzisionstransformatoren wird zuweilen eine „Verblattung“ des Stoßes angewandt. Der Eisenkern selbst besteht zur Vermeidung von Wirbelstromverlusten (s. S. 768) aus Blechen von 0,3 bis 0,5 mm Dicke, die durch Lack oder Papier voneinander isoliert und durch isolierte Bolzen zusammengehalten werden. Für die Bleche kommen leicht magnetisierbare Flußeisensorten, neuerdings besonders legierte Bleche mit niedriger Verlustziffer (s. S. 768) in Frage.

Je nach Anordnung der Spulen auf dem Eisenkörper unterscheidet man Manteltransformatoren (Fig. 152) und Kerntransformatoren (Fig. 153).

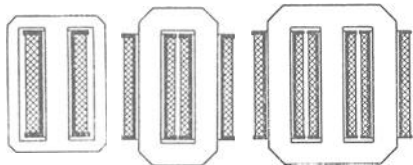


Fig. 152.

Fig. 153.

Fig. 154.

Bei Drehstromtransformatoren können die Spulen nach Fig. 154 auf den Kernen angeordnet werden. Zuweilen werden bei Transformierung von Drehstrom auch drei Einphasentransformatoren in Stern- oder Dreieckschaltung angewandt. Die Anordnung der Wicklung soll derart sein, daß die Streuung möglichst gering wird. Übliche Anordnungen sind: Zylinderwicklung, bei der die Niederspannungs- und die Hochspannungsspulen konzentrisch zueinander zusammen auf den Eisenkern geschoben sind (Niederspannung meist innen), und Scheibenwicklung, bei der scheibenartige Hoch- und Niederspannungsspulen abwechselnd auf den Kern aufgeschichtet sind. Je mehr die Spulen gemischt sind, desto geringer die Streuung. Die Wicklungen sind gut gegeneinander und gegen den Kern mittels Holz, Preßspan usw. zu versteifen, um Brummen des Transformators zu verhüten. Isolation der Transformatoren muß sehr sorgfältig ausgeführt werden. Die ersten, nahe der Ausführungsklemmen liegenden Wicklungen müssen mit Rücksicht auf Überspannungen im Netz verstärkt isoliert werden. Man unterscheidet Transformatoren mit Trockenisolation (Preßspan, Papier, Leinenband, Baumwolle, Mikanit) und mit Ölisolation. Bei Öltransformatoren kommt als festes Isoliermittel nur Preßspan, Papier und Baumwollband in Frage. Das Öl muß wasserfrei und säurefrei sein. Neben der guten Isolation auch bessere Abkühlung der Transformatoren bei Anwendung von Öl. Für höhere Spannungen nur Öltransformatoren. Ölkästen aus Gußeisen oder Blech mit Kühlrippen. Bei großen Transformatoren auch Seitenkästen, um die Kühlung zu erhöhen. Oft auch künstliche Kühlung des Öles durch Wasser in Kühlschlangen. Oberfläche des Ölspiegels soll gering sein, damit das Öl aus der Luft nicht Wasser aufnimmt. Zuweilen Trocknung der Luft über dem Ölspiegel (Chlorkalzium). Besondere Anforderungen an Isolationsfestigkeit stellen die Ausführungsklemmen für die Hochspannung. (Näheres Elektrotechn. Zeitschr. 1910, S. 118. Ausführungsklemme der A. E. G. von Kuhlmann. Elektrische Bahnen und Betriebe 1906, S. 275. Klemme von Nagel ausgeführt von S. S. W.) Um beim Übertritt von Hochspannung in

den Niederspannungskreis letzteren zu erden, Anwendung von Durchschlagsicherungen (Spannungssicherungen, Fig. 155).

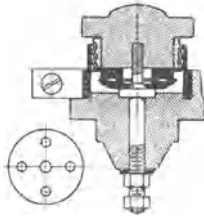


Fig. 155. Durchschlagssicherungen der S.S.W.

Übersetzungsverhältnis. Durchsetzt der magnetische Fluß die primären und sekundären Windungen (N_1 und N_2) in gleicher Stärke, ist also keine Streuung vorhanden, so verhält sich, sinusförmigen Verlauf des Flusses vorausgesetzt, die primäre EMK E_1 des Transformators zur sekundären E_2 wie die primäre Windungszahl zur sekundären.

$$\frac{E_1}{E_2} = \frac{4,44 \cdot \nu N_1 \Phi_0 \cdot 10^{-8}}{4,44 \cdot \nu N_2 \Phi_0 \cdot 10^{-8}} = \frac{N_1}{N_2}$$

Tatsächlich ist bei einem belasteten Transformator Streuung vorhanden, und zwar um so mehr, je mehr die beiden Wicklungen mit Strom belastet sind.

Leerlauf. Läuft der Transformator leer, d. h. ist die Sekundärwicklung offen, so nimmt er aus dem Netze einen Leerlaufstrom I_0 auf. Dieser ist die geometrische Summe aus dem den Fluß Φ erzeugenden Magnetisierungsstrom I_μ (\perp auf E_0 , konphas mit Φ) und dem Verluststrom I_b (in Richtung von E_0 , \perp auf Φ), der die Eisenverluste im Transformator deckt. Der Leerlaufstrom ist stark phasenverschoben gegen die Leerlaufspannung. Der Spannungsverlust im Transformator kann bei Leerlauf vernachlässigt werden ($P_0 = -E_0$). Die mit dem Wattmeter gemessene Leerlaufleistung $\mathcal{L}_0 = P_0 I_0 \cos \varphi_0$ stellt praktisch die Verluste im Eisen (Wirbelstrom und Hysterese) dar. (I_0 etwa 4 bis 8 vH vom Normalstrom I_1 . Verlust durch Stromwärme bei Leerlauf praktisch zu vernachlässigen.)

Transformator bei Belastung. Wird der Transformator sekundär an einen Stromverbraucher angeschlossen, so wird in den Sekundärwicklungen ein Strom I_2 fließen. Die Amperewindungen $I_2 N_2$ suchen den Induktionsfluß zu verhindern. Um den, den EMKe $E_1 = 4,44 \cdot \nu N_1 \Phi_0 \cdot 10^{-8}$ und $E_2 = 4,44 \cdot \nu N_2 \Phi_0 \cdot 10^{-8}$

entsprechenden Fluß, Φ_0 aufrecht zu erhalten, muß die Primärwicklung einen entsprechend höheren Strom I_1 dem Netze entnehmen (Fig. 156). Es muß sein $I_1 N_1 \hat{=} I_2 N_2 = I_0 N_0$, d. h. die den Fluß erzeugenden Amperewindungen sind die geometrische Summe aus den primären und sekundären Amperewindungen. E_1 und E_2 stehen im Vektordiagramm senkrecht auf dem Flusse Φ_0 und eilen ihm 90° nach. Die sekundäre Klemmenspannung P_2 ist um den Ohmschen Spannungsverlust $I_2 r_2$ (in Richtung I_2) und um den Spannungsverlust durch Streuung, den induktiven Spannungsverlust, $2\pi \nu L_2 I_2$ (senkrecht zu I_2) kleiner ($r_2 =$ Ohmscher Widerstand, $L_2 =$ Selbstinduktionskoeffizient der Sekundärwicklung). Der Winkel φ_2 zwischen P_2 und I_2 wird durch die Art des Verbraucherkreises bestimmt (bei Glühlampenbelastung $\varphi_2 = 0$). Addiert man weiter zu E_1 den Ohmschen Spannungsverlust $I_1 r_1$ (in Richtung I_1) und den induktiven Spannungsverlust $2\pi \nu L_1 I_1$ (senkrecht zu I_1), so erhält man eine Spannung $-P_1$, die von der primären

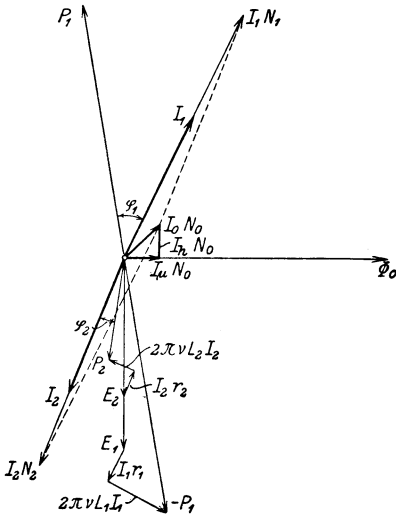


Fig. 156.

verlust $I_1 r_1$ (in Richtung I_1) und den induktiven Spannungsverlust $2\pi \nu L_1 I_1$ (senkrecht zu I_1), so erhält man eine Spannung $-P_1$, die von der primären

Klemmenspannung P_1 überwunden werden muß, um den geforderten Betriebszustand zu erhalten. Der Winkel φ_1 zwischen P_1 und I_1 hängt ab vom Leerlaufstrom I_0 und von den Ohmschen und induktiven Spannungsverlusten. Arbeitet der Transformator auf induktive Widerstände, so ist die primäre Phasenverschiebung (φ_1) größer als die sekundäre (φ_2). Während bei Leerlauf die Spannungsverluste zu vernachlässigen sind, also $\frac{P_1}{P_2} = \frac{N_1}{N_2}$ gesetzt werden kann, gilt das Verhältnis bei Belastung nicht mehr. Die Abweichung beträgt rd. 3 bis 4 vH.

Kurzschluß des Transformators. Schließt man einen Transformator sekundär kurz, so genügt nur eine sehr geringe Klemmenspannung P_{1k} , um in der Primärwicklung einen Kurzschlußstrom I_{1k} von der Größe des Normalstromes I_1 zu erhalten. P_{1k} rd. 3 bis 4 vH von P_1 . P_2 ist Null. Der kleinen Spannung P_{1k} entsprechend ist auch Φ_{0k} sehr klein, rd. 3 vH vom Normalfluß Φ_0 . Es kann also der Magnetisierungsstrom I_μ und der Verluststrom I_h , mithin I_0 vernachlässigt werden, d. h. $I_{1k}N_1 = I_{2k} \cdot N_2$ oder $\frac{I_{1k}}{I_{2k}} = \frac{N_2}{N_1}$.

Wie auch dem Diagramm (Fig. 156) zu entnehmen ist, sind die Ströme in diesem Falle genau 180° verschoben.

Stromtransformatoren für Meßzwecke (s. Fig. 73 u. 74) laufen betriebsmäßig im Kurzschluß, die Eisenquerschnitte sind mithin, dem verschwindend kleinen Flusse entsprechend, nur gering gehalten. Die Messtransformatoren dürfen deshalb nicht leer laufen, d. h. bei Ausschalten eines Instrumentes müssen sie sekundär kurzgeschlossen werden.

Die mit dem Wattmeter gemessene Kurschlußleistung $\mathcal{Q}_k = P_{1k} I_{1k} \cos \varphi_k$ stellt praktisch die Verluste im Primär- und Sekundärkupfer dar infolge von Stromwärme. Die Leistungsmessung gibt die Verluste durch Stromwärme genauer, als die Rechnung aus den Strömen und Widerständen, weil meist mit Stromverdrängung (Skinneffekt) zu rechnen ist.

Wirkungsgrad. Die Verluste im Transformator setzen sich aus Verlusten im Eisen (Hysteresis- und Wirbelstromverluste) und aus Verlusten im Kupfer (Stromwärme) zusammen. Der Wirkungsgrad eines Transformators ist sehr hoch, er beträgt für kleine Transformatoren etwa 92 vH. Sehr große Transformatoren erreichen einen Wirkungsgrad von 99 vH. Jahreswirkungsgrad eines Transformators ist das Verhältnis der in einem Jahre sekundär abgegebenen Arbeit zu der in der gleichen Zeit primär verbrauchten Arbeit (Einfluß der Eisenverluste).

Schaltung der Transformatoren. Reihenschaltung mehrerer Transformatoren ist möglich, wenn die Primärwicklungen für gleiche Ströme ausgeführt sind. Reihenschaltung selten angewandt (Bogenlampenkreise).

Parallelschaltung von Transformatoren ist immer möglich, wenn die Transformatoren primär für gleiche Spannungen gewickelt sind. Sollen die sekundären Wicklungen auch parallel geschaltet werden, so ist darauf zu achten, daß außer den Sekundärspannungen selbst auch noch die Phase der Spannungen übereinstimmt. Bei Einphasenstrom ist nur auf richtigen Anschluß der Klemmen zu achten. Bei Drehstromtransformatoren stimmen trotz gleichen Übersetzungsverhältnisses unter Umständen die Sekundärphasen nicht überein, z. B. wenn der eine Transformator primär in Stern, sekundär in Stern, der andere Transformator primär in Stern und sekundär in Dreieck geschaltet ist. Es würde dann zwischen den beiden Sekundärspannungen, die gleich sein können, eine Phasendifferenz von 30° herrschen. (Näheres in den Normalien für Bewertung und Prüfung von elektrischen Maschinen des V. D. E. § 2.)

Sparttransformatoren (Autotransformatoren) sind einspulige Transformatoren (Fig. 157) und werden nur zum Anschluß an Niederspannungsnetze benutzt,

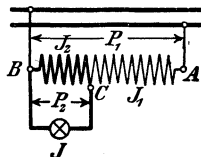


Fig. 157. Einspüliger Transformator, Spartschaltung.

z. B. zum Anschluß von Wechselstrombogenlampen für 30 Volt an ein 110 Volt-Netz. Sie bestehen aus einer fortlaufenden Wicklung ($A-B$), die für die Netzspannung bemessen ist, und von der ein Teil als Sekundärkreis mitbenutzt wird (in Fig. 157 das Stück $B-C$). Teil BC erhält meist stärkeren Kupferquerschnitt. Sparschaltung kann auch bei Drehstrom angewandt werden, wenn die drei Überspannungsspulen in Stern geschaltet sind.

Reguliertransformatoren (Stufentransformatoren) sind solche, bei denen Teile der sekundären Wicklung nach Belieben zu- oder abgeschaltet werden können. Hierzu meist besondere Windungsschalter, die verhüten, daß beim Übergang von Stufe zu Stufe Windungen des Sekundärkreises kurzgeschlossen werden. Sind sämtliche Windungen des Sekundärkreises abschaltbar, so kann man bis auf die Spannung = Null herunterregulieren. Werden für Einphasen- und für Drehstrom ausgeführt. Zuweilen Sparschaltung. Anwendung beim Anlassen von Asynchronmotoren mit Kurzschlußanker, bei Wechselstrom-Kommutatormotoren (auf Lokomotiven).

Phasentransformatoren stellen im Prinzip einen Mehrphaseninduktionsmotor dar, der festgebremst ist. Ständer — Primärwicklung, Läufer — Sekundärwicklung. Je nach Stellung des Läufers werden in der Sekundärwicklung durch das Drehfeld EMKe induziert, die verschiedene Phase gegen die EMK des Ständers haben. Man kann die Phase durch Einstellen des Läufers beliebig regeln. Bewickelt man den Ständer und Läufer nur einphasig, so kann man am Läufer je nach Stellung beliebige Spannung zwischen einem positiven und negativen Maximalwert abnehmen. Die Phase und Frequenz sind dieselben wie die der Ständerwicklung. Man erhält einen sog. drehbaren Transformator (Zusatztransformator). Nachteil: schlechter Cosinus.

Scottsche Schaltung (Fig. 158) gestattet mit Hilfe zweier Transformatoren Zweiphasenstrom in Drehstrom oder umgekehrt umzuformen.

Drosselspulen sind Wechselstromelektromagnete, mit denen man Spannungen aufbrauchen kann, ohne dabei Leistung zu verlieren. Sie stellen grundsätzlich einen leerlaufenden Transformator dar.

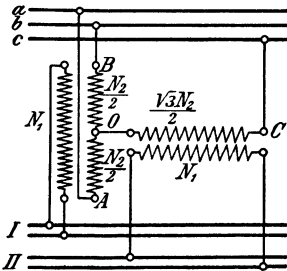


Fig. 158. Scottsche Schaltung zur Transformierung von Drehstrom in Zweiphasenstrom.

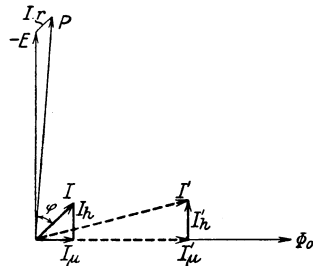


Fig. 159.

Legt man an eine Drosselspule eine Spannung P , so wird die Spule einen Strom I aufnehmen, der die geometrische Summe aus Magnetisierungsstrom I_μ und Verluststrom I_h darstellt (Fig. 159). Der durch den Eisenquerschnitt Q fließende magnetische Fluß Φ_0 errechnet sich, sinusoidalen Verlauf vorausgesetzt, aus:

$$E = P \simeq I r = 4,44 \cdot \nu N \Phi_0 10^{-8} \text{ Volt,}$$

wobei ν = Frequenz/sek. und N = Windungszahl der Drosselspule. Bleibt die Spannung P konstant, so bleibt auch Φ_0 annähernd konstant, d. h. auch der die Eisenverluste und geringen Kupferverluste deckende Verluststrom I_h ist annähernd konstant. Der Magnetisierungsstrom I_μ richtet sich in seiner Größe nach den magnetischen Widerständen. Macht man den Eisenpfad für den Fluß nicht geschlossen, sondern unterbricht ihn durch einen womöglich regulierbaren Luftspalt, so muß mit wachsenden Luftspalt auch I_μ ansteigen, d. h. (weil $I = I_\mu \hat{+} I_h$) auch I größer werden. Im Diagramm steht Φ_0 senkrecht auf E , I_μ fällt in Richtung von Φ_0 , I_h fällt als Leistungskomponente in Richtung von E , d. h. ist senkrecht auf Φ_0 , mithin muß mit wach-

sendem Luftspalt (also wachsendem I_{μ}) die Phasenverschiebung zwischen P und I immer größer werden. Die Phasenverschiebung beträgt bei vollständig geschlossenem Luftspalt ca. 45° , bei vollständig offenem magnetischen Kreis steigt sie bis 80° . 90° kann die Verschiebung zwischen Strom und Spannung nie werden, da immer die Leistungskomponente I_{μ} vorhanden ist. Der tatsächliche Verbrauch einer Drosselspule ist $\mathcal{Q} = P \cdot I \cos \varphi$ Watt, der scheinbare Verbrauch ist $\mathcal{Q}_s = P \cdot I$ Voltampere. Man kann mit großer Annäherung setzen: Volumen des Luftspaltes = $c \cdot P \cdot I$. Sind der Querschnitt des Luftspaltes und die Spannung P konstant, so kann man setzen: Luftspalt $\delta = c' \cdot I$. Der Drosselspulenstrom kann also durch Einstellung des Luftspaltes einreguliert werden. (Zwischenlagen von Preßspan, Pappe, Eisenfilz usw.)

Hubmagnete für Wechselstrom (Drehstrom) stellen nichts anderes als eine Drosselspule dar. Da im Moment des Einschaltens der Lufrum zwischen Anker und Magnet noch groß, ist der Einschaltstrom sehr groß. Die scheinbare Leistung ist beim Einschalten groß, die tatsächlich verbrauchte Leistung ist sehr gering.

4. Quecksilberdampf-Gleichrichter.

Die Quecksilberdampf-Gleichrichter bestehen aus einem möglichst luftleeren, mit Quecksilberdämpfen gefüllten Gefäß, in das die positiven Elektroden, die Anoden, von oben hereinragen. Der untere Teil des Gefäßes enthält die aus Quecksilber bestehende, negative Elektrode, die Kathode. Wird diese dauernd im heißen Zustand erhalten, so werden von ihr negative Elektronen ausgesandt, die den Raum zwischen Anoden und Kathode jonisieren und leitend machen. Die Kathode wird bei Betrieb durch den Strom selbst erhitzt, der von den Anoden nach der Kathode übergeht. Der erste Stromübergang wird durch Ziehen eines Lichtbogens mittels Kippens des Gleichrichters, oder wie es bei größeren Gleichrichtern der Fall ist, mittels Zündelektrode eingeleitet. Durch den Hilfslichtbogen wird die Kathode örtlich erhitzt. Es bildet sich der sogenannte Kathodenfleck. Die Anoden werden kalt erhalten. Sie können dann, wenn zwischen Anoden und Kathode eine Wechselspannung gelegt wird, während der Zeit, in der sie negatives Potential erhalten, keine Elektronen aussenden und nie Kathode werden. Der Gleichrichter wirkt mithin wie ein Ventil, das nur die Momentanwerte einer Richtung des Wechselstromes durchläßt.

Die Größe eines Gleichrichters ist nur von der Stromstärke, die er abgeben soll, nicht von der Leistung abhängig. Es ist also z. B. ein Gleichrichter für 500 Amp. und 500 Volt Gleichstromspannung von gleicher Größe wie ein Gleichrichter für 500 Amp. und 110 Volt Gleichstromspannung.

Gleichrichter für bis 100 Amp. werden heute meist aus Glas angefertigt. Über 100 Amp. wendet man Eisengefäße an (Groß-Gleichrichter). Da bei Glasgleichrichtern das Vakuum allmählich nachläßt, ist ihre Lebensdauer begrenzt (mehrere Tausend Betriebsstunden). Groß-Gleichrichter mit Eisengefäßen werden mit einer Luftpumpe versehen, um die Luftleere dauernd auf der erforderlichen Höhe zu erhalten.

Der Spannungsabfall im Quecksilberlichtbogen ist unabhängig von der angelegten und abgenommenen Spannung. Er ist fast unabhängig von der abgegebenen Stromstärke. Der Wirkungsgrad eines Quecksilberdampf-Gleichrichters bleibt sonach bei allen Belastungen nahezu konstant. Andererseits muß aber der Wirkungsgrad eines Gleichrichters höher sein, wenn er mit höherer Spannung betrieben wird, da der Spannungsabfall im Gleichrichter derselbe bleibt, gleichgültig, ob er mit hoher oder niederer Spannung betrieben wird. So beträgt z. B. der Wirkungsgrad eines Gleichrichters der 500 Amp.-Type der Allg. Elektrizitäts-Ges., Berlin, bei 500 Volt etwa 94,5 vH, während er bei 110 Volt nur auf etwa 75 vH kommt.

Fig. 159 a zeigt die Schaltung eines Glas-Gleichrichters für Drehstrom. A , B , C stellen die Anoden, D die Kathode dar. E ist eine Hilfsanode, die mit

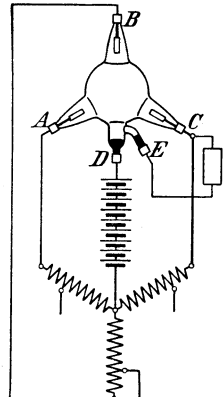


Fig. 159 a.

einer Phase des Drehstromes über einen Widerstand verbunden ist und zum Zünden dient. Die Kathode D ist mit dem Plus-Pol der Akkumulatorenbatterie verbunden. Der negative Pol der Batterie liegt am Sternpunkt eines Transformators, der meist erforderlich ist, um die verlangte Gleichstromspannung zu erhalten. Die anzulegende, verkettete Spannung des Drehstroms muß nämlich 1,6mal der verlangten Gleichstromspannung plus 28 Volt sein. Wird z. B. ein Gleichstrom von 220 Volt verlangt, so würde der verkettete Drehstrom gerade die gebräuchliche Spannung von 380 Volt haben müssen. Der Transformator wäre in diesem Falle zu entbehren. Der negative Pol des Gleichstromes liegt dann am Nulleiter des Drehstromnetzes. Der abgegebene Gleichstrom ist pulsierend.

Als Vorzüge der Quecksilberdampf-Gleichrichter sind zu nennen: Hoher Wirkungsgrad (zumal bei höheren Spannungen), geringe Wartung, leichte Inbetriebsetzung, leichtes Parallelschalten ohne Synchronisierung, wenig Abnutzung, Geräuschlosigkeit, geringes Gewicht, große Überlastungsfähigkeit.

Anwendungsgebiete: Laden von kleinen Akkumulatoren, Ausführung dann meist für Einphasen-Wechselstrom, bei geringer Leistung. Bei mittleren Leistungen: für Drehstrom, Anschluß an Gleichstromzentralen, Ersatz für Akkumulatoren.

Bei großen Leistungen: Groß-Gleichrichter für Anschluß ganzer Orte mit Gleichstrom an Drehstrom-Fernkraftwerke, Straßenbahnbetrieb.

VI. Elektrische Beleuchtung.

a) Grundbegriffe. Einheit der Lichtstärke J ist in Deutschland die horizontale Lichtstärke der Hefnerlampe (1 Hefnerkerze = 1 HK), d. h. die Lichtstärke, die eine Amylazetlampe bei 40 mm Flammenhöhe und einem Dochtdurchmesser von 8 mm in horizontaler Richtung aussendet. Die gesamte, von einem leuchtenden Punkte ausgestrahlte Energie, die gesamte Lichtmenge, breitet sich kugelförmig aus. Lichtstrom Φ ist die auf eine Fläche auffallende Lichtmenge. Einheit des Lichtstromes ist durch diejenige Lichtmenge gegeben, die auf 1 m^2 einer Kugeloberfläche vom Radius 1 m auftrifft, wenn sich 1 HK im Kugelzentrum befindet. Einheit des Lichtstromes = 1 Lumen (Lm). In einem Raumwinkel ω wird von einer punktförmigen Lichtquelle von der Stärke J ausgestrahlt der Lichtstrom $\Phi = J \cdot \omega$ Lumen. Von 1 HK geht der Lichtstrom 4π Lumen, von J HK gehen $4\pi J$ Lumen aus. 1 m^2 einer Kugeloberfläche (Radius = r m) erhält von einer punktförmigen Lichtquelle J HK einen Lichtstrom $\frac{4\pi J}{4\pi r^2} = \frac{J}{r^2}$ Lumen. $S \text{ m}^2$ erhalten $\frac{J \cdot S}{r^2}$ Lumen. Beleuchtung E ist die Lichtstromdichte oder der Lichtstrom pro m^2 belichteter Fläche. $E = \frac{\Phi}{S} = \frac{J}{r^2}$. Einheit der Beleuchtung = 1 Lux = $\frac{1 \text{ Lumen}}{1 \text{ m}^2}$. (Meterkerze nicht mehr gebräuchlich, weil „Kerze“ nicht gleichbedeutend mit Hefnerkerze).

Ungleichmäßigkeit der Beleuchtung ist das Verhältnis der maximalen zur minimalen Horizontalbeleuchtung — wagerechte Komponente — der in Frage kommenden Gesamtfläche. Flächenhelle e (Glanz) eines Leuchtkörpers ist das Verhältnis der Lichtstärke J HK zur Oberfläche $s \text{ cm}^2$ des leuchtenden Körpers. $e = \frac{J}{s}$. Einheit = 1 HK pro cm^2 .

Spezifischer Effektverbrauch ist der Verbrauch an Watt pro Hefnerkerze.

Spezifischer Verbrauch der Beleuchtung ist der Verbrauch an Watt für 1 Lux mittlere Horizontalbeleuchtung und 1 m^2 Fläche.

b) Glühlampen. Nach den Verbandsvorschriften ist bei Glühlampen die mittlere horizontale Lichtstärke (HK) anzugeben.

Kohlenfadenlampen, große Widerstandsfähigkeit gegen Erschütterungen, geringer Preis. Lichtstärke von Spannungsschwankungen stark abhängig.

Werden für Spannungen bis 250 Volt und Lichtstärken von 5, 10, 16, 25, 32, 50 und 100 HK marktgängig fabriziert. Spezifischer Verbrauch ca. 3 bis 4 Watt/HK, Lebensdauer (Nutzbrenndauer) 300 bis 800 Stunden (20 vH. Abnahme der Lichtausbeute). Metallisierte Kohlenfadenlampen haben etwa 2,5 Watt/HK. Nutzbrenndauer rd. 500 Stunden, empfindlicher gegen Erschütterungen als die gewöhnliche Kohlenfadenlampe. Metalldrahtlampen mit gezogenem Leuchtdraht aus Wolframmetall (Osram-, Wotan-, Sirius- usw. Lampen) haben die sog. Metallfadenlampen mit ihrer geringen mechanischen Festigkeit des Leuchtkörpers verdrängt. Werden für 0,5 bis 2000 HK und 2 bis 260 Volt normal hergestellt. Spezifischer Verbrauch 1,1 bis 1,25 Watt/HK. Für Lampen höherer Spannung (220 Volt) 1 Watt/HK und für höhere Lichtstärken sogar 0,8 Watt/HK. Lebensdauer über 2000 Brennstunden bei nur 10 vH Lichtabnahme. Neuerdings Halbwattlampen für 600, 1000, 2000 und 3000 HK. Der niedrige Wattverbrauch von $\frac{1}{2}$ Watt/HK wird erzielt durch Anwendung einer Gasfüllung (Stickstoff unter rd. $\frac{2}{3}$ at Druck) zur Verhinderung der Verdampfung des Wolframdrahtes und durch besondere Gestaltung des Leuchtdrahtes, um seine Wärmeabgabe herabzusetzen. Lebensdauer über 800 Brennstunden bei nur 20 vH Lichtabnahme.

c) **Bogenlampen.** Nach den Verbandsvorschriften ist bei Bogenlampen die untere hemisphärische Lichtstärke J_{\ominus} und das Verhältnis der sphärischen J_{\odot} zur unteren hemisphärischen J_{\ominus} anzugeben. Sämtliche Lichtangaben sollen sich auf den betriebsmäßigen Zustand der Lampe beziehen, d. h. auf mittlere betriebsmäßige Stromstärke, betriebsmäßige Kohlensorte vom richtigen Durchmesser. Dünnere Kohlen oder höhere Stromstärke ergeben mehr Licht als normal. Als praktischer Effektverbrauch einer Bogenlampe gilt der Gesamtverbrauch eines Bogenlampenstromkreises, gemessen an der Abzweigstelle vom Netz, dividiert durch die Anzahl der Lampen. Der Verbrauch von Transformatoren, Drosselspulen, Vorschaltwiderständen ist also einzuschließen. Netzspannung ist anzugeben, da die Lichtausbeute teilweise von der Höhe und Art der Vorschaltung abhängig ist. Der praktische spezifische Effektverbrauch ist der Quotient aus dem praktischen Effektverbrauch und J_{\ominus} (bei n Volt Spannung). Angabe von J_{\ominus} genügt nur zum Vergleich gleichartiger Bogenlampen. Je nach Konstruktion der Lampe ergibt sich auch bei gleicher J_{\ominus} eine sehr verschiedenartige Lichtverteilungskurve und damit verschiedene Beleuchtung.

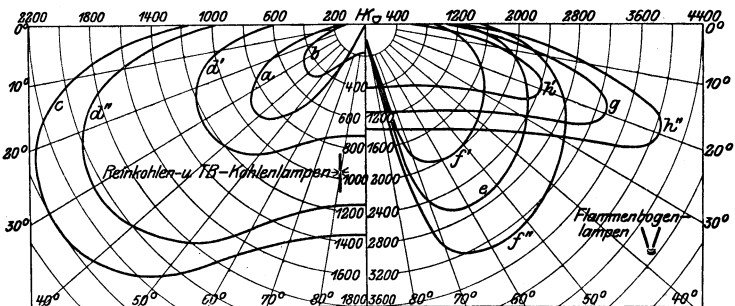


Fig. 160. Ausstrahlungskurven von Bogenlampen mit Klarglasglocke bei angenähert gleichem Verbrauch (≈ 440 Watt).

Zur Planung von Beleuchtungsanlagen ist immer die Kenntnis der Lichtverteilungskurven (Fig. 160) der einzelnen Lampensorten erforderlich. Man unterscheidet:

Offene } Bogenlampen { über- } einander- { Rein- } Kohlen { Gleichstrom
 Geschlossene } mit { neben- } stehenden { Effekt- } für { Wechselstrom.

Bezeichnung	Lampenart	Schaltung bei 110 Volt	Stromstärke Amp.	Verbrauch Watt	Lichtstärke HK	Spez. Verbrauch W/HK
a	Reinkohlenbogenlampe Gleichstrom	2 L. an 110 V	8	440	550	9,80
b	„ „ Wechselstrom mit Vorschaltwiderstand	g L. an 110 V	12	440	335	1,32
c	TB-Kohlenlampe (Axisl.) Gleichstrom . . .	3 L. an 110 V	12	440	2000	0,22
d'	„ „ Wechselstrom mit Vorschaltwiderstand	„	12	400	1030	0,39
d''	TB-Kohlenlampe (Axisl.) Wechselstrom mit Vorschalt-drossel	„	15	425	1710	0,25
e	Flammenbogenlampe ohne dioptr. Glocke Gleichstrom	2 L. an 110 V	8	440	2200	0,20
f'	Flammenbogenlampe ohne dioptr. Glocke Wechselstrom mit Vorschaltwiderstand . . .	„	10	456	1620	0,28
f''	Flammenbogenlampe ohne dioptr. Glocke Wechselstrom mit Vorschalt-drossel	„	12	435	2700	0,16
g	Flammenbogenlampe mit dioptr. Glocke Gleichstrom	„	8	440	2040	0,22
h'	Flammenbogenlampe mit dioptr. Glocke Wechselstrom mit Vorschaltwiderstand . . .	„	10	456	1500	0,30
h''	Flammenbogenlampe mit dioptr. Glocke Wechselstrom mit Vorschalt-drossel	„	12	435	2480	0,18

Geschlossene Bogenlampen, um den Lichtbogen in sauerstoffarmer Luft zur Herabsetzung des Abbrandes der Kohlen brennen zu lassen (Sparbogenlampen). Effektkohlen (im Gegensatz zu Reinkohlen) enthalten Zusatz von Metallsalzen zur Erzielung höherer Lichtausbeute und besonderer Farbe des Lichtes.

Hauptstromlampen: Gesamtstrom der Lampe regelt den Kohlennachschub und stellt dauernd gleichen Verbrauch ein. Brennen bei jeder Spannung am Lichtbogen bei konstanter Stromstärke. Nur für Parallelschaltung.

Nebenschlußlampen: Der Kohlennachschub und der Verbrauch der Lampen werden vom Nebenschlußstrom, der von der Lichtbogenspannung abhängig ist, geregelt. Lampe regelt auf konstante Spannung. Für Parallelschaltung; können auch (bis 4 Stück) in Serie geschaltet werden. Durch Vorschaltwiderstand kann die Lichtstärke, d. h. die Stromstärke, bei gleichbleibender Lichtbogenspannung geregelt werden. Differentiallampe, regelt auf konstanten Strom und konstante Lichtbogenspannung. Läßt sich parallel und in größerer Zahl hintereinander schalten. Uhrwerklose Lampe (Becklampe) hat Kohlen mit Rippen, bei deren Abbrand die Kohlen gehärtet werden.

Vorschaltwiderstände sind nötig, um den Lichtbogen stabil zu machen und um die im Netz unvermeidlichen Spannungsschwankungen nicht allein der Lampe zukommen zu lassen (Beruhigungswiderstände).

Bei Wechselstromlampen nimmt man vorteilhaft an Stelle von Vorschaltwiderständen zwecks Energieersparnis Drosselspulen oder besser Transformatoren.

Reinkohlenlampen a) für Gleichstrom, zwei übereinanderstehende Kohlen, Lichtbogenspannung 40 bis 42 Volt, positive Kohle als Dochtkohle ausgebildet und gegen die negative Kohle etwa 60 vH stärker; 6 bis 15 Ampere.

b) für Wechselstrom, zwei übereinanderstehende Kohlen, Lichtbogenspannung etwa 30 Volt. Zwei gleich starke Dochtkohlen, 8 bis 18 Ampere.

Brenndauer normaler Reinkohlenlampen je nach Größe 12 bis 22 Stunden.

Dauerbrandlampen, meist für kleine Stromstärken, Gleichstrom, Einzelschaltung an 110 Volt (Lichtbogenspannung rd. 80 Volt), brennen im abgeschlossenen Luftraum, zwei gleich starke, dünne Homogenkohlen. 4 bis 7 Ampere. Brenndauer rd. 100 Stunden mit einem Kohlensatz.

Flammenbogenlampen (Effektlampen). Stark gedochtete Kohlen stehen nebeneinander, Lichtbogen nach unten, Lichtbogenspannung rd. 45 Volt. Zwei Lampen hintereinander an 110 Volt. Für Gleichstrom (6 bis 12 Ampere) und Wechselstrom (8 bis 12 Ampere). Da Maximum der Ausstrahlung wesent-

lich nach unten, Anwendung für Schaufenster und Reklamebeleuchtung. Für Erlangung einer gleichmäßigeren Beleuchtung (Straßenbeleuchtung) sind Diopterglocken erforderlich. Brenndauer 7 bis 17 Stunden.

TB-Kohlen (von Gebr. Siemens) sind Effektkohlen für Bogenlampen mit übereinanderstehenden Elektroden (besonders für Straßenbeleuchtung).

Fig. 160 zeigt die Ausstrahlungskurven einiger Bogenlampen.

Quecksilberdampflampen, Quarzlampen bestehen aus luftleeren Röhren aus Glas oder Quarzglas mit eingeschmolzenen Elektroden, deren eine oder beide in etwas Quecksilber ragen. Bei der Inbetriebsetzung wird durch einmaliges Kippen eine Verbindung der beiden Elektroden durch das Quecksilber auf kurze Zeit herbeigeführt. Hierbei sich bildende Quecksilberdämpfe geben dem Strome weiteren Durchgang und als Lichtbogen das Leuchten der Lampe. Blaugrünes, fahles Licht. Da der Stromdurchgang abhängig von der Temperatur des Quecksilberdampfes ist, wird die Stromstärke der Lampen durch Einstellung der Abkühlungsverhältnisse des Rohres einreguliert. Fächerartige Kühler aus Kupferblech. Lampen nur für Gleichstrom. 4 Ampere bei 110 Volt. 2,5 und 3,5 Ampere bei 220 Volt. $J_{\ominus} = 1200$ bis 3000 HK. Einzelschaltung. Vorschaltwiderstände meist eingebaut. Garantierte Brennstundenzahl 1000. Vorteile der Lampe: Geringe Bedienungskosten, völlig ruhiges Licht.

Moorelicht. Lange, mit stark verdünnten Gasen gefüllte Röhren werden mit hochgespanntem Wechselstrom von rd. 50 Perioden/sek gespeist und strahlen dabei ein fast vollkommen diffuses Licht (nach Art der Geißlerschen Röhren) aus. Farbe je nach Gasfüllung. Erforderlich ist ein Hochspannungstransformator und eine Reguliervorrichtung, die den Gasdruck auf konstanten Wert hält, sowie eine Vorschaltrosselspule. Wirtschaftlichkeit etwa wie die der Metallfadlampen.

d) Verteilung der Beleuchtung.

Die mittlere Horizontalbeleuchtung in der Meße ebene 1 m über dem Fußboden soll betragen nach Uppenborn-Monach, Lehrbuch der Photometrie 1912, für

Spinnereien	15—20 Lux
Webereien (für helle Stoffe)	25—30 „
Webereien (für dunkle Stoffe)	30—40 „
Maschinenfabriken, Schlossereien	25—35 „
Metallbearbeitung	25—35 „
Feinmechanische Arbeiten	35—60 „
Druckereien, Setzereien	60—80 „
Hörsäle, Schulzimmer	35—60 „
Zeichensäle	60—80 „
Kaufmännische Bureaus	35—50 „
Verkaufsräume	35—60 „
Konzert- und Festsäle	40—60 „
Schaufenster	80—200 „
Nebenträume, Schlafzimmer, Hausgänge	5—10 „
Elegante Zimmer	20—30 „
Einfache Wohnzimmer, Speisezimmer	15—20 „
Hauptstraßen mit starkem Verkehr	3—12 „
Nebenstraßen mit starkem Verkehr	1,5—3 „
Nebenstraßen mit schwächerem Verkehr	0,5—1,5 „

Die Horizontalbeleuchtung beträgt bei Vollmond bei klarer Luft etwa 0,26 Lux.

Die Horizontalbeleuchtung berechnet sich aus der Ausstrahlungskurve Punkt für Punkt nach Fig. 161.

$$E_h = \frac{J}{r^2} \cos^3 \alpha = \frac{J \cdot h}{(h^2 + b^2)^{\frac{3}{2}}} \text{ Lux.}$$

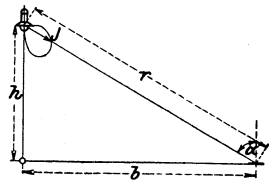


Fig. 161.

VII. Anlagen für Stromlieferung (Zentralen).

In den Figuren 162 bis 172 bedeuten:

A = Ausschalter,
MiA = Minimalausschalter,
U = Umschalter,
S = Sicherung,
V = Voltmeter,

Str = Stromzeiger,
L = Leistungszeiger,
Anl = Anlasser,
NR = Nebenschlußregler,
VR = Vorschaltwiderstand.

a) Normalschaltungen bei Gleichstrom.

Für Gleichstromzentralen kommen Nebenschlußmaschinen, seltener Kompoundmaschinen in Frage, und zwar können die Maschinen entweder für

Selbsterregung oder mit Netzerregung geschaltet werden. Fig. 162 gibt das Schaltungsschema für zwei Maschinen mit Netzerregung einer Zweileiteranlage. Netzerregung ist üblicher, da bei ihr stets die richtige Polarität an den Klemmen der einzelnen Maschinen gewährleistet ist. Voltmeter braucht nicht polarisiert zu sein. Für jede Maschine sind hier zwei getrennte Ausschalter (*A*) erforderlich, deren einer (in der Fig. 162 der rechte) auszuschalten ist, bevor der Erregerstromkreis abgeschaltet ist. Sind die Maschinen für Selbsterregung geschaltet, so ist ein Umpolen der Maschinen nicht ausgeschlossen. Das Voltmeter muß die Polarität erkennen lassen (Ausschlag nach beiden

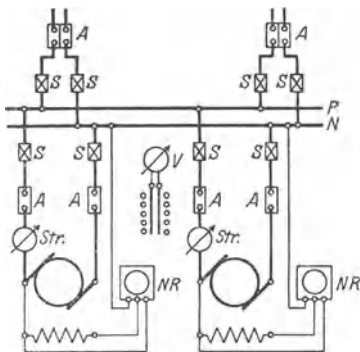


Fig. 162.

Seiten). Die Maschinenhauptschalter können bei Selbsterregung der Maschine gekuppelt sein (zweipoliger Schalter). Nebenschlußregulatoren für Maschinen, deren Erregerkreis ausgeschaltet werden soll, erhalten stets Kurzschlußkontakt (*q*), um vor dem Ausschalten die Magnetwicklung kurzzuschließen (Klemmen *q*, *s* = Schleifkurbel, *t* = Anschluß der Widerstände) (s. Fig. 100).

Bei Kompoundmaschinen ist eine sog. „Ausgleichleitung“ zwischen zwei gleichen Polen der zusammen arbeitenden Maschinen erforderlich (Fig. 163).

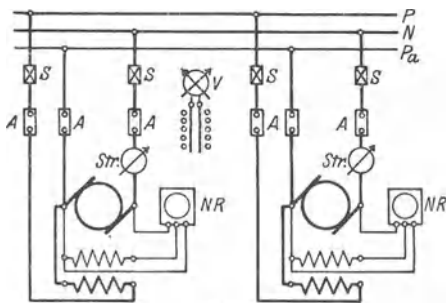


Fig. 163.

Ohne Ausgleichleitung würde es nicht möglich sein, die Belastung auf die Maschinen gleichmäßig zu verteilen, außerdem liegt beim Parallelschalten der Maschinen die Gefahr vor, daß sie umpolen. Beim Zuschalten einer neuen Maschine schaltet man zunächst den Schalter in der Ausgleichleitung und den im Kreise der Hauptschlußwicklung ein. Die Kompoundwicklung erhält dann schon, bevor die zuzuschaltende Maschine Strom liefert, einen Strom von der richtigen Richtung und von

bestimmter Größe. Der Anker kann dann wie der einer gewöhnlichen Nebenschlußmaschine an das Netz geschaltet werden. Beim Abschalten einer Kompoundmaschine ist der Schaltvorgang in umgekehrter Reihenfolge vorzunehmen.

Gleichstromanlagen mit Akkumulatoren. Die meisten Gleichstromanlagen sind mit Akkumulatoren ausgerüstet. Zweck der Akkumulatoren ist,

bald abgeschaltet werden. Da die Spannung eines Akkumulators je nach Ladezustand zwischen 1,8 und 2,75 Volt veränderlich ist, müssen bei einer Netzspannung von 110 Volt mindestens 61 Zellen angewandt werden, von denen (im geladenen Zustand) 6 Zellen abschaltbar sein müssen, wenn ein Einfachzellenschalter vorhanden ist. Bei einem Doppelzellenschalter müssen mindestens 21 Zellen abschaltbar sein, wenn die Netzspannung 110 Volt betragen soll, also gegen Ende der Ladung sämtlicher Zellen nur $\frac{110}{2,75} = 40$ Zellen an den Sammelschienen *P* und *N* liegen dürfen. Bei Netzen mit höheren Spannungen schaltet man nicht

Einzelzellen ab, sondern Gruppen von zwei Zellen, um nicht zuviel Zellen-schalterkontakte zu bekommen.

Will man beim Laden der Batterie die Spannung der Hauptdynamo nicht erhöhen, so muß eine Zusatzmaschine, angetrieben durch einen vom Netz gespeisten Motor, angewandt werden (Fig. 166). Diese Anordnung ist bei größeren Anlagen Regel. Ist nur ein Einfachzellenschalter vorgesehen

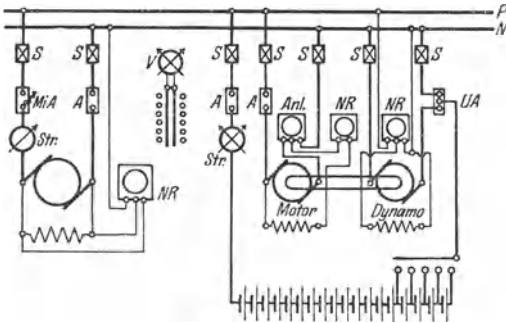


Fig. 166.

(wie in Fig. 166), so kann man zwar während der Ladung Strom bei normaler Netzspannung abnehmen, doch ist eine Aushilfe in der Batterie nicht vorhanden.

Dreileiteranlagen. Man hat hier zwei Verbraucherhälften, deren jede einen Außenleiter (+ oder -) erhält und die den Mittelleiter gemeinsam haben. Vorteil: Ersparnis an Leitungsmaterial. Der Mittelleiter führt nur die Differenz der Ströme in den Außenleitern. Die Verbrauchstellen der + - und - Seite sind voneinander unabhängig. Arbeiten die Stromerzeuger auf die beiden Außenleiter *P* und *N* (was meist der Fall ist), so kann die Spannung durch eine

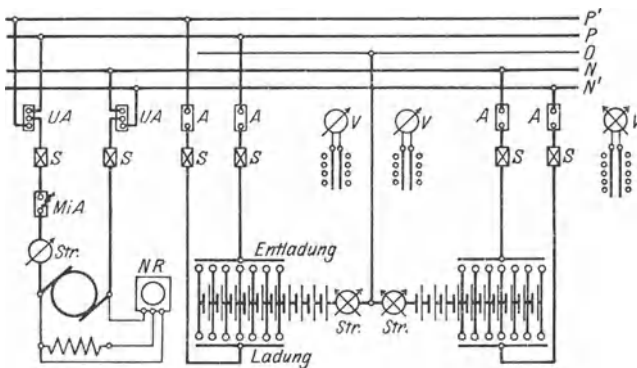


Fig. 167.

Batterie geteilt werden (Fig. 167). Es sind zwei Doppelzellenschalter vorhanden. Die Mitte der Akkumulatorenbatterie liegt am Nullleiter. Die Maschinen können auf die Außenleiter zur Unterstützung der Batterie oder auf die Ladesammelschienen *P'* und *N'* geschaltet werden. Maschinen

müssen zur Ladung mit erhöhter Spannung betrieben werden können. Wird die Spannung durch Ausgleichmaschinen (Fig. 168) geteilt, so sind zwei gleiche, in Reihe geschaltete Maschinen zwischen die Außenleiter

geschaltet. Sie werden mittels Anlasser als Motoren angelassen. Ihre Verbindung untereinander wird, bei Übereinstimmung ihrer Ankerspannungen mit

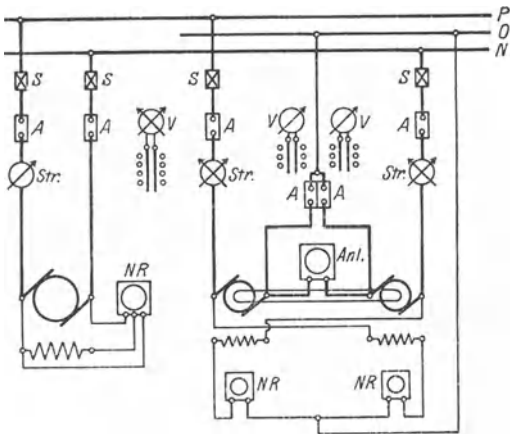


Fig. 168.

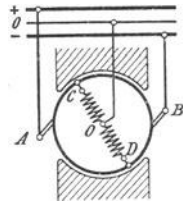


Fig. 169.
Spannungsleitung nach Dobrowolsky.

den Spannungen der Netzhälften, auf den Nulleiter geschaltet. Die Maschinen werden am besten so erregt, daß die Maschine der + -Seite ihre Erregung von der -Seite erhält und umgekehrt. Man erhält hierdurch einen besseren Ausgleich. Wird z. B. die + -Seite mehr belastet als die -Seite, so wird die Spannung auf der + -Seite sinken, die Maschine der -Seite erhält mithin

weniger Erregung, will als Motor schneller als die Maschine der + -Seite laufen, diese wird Generator und unterstützt die + -Seite. Bei den Dreileitermaschinen wird die Spannung in der auf die Außenleiter arbeitenden Maschine selbst geteilt. Nach Dolivo

Dobrowolsky (Fig. 169) verbindet man zwei diametral gegenüberliegende Punkte C und D des Ankers

über eine Drosselspule, deren Mitte O an den Nulleiter gelegt ist (Drosselspule meist außerhalb der Maschine, Anschluß über Schleifringe). Die Drosselspule führt dauernd einen mäßigen Wechselstrom ohne wesentlichen Energieverbrauch. Die Mitte der Drosselspule ist der Nullpunkt der Maschine. Der Gleichstrom findet in der Drosselspule so gut wie keinen Widerstand. Der dem Punkte O zufließende Strom ist die Differenz der Ströme in

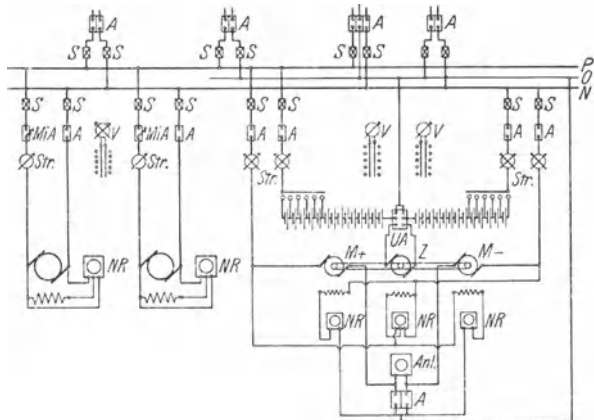


Fig. 170.

den Außenleitern. Größere Anlagen erhalten Ausgleichmaschinen und Batterie zur Spannungsteilung. Für Ladung der Batterie ist eine Zusatzmaschine, die von den Ausgleichmaschinen zugleich angetrieben wird, vorgesehen (Fig. 170). Die Hauptmaschinen arbeiten mit konstanter Spannung auf die Außenleiter P und N . Die beiden Pole der Batterie liegen über Einfachzellenschalter ebenfalls an P und N . Die Mitte der Batterie kann mittels Umschalter zur Spannungsteilung an die Nullschiene O gelegt werden, oder es kann zur Ladung die Zusatzmaschine Z (Lademaschine) zwischen die beiden Batteriehälften geschaltet werden. Die Zusatzmaschine wird von den beiden Ausgleichmaschinen $M+$ und $M-$ angetrieben. Diese sind über Kreuz erregt und werden mittels Anlasser, der zwischen ihnen liegt, angelassen. Sind die Spannungen der Maschinen $M+$ und $M-$ richtig eingestellt, so kann der Anlasser kurzgeschlossen werden (in der Figur durch den doppelpoligen Schalter ganz unten). Durch Erregung der Zusatzmaschine Z wird der Ladestrom eingestellt. Bei der Ladung liegt der Umschalter UA nach unten. Die Spannungsteilung erfolgt durch die Ausgleichmaschinen $M+$ und $M-$, da bei kurzgeschlossenem Anlasser die Verbindung zwischen den Ankeren $M+$ und $M-$ an die Nullschiene gelegt ist. Die Spannung wird also bei Ladung der Batterie durch das Ausgleichaggregat, bei Entladung der Batterie durch die Batterie oder durch das Ausgleichaggregat oder durch beide zusammen geteilt.

b) Regelung und Parallelschaltung von Gleichstrommaschinen. Nebenschlußgeneratoren werden in erster Linie von Hand mittels eines Nebenschlußreglers im Erregerstromkreise (Fig. 100 und 101) geregelt. Damit beim Abschalten des Erregerstromes infolge der Gegen-EMK der Selbstinduktion die Erregerwicklung nicht durchschlägt, erhalten die Nebenschlußregulatoren einen Kurzschlußkontakt q (Fig. 100), der vor dem Ausschalten die Erregerwicklung kurzschließt, so daß der Extrastrom auslaufen kann. Selbsttätige Regelung der Maschinenspannung erhält man, wenn man ein von der Nutzspeisung betätigtes Relais auf einen Motor wirken läßt, der auf den Kontakthebel des Nebenschlußreglers mittels Schnecke und Schneckenrad arbeitet. Diese Regelung ist träge, schnelle Schwankungen der Spannung können mit ihr nicht ausgeglichen werden. Momentane Selbstregelung erzielt man durch Anwendung von Compoundwicklung (siehe S. 797). Eine gut compoundierte Maschine hält die Spannung bei allen Belastungen praktisch konstant (Anwendung bei Bahnen ohne Pufferbatterie). Die Maschinenspannung kann auch durch Einstellen der Drehzahl der Maschine geregelt werden.

Parallelschalten von Gleichstromnebenschlußmaschinen. Betrieb einfach und ohne Schwierigkeiten. Maschinen sollen möglichst gleiche elektrische Eigenschaften haben. Die Regler der Dampfmaschinen müssen gut statisch sein, weil sonst Schwingungen eintreten können, die die Leistung zwischen den parallelgeschalteten Maschinen hin und her pendeln lassen. Gleichstrommaschinen können parallelgeschaltet werden, wenn sie gleiche und in bezug auf das Netz gleichgerichtete Spannungen haben. Compoundmaschinen, Bedingungen zum Parallelschalten siehe S. 832.

Pufferbatterien werden Gleichstrommaschinen parallelgeschaltet und haben den Zweck, bei starken, stoßweisen Stromschwankungen die Maschinen zu unterstützen, während sie in den Perioden schwacher Belastung von den Maschinen aufgeladen werden. Die Belastung der Maschinen soll möglichst gleichmäßig werden. Damit Pufferung eintritt, ist erforderlich, daß die Maschinen großen Spannungsabfall bei Belastung haben; das bedeutet aber starke Schwankungen der Netzspannung. Besser ist es deshalb, nach Pirani (Fig. 171) in den Pufferbatteriekreis eine Zusatzmaschine G zu schalten, die, von einem Motor M angetrieben, ihre Erregung von einer direktgekuppelten Erregermaschine E erhält, deren Spannung wieder vom Belastungszustand des Netzes abhängig ist. Wächst die Belastung des Netzes, so wird die Zusatzdynamo stärker erregt, ihre EMK setzt sich zur EMK der Batterie zu, so daß

sie einen größeren Entladestrom abgibt. Der Erregermaschine gibt man vorteilhaft noch eine Nebenschlußwicklung, die an die Klemmen der Pufferbatterie angeschlossen ist, womit man erreicht, daß die Erregung der Zusatzmaschine bei starkem Netzverbrauch positiv, bei mittlerem Verbrauch Null und bei geringem Verbrauch negativ wird.

c) Normalschaltungen bei Drehstrom.

Die Schaltung von Wechselstrom - (Drehstrom-) Anlagen ist im allgemeinen von der von Gleichstromanlagen nur verschieden durch die Anwendung besonderer Erregermaschinen oder Erregerstromquellen.

Um die Belastung der Maschinen zu erkennen, genügt es auch nicht mehr wie bei Gleichstrom, nur allein die Stromstärke neben der Spannung zu messen, sondern es wird, da mit dem Leistungsfaktor zu rechnen ist, die Anwendung von Wattmetern (Leistungszeigern) erforderlich. Einzelne Wechselstromgeneratoren können durch angebaute Erregermaschinen erregt werden, oder es kann Zentralerregung von einem besonderen Gleichstromnetz aus angewandt werden. Im ersteren Falle kommen am besten Hauptstrommaschinen in Anwendung. Der Erregerkreis erhält dann einen Stromzeiger und einen Regulierwiderstand zum Einstellen der Erregung der Wechselstromdynamo.

Größere Wechselstromanlagen erhalten Zentralerregung. Fig. 172 stellt das Schema einer Drehstromanlage mit Zentralerregung dar. Der Gleichstrom konstanter Spannung wird von Nebenschlußmaschinen erzeugt, die von besonderen Maschinen (Dampfmaschinen, Turbinen oder Drehstrommotoren) angetrieben werden. Es sind stets zwei Erregermaschinen vorzusehen, damit Aushilfe vorhanden ist. Werden die Maschinen durch Drehstrommotoren angetrieben, so wird zur ersten Inbetriebsetzung eine

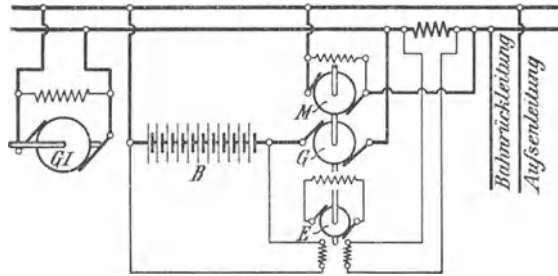


Fig. 171. Piranische Anordnung.

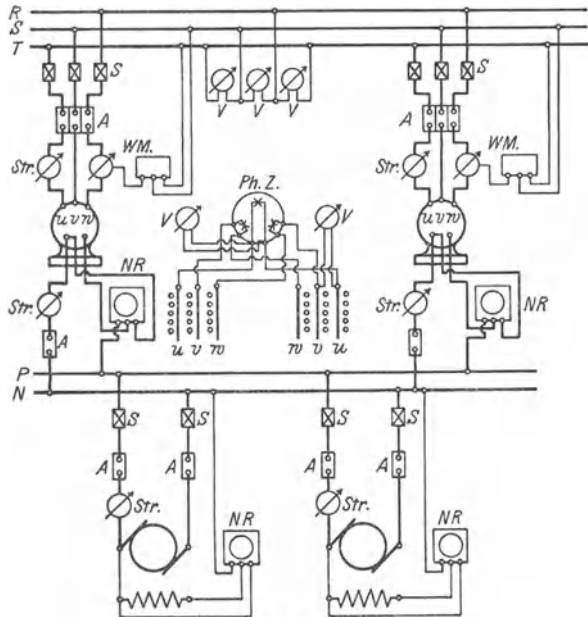


Fig. 172.

werden die Maschinen durch Drehstrommotoren angetrieben, so wird zur ersten Inbetriebsetzung eine

fremde Stromquelle erforderlich, außerdem sieht man eine Batterie als Aushilfe vor. Auf der Wechselstromseite sind außer den Schaltern, Sicherungen, Stromzeiger, Leistungszeiger (Schaltung in Fig. 172 nach Schema auf S. 781, Fig. 96) drei Voltmeter an den Sammelschienen und eine Vorrichtung zum Phasenvergleich (beim Parallelschalten) vorgesehen. In Hochspannungsanlagen werden statt der Sicherungen meist Maximalrelais vorgesehen. Diese sind meist an die Schalter, die hier als Ölschalter ausgeführt sind, angeschlossen. Die Meßinstrumente erhalten in Hochspannungsanlagen Anschluß an Meßtransformatoren (s. Fig. 73 und 74). Bei Hochspannung wendet man auch vorteilhaft ein Doppelsammelschiensystem an, da dies Arbeiten am Netz erleichtert und Betriebsstörungen durch geeignete Umschaltung schnell behoben werden können.

d) Parallelschalten von Wechselstrommaschinen.

Wechselstrommaschinen, die parallel geschaltet werden sollen, müssen gleiche Spannung, gleiche Frequenz, möglichst gleiche Kurvenform und gleiche Phase haben, sie müssen im Tritt sein. Um die Phasen zu vergleichen, bedient man sich der Glühlampen, die entweder direkt oder unter Zwischenschaltung von Transformatoren (bei Hochspannung) zwischen die Pole der aufeinander zu schaltenden Maschinen geschaltet werden. Verbindet man korrespondierende Klemmen der Maschinen über Lampen, so sind die Maschinen im Tritt, wenn die Lampen dunkel bleiben; es kann parallel geschaltet werden, wenn die sonstigen Bedingungen (siehe oben) erfüllt sind (Dunkelschaltung). Vertauscht man die Lampenleitungen, so daß nicht zusammengehörige Pole der Maschinen über Lampen verbunden sind, so sind die Maschinen im Tritt, wenn die Lampen hell brennen (Hellschaltung). Um bei Dunkelschaltung, die gebräuchlicher ist als Hellschaltung, besser erkennen zu können, daß die Lampen keine Spannung erhalten, daß also parallel geschaltet werden kann, schaltet man vorteilhaft parallel zu einer Lampe ein sog. Nullvoltmeter, d. i. ein Voltmeter, das die höchst auftretende Spannung verträgt, kleine Spannungen aber noch gut ablesen läßt. Solange die Maschinen noch nicht im Tritt sind, und solange die Frequenzen der Maschinen nicht übereinstimmen, werden die Lampen periodisch hell und dunkel. Um Drehstrommaschinen parallel zu schalten, muß außer obigen Bedingungen noch die Bedingung erfüllt werden, daß der Drehsinn des Drehfeldes der beiden Maschinen derselbe ist. Um Phasengleichheit festzustellen, kann man wieder Lampen (hier drei) in Hell- oder Dunkelschaltung anwenden. Vertauscht man nach Michalke an einer Drehstrommaschine die Anschlüsse zweier Lampen, so leuchten die Lampen nacheinander auf. Die Reihenfolge des Aufleuchtens der in einem Kreise angeordneten Lampen läßt erkennen, welche der parallel zu schaltenden Maschinen schneller oder langsamer läuft. Im Schema (Fig. 172) ist die Schaltung nach Michalke vorgesehen. Phasengleichheit herrscht, wenn die im Schema oben gezeichnete Lampe dunkel ist.

Da beim Parallelschalten von Wechselstrommaschinen Frequenz und Phase genau eingestellt werden müssen, ist für den Antrieb der Maschinen erforderlich, daß die Drehzahl mit größter Genauigkeit einreguliert werden kann. Abgesehen von Wasserturbinenantrieb, wo durch Belastung der Maschinen geregelt wird, wird die genaue Einstellung der Drehzahl durch Verstellung des Regulators der Antriebsmaschine vorgenommen. Dies kann auch von der Schalttafel aus geschehen, wenn man das Laufgewicht oder die Federspannung des Regulators mit Hilfe eines kleinen am Regulator angebauten Elektromotors, der von der Schalttafel aus bedient wird, verschiebt bzw. ändert. Die Belastung der einzelnen parallelgeschalteten Maschinen kann durch die Erregung der Maschinen nicht eingestellt werden. Bei Änderung der Erregung der einen oder anderen Maschine würde diese nur phasenverschobenen Strom aufnehmen (s. S. 808, Synchronmotor). Die Leistung einer Wechselstrommaschine kann nur durch Änderung des Antriebsdrehmomentes, also durch Verstellung des Regulators geändert werden. Der Zentrifugalregulator muß gut statisch sein, damit er nicht in Schwingungen gerät (u. U. Ölbremse

des Reglers). Geschwindigkeitsänderung etwa 5 vH zwischen Vollbelastung und Leerlauf ohne Reglervorstellung. Parallelgeschaltete Wechselstrommaschinen laufen synchron. Eine Voreilung der einen Maschine würde eine Mehrbelastung, die bremsend wirkt, eine Nacheilung würde eine Entlastung, die antreibend wirkt, bedeuten. Die Maschinen halten sich durch die „synchronisierenden Kräfte“ im Tritt. Der Parallelbetrieb kann durch Schwingen (Pendeln) der Maschinen gestört werden. Eigenschwingungen können bei jeder Art Antrieb der Maschinen vorkommen und treten immer auf, wenn der Synchronismus gestört ist (z. B. bei Parallelschalten einer Maschine, die nicht vollkommen im Tritt war). Infolge der synchronisierenden Kraft wird das dynamische Gleichgewicht unter Schwingen wieder hergestellt. Dauer der einzelnen Schwingungen ist abhängig von dem Trägheitsmoment der bewegten Massen und von der Selbstinduktion der Maschine. Meist klingen Eigenschwingungen infolge von Dämpfung bald aus.

Erzwungene Schwingungen der Wechselstrommaschinen werden durch die Antriebmaschine verursacht, wenn deren Antriebsdrehmoment während einer Umdrehung nicht konstant ist (Kolbenmaschinen, Gasmaschinen). Arbeit eine Maschine allein auf das Netz, so läßt sich der Ungleichförmigkeitsgrad

$$\frac{n_{\max} n_{\min}}{n_{\text{mittel}}}$$

nach den Regeln des Maschinenbaues ermitteln. Arbeiten Wechselstrommaschinen parallel, so tritt durch „Mitschwingen“ der Maschinen (Eigenschwingungen mit den erzwungenen Schwingungen) eine Vergrößerung des Ungleichförmigkeitsgrades ein. Nach Görges ist diese Vergrößerung gegeben durch den „Resonanzmodul“:

$$\zeta = \pm \frac{T_0^2}{T_0^2 - T_a^2}$$

wenn keine Dämpfung vorhanden ist. Hierbei ist:

- T_0 die Eigenschwingungsdauer der Wechselstrommaschinen;
- T_a die Schwingungsdauer der Antriebsmaschinen.

Ist $T_0 = T_a$ so wird $\zeta = \infty$; d. h. Parallelbetrieb ohne Dämpfung ist nicht möglich, da Resonanz vorhanden. Die Maschinen fallen aus dem Tritt. Für sicheren Betrieb soll $T_0 > T_a$ gewählt werden. Man erreicht dies durch große Schwungmassen. Die Schwingungen selbst können durch die Dämpfung (Dämpferwicklung nach Hutin und Leblanc) abgeschwächt resp. verhindert werden. Dämpfung ist nicht immer angebracht. Schwache Dämpfung verhindert die Eigenschwingungen, zu starke Dämpfung verhindert die erzwungenen Schwingungen, d. h. sie verhindert die Wirkung der Schwungmassen. Dies bedeutet Leistungsschwankungen der Maschinen. Dämpferwicklung meist bei Maschinen mit ziemlich gleichförmigem Antrieb und wenig Schwungmassen und bei denen leicht starke Schwingungen infolge Resonanz auftreten. (Sehr eingehende Abhandlungen über Parallelbetrieb von Wechselstrommaschinen s.: Görges, E. T. Z. 1900, 1903 und Phys. Zeitschr. 1909, sowie Rosenberg, E. T. Z. 1902, 1903. S. auch Kapitel „Schwungradberechnung“.)

e) Leitungen. Nach den „Vorschriften für die Errichtung elektrischer Starkstromanlagen nebst Ausführungsregeln“ des Verbandes Deutscher Elektrotechniker gilt folgendes:

Leitungen müssen, soweit nicht die Verwendung blanker Leitungen gestattet ist, mit einer Isolierhülle versehen sein, deren Haltbarkeit und Isolierfähigkeit den Betriebsverhältnissen entspricht. Man unterscheidet:

Blanke Leistungen, besonders für Freileitungen. Material, Kupfer, Aluminium, Eisen, Bronze, letztere mehr aus Festigkeitsgründen. Verlegung auf Isolatoren (Porzellanglecken).

Gummibandleitungen, nur geeignet zur festen Verlegung über Putz in trockenen Räumen für Spannungen bis 125 Volt.

Belastungstafel für isolierte Kupferleitungen und nicht im Erdboden verlegte Kabel
(§ 20 der Errichtungsvorschriften des Verbandes Deutscher Elektrotechniker).

Querschnitt in mm ²	Zulässige Belastung in Ampere bei einem Querschnitt von mm ²																					
	1	1,5	2,5	4	6	10	16	25	35	50	70	95	120	150	185	240	310	400	500	625	800	1000
Höchstzulässige Stromstärke in Amp.	11	14	20	25	31	43	75	100	125	160	200	240	280	325	380	450	540	640	760	880	1050	1250
Nennstromstärke für entsprechende Abschmelzsicherung in Amp.	6	10	15	20	25	35	60	80	100	125	160	190	225	260	300	360	430	500	600	700	850	1000

Blanke Kupferleitungen (nicht Freileitungen) bis 50 mm² unterliegen ebenfalls den Vorschriften der vorliegenden Tafel. Mit Rücksicht auf die mechanische Festigkeit ist nach den Verbandsvorschriften der geringst zulässige Querschnitt: für Leitungen an und in Beleuchtungskörpern 0,75 mm², für isolierte Leitungen bei Verlegung in Rohr oder auf Isolierkörpern, deren Abstand nicht mehr als 1 m beträgt 1 mm², für blanke Leitungen in Gebäuden sowie für isolierte Leitungen in Gebäuden und im Freien, bei denen der Abstand der Befestigungspunkte mehr als 1 m beträgt 4 mm², bei Freileitungen für Niederspannung 6 mm², bei Freileitungen für Hochspannung 10 mm².

Belastungstafel für im Erdboden verlegte Kabel
nach den Normalen des Verbandes Deutscher Elektrotechniker.

Art des Kabels	Zulässige Belastung in Ampere bei einem Querschnitt von mm ²																					
	1	1,5	2,5	4	6	10	16	25	35	50	70	95	120	150	185	240	310	400	500	625	800	1000
Einleiter für Gleichstrom, mit und ohne Prüfdraht	24	31	41	55	70	95	130	170	210	260	320	385	450	510	575	670	785	91	1035	1190	1380	1585
Zweileiter, versellt	—	—	—	42	53	70	95	125	150	190	230	275	315	360	405	470	545	635	—	—	—	—
Dreileiter, versellt	—	—	—	—	—	65	90	115	140	175	215	255	290	335	380	—	—	—	—	—	—	—
Dreileiter, versellt	—	—	—	—	—	65	85	110	135	165	200	240	280	315	360	420	490	570	—	—	—	—
Vierleiter, versellt	—	—	—	—	—	60	80	105	125	155	190	225	260	300	340	—	—	—	—	—	—	—
Vierleiter, versellt	—	—	—	—	—	57	75	100	120	150	185	220	250	290	330	385	445	—	—	—	—	—
Vierleiter, versellt	—	—	—	—	—	55	70	95	115	140	170	205	240	275	310	—	—	—	—	—	—	—

Der Tafel ist eine Übertemperatur von 25° C und die übliche Verlegungstiefe von etwa 70 cm zugrunde gelegt. Sie gilt, solange nicht mehr als zwei Kabel im gleichen Graben nebeneinanderliegen. Besonders verlegte Mittelleiter bleiben hierbei unberücksichtigt. Bei Anhäufung von Kabeln im Erdboden oder ähnlichen ungünstigen Verhältnissen empfiehlt es sich, die Höchstbelastung auf $\frac{3}{4}$ der in der Tafel angegebenen Werte zu ermäßigen. Die in den Tafeln angegebenen Stromstärken dürfen nur bei Betrieben mit stark und schnell schwankender Belastung, z. B. bei Förderanlagen, Walzwerken und dergleichen, überschritten werden. Die Tafel stellt keine unbedingte Vorschrift dar, sondern ist lediglich als Anhaltspunkt zu betrachten, weil die Betriebsverhältnisse bei Kabeln zu verschiedenen sind, um eine allgemein gültige Tafel aufstellen zu können.

Gebäude		Verlegungsarten	Schalter und Steckdosen	Beleuchtungskörper
Wohngebäude	Keller	a) Gummiaderleitungen auf Keller-, Mantel- oder Porzellanrollen	wasserdicht auf Putz	wasserdichte Armaturen
		b) Gummiaderleitungen in verbleitem oder Stahlpanzerrohr	einfache auf Putz	einf. Deckenbeleuchtung
	Erd-, I.—IV. Geschoß	a) Gummiaderleitungen in verbleitem oder Messingrohr auf Putz	offen auf Putz oder unter Putz	nach Wahl
		b) Gummiaderlitze auf Putz, Herunterführungen in Rohr		
	Dachgeschoß	a) Gummiaderleitungen in verbleitem Rohr auf Putz	offen auf Putz	einfach
b) Gummiaderleitungen auf Porzellanrollen				
Hauptleitungen	Im Keller in Rohr oder Kabel, als Steigeleitung in Rohr oder auf Register	—	—	
Geschäftsräume, Warenhäuser, Restaurants, Hotels usw.	Keller u. Dachgeschoß	In verbleitem oder Stahlpanzerrohr oder auf Keller-, Mantel- oder Porzellanrollen	offen auf Putz oder wasserdicht	einfach oder Armaturen
	Erd-, I.—IV. Geschoß	a) Gummiaderleitungen in Gummirohr, verbleitem oder Stahlpanzerrohr unt. Putz, mit Abzweigdosen in der Decke	offen auf Putz oder unter Putz	nach Wahl
		b) Gummiaderleitungen wie vor, unter Putz, ohne Abzweigdosen im Fußboden		
—	Hauptleitungen wie in Wohnhäusern nebst Not- und Wegebeleuchtung	—	—	
Maschinen- und Kesselhäuser, allgem. Fabriken	Gummiaderleitungen auf Rollen oder Isolatoren, Herunterführungen durch Rohr geschützt	offen auf Putz oder wasserdicht	wasserdicht	
Zement-Fabriken	Gummiaderleitungen auf Isolatoren oder Mantelrollen, ev. säurefeste Leitungen, Herunterführungen in Rohr	wasserdicht	wasserdicht	
Fabriken mit säurehaltigen Dämpfen	Blanke Leitungen gestrichen auf Isolatoren oder säurefeste Leitungen, Herunterführungen in Stahlpanzerrohr	wasserdicht	Armaturen	
Fabriken mit explosionsgefährlichen Dämpfen	Die Räume selbst sowie Nebenräume komplett verschraubtes Rohrnetz (Stahlpanzerrohr)	wasserdicht verriegelt	verschraubte Armaturen	
Autogaragen	Gummiaderleitungen in verbleitem oder Stahlpanzerrohr	wasserdicht verriegelt	Armatur., Handlampen n.d. neuen Min.-Verordnung	
Brauereien, Brennereien und landwirtschaftl. Betriebe	Gummiaderleitungen oder säurefester Draht auf Isolatoren, Herunterführungen möglichst zu vermeiden.	wasserdicht Stallschalter	Armaturen	

Gummiaderleitungen (mit wasserdichter Isolierhülle) für feste Verlegung unter Putz nur in Rohren, über Putz für Spannungen bis 1000 Volt und zum Anschluß transportabler Stromverbraucher bis 500 Volt.

Spezialgummiaderleitung, geeignet zur festen Verlegung für jede Spannung, bei Anschluß transportabler Stromverbraucher bis 1500 Volt.

Panzeraderleitung, geeignet zur festen Verlegung für Spannungen bis 1000 Volt, bei transportablen Stromverbrauchern bis 500 Volt. Die Umklöppelung aus Stahlraht ist vor Rost und mechanischer Beschädigung zu schützen.

Rohr- und Falzdrähte, sind Gummiaderleitungen mit Metallmantel (feste Verlegung bis 1000 Volt).

Gummiaderschnüre, zur festen Verlegung für Spannungen bis 1000 Volt und zum Anschluß an transportable Stromverbraucher bis 500 Volt.

Fassungsader n, zur Installation in und an Beleuchtungskörpern für Spannungen bis 250 Volt.

Pendelschnur, enthält eine Traglitze, geeignet für Schnurzugpendel bis 250 Volt Spannung.

Für Verlegung in der Erde oder in Kanälen kommen in Frage: Blanke Bleikabel, asphaltierte Bleikabel und armierte asphaltierte Bleikabel.

Elektrische Leitungen sind so zu bemessen, daß sie bei den vorliegenden Betriebsverhältnissen genügende mechanische Festigkeit aufweisen und keine unzulässige Erwärmung annehmen können. Es gilt folgendes:

Die Zusammenstellung Seite 841 (veröffentlicht von der Allgemeinen Elektrizitäts-Gesellschaft, Berlin) soll eine annähernde Übersicht über die bei der Leitungsverlegung zu wählenden Werkstoffe in den verschiedenen Räumlichkeiten bieten.

Berechnung der Leitungen. Für die Bestimmung des Leiterquerschnitts kann ausschlaggebend sein: die Wirtschaftlichkeit, der zulässige Spannungsverlust oder die Erwärmung der Leitung. Mit Rücksicht auf Wirtschaftlichkeit wird der Leiterquerschnitt so berechnet, daß die gesamten Kosten der Leitungsanlage (Errichtung, Verzinsung, Abschreibungen, jährlicher Energieverlust in der Leitung und im Kraftwerk) ein Minimum werden. Da die Rechnung nach diesen Gesichtspunkten meist nicht durchführbar ist, berechnet man die Leitung meist so, daß der Leitungsverlust in der Leitung in zulässigen Grenzen bleibt. Ist die Spannung an der Verbrauchsstelle festgelegt, so muß die Leitung unter Grundlegung des zulässigen Spannungsverlustes mit Berücksichtigung der größten zu erwartenden Stromstärke berechnet werden. Speiseleitungen zu Speisepunkten, Verbindung dieser untereinander zum Ausgleich der Spannungsverluste. Den Speiseleitungen soll auf ihre ganze Länge kein Strom entnommen werden. Man läßt in ihnen 6 bis 15 vH Spannungsverlust zu. Kommt die zulässige Erwärmung der Leitung bei der Berechnung in Frage, so werden die Querschnitte nach der auf S. 840 gegebenen Belastungstafel gewählt.

Es sei

E_1 = Spannung am Anfang der Leitung in Volt;

E_2 = Spannung am Ende der Leitung in Volt;

\mathcal{Q}_1 und \mathcal{Q}_2 die Leistungen am Anfang und Ende in der Leitung in Watt;

R der Ohmsche Widerstand der einfachen Leitung in Ohm;

I die Stromstärke in der Leitung in Ampere;

q der Querschnitt der Leitung in mm^2 ;

l die Länge der einfachen Leitung in m;

$\rho_{\mathcal{L}}$ der prozentuale Leistungsverlust in der Leitung bezogen auf die Leistung \mathcal{Q}_2

φ_1 und φ_2 die Winkel der Phasenverschiebung am Anfang und Ende der Leitung.

Wird der Strom nur am Ende der Leitung abgenommen, so beträgt bei Gleichstrom:

der Spannungsverlust $V_E = E_1 - E_2 = 2 \cdot I \cdot R$ Volt;

$$R = \frac{l \cdot \sigma}{q} \text{ Ohm; } \sigma = \text{spez. Widerstand}$$

der Leistungsverlust $V_Q = Q_1 - Q_2 = 2 I^2 \cdot R$ Watt.

Wird p_Q angenommen, so errechnet sich der Leiterquerschnitt aus:

$$q = \frac{200 \cdot l \cdot Q_2 \cdot \sigma}{p_Q \cdot E_2^2} \text{ mm}^2.$$

Bei Wechselstrom und Drehstrom gelten dieselben Formeln wie für Gleichstrom, wenn die Belastung induktionsfrei ist (Glühlichtbelastung). Ist die Belastung induktiv, so wird bei Wechselstrom (einphasig)

$$q = \frac{200 \cdot l \cdot Q_2 \cdot \sigma}{p_Q E_2^2 \cos^2 \varphi_2},$$

bei Drehstrom

$$q = \frac{100 \cdot l \cdot Q_2 \cdot \sigma}{p_Q E_2^2 \cos^2 \varphi_2}.$$

Da man zur Fortleitung ein und derselben Leistung bei Drehstrom bei gleichem Leistungsverlust nur die Hälfte des bei Einphasenstrom erforderlichen Querschnittes nötig hat, folgt, daß der Kupferaufwand bei Drehstrom (3 Leitungen) nur $\frac{3}{4}$ von dem bei Einphasenstrom (2 Leitungen) erforderlichen beträgt.

Der Gesamtleistungsverlust wird bei Einphasenstrom $V_Q = 2 I^2 R$ Watt,
bei Drehstrom $V_Q = 3 I^2 R$ Watt.

Spannungsverluste V_E bei Wechselstrom.

Sind die Leitungen frei von Selbstinduktion und Kapazität, so gelten für den Spannungsverlust dieselben Formeln wie bei Gleichstrom. Es ist nur ohmscher Spannungsverlust vorhanden.

Dieser ist bei Einphasenstrom $V_E = 2 \cdot I \cdot R$ Volt,

bei Drehstrom $V_E = \sqrt{3} I \cdot R$ Volt.

Meist hat die Leitung noch Selbstinduktion (Freileitungen). Der induktive Spannungsabfall von der Größe $E_s = 2 \pi \nu L I$ addiert sich geometrisch zum ohmschen Spannungsabfall

$$V_E = 2 I R \hat{+} 2 \pi \nu L I.$$

Vorteilhaft wird die Rechnung auf zeichnerischem Wege durchgeführt. Der Ohmsche Spannungsabfall fällt in Richtung von I , der induktive Spannungsabfall steht senkrecht auf I . Bei langen Freileitungen kann E_s ziemlich hohe Werte annehmen. Berechnung von L für eine Hin- und Rückleitung s. S. 757. Über Skineffekt s. S. 769. Bei Kabeln und bei hohen Spannungen spielt die Kapazität eine wesentliche Rolle. Die Wirkung der Kapazität kann so groß werden, daß im Netz ein beträchtlicher Strom fließt, ohne daß am Ende der Leitung Verbrauchsapparate angeschaltet sind. Die Kapazität einer Leitung äußert sich in einer Kapazitätsspannung

$$E_s = \frac{I}{2 \pi \nu C}, \quad \text{und es ist hier} \quad V_E = 2 I R \hat{+} \frac{I}{2 \pi \nu C}.$$

Schwierig werden die Rechnungen, wenn in einer Leitung Selbstinduktion und Kapazität zusammen vorhanden sind.

Verteilungsleitungen gehen von den Speisepunkten aus und dienen, wie der Name sagt, zur Weiterführung der elektrischen Energie nach den einzelnen Konsumstellen. Verteilungsleitungen können als offene oder geschlossene Leitungen ausgeführt werden.

Offene Leitungen haben ihre Stromzuführung nur auf einer Seite (Fig. 173). Den geschlossenen Leitungen wird der Strom an zwei oder mehreren Stellen (Speisepunkten) zugeführt. (In Fig. 174 bei I u. II.)

Ringleitungen sind solche, die von einem Speisepunkt ausgehen und zu ihm wieder zurückführen. Sie stellen also auch geschlossene Leitungen dar. Von den Verteilungsleitungen gehen wieder die eigentlichen Installationsleitungen zu den Verbrauchern ab. Meist läßt man in der Verteilungsleitung und der Installationsleitung zusammen einen Spannungsverlust von 4 vH der Verbraucherspannung zu und berechnet die Leitung auf konstanten Querschnitt auf der ganzen Länge oder auf konstante Stromdichte. Seltener wird die Leitung auf geringsten Kupferaufwand berechnet.

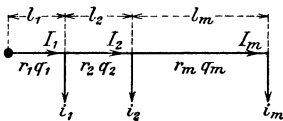


Fig. 173.

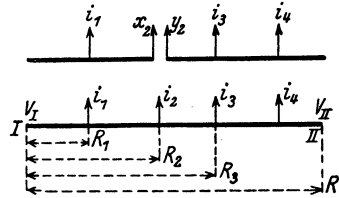


Fig. 174. Schematische Darstellung der Schnittmethode.

In Fig. 173 sei eine offene Leitung schematisch dargestellt (als Doppelleitung zu denken). Am Knotenpunkt wird der Strom I_1 zugeführt. In der Entfernung l_1 wird i_1 ; $l_1 + l_2$ wird i_2 usw. von der Verteilungsleitung abgenommen. Es ist ersichtlich, daß der gesamte Spannungsabfall in der ganzen Leitung gleich ist der Summe der Spannungsverluste in den einzelnen Leiterabschnitten l_1 ; l_2 usw., mithin:

$$V_E = 2 \left(I_1 \frac{l_1 \sigma}{q_1} + I_2 \frac{l_2 \sigma}{q_2} + \dots + I_m \frac{l_m \sigma}{q_m} \right) = 2 \sum_1^m \frac{I \cdot l}{q} \cdot \sigma.$$

Hier bedeuten I die Stromstärken in den einzelnen Leiterstrecken, l die einfachen Längen der Leiterabschnitte. Ist r = Widerstand der einfachen Länge eines Leiterabschnittes in Ohm, so kann man schreiben:

$$\begin{aligned} V_E &= 2 [(i_1 + i_2 + i_m) r_1 + (i_2 + i_m) r_2 + i_m r_m] \\ &= 2 [i_1 r_1 + i_2 (r_1 + r_2) + i_m (r_1 + r_2 + r_m)]. \end{aligned}$$

Da die Gleichung die Form einer Momentengleichung hat, kann $\frac{V_E}{2}$ auch zeichnerisch mit Hilfe eines Kräfte- und Seilpolygones gefunden werden. Wird für die ganze Verteilungsleitung konstanter Querschnitt gewählt, was meist der Fall ist, so wird

$$q = \frac{2 \sigma \sum_1^m I \cdot l}{V_E} \text{ mm}^2.$$

Der gefundene Querschnitt muß selbstverständlich den auf S. 840 in der Belastungstafel wiedergegebenen Bedingungen des V. D. E. entsprechen.

Geschlossene Leitungen können nach der Schnittmethode von Herzog berechnet werden. In Fig. 174 erhalte die geschlossene Leitung von zwei Seiten (bei I und II) Stromzufuhr. Die Spannungen bei I und II seien V_I und V_{II} . V_I kann gleich V_{II} sein, wenn die Leitung eine geschlossene Ringleitung ist.

Die Abzweigströme i_1, i_2, i_3, i_4 werden teils von I, teils von II aus gedeckt. Es gibt in der Leitung einen Punkt (Schwerpunkt), z. B. Punkt 2, in dem sich die von beiden Seiten zufließenden Ströme treffen. Die Leitung kann bei 2 aufgeschnitten werden, und i_2 zerfällt in die beiden Ströme x_2 und y_2 , wovon x_2 von links, y_2 von rechts aus gedeckt wird. An dem Schnittpunkt sind die Spannungen von links und rechts her gleich. Es muß sein:

Spannung bei I minus Spannungsverlust von I bis zum Schnittpunkt = Spannung bei II minus Spannungsverlust von II bis zum Schnittpunkt.
oder

$$V_I - 2(i_1 R_1 + i_2 R_2) = V_{II} - 2[i_4(R - R_4) + i_3(R - R_3) + i_2(R - R_2)]$$

da $i_2 + i_3 = i_4$ und $V_I - V_{II} = p$ wird

$$i_2 = \frac{p}{2R} + i_3 + i_4 - \frac{i_1 R_1 + i_2 R_2 + i_3 R_3 + i_4 R_4}{R}$$

$$i_3 = i_4 - i_2$$

Der Schnittpunkt ist richtig getroffen, wenn die Vorzeichen von x und y gleich sind. (Bei einer Ringleitung ist $p = 0$, da Punkt I und II zusammenfallen.) Es wird weiter gerechnet, als ob man zwei offene Leitungen zu berechnen hätte.

VIII. Wahl der Stromart und der Spannung.

Bei der Wahl des Stromsystems für eine neu zu beschaffende Anlage können die mannigfaltigsten Umstände ausschlaggebend sein. Besonders von Einfluß sind: Art des Betriebes, Ausdehnung des Gebietes, das für die Stromversorgung in Frage kommt, und Größe der zu erzeugenden Leistung.

a) **Gleichstrom**, wird immer zu wählen sein, wo eine Aufspeicherung der elektrischen Energie in Akkumulatoren gewünscht wird, auch hat Gleichstrom bei kleineren Anlagen viele Vorteile. Gleichstrombogenlampen vorteilhafter als Wechselstrombogenlampen; außerordentlich hohe Regulierfähigkeit der Gleichstrommotoren, Fortfall der Ummagnetisierungsarbeit in Elektromagneten. Bei Anwendung einer Batterie kann die Leistung der Zentralmaschinen kleiner gewählt werden, da die Batterie zu Zeiten hohen Energiebedarfes als Aushilfe einspringt, die Belastungsspitzen der Maschinen ausgeglichen werden.

Zweileiteranlagen meist mit 220 Volt Spannung für kleine Anlagen und ganz geringer Ausdehnung.

Dreileiteranlagen mit 2×220 Volt Spannung für Anlagen mäßiger Ausdehnung.

Spannungsgrenzen bei Gleichstrom etwa 2000 Volt (Bahnen mit besonderem Bahnkörper). Für Fabrikanlagen würde als höchste Spannung 440 Volt in Frage kommen. Zuweilen ein Vielleitersystem, um die Regulierbarkeit der angeschlossenen Motoren zu erhöhen.

b) **Wechselstrom**. Einphasenstrom und Drehstrom. Ersterer nur, wenn ausschließlich Lichtbelastung oder bei Bahnen. Vorteile des Wechselstromes sind: Transformierbarkeit (bis zu den praktisch angewandten Spannungen von 250000 Volt) und damit Möglichkeit, auf sehr weite Entfernungen die elektrische Energie zu übertragen. Es kommt fast ausschließlich Mehrphasenstrom, speziell Drehstrom, für Fernleitung in Frage. Bei Anlagen in Städten verlegt man neben dem Hochspannungsnetz ein Niederspannungsnetz, um nicht kleine Abnehmer mit Hochspannung zu belasten und um eine geringe Zahl Transformatoren (also geringe Leerlaufverluste) zu erhalten. In größeren Fabrikanlagen kommt, wenn von den Motoren nicht große Regulierfähigkeit verlangt wird, Drehstrom in Anwendung. Drehstrom findet ferner ausschließlich Anwendung in Anlagen, wo große Konstanz der Drehzahl (Webereien) erforderlich oder wo mit Feuer- oder Explosionsgefahr zu rechnen ist (z. B. Bergwerke, chemische Fabriken, Pulverfabriken, Mühlen, Spinnereien und Webereien).

Sachverzeichnis.

- Abdampfjektor** II, 310
 — -leitung II, 355, 359
 — -sammler II, 318
 — -turbine II, 318
 — -verwertung II, 312
 — -vorwärmer II, 75
 — —, Abmessungen II, 76
 — —, Ausführung II, 76
Abhitze, Befuerung
 durch — II, 33
Ablafshahn I, 850
Abnutzungsverhältnisse
 der Zahnräder I, 722
Abschlämmentil (Dampfkessel) II, 100
Absperrschieber I, 839, 844
 — -ventil I, 839, 841
Absperrvorrichtungen I, 839
Absperrvorrichtungen (an Dampfkesseln) II, 99
Abstandbolzen I, 648
Abstufung der Drehzahlen (bei Werkzeugmasch.) II, 565
Abwärmeverwertung II, 312
 —, Abdampfturbine II, 318
 —, Anzapfturbine II, 315
 —, Dieselmotoren II, 322
 —, Gasmaschinen II, 322
 —, Gegendruckmaschinen II, 312
 —, Vakuumheizung II, 313
 —, Wärmespeicher II, 318
 —, Zweidruckturbine II, 318
 —, Zwischendampfentnahme I, 314
Acetylen I, 557
Achsdruck bei Riementrieb I, 760, 769
Achsen I, 659, 662
 —, Anlauf von I, 659
 — -entfernung beim Riementrieb I, 769
 — -entfernung beim Seittrieb I, 783, 789
 —, freie I, 272
 — -regler (s. Flachregler) II, 333
 —, zugeordnete — I, 465
Achshalter II, 422
 —, Zahntafel der — II, 422
Adamsen-Ring II, 89
Adiabatische Zustandsänderung der Gase I, 388, 411
 — des nassen Dampfes I, 401
 — des überhitzten Dampfes I, 403
A. E. G.-Turbine II, 294
 — -n-Regelung II, 299
 —, Turbokompressor II, 305
Akkumulator II, 783
 —, alkalischer II, 784
Akkumulator, Aufstellung
 der —nbatterie II, 784
 —, Blei- II, 783
 —, Edison- II, 784
 — -kapazität II, 784
 — -ladung II, 783
 — -wirkungsgrad II, 784
Aktenaufzug II, 384, 386
Aktionsturbine (Dampf) II, 277
 — (Wasser) [s. Freistrahlturbine] II, 250
Aktionswirkung in Turbinen II, 215
A-Linie I, 344
Allansche Kulissensteuerung II, 135
Aluminium I, 600
Amplitude I, 213
Amperemeter II, 772
 — -sche Schwimmerregel II, 758
Analytische Geometrie der Ebene I, 116
 — — des Raumes I, 215
Anker (Dynamo) II, 785
 — (Dampfkessel-) II, 90, 97
 — -platte I, 648
 — —, Doppel- I, 648
 — —, Wand- I, 649
 — -rohre II, 90
 — -rückwirkung II, 795, 801
 — -schrauben I, 633, 648
 — -wicklung II, 787, 798
Anlassen von Gasmaschinen II, 160
 — — elektrischen Motoren II, 804, 807, 810
 — — Ölmaschinen II, 171
 — des Stahles I, 582
Anlasser für Elektromotoren II, 804, 805
 — für Kranmotoren II, 454
 —, Umkehr- f. Aufzüge II, 393
Anlauf von Achsen I, 659
Anschmiegung, Maß der I, 700
 — faktor I, 700
Anstellwinkel II, 551
Anthraxit I, 549
Antrieb, Satz vom I, 257, 268
 —, Doppel- der MAN II, 466
Antriebsarten der Hebe- und Fördermittel II, 364
Antriebsorgane (für Schnitt- u. Schaltbewegung) II, 365
Anzapfturbine II, 315
Anzugsmoment des Hauptstrommotors II, 451
 — des Drehstrommotors II, 451
A-Polygon I, 346
Arbeit I, 251
Arbeit, Anwendungen des Grundgesetzes der — I, 501
 —, Beschleunigungs- beim Anlauf von Motoren II, 451
 — der Kompression von Gasen I, 390
 —, Grundgesetz der — I, 499
 —, Satz von der — I, 256
 — -sgefälle I, 404
 — -spunkt von Zentrifugalpumpen II, 267
 — -sräder I, 744
 — -swiderstand beim Bohren II, 561
 — — beim Drehen II, 560
 — — beim Fräsen II, 563
 — — beim Hobeln II, 560
 — — beim Schleifen II, 564
 — — beim Stoßen II, 560
 — -swinkel II, 558
Arbeitsverlust beim Rementrieb I, 768
Arbeitsverlust bei Zahnrädern I, 722
Arbeitsvermögen der Regulatoren II, 330
 — der Stoffe I, 425
Arbeitsweise der Hebe- und Fördermittel II, 364
Arbeitswellen, Umlaufzahl der — I, 660
Arca-Druckminderventil I, 852
Armatur, Dampfkessel- II, 98
 — -stutzen II, 106
Arme, Berechnung der — von Rädern I, 746
Arnoldsche Kupplung I, 688
Asbest I, 610
Aschentrichterverschluss II, 35
Astatische Regelung II, 328
A-Stück I, 826
Asynchronmotor II, 808
 —, Induktionsmotor II, 808
 —, Kommutatormotor II, 815
 at (Umrechnung) I, 360
Atomgewichte I, 576
Aufbringen der Werkzeuge II, 625
Aufgebogene Turbinenschaufeln II, 224
Aufhängung der Last (Hebe- und Fördermittel) II, 440
Auflagerdruck bei Schiebern II, 115
 — bei Zapfen I, 654
Aufnehmerdruck II, 142
 — -heizung II, 142
Auftrieb I, 374

- Aufzug, Akten- II, 384, 386
 — -bremse II, 391
 —, Doppel- II, 387
 —, Druckknopfsteuerung II, 396
 —, Druckwasser- II, 386
 —, elektrischer II, 386
 —, Endausschalter II, 400
 — -fahrkorb II, 396
 — -fahrschacht II, 396
 —, Fangboden II, 400
 — -fangvorrichtung II, 398
 — -führung II, 393
 —, Fußbodenkontakt II, 403
 —, Gegengewicht II, 392
 —, Geschwindigkeitsregler II, 400
 —, Grenzschalter II, 400
 —, Hand- II, 384
 —, Hängeseil-Ausrückung II, 400
 — in gemauertem Schacht II, 393
 — im Treppenhaus II, 388
 —, Lasten- mit Führerbegleitung II, 387
 — mit Schraubenspindel II, 387
 — -maschine, elektrische II, 388
 — -Motoren II, 389
 — —, Drehzahl der — II, 390
 — —, Eigenschaften der — II, 389
 — —, mechanische Aus-
 führung der — II, 452
 — — -Schaltung II, 390
 — —, Wahl der II, 389
 —, Paternoster- II, 547
 —, Personen- II, 387
 —, Polizeiverordnung für — II, 384
 — -Regler II, 400
 — -Schlafseilausrückung für — e II, 400
 — -Schräg- II, 536
 —, Sicherheitsvorrichtungen für — e II, 398
 —, Speise- II, 384, 386
 —, Steuerung für elektrische — e II, 393
 —, Steuerungsverriegelung II, 401
 —, Transmissions- II, 385
 —, Türverschlüsse für II, 401
 —, Zulässige Geschwindigkeit II, 386, 387
 Auge, Spannungsverlauf im I, 651
 Aumund-Kipper, fahrbarer II, 537
 Ausdehnungskoeffizient, thermischer I, 375
 — -rohr I, 835
 Ausdreh- und Hinterstechwerkzeug II, 662
 Ausdrücke, unbestimmte — I, 176
 Ausfluß (Hydraulik) I, 361
 — aus geschlossenen Gefäßen I, 362
 — aus offenen Gefäßen I, 361
 — -koeffizient (-ziffer) I, 361
 — von Dämpfen I, 403
 Ausgleichrohr I, 835
 — -rolle für Winden II, 419
 Ausleger-Laufkran II, 483
 Auslöser, Höchststrom- (für Kerne) II, 460
 Auspufftopf II, 362
 Ausrückbare Klauenkupplung I, 679
 — Bolzenkupplung I, 679
 — Bandkupplung I, 680
 — Kupplung I, 678, 680
 Ausrüstung der Dampfkessel II, 98
 —, elektrische — der Winden und Krane II, 450
 Außenregelung bei Turbinen II, 232
 Aussetzend arbeitende Förderer II, 365
 Aussetzender Betrieb, Arbeitsbedingungen II, 450
 Aussetzer-Regelung II, 152
 — — für Kompressoren II, 186
 Autin I, 553
 Autogene Schweißung I, 584
 Axer-Feuerung II, 26
 Axialschub der Dampfturbinen II, 280, 298
 — — Wasserturbinen II, 241
 — — Zentrifugalpumpen II, 266
 — -turbine II, 218
Bach, zeichnerische Ermittlung der Kurbeln nach — I, 796
 Bach-Schüle'sches Gesetz I, 422
 Backenbremse f. Hebezeuge II, 427
 —, Doppelte — II, 429
 —, Einfache — II, 427
 Bajonettrahmen I, 811
 Balata I, 611
 — -riemen I, 764
 Balcke-Entöler II, 356
 — -Kaminkühler II, 356
 — -Kompressor II, 186
 — -Wärmespeicher II, 318
 — -Westinghouse-Luftpumpe II, 351
 Bandbremse für Hebezeuge II, 430
 —, Differential- II, 433
 —, Einfache II, 431
 —, für wechselnde Drehrichtung II, 434
 — -kupplung I, 677
 — —, ausrückbare I, 680
 Bandeisen I, 596
 Bandförderer II, 543
 Banki turbine II, 257
 Barclayscher Kran I, 293
 Barrenanker II, 90, 97
 Batteriekessel II, 51
 Baum, Untersuchungen von — I, 693
 Baumwollriemen I, 765
 — Berechnung des — s I, 767
 Baumwollseile I, 779
 Baustoffe (Festigkeit) I, 427
 Beaufschlagung der Turbinen II, 219
 Becherförderer II, 545
 — werk II, 545
 — —, Eirschiene- II, 550
 — — Pendel- II, 548
 Becherfördererwerk, raumbewegliches II, 549
 — —, Schaukel- II, 548
 — —, Senkrecht — und Schräg — II, 545
 Becherturbine, s. Freistrahlturbine
 Behälterniertung I, 622
 Beharrungsregler II, 328, 334
 Beilke-Kupplung I, 682
 Belastung, schiefe I, 476
 Belastungscharakteristik II, 796
 — der Wechselstrommaschinen II, 801
 Belastungsspannung, Betrieb mit — I, 759
 Beleuchtung, Bogenlampen- II, 829
 —, elektrische II, 828
 —, Glühlampen- II, 828
 —, Grundbegriffe II, 828
 —, Ungleichmäßigkeit der — II, 828
 —, Verteilung der — II, 831
 Bennkupplung I, 684
 Benzin I, 551
 Benzol I, 553
 Beobachtungsfehler, Theorie der — I, 74
 Bernoullikondensator II, 343
 Bernoullische Gleichung I, 363
 Berührung zweier Kurven I, 173
 Beschleunigung I, 228
 —, Fall- I, 229
 —, Zerlegung der — I, 232
 Beschickkran II, 531
 Bessert-Hakenrost II, 28
 Beton I, 609
 Betonschornstein, Aus-
 führung II, 48
 —, Berechnung II, 44
 Betriebe, Schalt- (Krane) II, 451
 Betriebsarten der Aufzüge II, 384
 — der elektrischen Laufkrane II, 469
 — —, Hebe- und Fördermittel II, 364
 Bettplatte (Drehbank) II, 638
 Beuschlager I, 692
 Bewegliche Lasten I, 343
 — Scheibenkupplung I, 676
 Bewegung, beschleunigte I, 228
 — eines Punktes I, 228
 —, Elementar- I, 241
 — —, Zusammensetzung von — I, 241
 —, geradlinige I, 228
 —, krummlinige I, 231
 —, Zusammensetzung der — en I, 233
 — -sgröße I, 257, 268
 — -lehre I, 228
 Bewegung von Stabverbindungen I, 275
 Bewegungsgröße I, 257
 —, Moment der — I, 268
 Bewegungsschraube I, 635
 Bickford-Getriebe II, 589
 Biegsame Welle I, 662
 Biegsarbeit I, 499
 — -sfedern I, 522
 — -sfestigkeit I, 448
 — -sformeln I, 483

- Biegemoment I, 448
 — -spannungen I, 454
 — und Drehung I, 514
 — — Schub I, 515
 Biegungslinie, Neigungswinkel der — in den Lagern I, 673
 Binomischer Satz I, 101
 Biot-Savartsches Gesetz II, 746
 Blasrohr II, 24
 Blaugas I, 557
 Bleche I, 597
 — mit Metallüberzügen I, 598
 Blechschornstein II, 48
 —, statische Berechnung II, 46
 Blechstärken der Kesselwandungen II, 92
 Blei I, 600
 B-Linie I, 344
 Blindstrom II, 762
 Block-Einsetzkran II, 534
 — -Sicherungen für Elektro-hängbahnen II, 369
 — Transportskran II, 534
 Bockkran II, 489
 — -fahrbahn II, 493
 —, fahrbarer II, 489
 — -fahwerk II, 489
 —, feststehender II, 489
 — -gerüst II, 491
 — -winde II, 378
 Bogendifferential I, 197
 — -höhe des Kreises (Tafel) I, 34
 — -länge I, 197
 — -länge des Kreises I, 34
 Bogenlampe II, 829
 —, Ausstrahlungskurven II, 829
 —, Dauerbrandlampe II, 830
 —, Effektverbrauch II, 829
 —, Flammenbogenlampe II, 830
 —, Hauptstromlampe II, 830
 —, Nebenschlußlampe II, 830
 —, Quarz II, 831
 —, Reinkohlen II, 830
 Bogenrohr I, 826
 Bogenstück I, 831
 Bohren (Arbeitswiderstand) II, 561
 Bohrmaschine II, 689
 —, Aufnahme der Arbeitsdrücke II, 689
 —, Ausführungen II, 694
 —, Bohrtisch II, 693
 —, Entwurf II, 736
 Bohrmaschinen-Gestell II, 689
 —, Grundplatte II, 693
 —, Schaltbewegung der Bohrspindel II, 692
 —, Schnittantrieb II, 692
 —, Spindelagerung II, 690
 —, Verbindung der Spindel mit Gestell II, 691
 Bolzen I, 650
 —, Gewichtstabelle I, 646, 647
 —, Kuppung, ausrückbare I, 679
 —, Parsons-I, 648
 — -Tabelle I, 604
 Borsigschieber I, 848
 — -ventil I, 848, II, 181
 — -zentrifugalpumpe II, 273
 Böschungswinkel der Schaufel- oder Schüttgüter II, 445
 Bosch-Zündung II, 155
 — -Öler I, 691
 Braunkohle I, 547
 Braunkohlenschwefelgas I, 555
 Braunkohlenteergruppe I, 552
 Brechung der Induktionslinien II, 745
 Bremse, Backen-II, 427
 —, Band-II, 430
 —, Differential-II, 431
 —, Drucklager-II, 430
 —, Druckluft- für Hebezeuge II, 426
 —, Elektrische — II, 455
 —, Elektromagnetisch betätigte — II, 429, 433
 —, Fall-II, 399
 —, Fliehkraft-II, 435
 —, Hubwerks- für Drehkrane II, 511
 —, Kegel-II, 430
 —, Lamellen-II, 430
 —, Lastdruck-II, 436
 —, Lüftmagnet II, 457
 —, Lüftmotor II, 459
 —, Senksperr-II, 436
 —, Sperrad-II, 434
 Bremskeilkupplung I, 687
 Bremsmagnet II, 457
 Bremslüftmagnet für Drehstrom II, 459
 — — Gleichstrom II, 458
 — — Sparschalter II, 459
 Brennpunkt
 — der Ellipse I, 126
 — der Hyperbel I, 129
 — der Parabel I, 122
 — flüssiger Brennstoffe I, 546
 Brennstoff, fester I, 546
 —, flüssiger I, 550
 —, gasförmiger I, 555
 —, Heizwert I, 571
 —, Lagerung I, 557
 —, Leistungsfähigkeit II, 5
 —, Luftbedarf I, 560
 — -pumpe (Dieselmasch.) II, 172
 —, Verfeuerung der — I, 559
 —, Vergasung fester — I, 574, II, 175
 — -verteilung bei offener Düse (Dieselmasch.) II, 166
 —, Zusammensetzung der — I, 558
 Bronsmotor II, 170
 Bronze I, 601
 Bronzeröhre (Tabelle) I, 833
 Brown-Boveri-Dampfturbine II, 294
 — -Kondensator II, 341
 — -Kuhnsche Luftpumpe II, 345
 Brown & Sharpegetriebe II, 722
 Bruchlast der Kugeln I, 699
 Bruchzusammenziehung I, 424
 Bruttoverdampfung II, 5
 B-Stück I, 826
 Bügelträger (für Feuerbüchdecken) II, 90, 97
 Bunde der Wellen I, 659
 Bundlager I, 660
 Bündelroststäbe II, 16
 Burkhardtessel II, 69
 Bürstenumkupplung I, 687
 Cachinkupplung I, 678
 Calorie I, 376
 Calypsolager I, 697, 698
 Cardanische Formel für kubische Gleichungen I, 67
 Cardanisches Gelenk II, 604, 676
 Cariofeuerung II, 20
 Carnotscher Kreisprozeß I, 393
 Cauchysches Konvergenzkriterium I, 99
 Charakteristik der Gleichstrommaschine II, 795
 — der Regulatoren II, 329
 — der Turbokompressoren II, 305
 — der Wechselstrommaschine II, 800
 — der Zentrifugalpumpen II, 261, 266
 Chemische Zusammensetzung technisch wichtiger Stoffe I, 576
 Chromlager I, 703
 C-Kurven (bei Regulatoren) II, 329
 Clapeyronsche Gleichung I, 400
 — (Festigkeit) I, 488
 Collmann-Steuerung II, 124, 131
 Compounddynamo II, 785, 796, 832
 Compoundmotor f. Hebezeuge II, 451
 Coriolissche Zusatzbeschleunigung I, 236, 239
 — Zusatzkraft I, 260
 Corliss-Schränkung II, 121
 — -Steuerung II, 120
 Cosinus (Tafel) I, 31
 Cosinus φ (Leistungsfaktor) II, 761
 Cosinussatz I, 87
 Cotangens (Tafel) I, 33
 Coulombsches Gesetz II, 743, 749
 Cremonaverfahren I, 334
 C-Stück I, 826
 Culmannsches Verfahren I, 288, 333
 Curtis-Rad (Geschwindigkeitssrad) II, 278, 281, 294
 d'Alembertsches Prinzip I, 266
 Daltonsches Gesetz I, 405
 Dampf, nasser I, 396
 —, überhitzter I, 402
 — -antrieb der Winden II, 365
 — -Tabellen I, 397
 Dampfdiagramm II, 107
 — -ausmessung II, 109
 Dampfrehkran, fahrbarer II, 520
 Dampfgeschwindigkeit in Kanälen II, 110
 — in Rohrleitungen II, 359
 Dampfkessel II, 48
 —, Absper- und Entleerungsvorrichtungen II, 99
 —, Anker II, 90
 — -armatur II, 98
 — -ausrüstung II, 98
 — -bauarten II, 50
 — -betrieb, Nachteile für den — durch Wasser-
 verunreinigung I, 536
 — -böden II, 84
 —, Dampfraum II, 50

- Dampfkessel, Einzelheiten
 II, 83
 —, Fabrikschild II, 106
 —, Festigkeitsrechnungen II, 92
 —, Feuerungen II, 9
 —, Heizfläche II, 48
 —, Heizrohre II, 88
 —, Krane, fahrbare II, 520
 —, Leistungsfähigkeit II, 3
 —, Mannlochplatte II, 87
 —, Manometer II, 105
 —, Mantel II, 92
 Dampfkesselmauerwerk II, 36
 —, Putzlochverschluß II, 91
 —, Schornstein II, 38
 —, Sicherheitsventil II, 105
 —, Speiseraum II, 50
 —, Speisevorrichtung II, 98
 —, Systeme II, 50
 —, Überhitzer II, 70
 —, Verbindung einzelner Teile der — II, 89
 —, Verdampfungsoberfläche II, 50
 —, Verdampfversuchsbericht II, 8
 —, Vernietungen I, 618
 —, Vorwärmer II, 75
 —, Wärmeverluste II, 6
 —, Wasserraum II, 50
 —, Wasserrohre II, 88
 —, Wasserstandsvorrichtung II, 101
 —, Wellenflamrohr II, 87
 —, Wirkungsgrad II, 4
 —, Zusammengesetzte — II, 53
 Dampfleitungen I, 823, II, 359
 —, Ab- II, 355, 359
 —, Anordnung der — II, 360
 —, Geschwindigkeiten in — II, 359
 —, Ring- II, 361
 —, Sammel- II, 361
 —, Wärmeverlust in — II, 359
 Dampfmantel II, 139
 Dampfmaschinen II, 107
 —, Dampfmantel II, 139
 —, Diagramm II, 107
 —, Dampfleitung II, 359
 —, Gleichstrom- II, 133
 —, Gütegrad II, 145
 —, Indizierte Spannung II, 109
 —, Kondensation II, 339
 —, Massenwirkung II, 323
 —, Pendelschwingungen bei Dynamoantrieb II, 326
 —, Regelung II, 328
 —, Rückkühlung II, 356
 —, Schwungradberechnung II, 324
 —, Steuerungen II, 109
 —, Überhitzung II, 143
 —, Umsteuerungen II, 134
 —, Verbundwirkung II, 140
 —, Wärmeverbrauch II, 146
 —, Wirkungsgrad II, 144
 —, Zylinder II, 123
 Dampfraum II, 50
 Dampfschieber, s. Schieber
 Dampfschleier II, 21
 Dampfstrahlgebläse (für Zugerzeugung) II, 22
 Dampfstrahl-Luftpumpe II, 352
 —, von Hoefer II, 352
 —, Josse-Gensecke II, 353
 Dampfstrahl-Luftpumpe, —, Radojet II, 352
 Dampftrockner I, 837, II, 50, 63
 Dampfturbinen II, 276
 —, Abdampf- II, 318
 —, Aktions- II, 277
 —, Anordnung der — II, 294
 —, Anzapf- II, 315
 —, Berechnung II, 286, 292
 —, Dampfverbrauch II, 285
 —, Druckstufung II, 278
 —, Düse II, 276, 297
 —, Gegendruck- II, 313
 —, Gehäuse II, 294
 —, Geschwindigkeitsstufung II, 278
 —, Konstruktive Angaben II, 293
 —, Laufräder II, 297
 —, Leiträder II, 297
 —, Ölpumpe II, 300
 —, Radreibungsverlust II, 284
 —, Reaktions- II, 280, 283, 292
 —, Regelung II, 298
 —, Stopfbüchsen II, 298
 —, Stopfbüchsenverluste II, 287
 —, Theorie II, 275
 —, Ventilationsverlust II, 284
 —, Verbund- II, 281
 —, Welle II, 297
 —, Zweidruck- II, 318
 Dämpfungsfaktor I, 262
 Dampfverbrauch der Dampfmaschinen II, 146
 — — Dampfturbinen II, 285, 320
 Danek-Umsteuerung II, 134
 Daumenkraft II, 371
 Deckenschrauben der Lager I, 693
 Deckenträger II, 690
 Deckenvorgelege II, 578
 Dehnrohr I, 836
 Dehnung I, 421
 —, rohre I, 835
 —, -spannung, Betrieb mit — I, 759
 —, -szahl I, 422
 Dekrement, logarithm. — der gedämpften Schwingung I, 213
 Deplacement I, 374
 Derrick-Kran II, 502
 Deutsche Industrienormen I, 617
 —, für Winden und Krane II, 404, 407, 409, 415, 433, 439, 440
 Deutzer Kleingasmachine II, 156
 —, Ölmaschine II, 167
 Dichtband I, 619
 Dichtungsrollen I, 693
 Dielektrizitätskonstanten, Tabelle der II, 752
 Dieselmachine II, 163
 —, Abwärmeverwertung II, 322
 —, Angaben für Berechnung II, 172
 —, Anlaßvorrichtung II, 171
 —, Ausführung II, 168
 —, Betrieb mit Teeröl II, 171
 —, Brennstoffnadel II, 171
 —, Brennstoffpumpe II, 172, 174
 Dieselmachine, Einzelteile II, 171
 —, kompressorlose — II, 170
 —, Leistungssteigerung II, 170
 —, Luftpumpe II, 172
 —, Plattenzerstäuber II, 164
 —, Regelung II, 171
 —, Zerstäuber II, 164, 165
 —, Zweitakt- II, 169
 Differentialbremse II, 433
 Differentialflaschenzug I, 330
 — II, 373
 —, -formeln I, 163
 —, -getriebe II, 582, 586
 —, -gleichungen I, 205
 —, -linien I, 167
 —, -pumpe II, 192
 —, -quotient, höherer der unentwickelten Funktion I, 169
 — — — — — höherer Ordnung I, 163
 — — — — — partieller — I, 161
 —, -rechnung I, 157
 Differentiation I, 159
 —, inverser Funktionen I, 161
 —, logarith. Funktionen I, 160
 —, trigonometrischer Funktionen I, 160
 —, unentwickelter Funktionen I, 161
 —, einer Potenz I, 160
 —, von Produkt und Quotient I, 159
 —, von Summe und Differenz I, 159
 Diffusor der Zentrifugalpumpen II, 271
 D-Linie I, 350, 352
 Dochtschmierung I, 690
 Doerfel-Doppeldarmen II, 132
 —, -Flachregler II, 334
 —, -Luftpumpe II, 345
 —, -Ventilsteuerung II, 132
 —, -Zweikammersteuerung II, 120
 Dohmen-Leblanc-Kuppelung I, 681
 Domböden II, 86
 Doppelablaßventil II, 100
 —, -antrieb für Kranlaufwinden (M. A. N.) II, 466
 Doppelankerplatte I, 648
 Doppelwandankerplatte I, 649
 —, -enderkessel II, 58
 —, -gängige Schraube I, 634
 Doppelgenerator II, 177
 —, -haken II, 407
 —, -integrale I, 180
 —, -kegelreibungskuppelung II, 674
 —, -kessel II, 53
 —, -kopfschienen für Hängebahnen II, 366
 —, -laschenvernietung I, 624
 —, -punkt einer Kurve I, 175
 —, -riemen I, 763
 —, —, Berechnung des —s I, 766
 —, -schiebersteuerung II, 117
 —, -schlußmotor II, 804
 Doppelbrücke (Thompsonsche) II, 777
 —, Kran der Demag II, 527
 —, schraubenzähne I, 726
 Dowsongas I, 556

- Draht I, 598
 Drahtseil I, 786, II, 412
 — -e, Tabelle I, 787
 —, Albertschlag der -e II, 412
 — -bahnen II, 553
 —, Berechnung II, 413
 —, geflochtene, quadratische -e II, 412
 — -klammer II, 415
 —, Kreuzschlag der -e II, 412
 —, patentverschlossene -e II, 412
 — -rolle II, 419
 —, Steifigkeit der -e I, 327
 — -tabelle II, 414
 — -trieb I, 786
 — —, Achsenentfernung I, 789
 — —, Scheibendurchmesser I, 783
 — —, Wirkungsgrad I, 788
 — -trommel II, 420
 Drall I, 268
 —, Satz vom — I, 268
 Drehbank II, 627
 —, auftretende Kräfte II, 627
 —, Ausführungen II, 641
 —, Berechnung und Entwurf II, 718
 —, Bett II, 629
 —, Bettplatte II, 638
 —, Einrichtung zum Gewindeschneiden II, 632
 — -Reitstock II, 640
 — -Spindel II, 630
 — -Support II, 637
 Drehen (Arbeitswiderstand) II, 560
 Drehfeldinstrument (elektr.) II, 771
 — -magnetinstrument II, 771
 — -spulinstrument II, 770
 Drehkran II, 500
 — -Ausleger II, 501, 506, 512
 — -Drehwerk II, 506
 — -Drehwiderstand II, 505, 512
 — -Einschienen-II, 514
 —, Eisenbahnwagen-fahrbarer II, 514
 — -Fahrwiderstand II, 520
 —, feststehender II, 500
 —, freistehender II, 503
 — -Fundament II, 520
 —, Gießerei-II, 503
 — -Säule II, 501, 504
 — -Standfestigkeit II, 507, 515, 518
 Drehkran, Tor-II, 522
 —, Turm-II, 508, 524, 529
 —, Wand-II, 500
 —, Wandlauf-II, 488
 Drehmomente der Wellen, Tabelle der — I, 661
 Drehschaukeln (Francis-Turbinen) II, 232
 Drehscheibe der Drehkrane II, 511
 Drehscheiben für Hängebahnen II, 366
 Drehscheibenkran II, 509
 Drehstrom II, 765
 — -leistung II, 767
 — -leistungsmessung II, 779
 — -motor, s. Induktionsmotor u. Kommutatormotor
- -motoren (für Aufzüge) II, 389
 — (für Winden und Krane) II, 451
 — -schaltung (Winden u. Krane) II, 456
 Drehung I, 240
 — und Biegung I, 514
 — -feder I, 523
 — -sfestigkeit I, 493
 Drehzahlenstufung II, 565
 Dreieck, Berechnung rechtwinkliger — I, 86
 — — schiefwinkliger —e I, 86
 Dreieckschaltung II, 766
 Dreiflammrohrkessel II, 53
 Dreigängige Schraube I, 634
 Dreika-Kupplung I, 688
 Dreikantseile I, 780
 Dreileiteranlagen II, 834
 Dreimomentgleichung II, 488
 Dreimotorenlaufkran II, 469
 Dreiphasenstrom II, 765
 Dreiplassenstoß I, 627
 Dreiventilluftpumpe II, 345
 Dreiwegehahn I, 850
 Drosselklappe I, 844
 Drosselspule II, 763, 826
 Drosselung von Gasen I, 390
 — von Dämpfen I, 401, 416
 Druckfestigkeit I, 424, 437
 — -gasanlage II, 176
 — -härte von Kugeln I, 700
 — -höhenverbrauch in Rohrleitungen I, 366, II, 359, 361
 — -knopfsteuerung II, 396
 — -lagerbremse II, 436
 — -luftförderanlage II, 552
 — -lufthebezeuge II, 372
 — -rollentrieb I, 760
 — -stufung bei Dampf-turbinen II, 278
 — -wasseraufzug II, 386
 — -wasserhebebock II, 376
 — -wasserhebezeuge II, 371
 — -wechsel im Kurbeltrieb II, 327
 Druckrohre I, 831
 —, Tabelle I, 832
 Druckspannungen, Zulässige — für Bauwerke I, 437
 Druckstufung der Dampfturbinen II, 278
 Druckzug, künstlicher II, 22
 Duffing, Versuche I, 758
 Dunkerley-Formel I, 265
 Duplexpumpe II, 213
 Durchbiegung von Trägern I, 483, II, 479
 — von Wellen I, 667
 Durchbrochener Kolben I, 820
 Durchgangsventil I, 841
 — Bearbeitung des —s II, 648
 Durchhang des Riemens I, 761
 Durchlaßhahn I, 849
 Durchmesser, zugeordnete I, 127
 Durchschlag der Kugellager I, 704
 Düse, Ausführung der Dampf-II, 297
 —, offene — der Dieselmotoren II, 165
 — Wirkung der Dampf-II, 276
- Dynamik ester Körper II, 228
 —, flüssiger Körper I, 360
 Dynamomaschine II, 785
 —, Gleichstrommaschine II, 785
 —, Wechselstrommaschine II, 797
 Dynamisches Grundgesetz I, 249
 Dynamometrische Instrumente (elektr.) II, 771
 Dyne I, 250
- e (Grundzahl der Logarithmen) I, 51 u. I, 97
 $e^{\mu\alpha}$ I, 331
 — -Tabelle I, 332
 Eckhahn I, 850
 Economiser II, 76
 Edison-Akkumulator II, 784
 Effektivwert des Wechselstroms II, 760
 Ehrhardtrohre I, 831
 —, Herstellung der I, 834
 Eichung von Strom- und Spannungsmessern II, 778
 Eigenreglung des Hauptstrommotors II, 451
 Eigenschwingung I, 261
 — -en der Wechselstrommaschinen II, 839
 Eigenschwingungszahl I, 261
 Einankerumformer II, 821
 Einbringen der Kugeln I, 704
 Einflammrohrkessel II, 53
 Einflußfläche I, 343
 — -linie I, 343
 Eingängige Schraube I, 634
 Einfüllöffnung der Kugellager I, 704
 Eingesetzte Schalen I, 692
 Eingriffbogen I, 716
 — -dauer I, 716
 — -kanten I, 723
 — -kreis I, 716
 — -minderung I, 721
 — -winkel I, 729
 Einheitsgewichte I, 577
 —, Zahlentafel I, 577
 Einheitsgewinde, metrische —, Tabelle d. I, 641/42
 Einkammerkessel II, 60
 Einmauerung der Dampfkessel II, 36
 Einphaseninduktionsmotor II, 813
 Einsatzhärtung I, 583
 Einsatzlager I, 703
 — -Einhaltsdauer, prozentuale (Winden u. Krane) II, 450
 Einschiebendrucklager I, 698
 Einschieber - Expansionssteuerung II, 117
 Einselgreifer II, 448
 Einspritzkondensator, s. Mischkondensation II, 339
 Einsteigöffnung II, 34
 Einteilung der Hebe- und Fördermittel II, 364
 Eintrittskondensation bei Dampfmaschinen II, 139
 Einzelwiderstand I, 367
 Eisen I, 579

- Eisenbahnwagen - Drehkran II, 520
 — — -Kipper II, 537
 — — -Versenkvorrichtung II, 387
 Eisen-Beton I, 609
 —, Fluß I, 580
 —, Guß I, 580
 —, schmiedbares I, 580
 —, Schweiß I, 580
 Elastische Kupplung I, 675
 — für elektr. Hebezeuge II, 439
 Elastische Linie I, 454
 Elastizitätsgrenze I, 424
 Elastizitätsmaß I, 422
 Elastizitätsmodul von Lederriemen I, 763
 — -zahlen I, 427
 Elektrischer Antrieb für Aufzüge II, 386
 — — — Werkzeugmaschinen II, 715
 — — — Winden und Krane II, 376, 462
 — — — Stufenmotor II, 716
 — — — Umkehrmotor II, 717
 Elektrische Ausrüstung der Winden u. Krane II, 450
 Elektrische Beleuchtung II, 828
 — Bremsung II, 455
 — Leitung II, 839
 Elektrische Schweißverfahren I, 585
 Elektrische Verschiebung II, 751
 Elektrisches Feld II, 749
 Elektroflaszenzug II, 374
 Elektrohängebahnen II, 367
 — Steuerung der — II, 369
 — Sicherheitsvorrichtungen für — II, 369
 Elektromotor II, 801
 — für Aufzüge II, 389
 —, Asynchron II, 808
 —, Gleichstrom II, 801
 —, Synchron II, 807
 Elektromotor für unterbrochenen Betrieb II, 451
 — —, Drehzahl der -n II, 452
 — —, Eigenschaften der -n II, 451
 — —, Leistung der -n II, 452
 — —, Mechanische Ausführung der -n II, 452
 — —, Steuerung der -n II, 453
 — —, Wahl der -n II, 452
 Elektrizitätszähler II, 774
 —, Elektrolytische — II, 775
 —, Induktionsmotorzähler II, 775
 —, Motorzähler II, 774
 —, Pendelzähler II, 774
 Elektromagnetismus II, 746
 Elektro Stahl I, 581
 Elektrostatik II, 749
 Elektrostatistische Instrumente II, 773
 Elektrotechnische Maßeinheiten II, 741
 Elementarbewegungen I, 240
 —, Zusammensetzung von — I, 241
 Elevator für Personenförderung II, 547
 Elevator für Schüttgutförderung II, 545
 — für Stückgutförderung II, 546
 — Hunt — II, 535
 El-Is-Kupplung I, 678
 Ellipse I, 126
 Ellipsoid I, 218
 Endausschalter für Krane II, 459
 — für Aufzüge II, 400
 Energie der Bewegung I, 255
 Energie, magnetische II, 745
 Energie der Regulatoren II, 328
 Enteisung I, 540
 Entgaser I, 540
 Enthärtung (des Wassers) I, 541
 Entlastungsringe I, 644
 Entleerungsvorrichtung (an Dampfkesseln) II, 99
 Entlüftung (des Wassers) I, 540
 — (des Dampfes) II, 355
 Entropie I, 395, 409
 Entropie-Temperaturdiagramm I, 411, 415
 — — -tafel I, 413, 417
 Entzündungstemperatur I, 545
 Epicykloide I, 144
 — bei Zahnrädern I, 716, 721
 —, verlängerte — I, 144
 —, verkürzte — I, 144
 Erdbeschleunigung I, 250
 Erdmagnetismus II, 744
 Erdöl I, 551
 — -gruppe I, 550
 — -rückstand I, 551
 Ergänzungskegel der Kegleräder I, 727
 Erstarrungswärme I, 379
 Estner-Ladewig-Speicher II, 318
 E-Stück I, 826
 Eulersche Knickformel I, 211, 439
 Evolvente I, 146
 — bei Zahnrädern I, 718
 — -nlaufrad der Zentrifugalpumpen II, 264
 — -nverzahnung I, 718
 — —, Vorteil der — I, 721
 Expansionsexzenter II, 118
 — -linie (Dampfmaschinen) II, 108, 109
 — -steuerung mit einem Schieber II, 117
 — — zwei Schiebern II, 117
 Exponentialfunktion I, 161
 — -kurve I, 155
 — -reihen I, 102
 Exzenter I, 798
 — -aufkeilung bei Kulissensteuerungen II, 134
 — — — Schiebersteuerungen II, 116
 — — -aufkeilung bei Ventilsteuerungen II, 129
 — -bügel I, 799
 — Regler s. Flachregler
 — -scheibe I, 799
 — -stange I, 799
 Exzenterfangvorrichtung für Aufzüge II, 398
 —, Relativ- II, 118
 Exzentrizität, numerische I, 127, 129
 Eytelweinsche Gleichung I, 753
 Fabrikschild an Dampfkes-seln II, 106
 Fachwerk, das ebene — I, 332
 Fahrkorb für Aufzüge II, 393
 Fahrschacht für Aufzüge II, 393
 Fahrwerk der Winden II, 461
 — für Krane II, 470, 487, 489, 495, 518, 519
 Fahrwiderstand der Winden II, 461
 — — elektr. betr. Laufkrane II, 471
 Faktorenrollenzug I, 328
 Fallbeschleunigung I, 229
 — -bremse für Aufzüge II, 399
 — -werkskran II, 531
 Fangrost II, 20
 Fangvorrichtung für Aufzüge II, 398
 Faraday'sche Gesetze II, 755
 Feder (Festigkeit) I, 522
 —, Biegungs- I, 522
 —, Drehungs- I, 523
 — -druckbüchse I, 689
 — -keil I, 629
 — -reibungskupplung I, 687
 — -regulator II, 328
 — -ringe I, 818
 — -wagen der Regler II, 333
 Fehlerglied I, 791
 — -ortsbestimmung II, 778
 Feingewinde I, 639
 —, Tabelle I, 643
 Feldstärke I, 286
 —, elektrische II, 749
 —, magnetische II, 743
 —, Satz von Linienintegral der — II, 746
 Fernsichtung II, 212
 Ferranti-Schieber I, 849
 Festigkeit der Baustoffe I, 427
 — von Federn I, 522
 — von Gefäßen, umlaufenden Scheiben, Platten I, 525
 — von Stäben mit gerader Achse I, 437
 — von Stäben mit gekrümmter Achse I, 516
 — -verhältnis I, 622
 —, zusammengesetzte I, 507
 — -lehre I, 420
 — -zahlen I, 427
 Fest- und Losscheibe I, 775, II, 579
 Fette (Schmiermittel) I, 615
 Fettkammerschmierung I, 689
 Feuchtigkeitsgehalt der Luft I, 406
 Feuerbrücke II, 19
 — -buchsessel II, 55
 — mit vorgehenden Heizrohren II, 57
 — mit rückgehenden Heizrohren II, 58
 —, stehender II, 59

- Feuerbrückeschränk II, 12
 — schweißung I, 584
 — -tür II, 12
 — -züge II, 33
 Feuerung (der Dampfkessel)
 II, 9
 — für flüssige Brennstoffe II, 29
 —, Cario- II, 20
 —, Einzelteile II, 12
 —, Fränkel- II, 20
 —, Gas- II, 32
 —, Halbgas- II, 22
 —, Kohlenstaub- II, 29
 —, Lage der — zum Kessel II, 9
 —, mechanische II, 25
 —, Öl- II, 29
 — Rauchen der — I, 559
 —, Wirkungsgrad II, 4
 Feuerzüge II, 33
 —, Ausführung II, 34
 —, Lage II, 34
 —, Querschnitt II, 33
 Finksche Drehschaufeln II, 232
 Fischer-Rollenlager I, 744
 Fittings I, 831
 Flächendichte (eines elektrisch geladenen Körpers) II, 750
 Flächenhelle II, 828
 Flächengeschwindigkeit I, 236
 Flächeninhalt bei Polarkoordinaten I, 186
 Flächeninhalte I, 100, 184
 —, Bestimmung von — n I, 184
 Flächenomographie I, 224
 Flächenpressung bei Zapfen
 I, 654
 — beim Gewinde I, 645
 Flacheisen I, 596
 Flachgewinde I, 634, 642
 Flachkeil I, 631
 Flachregler II, 333
 —, Änderung der Umlaufzahl II, 332, 334
 —, Berechnung II, 335
 — von Doerfel II, 334
 — — Lentz II, 333
 — — Proell II, 334
 — Schiebersteuerungen II, 117, 120
 — -Ventilsteuerungen II, 128
 Flammenbogenlampe II, 830
 Flammpunkt flüssiger Brennstoffe I, 546
 Flammrohr II, 89
 —, -berechnung II, 93
 — -kessel II, 53
 — -versteifung II, 89
 —, Wellen- II, 87
 Flankenspiel bei Zahnrädern I, 745
 Flanschenrohr I, 823
 —, Tabelle I, 824/25
 Flasche, Kran- II, 423
 Flaschenzug
 —, Differential- II, 373
 —, elektr. betr. — II, 374
 —, gewöhnlicher II, 373
 —, Schrauben- II, 373
 —, Stirnrad- II, 373
 Fliehkraft-Bremse II, 435
 — -bremse, elektr. gesteuerte II, 436
 Fließgrenze I, 423
 Fluchtlinientafel I, 220
 Flügelmutter I, 648
 — -radwassermesser I, 374
 Flüssigkeitsreibung, Theorie der — beim Riemtrieb I, 755
 Flußeisen I, 580
 Flußstahl I, 580
 Fontanischer Oberwasserzapfen II, 245
 Fördergefäße f. Schaufel- od. Schüttgüter II, 444
 — -güter II, 445
 — -mittel II, 364
 Förderer, aussetzend arbeitende II, 365
 — Band- II, 543
 — Becher- II, 545, 548
 — Dauer- II, 538
 — Druckluft- II, 552
 — Druck- und Saugluft- II, 553
 — Gliederband- II, 545
 — Gurt- II, 543
 — Kratzer- II, 539
 — Luft- II, 551
 — pneumatische II, 551
 — Saugluft- II, 551
 — Schnecken- II, 544
 — tahlband- II, 544
 — stetig arbeitende II, 538
 Förderrinnen II, 539
 — Schwinge- II, 539
 — Wurf- II, 541
 Förderrutsche II, 540
 — schnecke II, 541
 Formänderungsarbeit I, 497
 Formeisen I, 586
 Formstahl II, 661
 — -halter II, 661
 Formstücke (Rohre) I, 823
 —, Gewichtstabelle I, 827
 Francis-Turbine II, 219
 —, Anordnung II, 234
 —, Aufbau II, 234
 —, aufgebogene Schaufeln II, 224
 —, Aufzeichnen der Schaufelung II, 227
 —, Ausführung II, 232
 —, Außenregelung II, 232
 —, Austrittsbogen II, 224
 —, Austrittsverlust II, 227
 —, Axialschub II, 241
 —, Berechnung II, 219, 224
 —, Drehschaufelregelung II, 232
 —, Entwurf II, 219
 —, Heberturbine II, 235
 —, Höhenlage II, 234
 —, Innenregelung II, 232
 —, Kaplan-turbine II, 248
 —, Lagerung II, 245
 —, Laufradachsenschnitt II, 237
 —, Mehrfach-turbine II, 233
 —, Querkessel-turbine II, 238
 —, Regulierarbeit II, 233
 —, Saugrohr II, 219, 249
 —, Schaufelklotz II, 228
 —, Spezifische Drehzahl II, 223
 —, Spiral-turbine II, 237
 —, Stirnkessel-turbine II, 238
 —, Umfangsgeschwindigkeit II, 222
 —, Verhalten im Betrieb II, 248
 Francis-Turbine, Wirkungsgrad, hydraulischer — II, 224
 —, —, gesamt — II, 227
 Fränkel-Feuerung II, 20
 Fräsen (Arbeitswiderstand) II, 563
 Fräsmaschine II, 699
 —, Allgemeines II, 699
 —, Arten II, 696
 —, Ausführungen II, 705
 —, Schaltantrieb II, 701
 —, Universalteilkopf II, 702
 Freie Achse I, 272
 Freistrah-Wasserturbinen II, 250
 —, Aufbau der Becher-turbine II, 256
 —, Bankiturbine II, 257
 —, Düse II, 255
 —, Laufrad II, 255
 —, Schaufelteilung II, 253
 —, Spezifische Drehzahl II, 256
 —, Wirkungsgrad II, 256
 Fremdstoffe im Wasser I, 535
 Frequenz I, 261, II, 759
 — -messung II, 781
 Friedmann, Theorie von — I, 754
 Friedrich, Theorie von — I, 755
 Friktionskupplung I, 680
 — -trommel II, 424
 Fuchs (Dampfkessel) II, 34
 — -kanal II, 38
 Führungen der Aufzüge II, 393
 — an Werkzeugmaschinen II, 615
 — für gerade Wege (Werkzeugmasch.) II, 618
 —, Nachstellung der — II, 618
 — für kreisförmige Wege (Werkzeugmasch.) II, 623
 —, Nachstellung der — II, 625
 Füllung II, 107
 Füllungsausgleich bei Kullissensteuerungen II, 137
 — — Lenker-Umsteuerungen II, 138
 — — Schiebersteuerungen II, 113
 — — Ventilsteuerungen II, 125, 129, 130
 — -regelung II, 152
 Fundamentanker I, 648
 — -schrauben I, 648
 Fußscheibe, Mutter mit — I, 646
 — -bodenkontakt f. Aufzüge II, 403
 — -krümmer I, 827
 Gabelrahmen I, 811
 Galsche Kette II, 444
 — Tabelle II, 411
 Galvanische Elemente II, 782
 Galvanometer (ballistisches) II, 774
 Ganghöhe der Schraube I, 634
 Garbekessel II, 63
 Gas
 —, Ausdehnung durch Wärme I, 376
 —, Druckgasanlage II, 176
 —, Endtemperatur bei Verbrennung I, 573
 — -feuerung II, 32

- Gasgenerator II, 574
 — -gewinde I, 642
 — —, Tabelle I, 644
 — -koks I, 549
 —, konstante I, 385
 —, Kraftgasanlage II, 175
 — -leitung II, 361
 — -maschine II, 146
 — -mischungen I, 405
 — -öl I, 551
 — -pumpe von Humphrey II, 310
 — -rohr I, 830
 — -rohr, Tabelle d. — I, 830
 —, Sauggasanlage II, 176
 —, spezifische Wärme I, 386
 — -teer I, 553
 — -ventil I, 843
 —, Zustandsänderung I, 385
 Gasmaschinen II, 146
 —, Abwärmeverwertung II, 322
 —, Anlassen II, 160
 —, Ausführung II, 156, 158
 —, Berechnung II, 151
 —, Einzelteile II, 160
 —, Kolben II, 162
 — — Kolbenstangenkup-
 lung II, 163
 —, Leistungssteigerung II, 158
 —, Regelung II, 152
 —, Rohrleitungen II, 361
 —, Stopfbuchse II, 163
 —, Theorie II, 146
 —, Ventile II, 162
 —, Viertakt II, 152
 —, Wärmearbeit II, 148
 —, Zündung II, 155
 —, Zweitakt II, 159
 —, Zylinder II, 151
 Gasolin I, 551
 Gasrohre I, 830
 —, Herstellung der — I, 830
 —, Tabelle I, 830
 — -ventil I, 843
 Gay-Lussac-Gesetz I, 388
 Gebrauchswasser, Anforderungen an das — I, 536
 Gedämpfte Schwingung I, 157
 Gefäß, Förder—e f. Schaufel- od. Schüttgüter II, 444
 —, Klapp—e II, 445
 Gefäße unter innerem und äußerem Druck I, 526
 Gefrierpunkt (Eispunkt) I, 375
 Gegendrucklinie (Dampfmaschinen) II, 108
 — -maschine II, 312
 — -turbine II, 313
 Gegengewicht I, 794
 — f. Aufzüge II, 392
 Gegenhalter I, 618
 — -mutter I, 649
 — -kurbel I, 795
 Gegenstromkondensation II, 340
 — -senkbremung II, 456
 Gehäuse der Dampfturbinen II, 294
 Gehäuse(wasser)turbinen II, 237
 Gekreuzte Riemen I, 772
 Gelenkwelle I, 662, II, 602
 Gelenkkeilzieher I, 630
 Gemischregelung II, 152
 Generatoren s. Kraftgaserzeuger
 Generatargas I, 556
 Geometrie, kinematische I, 345
 Geometrische Reihen I, 95, 103
 — — — — — II, 566
 Gepreßte Riemenscheiben I, 775
 Gerade Linie, Gleichung der I, 117
 Geradführung I, 811
 Gesamthärte, Bestimmung der — I, 539
 Gesamtgleichförmigkeitsgrad der Regler II, 329
 Geschlossene Oberflächenkondensator II, 340
 Geschränkte Riemen I, 772
 Geschwindigkeit I, 228
 —, senkrechte I, 246
 — -höhe I, 363
 — -smesser (Hydraulik) I, 375
 — -srad (Curtis-Rad) II, 278, 281, 294
 — -sregler für Aufzüge II, 400
 — — — — Kraftmaschinen II, 328
 — -stufung bei Dampfturbinen II, 278
 Gesperre, Betätigung der II, 607
 — für Hebezeuge II, 425
 —, laufende II, 605
 —, ruhende II, 605
 —, stumme II, 605
 Gestell der Bohrmaschine II, 689
 — — Fräsmaschine II, 705
 — — Hobel- und Stoßmaschinen II, 676
 Geteilte Räder I, 746
 Gewichtstabellen für Formeisen I, 595
 Gewinde I, 634
 —, Drücken des —s I, 648
 —, Flächenpressung I, 645
 —, Spitzwinkel des —s I, 635
 Gewinde I, 635
 —, Berechnung der — I, 635
 —, Einheits— I, 639
 —, — -Tabelle I, 641, 642
 —, Fein— I 639, Tabelle I, 643
 —, Flach— I, 634, 642
 —, Gas— I, 642
 — — -gewinde, Tabelle I, 644
 —, Halbrund— I, 643
 —, Kordel— I, 643
 —, Löwenherz— I, 639, Tabelle I, 639
 —, Rund— I, 634, 643
 —, scharfgängige — I, 634
 — -schneiden, Einrichtung zum — II, 632
 —, Sellers— I, 637
 —, S-I-Gewinde I, 638
 —, S-I-Gewinde, Tabelle I, 638, 639, 641, 642
 —, Trapez— I, 634, 643
 —, Whitworth— I, 635
 —, Whitworth—, Tabelle I, 636, 637, 638
 —, — -Feingewinde I, 639
 —, — —, Tafel I, 643
 —, — -Gasgewinde I, 642
 —, — —, Tafel I, 644
 Gichtgas I, 556
 Giebereidrehkran II, 502
 Gießkran II, 532
 — -pfanne II, 449
 — -trommel II, 450
 Gleichgewicht I, 249 284
 Gleichgewichtsbedingungen I, 293
 —, Anwendungen der — I, 294
 Gleichrichter II, 827
 Gleichstromanlage mit Akkumulatoren II, 832
 Gleichstromdampfmaschine II, 132
 Gleichstromdynamomaschine II, 785
 —, Anker II, 785
 —, Ankerrückwirkung II, 795
 —, Äquipotentialverbindung II, 789
 —, Charakteristik II, 795
 —, Compound— II, 785
 — mit Fremderregung II, 785
 —, Gang der Berechnung II, 793
 —, Hauptstrom— II, 785
 —, Kommutator II, 789
 —, Kompensationswicklung II, 795
 —, Lager II, 791
 —, Nebenschluß— II, 785
 —, Neutrale Zone II, 794
 —, Querfeld— II, 797
 —, Welle II, 794
 —, Wendepol II, 795
 —, Wicklung II, 787
 Gleichstrommotor II, 801
 —, Anlassen II, 804
 —, Ausführung II, 806
 —, Bremsen durch Generatorwirkung II, 806
 —, Doppelschluß— II, 804
 — für Aufzüge II, 389
 —, für aussetzenden Betrieb II, 451
 —, Hilfscompoundwicklung II, 804
 —, Nebenschluß— II, 803
 —, Regelung II, 805
 —, Reihen(Haupt)schluß— II, 802
 — Reversieren II, 806
 —, Umkehrung in Generatorwirkung II, 806
 Gleichstromschaltung (für Winden u. Krane) II, 454
 — (für Aufzüge) II, 390
 Gleichungen I, 54
 — 1. Grades I, 54, 55
 — 2. Grades I, 59, 65
 — 3. Grades I, 67
 Gleitlager I, 691, 692
 Gleitmaß I, 425
 Gleitwiderstand der Nietens I, 621
 Gliederbandförderer II, 545
 Gliederkessel II, 59
 Gliederketten II, 408
 — — -tabelle II, 409, 410
 — -riemen I, 765
 Glühfarben des Eisens I, 375
 Glühlampe II, 828
 —, Halbwattlampe II, 829
 —, Kohlenfadendampe II, 828
 —, Metalldrahtlampe II, 829
 —, Metallisierte Kohlenfadendampe II, 829

- Glührohrzündung II, 156
 Glycolager I, 696
 Gooch-Kulissensteuerung II, 135
 Gradierwerk II, 356
 Grashof'sche Gleichung I, 753
 Greifer
 —, Einseil-II, 448
 —, Laufkran II, 485
 —, Motor-II, 448
 —, Rundholz-II, 442
 —, Selbst-II, 446
 —, Windwerke II, 380
 —, Zweiseil-II, 446
 Greiforgane zum Aufnehmen von Einzelgütern II, 441
 — für Fässer II, 442
 — Hölzer II, 442
 — Kisten II, 442
 — Steine II, 442
 Grenzdrehzahlen für Werkzeugmaschinen II, 718, 730, 736
 Grenzkurve der Dämpfe I, 416
 Grenzlänge I, 440
 Grenzscharter für Aufzüge II, 400
 Grissongetriebe I, 750
 Grobmörtel I, 609
 Großgasmaschine II, 158, 160
 —, Anlassen II, 160
 —, Kolben II, 162
 —, Kolbenstange II, 162
 —, Kolbenstangenkuppelung II, 163
 —, Leistungssteigerung II, 158
 —, Stopfbuchse II, 163
 —, Ventile II, 162
 —, Zylinder II, 160
 Großwasserraumkessel II, 50
 Grude I, 549
 Grundexzenter II, 118
 Grundkegel der Kegelräder I, 727
 Grundkreis der Zahnräder I, 718
 Grundzahl (Basis) der Logarithmen I, 51, 97
 Gruppensprung II, 567
 Gruppenventil II, 112
 Guldin'sche Regel I, 115
 Gurtförderer II, 543
 Gußeisen I, 580
 Gußstahl I, 581
 Gütegrad der Gasmaschine II, 149
 — Dampfmachine II, 145
 Gütezahle des Nieteiseus I, 618
 Guterath-Klappe II, 181
 Gutta-percha I, 610
 Haarrriemen, Berechnung des — I, 767
 Hackworth-Bremme-Umsteuerung II, 137
 Hackworth-Klug-Umsteuerung II, 137
 Hafenkran II, 527
 —, Doppelkran der Demag II, 527
 Hahn I, 840, 849
 —, Ablaß-I, 850
 —, Dreiweghahn I, 850
 —, Durchlaß-I, 849
 Hahn, Eckhahn I, 850
 Haken II, 404
 —, Doppel-II, 407
 —, Zahlentafel der — II, 408
 —, einfacher II, 404
 —, Zahlentafel der — II, 406
 —, —geschirre II, 422
 —, geschlossener II, 408
 —, Kugelspurlager f. — II, 406
 —, Zahlentafeln II, 406, 408
 —, Verbindung des —s mit dem Huborgan II, 422
 Halbgasfeuerung II, 22
 Halbtordrehkran II, 523
 Halbbrundgewinde I, 643
 Halb-Atlaslampe II, 829
 Halbschraube, Herstellung der — II, 647
 Halszapfen I, 651, 656
 — (Turbinen) II, 247
 Hammerkran II, 508
 Handaufzug II, 384
 Handelpumpen, Abmessung von — II, 194, 197
 Handelsware der Kugeln I, 703
 Handhängebahnen II, 367
 Handkuabel II, 424
 Handnietung I, 620
 Handrad-Steuerung (Aufzüge) II, 394
 Handwinden, Ausführung der — II, 378
 — Hanfseil I, 779
 —, Beanspruchung I, 781
 — für Hebemachines II, 412
 — Leistung der —, Tabelle I, 782
 Hängebahnen II, 365
 — Drehscheiben für — II, 366
 — Elektro-II, 367
 — Hand-II, 367
 — Schienen für — II, 366
 — mit Seiltrieb II, 553
 — Wagen II, 367, 368
 Hängebock I, 713
 Hängeseil-Ausrückung für Aufzüge II, 400
 Harlé-Balcke-Wärmespeicher II, 318
 Härtegrad (des Wassers) I, 538
 Härten des Stahles I, 582
 Härteprüfung des Wassers I, 538
 Härteziffern der Kugeln I, 700
 Härtung (durch Aufstreupulver) I, 583
 Hartguß I, 580
 —, Laufräder II, 437
 Hartlot I, 603
 Hartung-Regulator II, 332
 Harzöl I, 616
 Häselersche Formeln I, 439
 Haspelräder, II, 425
 —, Zahlentafel der — II, 410
 Hauptachse I, 464
 Hauptgleichung der Turbinen II, 216
 — der Zentrifugalpumpen II, 258
 Hauptsatz, erster — I, 384
 —, zweiter — I, 394
 Hauptspannungen I, 512
 Hauptstromdynamo II, 785, 796
 Hauptstromlampe II, 830
 Hauptstrommotor für Winden und Krane II, 451
 — — — Anlauf II, 377
 — — — Aufzüge I, 386
 Hauptträgheitsmoment I, 464
 Hauptwellenleitungen, Um-drehzahl der — I, 660
 Hebeböcke, Lokomotiv-II, 371
 Hebelsteuerung (Aufzüge) II, 395
 Hebeknechte, Druckwasser-II, 371
 Hebemittel, kleinhubige II, 370
 Hebe- u. Fördermittel II, 364
 Heber-Wasserturbine II, 235
 Hebewerkzeuge II, 370
 Hebezeuge, Druckluft-II, 372
 —, Druckwasser-II, 371
 Heckel, Seilscheibe von — I, 789
 Hefenerlampe II, 828
 Heißdampf-Ventilzylinder II, 123
 Heizfläche II, 48
 —, Beanspruchung II, 4
 —, Wirkungsgrad II, 4
 Heizrohre II, 88
 Heizwert I, 571
 Helling-Krane II, 529
 Herstellung der Ehrhardt-rohre I, 834
 — der Gasrohre I, 830
 — der Mannesmannrohre I, 833
 Hertz, Versuch von — I, 699, 702
 Herzhebel II, 613
 Herzkurve I, 154, 214
 Heusinger-Waldegg-Umsteuerung II, 136
 Heylandsches Diagramm II, 811
 Hildebrandt-Kuppelung I, 679
 Hilfsubwerk f. elekt. betr. Winden II, 465
 Hilfskomponentwicklung II, 804
 Hillkupplung I, 682
 Hinterstechwerkzeug II, 662
 Hitzdrahtinstrumente II, 772
 Hobeln II, 560
 Hobel- u. Stoßmaschine II, 672
 — — —, Aufnahme der Arbeitsdrücke II, 672
 — — —, Ausführungen II, 682
 — — —, Entwurf einer Wagerechtstoßmaschine II, 728
 — — —, Hubeinstellung II, 680
 — — —, Schaltantrieb II, 681
 — — —, Schlittenführung II, 678
 — — —, Schnittantrieb II, 679
 — — —, Ständer II, 677
 — — —, Tischgestell II, 676
 — — —, Tischhobelmaschine II, 672
 — — —, Umkehr der Bewegungsrichtung II, 680
 — — —, Wagerecht- und Senkrechtstoßmaschine II, 672
 — — —, Wirkung der Massenkräfte II, 673
 Hochbaukrane I, 849
 Hochdruckdampfschieber I, 849
 Hochhub-Sicherheitsventil I, 850

- Hochleistungskammerkes
 sel II, 62
 Hochofengasfeuerung II, 32
 Hochofenkrane II, 530
 Hochspeisung II, 99
 Hoerbiger-Ventil II, 181
 Hohlkeil I, 631
 Hohlkugeln unter äußerem
 Druck I, 530
 — — innerem Druck I, 529
 Hohlradgetriebe I, 747
 Hohlroststab II, 16
 Hohlwelle I, 684
 Hohlzylinder unter äußerem
 Druck I, 529
 — unter innerem Druck I, 526
 Holz (Brennstoff) I, 547
 — (Baustoff) I, 603
 Holzbearbeitungsmaschinen, Umdrehzahl von
 Wellen der — I, 660
 —, Festigkeitszahlen I, 433
 — -kohle I, 549
 — -pflaster I, 605
 — -zahn I, 747
 Hookesche Gelenkkupp-
 lung I, 676
 Hookesches Gesetz I, 422
 Horn der Schrupfver-
 bindungen I, 629
 Howaldt-Packung I, 857
 Hubanzeiger für Aufzü-
 ge II, 403
 — -geschwindigkeit der
 elektr. betr. Winden II, 472
 — —, Änderung der —
 elektr. betr. Winden II, 466
 — Hilfs — -werk für
 elektr. Winden II, 465, 468
 — -organ der Aufzüge II, 390
 — -organe, der Winden
 und Krane II, 408
 — -werk der Hand-Räder-
 winden II, 375
 — — — elektr. betr.
 Winden II, 376
 — — für Hafenkrane II, 510
 — -werksbremse für
 Hafenkrane II, 510
 Hubventile I, 839
 Humboldtkegel II, 70
 Humphrey-Gaspumpe II, 310
 Hunt-Elevator II, 535
 Hülsenkupplung I, 673
 Hüttenkoks I, 550
 — -werkskrane II, 530
 Hydraulische Aufzüge II, 386
 Hydraulischer Kom-
 pressor II, 311
 Hydrodynamik I, 360
 Hydrostatik I, 373
 Hygrometer (Daniell) I, 407
 —, Haar- I, 407
 Hyperbel I, 129
 — -funktionen I, 91
 —, gleichseitige I, 131
 —, Polargleichung der — I, 131
 Hyperbolische Kurven
 höheren Grades I, 141
 Hyperboloidrad I, 736
 Hypocykloide I, 145
 — bei Zahnradern I, 716
 —, verkürzte I, 145
 —, verlängerte I, 145
 Hysterisisverlust II, 768
- Ideelle Reibungsziffern
 bei Stützlagern I, 707
 I-Krümmen I, 826
 Imaginäre Zahlen I, 52
 Impedanz II, 763, 764
 Indikator-Diagramm
 II, 107, 109
 Indirekt wirkende Reg-
 ler II, 338
 Induktion II, 744, 755
 — -sfluß II, 745
 Induktionslinien, Brechung
 der II, 745
 Induktionsmotor II, 808
 —, Anlassen II, 810, 812
 —, Einphasen II, 813
 — als Generator II, 813
 —, mech. Ausführung II, 814
 —, Schlupf- II, 808, 811
 —, Stromwärme II, 811
 —, Tourenregelung II, 810, 813
 —, Wirkungsgrad II, 814
 Induktanz II, 764
 Induktionsmotorzähler II, 775
 Industrienormen I, 617
 Influenz (elektr.) II, 750
 Inhalte von Flächen I, 109
 — von Körpern I, 112
 Injektor II, 309
 Inneneinströmung bei Kol-
 benschiebern II, 415
 Innenfeuerung II, 9
 Innenregelung bei Wasser-
 turbinen II, 232
 Inenschleifmaschine von
 Fritz Werner II, 713
 Innenverzahnung mit
 Evoluten I, 718
 — mit Zykloiden I, 717
 Integral, bestimmtes — I, 179
 — -formeln I, 182
 — -kurven I, 199
 — -kurven als Seillinien I, 204
 — -rechnung I, 178
 Intensität der Magnetisie-
 rung II, 745
 Inverse Funktion I, 161
 Irinyi-Ölbrenner II, 31
 JS-Diagramm I, 419
 Isfort-Kupplung I, 685
 Isodromregler II, 338
 Isogonen II, 744
 Isoklinen II, 744
 Isolationsmessung II, 777
 —, Fehlerortsbestimmung
 II, 778
 — mit Hilfsbatterie II, 777
 — mit Netzspannung II, 778
 Isolatoren (Dielektrika) II, 750
 Isolierende Kuppelungen I, 675
 Isothermische Zustands-
 änderung der Gase I, 387
 — I, 411
 — — des nassen Dampfes
 I, 401
 — — — überhitzten Damp-
 fes I, 403, 415
 — —, Arbeit bei — r —
 der Gase I, 184
 — —, Arbeit bei — r —
 nasser Dämpfe I, 401
- Jäger-Rollenlager I, 711
 Jaeger - Zentrifugalpumpe
 II, 274
- Josse-Gensecke-Strahlluft-
 pumpe II, 353
 — — -Kondensator II, 343
 — -Luftpumpe II, 349
 Joulesches Gesetz II, 754
 Joy-Steuerung II, 138
- Kabelkran** II, 497
**Kabinensteuerung (Auf-
 züge)** II, 395
Kalkmörtel I, 608
Kalksandstein I, 607
Kalorie I, 376
Kaminkühler II, 356
Kammerkessel II, 59
Kammlager I, 698
Kammzapfen I, 658
Kanalisationspumpe II, 213
**Kanteneingriff bei Zahn-
 rädern** I, 723
Kapazität II, 751, 763
 — eines Akkumulators II, 784
 — -reaktanz II, 764
Kapillarrohung I, 690
Kaplanturbine I, 248
Kardioid I, 154, 214
Kaskaden-Umformer II, 822
Kautschuk I, 610
Kegelbremse II, 430
**Kegelräder mit geraden
 Zähnen** I, 727
 — mit Schraubenzähnen
 I, 728
 —, Sonderverzahnung I, 734
 —, Teiltriäkel I, 727
 —, Zahnbelastung I, 744, 745
Kegelregler II, 330
 —, Änderung der Um-
 laufzahl II, 332
 —, Berechnung II, 330
 —, C-Kurven II, 329
 — von Hartung II, 332
 — — Proell II, 331
 — — Tolle II, 333
 — — Trenck II, 333
**Kegelschnitte, gemein-
 samer Ursprung der —** I, 131
Kehrlad I, 737
Keil I, 311
 — -bahn I, 631
 — -fangvorrichtungen für
 Aufzüge II, 398
 — -kette I, 312
 — -sicherungen I, 634
 — -spannfutter II, 659
 — -treiber I, 630
 — -verbindungen I, 629
Keile I, 629
 —, Federkeile I, 629
 —, Flachkeile I, 631
 —, Hohlkeile I, 631
 —, Längskeile I, 629
 —, Nasenkeile I, 629
 —, Nutenkeile I, 629
 —, Querkeile I, 632
 —, Rundkeile I, 631
 —, Tangentialkeile I, 631
 —, Woodruffkeile I, 632
**Kennziffer der Logarith-
 men** I, 51
Kern des Querschnittes I, 509
 — -grenze I, 509
 — -leder I, 763
 — -moment I, 510
Kerntransformator II, 823

- Kerzenzündung II, 155
 Kesselausrüstung II, 98
 — -bleche II, 83
 — -böden II, 84
 — -mantel II, 88
 — -mauerwerk II, 36
 — -rohre I, 830
 — -stein I, 537
 — — gegenmittel I, 544
 — — zugüberhitzer II, 70
 — — einbau II, 73
 Kette, Gallsche II, 411
 —, Gleichung der — I, 209
 —, Glieder II, 408
 —, kalibrierte II, 409
 —, kinematische I, 247
 —, kurzgliedrige (englische) II, 409
 —, langgliedrige (deutsche) II, 409
 — -nbahn (Standbahn) II, 553
 — -nlinie I, 152
 — —, gemeine I, 152
 — -nnietungen I, 619
 — -nnuß II, 418
 — -nrad I, 752
 — -n-räder, verzahnte (Zahlentafel) II, 410
 — — t. Gallsche Ketten II, 418
 — -nrolle für Gliederketten II, 418
 — -nrost II, 27
 — -nschlüssige Ventilsteuerung s. Paarschlüssige —
 — -ntabelle für Gliederketten II, 409
 — — für Gallsche Ketten II, 411
 — -ntrommel II, 420
 —, Rundeisen — II, 408
 Kilowatt I, 257
 Kinematische Geometrie I, 244
 — Kette I, 247
 Kinetische Energie I, 255
 Kipper, Eisenbahnwagen II, 537
 Kippkübel II, 444
 Kipp-Wassermesser (Eckhardt) I, 370
 Kirchhoffsche Gesetze II, 753
 Kirchhoffsche Gesetze für Wechselstrom II, 762
 Kitte I, 611
 Klappenventile I, 839
 Klauenkupplung I, 675
 —, ausrückbare I, 679
 — (Werkzeugmasch.) II, 603
 Klappgefäße II, 445
 Kleingasmaschinen, Ausführung von — II, 156
 Klemmgesperre II, 426
 Klingerglas II, 102
 Klinkengesperre II, 425
 Klinkenreibungskupplung I, 687
 Klob, Verfahren von — I, 667
 Knickfestigkeit I, 439
 — -gleichung, Euler I, 211
 Kniestück I, 831
 Koerting, Kleingasmaschine II, 158
 —, Ölmaschine II, 167
 — -scher Wasserstrahlkondensator II, 344
 Körting, Zweitaktmaschine II, 159, 161
 Koester-Kompressor II, 182
 Kohlenfadenlampe II, 828
 — -staubfeuerung II, 29
 Koks I, 549
 — -ofengas I, 555
 — -feuerung II, 32
 Kolben I, 815
 — -berechnung I, 819
 — -beschleunigung I, 793
 —, durchbrochene I, 820
 — -geschwindigkeit I, 792
 — -kompressor II, 177
 — -pumpe II, 189
 — -ring I, 816
 —, Rohrkolben I, 815
 —, Scheibenkolben I, 815, 819
 — -schieber II, 115
 — -stange I, 814
 — -stangenkupplung II, 163
 —, Tauchkolben I, 815
 —, Ventilkolben I, 815, 820, 823
 — -ventilsteuerung II, 121
 — -wassermesser I, 370
 — -weg I, 790
 Kolbenkompressor II, 177
 —, Anordnung der —en II, 186
 — -bemessung II, 177
 —, Diagramm II, 178
 —, Hochdruck — II, 188
 —, Liefergrad II, 177
 — -regelung II, 184
 — -schiebersteuerung II, 182
 — -ventile II, 180
 —, Verbund- II, 179
 Kolbenpumpen II, 189
 —, Abmessungen II, 191
 —, Antrieb II, 197
 —, Ausführungsarten d. — II, 209
 —, Höhen II, 189
 —, Kanalisations- II, 213
 —, Kraftbedarf II, 196
 —, Schwungradlose — II, 213
 — -ventile II, 203, 211
 —, Wassermengen II, 191
 — -wege I, 790
 —, Windkessel II, 199
 —, Wirkungsgrad II, 196
 —, Zahlentafel II, 194, 197
 Kollektorschritt II, 788
 Kombinationen I, 71
 Kombinierte Regelung II, 152
 Kommutator II, 789
 Kommutatormotor, Nebenschlußmotor für Drehstrom II, 817
 —, Reihenschlußmotor für Drehstrom II, 817
 —, — für Wechselstrom II, 815
 —, Reihenschluß-Kurzschlußmotor II, 816
 —, Repulsionsmotor II, 816
 Kompensationsrohr I, 836
 Kompensationswicklung II, 795
 Komplexe Zahlen I, 52
 Kompression (Dampfmaschinen) II, 108
 — (Gasmaschinen) II, 147
 Kompressor, hydraulischer II, 311
 Kompressor, Kolben- II, 177
 —, Turbo- II, 300
 — -ventil II, 180
 —, Verbund- II, 179
 Konchoide I, 155
 Kondensanz II, 764
 Kondensator (elektrisch) II, 752
 Kondensation II, 339
 —, Abdampfleitung II, 355
 —, Entölung II, 355
 —, Kreiseluftpumpen II, 351
 —, Luftpumpen II, 344
 —, Misch- II, 339
 —, Oberflächen- II, 340
 —, Rückkühlung II, 356
 —, Strahler II, 351
 —, Strahl- II, 344
 Kondensstopf II, 837
 Kondenswasserableiter I, 837
 Konische Räder s. Kegelrad
 König-Steuerung II, 131
 Konsolkranne II, 486
 — mit festem Ausleger II, 486
 — mit schwenkbarem Ausleger II, 488
 Konsollager I, 713
 Konstruktionsstahl I, 428, 581
 Kontakt, Ringschleif- II, 461
 Kontinuitätsgleichung I, 363
 Kontraktion I, 424
 — -skoeffizient I, 361
 Kontrollor für elektr. Winden und Krane II, 453
 — -Schaltungen II, 454
 —, Universal- II, 454
 — mit Seilsteuerung II, 454
 Konus, metrischer II, 626
 —, Morse II, 627
 Kontrollflansch (Dampfkesel) II, 106
 Konvergenzbedingungen I, 98
 Koordinaten-Umwandlung I, 118
 Köpfe der Schrauben I, 646
 —, Gewichtstabelle I, 646/47
 Kopfhöhe bei Zahnrädern I, 715
 Kopiereinrichtung bei Revolverbänken II, 664
 Kopfkreis I, 716
 Kopfschrauben I, 647
 Kopflager I, 708
 Korbogenkopf I, 619
 Kordegewinde I, 643
 Korkstein I, 608
 Korkzieherregel II, 758, 759
 Körper gleicher Festigkeit gegen Zug bzw. Druck I, 438
 Körperinhalte I, 187
 Korrigierte Zahnäder s. Sonderverzahnung
 Kräfte in der Ebene I, 283
 —, Zusammensetzung und Zerlegung von —n I, 283
 Kräftepaare I, 289
 Kraftfeld I, 279
 Kraftgaszerzeuger II, 175
 Kraftlinie I, 476
 Kraftmaschinenkupplung I, 687
 Krafträder I, 744
 Krane II, 468
 —, Antriebsarten der — II, 364
 —, Beschick- II, 531
 —, Blockeinsetz- II, 534

- Krane, Bock II, 489
 —, Dampfdröh-, fahrh. II, 520
 —, Doppel- II, 527
 —, Dreh- II, 500
 —, elektr. Ausrüstung d. II, 450
 —, Endausschalter für elektr. betriebene — II, 459
 —, Fahrbahn II, 486, 493
 —, Fallwerks- II, 531
 —, flasche II, 422
 —, Gieß- II, 532
 —, Gießereidreh- II, 502
 —, Hafen- II, 527
 —, Halbtordreh- II, 523
 —, Hammer- II, 508
 —, Helling- II, 529
 —, Hochbau- II, 524
 —, für Hochofenwerke II, 530
 —, Konsol- II, 486
 —, Kontroller II, 453
 —, Lagerplatz- II, 491
 —, Lauf- II, 468
 —, Leistung II, 820
 —, Lokomotivhebe- II, 485
 —, Magnet- II, 531
 —, motoren II, 451
 —, Muldenbeschick- II, 531
 —, Muldenförder- II, 531
 —, Prätzen- II, 534
 —, Schlagwerks- II, 530
 —, Schmiede- II, 535
 — zur Schrottbeförderung II, 531
 —, Schwenk- II, 500
 —, Schwerlast- II, 508
 —, Seilbahn- II, 497
 —, Sicherheitsvorrichtungen für elektr. betr. — II, 459
 —, Sonder- für Hüttenwerke II, 530
 —, Stahl- u. Walzwerks- II, 531
 —, Steuerapparate II, 453
 —, Stripper- II, 533
 —, Stromzuführung II, 460
 —, Zahlentafel elektr. Lauf- II, 472
 —, Tiefofen- II, 534
 —, Tordreh- II, 522
 —, Turmdreh-, fahrh. II, 525, 529
 —, Velociped- II, 514
 —, Volltordreh- II, 522
 —, waage II, 440
 —, Wanddreh- II, 500
 —, Wandlauf- II, 486
 —, Wandlaufdreh- II, 488
 Kratzerförderer II, 539
 Kreis I, 121
 — -abschnitt I, 37
 — -ausschnitt I, 37
 — -evolvente I, 146
 — - bei Zahnrädern I, 718
 — -flächen (Tafel) I, 2 ff.
 — -frequenz I, 231, 261
 — -funktionen I, 30, 81
 — -prozeß I, 392, 412
 — -tafel I, 34
 — -umfänge (Tafel) I, 2 ff.
 Kreisluftpumpe II, 351
 —, Berechnungsbeispiel II, 353
 — von Westinghouse-Leblanc II, 353
 Kreiselpumpen, s. Zentrifugalpumpen
 Kreisseittrieb I, 783
 Kreuzkopfpapfen, Berechnung des —s I, 807
 Kreuzgelenkkupplung I, 676
 Kreuzkopf I, 807
 —, Berechnung I, 807
 —, führung I, 811
 Kreuzstück I, 827, 831
 —, Gewichtstabelle I, 827
 Kritische Dampfgeschwindigkeit I, 405
 — Umlaufzahl der Turbinenwellen I, 264, II, 297
 Kritisches Druckverhältnis I, 404
 Kritische Temperatur I, 379, 396
 Kritischer Druck I, 379, 396
 Kronenmutter I, 650
 Krümmer I, 827
 —, Gewichte, Tabelle I, 827
 Kübel, Kipp- II, 444
 Kubische Parabel I, 138
 Kugel, Gleichung der I, 218
 —, Ausschmiegung der — I, 700
 —, Ausschmiegungsfaktor I, 700
 —, Bruchlast der —n I, 699
 —, Druckhärte I, 700
 —, Einbringen der —n I, 704
 —, förmiger Zapfen I, 656
 —, gelenk kompensator I, 836
 —, Härteziffer der —n I, 700
 —, Handelsware der —n I, 703
 —, käfig I, 699, 707
 —, lager I, 699, 707
 —, Abmaße für Traglager I, 703
 —, Durchschlag der — I, 704
 —, Einfüllöffnung der — I, 704
 —, ideale Reibungsziffer für Stützlager I, 707
 —, Montage der — I, 703
 —, Schmierung der — I, 699
 —, Toleranz der Stützlager I, 707
 —, Material der —n I, 703
 —, Reibungsziffer der — I, 703, 707
 —, rückschlagventil I, 854
 —, Sprunglast der —n I, 699
 —, spezifische Bruchlast der —n I, 699
 —, spezifische Sprunglast der —n I, 699
 —, spurlager für Kranhaken II, 407
 —, Toleranz der — I, 703
 —, T-Stück I, 827
 Kühlgrenze II, 358
 Kühlteich II, 356
 Kulissen-Aufhängung II, 136
 — Füllungsausgleich II, 137
 — stein, Springen des —s II, 136
 — steuerungen II, 134
 Kullisches Verfahren I, 265
 Kupfer I, 431, 599
 — legierungen I, 431, 601
 — rohre I, 835
 —, Tabelle I, 833
 Kupplung I, 673
 —, Arndtsche I, 688
 —, ausrückbare I, 678, 680
 —, ausrückbare Klauen I, 679
 Kupplung, bewegliche I, 675
 —, bewegliche Scheibekupplung I, 676
 —, Band- I, 677
 —, Band-, ausrückbare I, 680
 —, Benn- I, 684
 —, Bolzen-, ausrückbare I, 679
 —, Bremskeil- I, 687
 —, Beilke I, 682
 —, Bürsten- I, 687
 —, Cachin- I, 678
 —, Cardansches Gelenk I, 676
 —, Dohmen-Leblanc-Kupplung I, 681
 —, Doppelkegelreibungs- I, 674
 —, Dreika- I, 688
 —, elastische I, 678, II, 439
 —, — elastische für Winden und Krane II, 439
 —, elektromagnetische I, 685
 —, El-Is- I, 678
 —, feste I, 673
 —, Federreibungs- I, 687
 —, Hildebrandt- I, 679
 —, Hill- I, 682
 —, Hoocksches Gelenk I, 676
 —, Hülsen- I, 673
 —, Istort- I, 685
 —, isolierende I, 675
 —, Klauen-, ausrückbare I, 679
 —, Klauen- I, 675
 —, Klinkenreibungs- I, 687
 —, Kraftmaschinen- I, 687
 —, Kreuzgelenk- I, 676
 —, Lauchhammer- I, 687
 —, Lederbolzen- I, 676
 —, Lederlamellen- I, 676
 —, Lederring- I, 676
 —, von Lohmann & Stolferho I, 685
 —, Muffen- I, 673
 —, nachgiebige I, 675
 —, Ohnesorge- I, 688
 —, Polysius- I, 682
 —, Reibungs- en I, 680
 —, Reibungskegel — I, 680
 —, Rutsch- I, 687
 —, Schalen- I, 674
 —, Scheiben- I, 674
 —, Sellers- I, 675
 —, Sicherheits- I, 687
 —, Stift- I, 687
 —, Triumph- I, 686
 —, Uhhorn I, 688
 —, Voith- I, 677
 —, Walzwerks- I, 674
 —, Watzke- I, 685
 —, X-Kupplung I, 684
 Kupplungen bei Werkzeugmaschinen II, 601
 — —, ausrückbare — II, 602
 —, Betätigung der — II, 604
 — für dauernde Mitnahme II, 601
 —, Klauen- II, 603
 —, Reib- II, 604
 —, Ziehkeil- II, 603
 Kurbel I, 795
 — achse I, 663
 — arm I, 796
 — blätter I, 666
 — Gegenkurbel I, 795
 — getriebe I, 790
 —, Hand- II, 424

- Kurbelkröpfung I, 665
 — -lager I, 667
 — -nabenstärke I, 796
 — -schleife, schwingende (Werkzeugmasch.) II, 595
 — -schleife, umlaufende (Werkzeugmasch.) II, 597
 —, Sicherheits- II, 424
 —, steuerung II, 394
 —, Stirnkurbel I, 79
 — trieb I, 790
 — -welle I, 663, 665, 667
 — -zapfen I, 655, 656, 666, 797, 807
 —, zeichnerische Ermittlung nach Bach I, 796
 Kurve der gedämpften Schwingung I, 157
 —, einhöllende I, 213
 —, Exponential- I, 155
 — von der Form $y_m = a_m \cdot \cos(m \varphi)$ I, 153
 —, hyperbolische — höherer Grades I, 141
 — konstanter Dampfmenge I, 401
 —, logarithmische — I, 156
 — n-lehre I, 116
 — n-scharen I, 213
 — n-scheiben (Werkzeugmasch.) II, 609
 —, parabolische — höherer Grades I, 138
 —, Parametendarstellung von — I, 137
 —, polytropische — I, 142
 —, zyklische — I, 143
 Kutzbach, Theorie von — I, 754
L-Krümmen I, 827
 Labile Regelung II, 328, 330
 Ladepumpen (Zweitaktmaschinen) II, 160
Lager I, 691
 — an Werkzeugmaschinen II, 693
 —, Beusch- I, 692
 — bock I, 713
 — Bund- I, 660
 — Calypsollager I, 697, 698
 — Chrom- I, 703
 — deckel I, 693
 — Einsatz- I, 703
 — Einscheibendruck- I, 698
 — -entfernung bei Triebwerkwellen I, 660
 — für Hebezeuge (Sonderlager) II, 440
 — -gewichte verschiedener Stoffe I, 579
 —, Gleitlager I, 694, 692
 —, Glycometall- I, 696
 —, Hänge- I, 713
 —, Kammlager I, 698
 —, Konsol- I, 713
 — körper I, 693
 — -Kreuzkopf I, 807
 —, Kugel- I, 699
 —, Kurbelwellen — I, 811
 — metall, Untersuchungen über — I, 693
 — Normallager I, 694
 —, Pendel- I, 706
 — -reibung I, 316
 — Ringschmierlager I, 695
Lager, Rollen- I, 710
 a) Säger-Rollenlager I, 711
 b) Fischer-Rollenlager I, 711
 c) Riebe-Rollenlager I, 711
 d) Timken-Rollenlager I, 712
 — Rumpf- I, 694
 — schalen I, 692
 — schrauben I, 693
 —, Sellers- I, 696
 —, Skelett- I, 696
 —, Steh- I, 695
 —, -stuhl I, 713
 —, Stützlager I, 698, 706
 —, Traglager I, 692, 701
 —, Turbinen- II, 245
 —, Walzen- I, 710
Lagerplatz-Krane für Hüttenwerke II, 534
Lagerschrauben I, 693
Lamellenbremse II, 430
 — -senksperrbremse II, 437
Landsbergische Formeln I, 438
Landdampfkessel, Vernichtung von — I, 618, 623
Langmutter II, 600
Längenänderung I, 421
Längskeil I, 629
Lasche, Versuche von — I, 320
Laschenkette II, 411
Laschennietung I, 622, 624
Lastaufnahmemittel II, 440
 — -bügel (geschlossener Haken) II, 408
 — -druckbremse II, 436
 — -haken II, 404
 — -hebemagnet II, 443
 — — mit beweglichen Polen II, 444
 —, Sicherheitsvorrichtungen für — e II, 444
Lasten, bewegliche I, 343
 — -aufzug II, 384
Laststellung, ungünstigste bei beweglicher Last I, 354
Last, prozentuale II, 450
Lauchhammerkupplung I, 687
Laufdrehkran II, 484
Laufkatze II, 461
 — Motor- II, 463
 — Obergurt- II, 463
 — Untergurt- II, 463
Laufkran, Ausleger- II, 483
 — e, elektrische, Betriebsarten II, 469
 —, Brücke II, 476
 —, elektrisch betr. II, 469
 —, Fahrwerk II, 470
 —, Greifer- II, 485
 —, Hand- II, 468
 —, Zahlentafel elektr. — e II, 472
Laufkrane II, 468
 —, Fahrwiderstand der — II, 471
 —, Führerkorb der — II, 483
 —, Hauptträger II, 477
 —, Kopftträger II, 482
 —, Kranfahrbahn II, 486
 —, Lokomotiv- II, 485
 — n-Schiene (Sonderprofil) II, 477
 — n-Seitenträger II, 482
 — für Sonderzwecke II, 485
Laufkran-Winde II, 464, 465
Lauftrad der Dampfturbinen II, 297
 — der Francis-Turbine II, 224
 — für Hebezeuge II, 437
 — überdruck II, 216
 — -Zahlentafel II, 438
 — der Zentrifugalpumpen II, 264
Lauftrinne der Kugellager I, 701, 706
Lauftring I, 699
 —, Toleranz der — e I, 703
Laufwinde II, 461
 —, Kran- II, 464
 —, Schnecken- II, 465
 —, Stirnrad- II, 464
 — zeitdiagramm II, 725
Lavaldüse II, 277
Leachfeuerung II, 25
Lederbolzenkupplung I, 676
Lederlamellenkupplung I, 676
Lederriemen I, 762
 —, Elastizitätsmodul I, 763
 —, spez. Gewicht I, 753
Lederriemenkupplung I, 676
Lederstulp I, 822, 856
Leerkomponente (Wechselstrom) II, 762
 — -laufbuchse I, 777
 — — charakteristik II, 795
 — — der Wechselstrommaschine II, 800
Leerscheibenträger I, 777
Leertrum I, 753
Legierungen I, 601
Leistung I, 256
 — -ermittlung aus dem Dampfdiagramm II, 109
 — -faktor ($\cos \varphi$) II, 761
 — -messung, elektr. II, 779
 — -sregler II, 337
 — -steigerung bei Dieselmotoren II, 170
 — — (Gasmaschinen) II, 158
 — —, Ehrhardt & Schermer II, 158
 — —, Junkers II, 170
 — —, Sulzer II, 170
 — —, Thyssen II, 170
 — -szieher II, 773
 — -sziffer I, 394
Leiter, elektrische II, 750
Leitlinie I, 122, 132
 — bei Zahnradern I, 728
 — rollen I, 773
Leitspindeldrehbank s. Zugspindeldrehbank
Leitrad bei Dampfturbinen II, 297
 — bei Francis-Turbinen II, 224
 — bei Zentrifugalpumpen II, 264
Leitrolle, Riemtrieb I, 773
Leit- und Zugspindeldrehbank (Ludw. Loewe) II, 641
 — — support von Heidenreich und Harbeck II, 645
 — — von Reinecker II, 646
Leitungen, elektrische II, 839
 —, Belastungstabelle für — II, 840
 —, Berechnung II, 842
 —, Ring- II, 361, 844
 — Verteilungs- II, 843

- Lemniskate I, 153
 Lenixgetriebe I, 759
 Lenkerumsteuerung II, 137
 Lenkstange I, 800
 Lentz-Daumen II, 126
 —-packung I, 858
 —-regler II, 333
 —-steuerung II, 128
 Lenzsches Gesetz II, 755
 Leonard-Schaltung II, 457
 — der Aufzüge II, 390
 Leuchtgas I, 555
 Lichtbogenschweißung I, 585
 Lichtstärke II, 828
 Lichtstrom II, 828
 Lieferungsgrad der Kolben-
 pumpen II, 196
 — Kompressoren II, 177
 Lietzenmeyer-Motor II, 166
 Lineare Differentialgleichung I, 205
 —s Voreilen II, 111
 Linie, gerade, in der Ebene I, 117
 —, — im Raume I, 216
 Linienintegral der Feldstärke II, 746, 750
 Linksgängige Schraube I, 634
 Linsenskniet I, 619
 Lochleibungsdruck I, 626
 Lodge-Zündung II, 156
 Löffelturbine, s. Becher-
 turbine
 Logarithmen I, 50
 Logarithmische Kurve I, 156
 Lohmann & Stolterfoth-
 Kupplung I, 685
 Lokomobilkessel II, 57
 Lokomotiv-Hebeböcke II, 371
 —-hebekran II, 485
 —-kessel II, 57
 Lorenzscher Kreisprozeß I, 394
 Losscheibe I, 775
 —, Lager einer — I, 706
 —, Tabelle I, 776
 Lote I, 603
 Löwenherz-Gewinde I, 639
 —, Tabelle des — es I, 639
 Lüftungsbremse II, 429, 433, 434
 Luftbedarf für Verbrennung I, 560
 —-feuchtigkeit I, 406
 —-förderer II, 551
 —-gas I, 556, 574
 —-kompressor II, 177
 —-leitung für Kompressoren II, 361
 —, polytrophische Kompression I, 389
 —-überschuß (Verbrennung) I, 563
 Luftpumpen, nasse — II, 344
 —, -Antrieb II, 349
 —, -Berechnung II, 349
 — von Brown-Kuhn II, 345
 — von Doerfl II, 345
 —, Dreiventil II, 345
 — von Josse II, 349
 —, Lieferungsgrad II, 344
 —, Luftmenge II, 344
 —, Schnüffelventile II, 350
 — von Tosi II, 349
 —, Verbund- II, 345
 —, Strahl-, s. Strahl-
 pumpen
- Luftpumpen, trockene II, 349
 —, Überströmung II, 349
 —, Wirkungsgrad II, 349
 Lumen II, 828
 Lünneumannsche Schmier-
 büchse I, 777
 Lux II, 828
 Lyrabogen I, 835
- Mac Nicol-Kessel** II, 54
 Maffei-Schwartzkopf-Zen-
 trifugalpumpe II, 275
 Magnalium I, 603
 Magnet-Kran II, 531
 —, Bremslüft- II, 457
 —, Lasthebe- II, 443
 —, Sicherheitsvorrich-
 tungen für — e II, 444
 —, Zugkraft von — en II, 458, 746
 Magnetische Energie II, 745
 —-s Feld II, 743
 —-e Induktion II, 744
 —-r Kreis II, 747
 —-r Moment II, 743
 —-r Widerstand II, 747
 Magnetisierung, Intensität der — II, 745
 Magnetisierungskurven II, 744, 748
 Magnetismus II, 743
 Mammutpumpe II, 310
 M A N - Dampfturbine II, 294
 M A N - Doppelantrieb für
 Winden II, 466
 Manilahanf I, 779
 Mannesmannrohre I, 833
 —, Herstellung der — I, 831
 Mannlochplatten II, 87
 —, versteifung II, 97
 Manometer II, 105
 Manschette I, 822, 856
 Manteltransformator II, 823
 Mantisse der Logarithmen I, 51
 Marinekopf I, 801, 803
 Mariottesches Gesetz I, 887
 Maschinenbaustoffe I, 579
 Maschinennietung I, 620
 Maschinenteile I, 617
 —, Absperrvorrichtungen I, 839
 —, Achsen und Wellen I, 659
 —, Bezeichnungen I, 617
 —, Bolzen I, 650
 —, Keilverbindungen I, 629
 —, Kettenräder I, 752
 —, Kolben I, 815
 —, Kugellager I, 699
 —, Kupplungen I, 673
 —, Kurbeltrieb I, 790
 —, Lager I, 691
 —, Normaldurchmesser I, 617
 —, Reibungsräder I, 750
 —, Riemen- und Seiltrieb I, 753
 —, Rohrleitungen I, 823
 —, Schmierung I, 689
 —, Schrauben I, 634
 —, Schrumpfplatten I, 629
 —, Schrumpfringe I, 628
 —, Stifte I, 650
 —, Stopfbüchsen I, 854
 —, Ventile I, 839
 —, Vernietungen I, 618
 —, Wellen I, 659
- Maschinenteile, Zahnräder I, 714
 —, Zapfen I, 651
 Masselgießplatzkrane II, 530
 Massenausgleich I, 794
 Massendruck (Kurbeltrieb) I, 794, II, 323, 327
 Messingüter, Zahlentafel
 der Schüttgewichte und
 Böschungswinkel der II, 445
 —, Vorrichtungen z. Auf-
 nehmen von — n II, 444
 Massenkräfte bei Hobel-
 maschinen II, 673
 Massenpunkt, Bewegung
 eines — es I, 258
 Massenwirkung (bei Dampf-
 maschinen) I, 794, II, 323, 327
 Masut I, 551
 Mauerkasten I, 714
 Mauerwerk (Dampfkessel-)
 II, 36
 Maxima und Minima I, 169
 Mechanik flüssiger Körper I, 360
 — der Dämpfe I, 395
 — der Gase I, 385
 Mechanisches Wärmeäqui-
 valent I, 384
 Mehrfachstahlhalter II, 647
 Mehrfachturbine II, 237
 Mehrgängige Schraube I, 534
 Mehrphasenströme II, 764
 Meißelwinkel II, 558
 Melms-Pfenninger-Turbine
 II, 294
 Messing I, 602
 — -rohre I, 835
 —, Tabelle I, 834
 Meßinstrumente, elektro-
 techn. II, 770
 —, Ballistische Galvano-
 meter II, 774
 —, Drehfeldinstrumente II, 771
 —, Drehmagnetinstru-
 mente II, 771
 —, Drehspulinstrumente II, 770
 —, Dynamometrische
 Instrumente II, 771
 —, Elektrizitätszähler II, 774
 —, Elektrostatische In-
 strumente II, 773
 —, Hitzdrahtinstrumente II, 772
 —, Leistungszeiger II, 773
 —, Meßtransformatoren II, 772
 —, Spannungszeiger (Volt-
 meter) II, 772
 —, Voltmeter II, 774
 —, Weicheiseninstru-
 mente II, 771
 Meßkunde, elektrotech-
 nische II, 770
 Meßlänge bei Festigkeits-
 prüfungen I, 423
 Meßmethoden, elektrotech.
 II, 776
 —, Eichungen von Strom-
 und Spannungsmessern II, 778
 —, Eisenuntersuchungen II, 781
 —, Frequenzmessung II, 781

- Meßmethoden, Isolations-
 messung II, 777
 —, Leistungsmessung II, 779
 —, Oszillograph II, 781
 —, Widerstandsmessung II, 776
 Meßtransformator II, 772
 Metalldrahtlampe II, 829
 Metall-Packung I, 857
 Metazentrum I, 374
 Methode der kleinsten
 Quadrate I, 77
 Metrischer Kegel II, 626, 627
 Meyer-Steuerung II, 119
 — mit großer Schraube II, 119
 Minderventile I, 852
 Mineralfett I, 616
 Mineralöl I, 615
 Mischgas I, 575
 Mischkondensation II, 339
 —, Gegenstrom II, 340
 —, Kühlmwassermenge II, 339
 —, Luftmenge II, 344
 Mischventil II, 153
 Mischung von Luft und
 Wasserdampf I, 406
 Missong-Schieber I, 847
 Mittlerer Druck (Dampf-
 masch.) II, 109
 — — (Gasmaschinen) II, 152
 — — (Kompressoren) II, 179
 M-Linie I, 346
 Modul (bei Zahnrädern) I, 715
 Modulergänzungskegel I, 735
 Modulkegel I, 734
 Modulkreis bei Zahnrädern
 I, 730
 Modulzahnstange I, 729
 Mohr, Verfahren von I, 473
 Mohrscher Satz I, 459
 — —, Anwendungen I, 486,
 667
 Moivre'scher Satz I, 53
 Mollweidesche Gleichungen
 I, 87
 Moment des Antriebes I, 258
 — der Bewegungsgröße I, 258
 —, magnetisches — II, 743
 —, statisches — I, 289
 Momente höherer Ordnung
 I, 464
 Momentenfläche I, 448
 Momentenlinie, Beziehung
 zwischen — und Zeit-
 weglinie I, 202
 Montage der Kugellager I, 703
 Montage-Winden II, 370
 Moore-Licht II, 831
 Morse-Kegel II, 626, 627
 Mörtel I, 608
 —, Kalk- I, 608
 —, Zement- I, 608
 Motoren, elektrische, für
 Winden und Krane II, 453
 Motorgeneratoren II, 820
 Motorgreifer der M. A. N.
 II, 449
 Motorischer Antrieb der
 Hebe- und Fördermittel
 II, 364
 Motor-Laufkatze II, 463, 465
 Motorzähler II, 774
 Muffe I, 831
 —, Überschiebmuffe I, 826
 Muffendruck (Regler) II, 328
 Muffenkupplung I, 673
 Muffenrohre I, 826
 —, Tabelle I, 824/25
 Mulden-Förderkran II, 531
 Mulden-Beschickkran II, 534
 Müllersches Schieberdia-
 gramm II, 111
 Müller-Breslau, Formel von
 I, 439
 Müller-Reuleaux-Diagramm
 II, 112
 Müller-Seemann-Diagramm
 II, 111
 Muschelschieber II, 111
 Muttern I, 644
 —, Gewichtstabelle I, 646, 647
 —, Herstellung der — I, 647
 —, rohe I, 647
 —, blanke I, 647
 —, gepreßte I, 647
 —, gedrückte I, 647
 —, gestanzte I, 647
 — mit Fußscheibe I, 646
 Mutterhöhe I, 645
 —, Flügel- I, 648
 —, Gegen- I, 649
 —, Kronen- I, 650
 —, Splint- I, 650
 Mutterschloß II, 638
 Nabenquerschnitt, Be-
 rechnung des — I, 632
 Nachgiebige Kupplungen I, 675
 Nadschmierapparat I, 690
 Naphtha I, 550
 Naphthalin I, 553
 Nasenkeil I, 629
 Nebenauslaß (bei Turbi-
 nen) II, 241
 Nebenschlußdynamo
 II, 785, 796
 — -lampe II, 830
 — Motor II, 803
 — -motor für Drehstrom
 II, 817
 Nebenschlußmotor f. Auf-
 züge II, 389
 — — mit regelbarer
 Drehzahl II, 389, 716
 — für Winden und Krane
 II, 451
 Nebenwellenleitungen,
 Umdrehzahl der — I, 660
 Nehls, Verfahren von — I, 470
 Nelpersche Gleichungen I, 87
 Nettoverdampfung II, 5
 Neutrale Achse I, 454
 — Schaufelform II, 259
 — Zone (Dynamo) II, 794
 Nieten I, 618
 — Gewicht der — (Tabelle)
 I, 619
 —, Kopfformen der — I, 619
 Nieldurchmesser I, 618
 — eisen I, 618
 — länge I, 618, 620
 — schaft I, 618
 Niete, Bezeichnung der — I, 618
 —, Darstellung der — I, 618
 —, Festigkeitsverhältnis
 der — I, 622
 —, Gleitwiderstand der —
 I, 621
 —, Lochleibungsdruck
 der — I, 626
 Niete, Schließzeit der — I, 620
 —, Stift- I, 620
 Niveaufläche I, 280
 Nockensteuerung (der För-
 dermaschinen) II, 138
 Nomogramm I, 220
 Nomographie I, 220
 Normalbeschleunigung I, 232
 — -dampf II, 5
 — -durchmesser (Tabelle) I, 617
 — -lager I, 694
 — -läufer (Francisturbine)
 II, 223
 — -profile I, 586
 — -schieber I, 839, 844
 — -spannungen I, 422
 Normalelemente, galvanische
 II, 778, 782
 Normalien, Formstücke
 für Rohrleitungen I, 826, 827
 —, gußeiserne Muffen- und
 Flanschenrohre I, 824, 825
 —, Rohrleitungen für
 hochgespannten Dampf
 I, 828, 829
 Normalteilung der Schrau-
 benzahnräder I, 725
 Nortongetriebe II, 588
 Notauslaß bei Turbo-
 kompressoren II, 304
 Nuten I, 630
 — -abmessungen (Tabelle)
 I, 630
 —, Herstellung der — I, 630
 Nutenkeil I, 629
Oberfläche von Körpern I, 112
Oberflächenkondensator II, 340
 —, von Balcke II, 340
 —, Berechnung II, 343
 —, Berieselungs- II, 343
 —, geschlossene — II, 340
 —, offene — II, 343
 —, OV- II, 341
 —, Rohabdichtung II, 340
 —, Unterkühlung II, 340
 —, Wärmeübergang II, 342
 Oberwasserzapfen II, 245
 Oberwind II, 22
 Oddesse-Dampfpumpe II, 213
 Offener Riemen I, 772
 Offener Oberflächen-
 kondensator II, 343
 Ölabstreifer I, 691
 Ölablaßschrauben I, 693
 Öle I, 615
 Öler, Bosch — I, 691
 Ölbrenner II, 30
 — -feuerung II, 29
 — -gas I, 556
 — -gasteer I, 552
 — -kappe I, 690
 — -maschine II, 163
 — -nuten (bei Werkzeug-
 maschinen) II, 624
 — -pumpe I, 691, II, 300, 171
 — — der Dampfturbinen II, 300
 — — Dieselmaschinen II, 172
 — -ring I, 690
 — -schmierung I, 689
 — -tropfapparat I, 690
 Ölmaschinen, Ausführung
 II, 163, 167
 —, Diesel- II, 168
 —, Zweitakt- II, 166

- Oerlikon-Abdampfturbine II, 319
 Ohmsches Gesetz II, 753
 Ohnesorge-Kupplung I, 688
 O-Linie I, 349
 Ortfeste Drehkrane II, 500
 — Torkrane II, 489
 — Winden II, 374
 Oschatzkessel II, 67
 Ostenfeldsche Knickspannung I, 443
 Oszillograph II, 781
 O-V-Kondensator II, 341

Paarschlüssige Ventilsteuerung II, 124, 132
 Packung I, 856
 — Howaldt — I, 857
 —, Lentz — I, 858
 —, Metall — I, 857
 —, Proell — I, 857
 —, Weich — I, 856
 Parabel I, 122
 —, gemeine oder quadratische I, 122
 —, kubische I, 138
 Parabolische Kurven höheren Grades I, 138
 Paraffinöl I, 552
 Parallelnetzen I, 619, 622
 Parameter I, 126
 — Darstellung von Kurven I, 137
 —, variabler I, 213
 Parsons-Bolzen I, 648
 Pascalsches Gesetz I, 373
 Paßstifte I, 651
 Paternosteraufzug II, 547
 Peet-Schieber I, 847
 Peltonrad s. Becherturbine
 Pendellager I, 706
 Pendelzähler II, 774
 Pennschieber II, 115
 Pennsche Sicherung I, 650
 Perret-Roststab II, 21
 Petroleum I, 550
 Perizykloide I, 145
 Permeabilität II, 744
 Permutit (Wasserreinigung) I, 542
 Personen-Aufzug (elektr.) II, 387
 Pfanne, Gieß- II, 449
 Pfeilzahnrad I, 726
 Pferdstärke I, 257
 Phasenregler II, 808
 Phasentransformator II, 826
 Physikalische Mechanik I, 249
 Physikches Pendel I, 273
 pI-Diagramm I, 418
 Pinnolenklemmung II, 621
 Pittotrohr I, 372
 Pittler-Revolverkopf II, 653
 Planetengetriebe II, 582
 Planfräsmaschine II, 700
 — von Gildemeister & Co. II, 707
 Planimetrie I, 109
 Planräder I, 727
 Planrost II, 10
 Platten, Festigkeit von ebenen — I, 533
 Plattenstöße I, 627
 —, Drei — I, 627
 —, Vier — I, 627
 Plattenzerstäuber II, 164
 Pleuelstange I, 800
 — nkopf I, 802
 Pfunger I, 815
 Pneumatische Förderer II, 551
 Pokorny-Wittekind-Dampfturbine II, 319
 Pol I, 285
 Poliermittel I, 613
 Polstrahlen I, 285
 Polysius-Kupplung I, 682
 Polytropische Kurve I, 142
 — Zustandsänderung I, 389, 412
 —r Kreisprozeß I, 394
 Ponceletmündung I, 361
 Portalkran II, 522
 —-träger I, 503
 Potential I, 280
 —-gefälle I, 281
 Potentielle Energie I, 281
 Potenz I, 47
 —-gesetz I, 422
 —-kurve I, 143
 —-rollenzug I, 329
 Pratzekran II, 534
 Prinzip d'Alembert I, 266
 Prinzip der virtuellen Geschwindigkeiten I, 293
 Probierhahn II, 104
 —-ventil II, 104
 Proell-Packung I, 858
 —-Regulator II, 331, 334
 —-Steuerung II, 129
 Profilabrückung bei Zahnradern I, 730
 Profilmormale bei Zahnradern I, 715
 Prometheus-Hohlrost II, 16
 Propellerrinne II, 541
 Proportionalitätsgrenze I, 423
 Prozentuale Einschalt-dauer II, 450
 — Last II, 450
 Pseudoastatischer Regler II, 328
 Psychrometer I, 407
 Pufferbatterie II, 836
 Pulsometer II, 309
 Pumpe, Differential-II, 192
 —, Gas- von Humphrey II, 310
 —, Kolben-II, 189
 —, Mammut II, 310
 —, Luft-II, 344
 — für Öl II, 665
 — n-Ventil II, 203, 211
 —, Seise-II, 98
 —, Zentrifugal II, 258
 Pumpen der Turbokompressoren II, 305
 Pumpenventil-Ausführung II, 211
 —, -Berechnung II, 203
 —, gesteuertes II, 213
 Punkt in der Ebene I, 116
 — im Raume I, 215
 Punkthauften, Bewegung eines —s I, 266
 Putzlochverschluß II, 91
 Q/H-Kurve II, 261, 266, 269
 Q-Linie I, 346
 Quadrate, Methode der kleinsten — I, 77
 Quadratseile I, 780
 —, Tabelle I, 780
 Qualitätsregelung der Gasmaschinen II, 152
 Quantitätsregelung der Gasmaschinen II, 152
 Quecksilberdampfampe II, 831
 Quecksilberdampf-Gleichrichter II, 827
 Querfeldmaschine (Rosenberg) II, 797
 Querkeile I, 632
 Querkesselmaschine II, 238
 Querkraftfläche I, 449
 Quersupport der Revolverbank II, 654
 Quersammenziehung I, 421

R-Stück I, 826
 Räder, siehe Zahnräder.
 Räderkasten II, 588
 —, Bickfordgetriebe II, 589
 —, Berechnung II, 722, 730
 — von Böhringer II, 644
 —, Nortongetriebe II, 588
 —, Ruppertgetriebe II, 591
 — von Reinecker II, 708
 —, Ziehkellgetriebe II, 590
 Rädervorlege II, 587
 Räderwinde II, 374, 463
 Radialbohrmaschine
 — von Loewe & Co. II, 697
 Radial-Turbine II, 218
 —-Dampfturbine II, 294
 —-Wasserturbine II, 218
 Radjetluftpumpe II, 352
 Radovanovic-Steuerung II, 130
 Randspannungen I, 456, 510
 Rangierwinden II, 383
 Rankinsieren II, 140
 Rauchen der Feuerungen I, 559
 Rauchgase I, 566
 —, spez. Gewicht der I, 569
 —, Wärmeinhalt I, 570
 Rauchgasmenge I, 566
 Rauchgasvorwärmer II, 76
 — von Green II, 79
 — — Krüger II, 80
 — — Schmidt II, 81
 Rauchverhütung II, 21
 Raum, schädlicher II, 107, 110
 —-geometrie I, 215
 Reaktanz II, 763, 764
 Reaktions-Dampfturbine II, 280, 283, 292
 —-Wasserturbine, siehe Überdruckturbine.
 —-wirkung in Turbinen II, 215
 Rechentafel I, 220
 Rechtsgängige Schraube I, 634
 Reduzierte Füllung II, 140
 —r Muffenhub II, 329
 Reduzierventil I, 852
 Reelle Zahlen I, 52
 Regelung der Dampfturbine II, 298
 — Dieselmaschinen II, 171
 — Gasmaschinen II, 152
 — Kompressoren II, 184
 — Turbokompressoren II, 304
 — Wasserturbinen II, 232, 256
 —, Leistungs-II, 337
 Regler II, 328
 —, Arbeitsvermögen der — II, 330
 —, Änderung der Umlaufzahl von — II, 332, 335

- Regler, C-Kurven der —
 II, 329, 335
 —, Flach- II, 333
 — für elektr. Aufzüge II, 400
 —, Indirekt wirkende II, 338
 —, Isodrom- II, 338
 —, Kegel- II, 330
 —, Leistungs- II, 337
 —, Unempfindlichkeits-
 grad II, 328
 —, Ungleichförmigkeits-
 grad II, 328
 Reguliertransformator II, 826
 Regulierventil I, 843
 Regulierzeit (Schlußzeit,
 Turbinen) II, 338
 Reibgesperre II, 607
 — -getriebe II, 571
 — Kupplung I, 680, II, 604
 — -tellergetriebe I, 572
 Reibung I, 305
 — -sarbeit I, 316
 — -sarbeit bei Zapfen I, 655
 — -sgesperre II, 426
 — -shöhe I, 364
 — -skegelkupplung I, 680
 — -skoeffizient der gleiten-
 den — I, 305
 — — rollenden — I, 306
 — -skupplungen I, 680, II, 604
 — -srad I, 750
 — -strommel II, 421
 — -swinde, elektrische II, 379
 — -swinkel I, 306
 —, Zapfenreibungskoeffi-
 zient I, 653
 Reibungsziffer der Kugel-
 lager I, 703
 —, ideale — bei Stützla-
 gern I, 707
 Reihen, arithmetische —
 I, 94, 95
 —, binomische — I, 101
 —, endliche — I, 94
 —, Exponential- I, 102
 —, Fouriersche I, 103
 —, geometrische I, 95
 —, Konvergenzbedin-
 gungen der — I, 98
 —, logarithmische I, 102
 —, Maclaurinsche — I, 101
 —, Potenz- I, 100
 —, Taylorsche — I, 100
 —, trigonometrische I, 103
 —, unendliche — I, 97
 Reihenschlußmotor II, 802
 — für Drehstrom II, 817
 — -Kurzschlußmotor II, 816
 Reinkohlenlampe II, 830
 Reißlänge I, 438
 Reitstock II, 640
 Rektifikation von Kurven I, 197
 Relais für Höchststrom-
 auslöser II, 460
 Relativbewegung I, 238
 Relativexzenter II, 118
 Reluktanz II, 747
 Remanenz II, 767
 Renoldkette I, 752
 Rentenrechnung I, 96
 Repulsionsmotor II, 816
 Restarting-Injektoren II, 310
 Revolverdrehbänke II, 647
 —, Anordnung der Dreh-
 zahlen II, 654
 Revolverdrehbänke, Auf-
 gabe der — II, 647
 —, ausgeführte Konstruk-
 tionen II, 666
 —, Ausgestaltung der —
 II, 649
 —, Hilfseinrichtungen II, 662
 —, Kopiervorrichtung II, 664
 —, Quersupport II, 654, 666
 —, Revolverkopf I, 650
 —, Revolver-Support II, 651
 —, Revolver-Werkzeuge II, 659
 —, Spannvorrichtungen II, 658
 —, Spindelkasten II, 654
 —, Strehleinrichtung II, 662
 —, Vielloch- II, 651, 670
 Ridersteuerung II, 119
 Riebel-Rollenlager I, 711
 Riedler-Ventile (gesteu-
 te) II, 213
 Riemen I, 762
 — -ausrücken I, 775, 777
 —, Balata- I, 764, 767
 —, -berechnung des —s I, 766
 —, Doppel- I, 763, 767
 —, Durchhang des —s I, 761
 —, gekreuzter I, 772
 —, geschränkter I, 772
 — -geschwindigkeit,
 Tabelle I, 771
 —, Glieder- I, 765
 —, größte Geschwindig-
 keit des —s I, 767
 —, Haar- I, 767
 —, halbgeschränkter I, 772
 —, länge I, 764
 —, -leiter I, 778
 —, offener I, 772
 —, -scheibe I, 773
 —, spannvorrichtungen I, 764
 —, übertragbare Leistung,
 Tabelle I, 768
 — -trieb I, 753, 762
 — — Achsenabstand I, 769
 — —, Achsdruck I, 760, 769
 — —, Arbeitsverlust I, 768
 — —, Schlupf- I, 762, 769
 — —, Vorspannung
 im — I, 760
 — —, Wirkungsgrad I, 769
 —, Umfangskraft, Ta-
 belle I, 770
 — -umsteuerung II, 614
 — -verbindung I, 763
 — -wendegetriebe II, 614
 —, Zellstoff- I, 765
 Riemenscheiben, Achsen-
 abstand I, 769
 — -Achsdruck I, 760, 769
 —, Anordnung I, 769
 — -Arbeitsverluste I, 768
 —, Ausführung I, 773
 —, Breite der — I, 773
 —, -durchmesser I, 769
 —, Gewichte der —,
 Tabelle I, 776
 —, gepreßte I, 775
 — -kranz I, 793
 — -Material der — I, 773
 — -Übersetzung I, 762, 769
 — -vorgelege II, 578
 — -Wirkungsgrad I, 760
 —, Wölbung der — I, 774
 Riffelbleche I, 598
 Ringleitung II, 361
 Ringleitungschleifkontakt
 für elektr. betr. Dreh-
 krane II, 461
 — -schmierlager I, 695
 — -schmierung I, 690
 — -ventil II, 212
 — -zapfen I, 658
 Rittersches Verfahren I, 337
 Roberval'sche Wage I, 294
 Rohreisen I, 579
 Rohhauträder I, 747
 Rohr I, 823
 — -abdichtung bei Ober-
 flächenkondensatoren II, 340
 —, Ausgleich- I, 835
 — aus Grauguß I, 823
 — — Flußeisen I, 830
 — — Kupfer und Bron-
 ze I, 833
 — — Messing, Tabelle I, 834
 —, -berechnung I, 823
 —, biegsames I, 835
 — -bruchventil I, 854
 —, Degen- I, 836
 —, Dehnungs- I, 835
 —, Ehrhardt- I, 831
 — —, Herstellung
 der — I, 834
 —, Flanschen- I, 824
 — Förder- II, 542
 —, Formstücke I, 823
 —, Gas- I, 830
 — —, gewalzt I, 831
 — —, gezogen I, 831
 — —, hart gelötet I, 831
 —, Kessel- I, 830
 — -kolben I, 815
 — —, Mannesmann-
 — —, Herstellung
 der — I, 833
 —, Muffen- I, 826
 —, nahtloses I, 831
 — —, Tabelle I, 832
 —, Normalien I, 824, 828
 —, Siede- I, 831
 — -schalter I, 839
 — -stopfbuchse I, 836
 — -ventil II, 122
 Rohrleitungen I, 823, II, 359
 — für Dampfmaschinen II, 359
 — — Gasmaschinen II, 361
 — für hohen Druck, Nor-
 malien I, 828, 829
 — — Kompressoren II, 361
 — — Pumpen II, 362
 —, Widerstandshöhen I, 366
 Rohrschalter I, 839
 Rolle und Rollenzüge I, 326
 — für Drahtseil II, 419
 Rolle für Ketten II, 418
 Rollenachse (Hebezeu-
 ge) II, 421
 — -kette I, 752
 — -lager I, 710
 — — für Drehkrane II, 505
 — -zug I, 326
 — -züge für Winden und
 Krane II, 415
 Rollenlager, Schränken
 der Rollen I, 711
 —, Jäger- I, 711
 —, Fischer- I, 711
 —, Riebel- I, 711
 —, Timken- I, 712
 Rollgewichtsbremse I, 852

- Rollkran II, 518
 — kreis Zahnrad I, 716
 Rollkreisdurchmesser, (Eingriffskreis) Wahl des — I, 717
 Rost II, 10
 — belastung II, 3
 — fläche II, 12
 — für Schüttbefeuerung II, 10
 — für Wurfbefeuerung II, 10
 — leistung II, 3
 — stäbe II, 14
 —, Wander- II, 26
 Rosten, Schutz des Eisens gegen — I, 598
 Roststab II, 14
 — abmessungen II, 16
 — formen II, 15
 — lagerung II, 18
 Rotationshyperboloid I, 219
 Rotationsparaboloid I, 219
 Rotguß I, 602
 Rückdruck gegen das Ausflußgefäß I, 369
 Rückenschale, Lager mit — I, 696
 Rückenwinkel II, 558
 Rückkühlung II, 356
 —, Gradierwerke der — II, 356
 —, Kaminkühler der — II, 356
 —, Kühlgrenze der — II, 358
 —, Kühlteiche der — II, 356
 —, Streudüsen der — II, 356
 —, Theorie der — II, 357
 Rückschlagventil I, 851
 — klappe I, 851
 Rumpflager I, 695
 Rundeienskette II, 408
 — holzgreifer II, 442
 — gewinde I, 634, 643
 —, Drücken des — I, 648
 — keil I, 631
 — kopf I, 619
 Ruppertgetriebe II, 591
 Ruths-Wärmespeicher II, 81
 Rutsche, Förder- II, 540
 Rutschkupplungen I, 687

 Sägendigramm II, 591
 Salzmann-Ventil I, 853
 Sammelleitung (Dampf-) II, 361
 Satzräder I, 716, 721
 Sauggasanlage II, 176
 Saugluftförderanlage II, 552
 Saug- und Druckluftförderanlage II, 553
 Saugrohr (bei Wasserturbinen) II, 219, 234, 249
 Saugtopf II, 362
 Saugwirkung der Kolbenpumpen II, 189
 Saugzug, künstlicher II, 24
 Säulendrehkran II, 500
 Schädlicher Raum II, 107, 110
 — bei Luftpumpen II, 349
 Schäl (f. Lasten) II, 404
 Schalenkupplung I, 674
 Schallgeschwindigkeit I, 405
 Schaltantrieb II, 561
 — der Drehbänke II, 639
 — der Fräsmaschinen II, 701
 — der Hobel- und Stoßmaschinen II, 681
 — der Schleifmaschinen II, 714
 —, Drücke im — II, 728
 Schaltantrieb, Verteilung der Übersetzungen II, 722
 — betrieb, Art des — (bei Kranen) II, 451
 — dose (von Gray) II, 606
 — einrichtungen (für Werkzeugmaschinen) II, 601
 Schaltung (Werkzeugmaschine) II, 559
 —, Aufzugsmotoren II, 390
 —, Kranmotoren- II, 454
 — —, für Fahr- und Drehwerke II, 454, 456
 — —, für Hubwerke II, 455, 457
 — Drehstrom- — — II, 456
 —, Leonard- II, 457
 —, Normal- bei Drehstrom II, 837
 —, — Gleichstrom II, 832
 —, Parallel- von Gleichstrommaschinen II, 836
 —, — Wechselstrommaschinen II, 838
 —, Scottsche II, 826
 — Gleichstrom- — — II, 454
 — Gegenstrom-Senkbrems- — — II, 457
 —, Senkbrems- der Kranmotoren II, 455
 — Sicherheitssenk- — — II, 456
 Scharfgängiges Gewinde I, 634
 Schaufelgüter, Einheitsgewichte und Böschungswinkel der — II, 445
 —, Fördergefäße für — II, 444
 Schaufelklotz II, 228
 Schaufelung der Becherturbinen II, 250
 — Francisturbinen II, 227
 — Zentrifugalpumpen II, 263
 Schaukelbecherwerk II, 548
 — förderer II, 550
 Scheibe gleicher Dicke I, 530
 — Festigkeit I, 532
 Scheibenfeder I, 632
 Scheibenkolben I, 815, 819
 Scheibenkupplung I, 674
 —, bewegliche I, 676
 Scheidenmesser I, 371
 Scheidenrohr I, 836
 Scheitelkurve II, 129
 Schellhammer I, 618
 Schieber I, 839, 844, II, 111
 —, Absperr- I, 844
 —, Borsig- I, 848
 —, Corliß- II, 120
 —, Dampfkolben als — II, 132
 — Diagramm II, 111
 — ellipse II, 113
 —, entlastete II, 115
 — mit Inneneinströmung II, 115
 —, Ferranti- I, 849
 —, Kolben- II, 115
 — für Kompressoren II, 182
 —, Meyer- II, 119
 —, Missong- I, 847
 —, Muschel- II, 111
 —, Normal- I, 839, 844
 —, Peet- I, 847
 —, Penn- II, 115
 —, Rider- II, 119
 Schiebersteuerungen II, 111
 — — mit einem Schieber II, 117
 — — mit zwei Schiebern II, 117
 —, Trick- II, 114
 — ventil I, 847
 Schienen f. Hängebahnen II, 366
 — Laufkran- II, 477
 Schiebungsgeschwindigkeit I, 241
 Schiffskessel II, 58
 — werftkrane II, 529
 Schlaffseilaustrückung für Aufzüge II, 400
 Schlagwerkskrane II, 530
 Schleifen II, 564
 Schleifenkurve I, 153
 Schleifmaschine II, 709
 — Antrieb der Schaltungsbewegung II, 711
 — Aufnahme der Werkstücke II, 710
 —, Einstellung der Spanntiefe II, 712
 — Schleifscheibe II, 709
 — Schnittbewegung II, 709
 — Spindelstock II, 710
 Schleifmittel I, 612
 Schleifring I, 678
 Schleifscheiben II, 709
 —, Spindelstöcke der — II, 709
 Schleuderbremse II, 435
 Schließkopf (der Nieten) I, 618, 619
 Schließkopf, Bildung des — I, 620
 Schließzeit des Nietkopfes I, 620
 Schlitzenführungen an Hobelmaschinen II, 678
 Schlitzlänge für Gasmaschinen II, 159, 174
 — Ölmaschinen II, 166
 Schlupf (Wechselstrommotoren) II, 808, 810
 —, Riemetrieb I, 762, 769
 Schlußverbindungen des Riemens I, 763
 Schlüsselweite I, 644
 Schmelzpunkt I, 377
 Schmelzwärme I, 377
 Schmelztemperaturen der Segerkegel I, 375
 Schmidt-Überhitzer II, 73
 — Rauchgasvorwärmer II, 81
 Schmiedekran II, 535
 Schmiermittel I, 614
 — Prüfung der I, 614
 Schmiernuten I, 693
 Schmierringe I, 667, 690, 695
 Schmiervorrichtungen I, 689
 Schmierung I, 689
 Schmierung der Kugellager I, 699
 —, mittels Öl I, 689
 —, — Starrschmiere I, 689
 — (bei Werkzeugmasch.) II, 624
 Schmiervorrichtungen I, 689
 Schneckengetriebe —, Ausführung I, 749
 —, Kraftverhältnisse I, 742
 —, Wirkungsgrad I, 742
 —, Zahnbelastung I, 745
 —, Zahngestalt I, 740
 Schnecke und Zahnstange (bei Werkzeugmasch.) II, 601

- Schneidenwinkel II, 558
Schnellbohrmaschine (von Hasse & Wrede) II, 689
Schnittantrieb II, 560
—, Berechnung der Grenzdrehzahlen II, 718, 730, 736
— der Bohrmaschinen II, 692
— der Hobelmaschinen II, 679
—, theoretische Grundlagen II, 565
Schnittbewegung bei Schleifmaschinen II, 709
Schnittdruck, spezifischer II, 559
Schnittgeschwindigkeit II, 559
— -s-Abfall II, 570
— -s-Tafel II, 562
Schnüffelventil II, 350
Schöpfschmierung I, 691
Schornstein II, 38
—, Ausführung II, 47
—-berechnung, statische II, 42
—, Beton- II, 48
—, Blech- II, 48
—, Eisenbeton- II, 48
—, gemauerter — II, 47
—-höhe II, 40
—-lichtweite II, 41
—-verlust II, 7
—-zug, nutzbarer II, 40
Schrägaufzug II, 536
Schrägsitzventil I, 842
Schrägrohrkessel II, 59
Schrägrost II, 10
Schränken der Rollen I, 711
Schrauben I, 634
— (an Dampfkesseln) II, 96
—, Anker- I, 633, 648
—, Befestigungs- I, 635
—, Berechnung I, 643
—, Bewegungs- I, 635
—, blanke — I, 647
—, Deckel- I, 693
—, doppelgängige — I, 634
—, eingängige — I, 634
—, fläche I, 219
—, flaschenzug II, 373
—, Ganghöhe der — I, 634
—, gedrückte — I, 647
—, gepreßte — I, 647
—, gestanzte — I, 647
—, Herstellung der — I, 647
—, Kopf- I, 647
—, köpfe I, 646
—, köpfe, Gewichtstabelle I, 646, 647
—, Lager- I, 693
—, linksgängige — I, 634
—, mehrgängige — I, 634
—, -muttern I, 644
—, -rad, I, 724, 728
—, rechtsgängige — I, 634
—, -sicherungen I, 649
—, spannplatte I, 650
—, Steigung der — I, 634
—, Stift- I, 647
—, Teilung der — I, 634
—, -winden II, 371
—, zweigängige — I, 634
Schruppfanker I, 629
Schruppflaschen I, 629
—, -platten I, 629
—, -ringe I, 628
Schruppstichelhaus II, 625
Schubfestigkeit I, 444
— -kurve s. Schwingdaumen
— -spannung I, 425, 510
Schubrinne II, 539
— -stange I, 800
— -zahl I, 425
— und Drehung I, 514
Schürplatte II, 13
Schüttbefuerung, Roste für — II, 10
Schüttelrinnen II, 540
Schüttgüter, Zahlentafel der — II, 445
—, Fördergefäße für II, 444
Schüttrichter II, 14
Schüttische Kompressorregelung II, 185
Schützensteuerung II, 453
Schwamkrug-Turbine II, 251
Schwanke Wellen I, 261
Schwarz-Rankinesche Knickspannung I, 444
Schneckenförderer II, 541
Schweißisen I, 580
— -stahl I, 580
Schweißisen I, 584
—, Autogenes — I, 584
—, elektr. — I, 585
—, Thermit- I, 584
—, Wassergas- I, 584
Schwenkwerk f. Drehkrane II, 506, 512
— -widerstand d. Drehkrane II, 505, 512
Schwerkraftförderer II, 551
Schwerlastkrane II, 508
Schwerpunkt I, 188, 296
— -bestimmung I, 188
— -ermittlung durch Zeichnung I, 300
— von Flächen I, 298
— homogener Linien I, 297
— -lage I, 297
— -Körper I, 299
—, Satz vom — I, 269
Schwimmkran II, 524
—, Schwerlast- II, 525
Schwingdaumen II, 126
Schwingeförderinnen II, 540
Schwingroste II, 29
Schwingscheibenantrieb II, 120
Schwingungen elastischer Körper I, 261
—, gedämpfte I, 157, 262
—, erzwungene I, 263
—, erzwungene — der Wechselstrommaschinen II, 839
—, harmonische I, 231, 261
Schwungrad, Festigkeitsberechnung I, 518
— -berechnung II, 323
— -bei Gasmaschinen II, 325
Schwungradlose Dampf-pumpen II, 213
Schwungmoment II, 325
Scottsche Schaltung II, 826
Segerkegel I, 375
Sehnenformeln I, 88
Seil I, 779, 786, II, 412
— -bahnen (Standbahnen) II, 553
— -bahnkran II, 479
Seilbefestigung an der Trommel II, 420
— Baumwoll- I, 780
— Draht- I, 786, II, 412
— -bahn II, 553
— -eck I, 285
— Hanf- I, 779, II, 412
— -kausche II, 415
— -polygon I, 285
— -reibung I, 330
— -rollen für Drahtseile II, 419
— -scheibe I, 784, 789
— -scheibe, Berechnung der Achse einer — I, 662
— -n, Durchmesser der I, 783, 789
— -schwebbahn II, 553
—, Spanscheibe I, 783
— -steuerung ffr Aufzüge II, 394
— -trieb I, 753, 779
— -n, Achsenentfernung I, 783, 789
— -trommel für Drahtseile II, 419
— -verschiebeanlagen mit endlosem Seil II, 384
—, Winden für — II, 384
— -wirkungsgrad I, 782, 788
— -züge für Winden und Krane II, 415
Sekundärluft II, 21
— -regler II, 21
— -zuführung II, 21
Selbstgreifer II, 446
—, Einseitige — II, 448
— Jaeger II, 447
— Laudi II, 448
— Motor- — M. A. N. II, 449
— mit zwei Kübeln II, 448
— ffr Rundholz II, 442
—, Versuche mit —n II, 446
—, Windwerk II, 380
—, Zweiseilige — II, 446
Selbsthemmung I, 311
Selbstinduktion II, 756
— -skoeffizient II, 757
Sellers-Lager I, 699
— -Gewinde I, 637
—, -Tabelle I, 639
— -Kupplung I, 675
— -Pinnohlenklemmung II, 621
— -Tischhobelmaschine, Antrieb der — II, 601
— -Wendegerieße II, 614
Senkbremsschaltung II, 455
Senkriet I, 619
Senkrechtbohrmaschine f. Einscheibenantrieb II, 694
—, schwere II, 695
— -fräsmaschine II, 700
— - von Reinecker II, 708
— -stoßmaschine von Droop & Rein II, 686
— von Ernst Schieß II, 686
Senksperrbremse II, 436
Setzkopf I, 618
Seyboth-Jalousierost II, 21
S. T.-Diagramme I, 411
— für Luft I, 413
— — Wasserdampf I, 417
Shapingmaschine II, 672
S.-I.-Diagramm I, 418
— -Gewinde I, 638
— Tabelle I, 638, 639, 641, 642

- Sicherheitskupplung I, 687
 — bei Werkzeugmaschinen II, 603
 — -kurbel II, 424
 — -senkschaltung II, 456
 — -ventil I, 851, II, 105
 — -vorrichtungen für Aufzüge II, 398
 — — — elektr. betr. Krane II, 459
 — — — Lasthebemagnete II, 444
- Sicherungen, elektr. II, 840
 —, Pennsche — I, 650
 —, Schrauben- I, 649
 Siedepunkt I, 379
 Siederohr I, 830, II, 88
 —, Tafel I, 832, II, 88
 Siegertsche Formel II, 7
 Simplexpumpe II, 213
 Sinus (Tafel) I, 30
 Sinuslinien I, 147
 — -satz I, 87
 Skalennomographie I, 221
 Skelettlager I, 696
 Skineffekt II, 769
 Skutsch, Versuche von I, 755
 —, Theorie von I, 757
 Sohlplatten I, 713
 Solaröl I, 552
 Sonderverzahnung I, 729
 — der Kegelräder mit geraden Zähnen I, 734
 — — Stirnräder mit geraden Zähnen I, 729
 — — mit Schraubenzähnen I, 734
- Spaltdruck
 — in Turbinen (siehe Lauf-
 radüberdruck) II, 216
 — in Zentrifugalpumpen II, 259, 266
- Spaltmenge (bei Ventilen) II, 204
 — -schieber bei Turbinen II, 232
- Spanabgangswinkel II, 558
 Spannhülse I, 706
 Spannklau II, 625
 — -kräfte I, 286
 Spanscheibe (Seiltrieb) I, 784
 Spannung, reduzierte I, 513
 Spannungen, zulässige I, 426
 — für Maschinenbau I, 435
 — — Hochbau I, 436
 Spannungsabfall in Rohr-
 leitungen II, 359, 361
 — -zeiger II, 772
 — -zustand, der ebene — I, 511
- Spannungs-Dehnungs-
 charakteristik I, 755
 — -verlauf im Auge I, 651
- Spannvorrichtung (Werk-
 zeugmaschinen) II, 625, 658
- Spannvorrichtungen für
 Riemen I, 764
 — (Riemetrieb) I, 759
 — für Seile I, 783
 Sparteuerung Düsseldorf II, 26
 Spartransformator II, 825
- Speiseaufzug II, 384, 386
 — -leitung II, 98
 — -pumpe II, 98
 — -raum II, 50
 — -ventil II, 98
- Speiseaufzugsvorrichtungen II, 98
 — -wasservorwärmer II, 75
 Sperradbremse II, 434
 — -räder II, 425
 — -werke II, 425
- Spezifische Bruchlast der
 Kugeln I, 699
 Spezifische Drehzahl (bei
 Wasserturbinen) II, 220
 — — der Becherturbinen II, 256
 — — — Francisturbinen II, 223
 — — — Kaplansturbinen II, 249
 — — — Mehrfachturbinen II, 237
- Spez. Gewichte s. Ein-
 heitsgewichte.
 — Sprunglast der Kugeln I, 699
 — Wärme I, 377
 — — der Gase I, 386
 — — des überhitzten
 Wasserdampfes I, 402
 Spiegeleisen I, 579
 Spill, elektrisches II, 381
 — -trommel II, 421
- Spindel-Endausschalter f.
 elektr. betr. Krane II, 459
 Spindelkasten, auftretende
 Kräfte bei — n II, 627, 630
 — der Bohrmaschine II, 603, 691, 695, 697, 698
 — — Drehbänke II, 641, 644, 645
 — — Fräsmaschinen II, 705, 706
 — — — Schleifmaschinen II, 709
- Spindel-Lagerung der
 Bohrmaschinen II, 691
 — — Drehbänke II, 623, 641, 644
 — — Fräsmaschinen II, 705, 706
 — — — Revolverbänke II, 658
 — — — Schleifmaschinen II, 710
- Spiralen I, 146
 —, Archimedische I, 146
 —, hyperbolische I, 146
 —, logarithmische I, 146
- Spiralgehäuse für Turbinen II, 237
 — — Zentrifugalpumpen II, 271
 — -turbine II, 237
- Spitzenwinkel des Ge-
 windes I, 635
 Splint I, 650
 — -mutter I, 650
 — -ring I, 650
 — — Tabelle I, 650
 — -sicherung I, 650
 Spießlänge I, 786
- Spreizkupplungen II, 604, 645, 693
 Spritzguß I, 603
 Spritzringe I, 697
 Sprung (bei Zahnrädern) I, 724
 — -last der Kugeln I, 699
 Spurdrukschraube II, 623
 Spurplatte I, 698
 Spurzapfen I, 657
 Spurzapfen-Reibungskoeffi-
 zient I, 323
 Stabeisen I, 595
 Stabformeißen I, 586
 Stabilitätsmoment I, 288
 — schwimmender Körper I, 374
- Stahl, Abschrecken d. — s
 —, Anlassen — — I, 582
 —, Fluß- I, 580
 —, Härten I, 582
 —, Schweiß- I, 580
- Stahl- u. Walzwerkskrane II, 531
 Stahlband I, 765
 —, Berechnung I, 767
 — -Förderer II, 544
 — -guß I, 580
 — -halter II, 625, 660, 661, 662
- Standbahnen mit Ketten-
 oder Seilbetrieb II, 553
 Standfestigkeit I, 288
 — der Krane II, 507, 518
 Stangenlänge, endliche II, 113
 Stangenfloß I, 634
 Starrschmiere I, 689
 Statik flüssiger Körper I, 373
 — starrer Körper I, 282
- Stationäre Strömung von
 Flüssigkeit I, 363
 Statisches Moment I, 289
 Statische Regelung II, 328
 Staubdeckel I, 694
 Staudoppelrohr I, 372
 Stauffer-Büchse I, 689
 Stauwehr I, 362
 Stehbolzen II, 90, 97
 Stehlager I, 695
 Steigung der Schraube I, 634
 — der Schnecke I, 742
 Steilrohrkessel II, 63
 Steine I, 605
 —, künstliche I, 606
 —, natürliche I, 606
 —, nicht gebrannte I, 607
 Steinkohle I, 547
 Steinkohlenteergruppe I, 552
 Steinmüller-Feuerbrücke II, 28
 Steinschrauben I, 648
- Stelleisten (Werkzeug-
 maschinen) II, 622
 Stellung I, 659, 660
 Stemmring I, 627
 Stephenson-Kulissensteue-
 rung II, 134
 Stereometrie II, 109
 Sternschaltung II, 766
 — -spannung II, 766
 Stetigkeitsgleichung I, 363
- Steuerapparate für Auf-
 züge II, 393
 — f. elektrische Krane II, 453
- Steuerung, Schützen- für
 elektr. Krane II, 453
 —, Dampfmaschinen- II, 111
 —, Expansions- II, 117
 — Fern- für Elektro-
 hängbahnen II, 370
 —, Gasmaschinen- II, 154
 —, Kompressor- II, 182
 —, Kulissen- II, 134
 —, Lenkerum- II, 137
 —, Um- II, 134
 —, Unfall- (Werkzeug-
 maschinen) II, 611
 —, Ventil- II, 122
 — der Aufzüge
 — — —, elektrische II, 395
 — — —, mechanische II, 394
 — der elektr. Aufzüge II, 393
 — der Kranmotoren II, 453

- Steuerung, Universal- II, 454
 -sverriegelung der elektr. Aufzüge II, 491
 Steuerungen, Corliß-II, 120
 —, Kolbenventil- II, 121
 —, Schieber- II, 114
 —, Ventil- II, 122
 —, Wirkung der endlichen Stangenlänge II, 113
 Steuerungsventil II, 122
 —, -vorrichtungen (Wind- und Krane) II, 453
 —, -walzen (Wind- und Krane) II, 453
 Stiefelknecht (Werkzeugmaschinen) II, 611
 Stiel, Theorie von I, 757
 Stiftpfugungen I, 687, II, 603
 Stiftniete I, 620
 Stiftschrauben I, 647
 Stiftsetzer I, 647
 Stirling-Kessel II, 67
 Stirnkessel turbine II, 238
 Stirnräder mit geraden Zähnen I, 714
 —, Abnutzung I, 722
 —, Allgemeines I, 714
 —, Ausführungsfehler I, 723
 —, Eingriffverhältnisse I, 715
 —, Evolventen- I, 716
 —, Satzräder I, 716, 721
 —, Sonderverzahnung I, 729
 —, Triebstockverzahnung I, 721
 —, Verzahnungsgesetze I, 715
 —, Zahnbelastung I, 744
 —, Zahnreibung I, 722
 —, Zykloiden- I, 718
 Stirnräder mit Schraubenzähnen, Anwendung I, 726
 —, Bearbeitung I, 726
 —, Sonderverzahnung I, 734
 —, Verzahnung I, 724
 —, Zahnbelastung I, 745
 Stirnradflaszengzug II, 373
 Stirnkurbel I, 795
 Stirnzapfen I, 651, 654
 Stockwerksanzeiger für Aufzüge II, 403
 Stockpunkt I, 614
 Stopfbüchsen I, 854
 — für Rohre I, 836
 — — Dampfturbinen II, 285, 298
 — — Gasmaschinen II, 163
 — — Wasserturbinen II, 248
 Stoß I, 278
 —, gerader zentrischer I, 278
 —, gerader exzentrischer I, 279
 — gegen eine Wand I, 370
 Stoßen (Arbeitsaufwand) II, 560
 Stoßmaschine s. Hobelmaschine
 Strahlblenkung bei Dampfturbinen II, 279
 Strahler (Kondensation) II, 350
 Strahlkondensatoren II, 344
 Strahlluftpumpen II, 350
 — von Balcke II, 351
 —, Berechnung der Wasser- II, 353
 —, Dampf- II, 352
 — von Hoefler II, 352
 — von Josse-Gensecke II, 352
 Strahlluftpumpen, Radojet II, 352
 —, Vereinigte Wasser- und Dampf- II, 352
 —, Wasser- II, 351
 Strahlung (Wärme) I, 383
 Strahlungskonstante I, 383
 Streckgrenze I, 423
 Strehleinrichtung II, 662
 Streudüsen II, 356
 Striebeck, Versuche von I, 319, 699
 Strom, elektr., chemische Wirkung des —es II, 755
 — —, Leistung des —es II, 754
 — — Wärmewirkung des —es II, 754
 Stromarten d. elektr. betr. Hebe- und Fördermittel II, 365
 Strömung von Dämpfen I, 403
 — der Flüssigkeiten in Rohrleitungen I, 363
 Stromverzweigung II, 754
 — zuführung f. elektr. betr. Krane II, 460
 Stripperkran II, 533
 Stückgüter, Vorrichtungen zum Aufnehmen von —n II, 440
 Stufenmotor für Werkzeugmaschinen II, 716
 Stufenscheiben I, 779, II, 573
 —, doppelte II, 577
 —, Trommelvorlege II, 576
 Stumpfscher Leistungsregler II, 337
 — Gleichstromdampfmaschine II, 133
 Stützdruck I, 287
 — lager I, 698, 706
 — —, ideelle Reibungsziffer bei —n I, 707
 — —, Kugelförmige für —-punkt I, 707
 — —zapfen I, 657
 Summenbremse (f. Hebezeuge) II, 434
 Support II, 637
 Swapsche Regel II, 584
 Synchronmotor II, 807
 — Anlassen II, 807
 T-Stück I, 827, 831
 — Gewichte, Tabelle I, 827
 Tangentialbeschleunigung I, 324
 — druck I, 792, II, 324
 — druckdiagramm II, 324
 Tandemmaschine II, 141
 Tangenssatz I, 87
 Tangentialkeil I, 631
 Tauchkolben I, 815
 Taupunkt I, 407
 Teeröl I, 554
 —maschine II, 471
 Teilkreis der Zahnräder I, 714
 Teilriffsflächen I, 744
 — kegel I, 727
 — punkt I, 715
 Teilung der Schraube I, 634
 — — Zahnräder I, 715
 Teleskopwelle I, 662
 Temperatur, absolute I, 375
 — regler II, 73
 Temperguß I, 580
 Terbeck-Gasbrenner II, 32
 Tetmajersche Versuche I, 442
 Thermischweißverfahren I, 584
 Thermodynamik I, 384
 — element II, 782
 — metergrade, Vergleichung der — I, 378
 Tiefenkrane II, 534
 Timberrollenlager I, 712
 Tischhobelmaschine (von Gebr. Böhlinger) II, 682
 Toleranz der Kugeln I, 703
 — der Laufringe I, 703
 Tolle-Regulator II, 333, 337
 Torf I, 547
 Torkran (Bockkran) II, 489
 — drehkran, fahrbar II, 522
 Torpedorinne II, 541
 Tosische Luftpumpe II, 349
 Tourenänderung elektr. Motoren II, 805, 810, 813
 Träger auf mehreren Stützen I, 486
 —, Durchbiegungsformeln I, 483
 — von gleichem Widerstand I, 490
 Trägheitseilipse I, 465
 — halbnesser I, 272
 — hauptpunkt I, 467
 — kreis I, 465
 — moment I, 195, 270
 —, äquatoriales I, 270
 —, axiales I, 270
 —, Bestimmung von —en I, 195
 —, eines Körpers I, 270
 —, Reduktion von —en I, 272
 —, Tabelle der —e I, 479
 — regler II, 328, 334
 — widerstand I, 266
 Traglager I, 692, 701
 — zapfen I, 651
 — reibungskoeffizienten I, 318, 654
 Trajektorie I, 214
 Transformatoren II, 822
 — bei Belastung II, 824
 —, Scottsche Schaltung II, 826
 —, Kurzschluß- II, 825
 —, Leerlauf II, 824
 —, Phasen- II, 826
 —, Regulier- II, 826
 — schaltung II, 825
 —, Spar- II, 825
 — übersetzungsverhältnis II, 824
 — wirkungsgrad II, 825
 Transmissionsantrieb der Hebe- u. Fördermittel II, 365
 — — Aufzüge II, 385
 Trapezgewinde I, 634, 643
 Treibstange I, 800
 Trenck-Regulator II, 333
 Treppenrost II, 11
 Trickschieber II, 114
 Triebstockverzahnung I, 721
 Triebwerkswellen I, 659
 —, normale I, 659
 —, Tabelle I, 661
 Trigonometrische Formeln I, 84

- Triumph-Kupplung I, 686
 Trommel, Drahtseil II, 420
 —, Gieß II, 450
 —, Ketten- II, 420
 —, Reibungs- II, 421
 — vorgelege mit Stufen-
 scheibe II, 576
 — -welle f. Hebezeuge II, 421
 T-Stück I, 826
 Turbine, Dampf- II, 276
 —, Wasser- II, 217
 — npumpen, s. Zentrifugal-
 pumpen
 — nzapfen, Reibungsarbeit
 der — I, 658, II, 245
 Turbokompressoren II, 300
 —, Ausführung II, 304
 —, Berechnung II, 306
 —, Charakteristik II, 305
 —, Einzelheiten II, 304
 —, Kühlung II, 305
 —, Notauslaß II, 304
 —, Pumpen der — I, 305
 —, Querschnittsbemes-
 sung II, 304
 —, Regelung II, 304
 —, Spaltverluste II, 303
 —, Stufenzahl II, 303
 —, Überspringen II, 306
 —, Wirkungsgrad II, 306
 Turmdrehkran, fahr-
 bar II, 524, 529
 —, feststehend (Schwer-
 lastkrane) II, 508
 Türverschlüsse für elektr.
 Aufzüge II, 401
Überdruckturbine II, 219
Überhitzer II, 70
 —, Ausführung II, 72
 —, Ausrüstung II, 72
 —, Berechnung II, 70
 —, Einbau II, 73
 —, Regelung II, 73
**Überhitzung (Dampfma-
 schinen)** II, 143
 —, Zwischen- II, 144
Überhitzer Dampf I, 402
Überhöhungswinkel II, 559
Überlappungsvernietungen
 I, 621
Überschiebmuffe I, 826
**Übersetzung beim Riemen-
 trieb** I, 762, 769
 — — —, veränderliche I, 779
**Überspringen bei Turbo-
 kompressoren** II, 306
 — — Zentrifugalpumpen II, 268
Uhorn-Kupplung I, 688
Umdrehzahl bei Wellen I, 660
Umfallsteuerung II, 611
Umfänge von Flächen I, 109
**Umfangsgeschwindigkeit
 bei Zahnrädern** I, 744
Umformer II, 820
 —, Anlassen II, 822
 —, Kaskaden- II, 822
**Umformung des elektr.
 Stromes**
 —, Einankerumformer II, 821
 —, Motorgeneratoren II, 820
**Umkehranlasser f. Auf-
 züge** II, 393
**Umkehrbare Zustandsände-
 rungen** I, 392
**Umkehrmotor für Werk-
 zeugmaschinen** II, 717
**Umlaufende Scheiben, Be-
 rechnung der — —** I, 530
Umlaufräder II, 582
Umsteuerungen
 — durch Kupplungen II, 614
 —, innere II, 134
 — mit Kulisse II, 134
 — —, Lenker — II, 137
 — —, Nocken — II, 138
Unempfindlichkeitsgrad II, 328
Ungleichförmigkeitsgrad
 der Regler II, 328
 — — Schwungräder II, 325
Universaleisen I, 596
 — fräsmaschine II, 699
 — — der Wanderer-
 Werke II, 702
Universalteilkopf II, 705
Unrunde Scheiben II, 126
Unterfeuerung II, 110
**Unterkühlung (Kon-
 densation)** II, 340
 — Getriebscheiben I, 649
 — Gewichtstabelle I, 646/47
 — Tabelle I, 649
**Unterschneidung bei
 Zahnrädern** I, 717, 721
Unterschubfeuerung II, 26
Unterwind II, 22
Vakuumheizung II, 313
**Van den Kerchoven'sche
 Steuerung** II, 121
**Vektordarstellung des
 Wechselstroms** II, 759
Veloziped-Kran II, 514
 —, auf Drehscheibe dreh-
 barer — II, 518
**Veloziped-Krane, Stand-
 sicherheit der** II, 515
Ventil I, 839, 841
 —, Durchgangs- I, 841
 —, Eck- I, 843
 — -erhebungsdiagramm II, 127
 —, Gaseck- I, 843
 —, Hub- I, 839
 —, Klappen- I, 839
 —, Minder- I, 852
 —, Missong- I, 847
 —, Peet- I, 847
 —, Reduzier- I, 852
 —, Regulier- I, 843
 —, Rohrbruch- I, 790, 854
 —, Rückschlag- I, 851
 —, Schieber- I, 847
 —, selbsttätiges I, 850
 —, Sicherheits I, 851, II, 105
 — -steuerung II, 122
 —, Wechsel- I, 842
 —, Wiss- I, 842, 851
**Ventilationsverlust in
 Dampfturbinen** II, 284
Ventile (Gasmaschinen)
 — — — II, 162, 172
 — für Kolbenkompres-
 soren II, 180
 — — Kolbenpumpen
 II, 203, 211
**Ventilantrieb durch un-
 runde Scheiben** II, 126
 — — Schubkurven II, 126
 — — Wälzhebel II, 125
Ventilkolben I, 815, 820, 823
**Ventilsteuerungen, freifal-
 lende** II, 124
 —, paarschlüssige II, 124, 132
 —, zwangläufige II, 125
 — mit Flachregler II, 128
 — — umlegbarem
 Lenker II, 130
 — — verstellbarer Gerad-
 führung II, 130
 — — zwei Antrieben II, 131
 — — veränderlicher Lage
 des Antriebspunktes II, 131
 — — unrunder Scheiben II, 131
 — — kleinem Einfallweg
 der Klinke II, 124
 — — großem Einfallweg
 der Klinke II, 124
 — — zwangläufiger Klin-
 kenbewegung II, 124
Venturiwassermesser I, 371
Verbandsformel II, 7
**Verbrennung im geschlos-
 senen Raum** I, 564
 — — offenen Raum I, 564
 — -sluftmenge, theoretische
 I, 562
 — -smotoren, s. Gas- und
 Ölmotoren
 — —, Antrieb der Hebe-
 und Fördermittel
 durch — II, 365
 — -temperatur I, 572
 — -svorgang I, 545
Verbundkompressor II, 179
**Verbundmaschinenrege-
 lung** II, 142
Verbundluftpumpe II, 345
Verbundturbine (Dampf) II, 281
Verbundwirkung II, 140
Verdampfung, Brutto-
 II, 5
 —, Netto- II, 5
 — -soberfläche II, 50
 — -temperatur I, 395
 — -sversuch II, 8
 — -swärme I, 379
 — -sziffer II, 5
**Verdrehungswinkel bei Wel-
 len** I, 659
**Vergasung fester Brenn-
 stoffe** I, 574
Vergüten I, 583
Verjüngte Vernietungen I, 625
Verladebrücke II, 493
 — Anordnung der Lauf-
 katze II, 493
 —, Kranbrücke II, 494
 —, Kranfahrwerk II, 495
**Verlustziffer des Eisens
 (durch Hysterese und
 Wirbelströme)** II, 768
Vernietungen I, 618
 —, Berechnung der — I, 620
 —, Festigkeitsverhältnis
 der — I, 622
 — für Eisenkonstruk-
 tionen I, 625
 — für Wasserbehälter
 usw. I, 625
 —, Ketten- I, 619
 —, Laschen- I, 618, 622, 624
 —, Parallel- I, 619, 622
 —, verjüngte I, 618, 621
 —, Überlappungs- I, 625
 —, Zickzack- I, 619, 622
Verstemmen I, 619

- Verschiebeanlage mit end-
losem Seil II, 384
- Verschiebewagen für
Eisenbahnwagen II, 383
- Verschlebung I, 240
- Verschiebungskurve I, 444
- Verstemmen von Vernie-
tungen I, 619
- Verzahnung (s. auch Zahn) I, 715
- , AEG- I, 721
- , Ausführungsfehler I, 723
- , Eingriffbogen I, 716
- , Eingriffdauer I, 716
- , Eingriffminderung I, 721
- , Eingriffwinkel I, 729
- , Ergänzungswinkel
bei Kegelrädern I, 727
- , Evolventen- I, 718
- , Kanteneingriff I, 723
- , Leitlinie I, 728
- , Modul I, 715
- , Modulkreis I, 730
- , Normalteilung I, 725
- , Profilabückung I, 730
- , Sonder- I, 729
- , — der Hyperbo-
loidräder I, 736
- , — — Schnecken-
getriebe I, 740
- , — — Schrauben-
räder I, 738
- , Teilkreis I, 714
- , Teilrißflächen I, 714
- , Teilrißkegel I, 727
- , Teilrißpunkt I, 715
- Viellochrevolver II, 651, 671
- Vierplattenstoß I, 627
- Viertaktmaschinen II, 452
- , Ausführung II, 156, 158
- , Leistungssteigerung II, 158
- , Regelung II, 152
- , Steuerung II, 154
- , Zündung II, 155
- Vierzylinderkette I, 248
- Viktoria-Vorgelege II, 572
- Virtuelle Geschwindigkeiten
I, 293
- Voith-Kupplung I, 677
- Volltordrehkrane II, 522
- Völligkeitsgrad (Dampf-
maschinen) II, 140
- Voltmeter II, 774
- Voltmeter II, 772
- Volt I, 690
- Volumendiagramm für
Tandemaschinen II, 141
- — Zwillingsverbund-
maschinen II, 141
- Volumenmesser I, 370
- Vorausströmung (Dampf-
maschinen) II, 108
- (Gasmaschinen) II, 154, 172
- Voreinströmung (Dampf-
maschinen) II, 107
- (Gasmaschinen) II, 154, 172
- Vorfeuerung II, 10
- Vorrichtungen zum Auf-
nehmen von Einzel-
gütern II, 440
- — — Schaufel-
gütern II, 444
- Vorschubkraft II, 561
- Vorschubroste II, 29
- Vorspannung im Riemen-
trieb I, 760
- Vorwärmer II, 75
- , Abdampf II, 75
- , Rauchgas- II, 76
- Vulkanisieren I, 610
- Waage, Kran- II, 440
- Wagerechtbohr- und Fräs-
maschine II, 698, 700
- Wagerechtstoßmaschine
von Gebr. Heinemann II, 685
- Wahrscheinlichkeitsrech-
nung I, 72
- Walzenkessel II, 50
- -lager II, 710
- Wälzhebel II, 125
- Walzwerkskupplung I, 674
- Wanddrehkrane II, 500
- Wanderrost II, 26
- Wandkonsole I, 713
- Wandlaufkran II, 486
- mit festem Ausleger II, 486
- — drehbarem Aus-
leger II, 488
- Wärmeäquivalent I, 384
- -ausdehnung I, 376
- -durchgang I, 380
- -einheit I, 376
- -inhalt I, 400
- -leitzahl I, 381
- -lehre I, 375
- , spezifische I, 377, 386
- -übergang I, 380
- — bei Oberflächen-
kondensation II, 342
- -verluste in Dampfkes-
selanlage II, 6
- — in Dampfleitungen II, 359
- -wirkung des elektr.
Stromes (Joulesches
Gesetz) II, 754
- -diagramme der
Dämpfe I, 445
- — der Gase I, 441
- -speicher II, 348
- — Estner-Ladewig II, 348
- —, Harlé-Balcke II, 348
- —, Rateau II, 348
- —, Ruths- II, 81
- -strahlung I, 383
- Wasserabscheider I, 837
- -gas I, 556, 574
- -gasschweißung I, 584
- -gasteer I, 558
- -leitungen für Pumpen
II, 362
- -messer I, 370
- -prüfung I, 538
- -raum II, 50
- -reinigung I, 539
- -rohrkessel II, 59
- -rohre II, 88
- -schieber, s. Schieber
II, 105
- -standsmarke II, 105
- -standsvorrichtungen II, 101
- -strahlförderer II, 551
- -wert I, 377
- Wasserstrahlpumpen II, 351
- von Paul H. Müller
(MAN) II, 351
- — Josse-Gensecke II, 351
- Wasserturbinen II, 217
- , Freistrah- (s. diese) II, 250
- , Spezifische Dreh-
zahl II, 220, 223, 237,
249, 256
- Wasserturbinen, Über-
druck (s. Francisturbine)
II, 219
- Watzke-Kupplung I, 685
- Wechselräder, Aufbringen
der — II, 636
- Wechselradsätze II, 632, 633
- Wechselstrom II, 759
- , Effektivwert II, 760
- , Kirchhoffsche Gesetze
für — II, 762
- , — Leerkomponente II, 762
- , Leistung II, 761
- , — kreise, wichtige II, 762
- , Vektordarstellung II, 759
- Wechselstromgenerator II, 797
- -Anker II, 797
- , Aufbau der — II, 797
- , Charakteristik II, 800
- , Erregung II, 800
- , Pole II, 798
- , Verhalten II, 800
- , Wicklung II, 798
- , Wirkungsgrad II, 800
- Wechselventil I, 842
- Wegbegrenzung an Werk-
zeugmaschinen II, 610
- Weichen für Hänge-
bahnen II, 366
- Weichseiseninstrumente II, 771
- Weichlot I, 603
- Weichpackung I, 856
- Weise-Söhne-Zentrifugal-
pumpe II, 273
- Weißer Gegenstromkon-
densator II, 340
- Weißußlagermetall I, 602
- Weißmetall, Lager mit I, 692
- Weißmetallausguß I, 692
- Wellblech I, 598
- Welle, mehrfach gelagerte I, 486
- , abgesetzte I, 501
- , gekröpfte I, 665, 501
- Wellen I, 659
- -berechnung I, 263, 659
- , biegsame I, 662
- -durchbiegung I, 667
- -flamrohrre II, 87, 93
- , Gelenkwelle I, 662
- , Lagerentfernung
bei I, 660
- , Kurbelwelle I, 663, 665, 667
- , Teleskopwelle I, 662
- , Umdrehzahl I, 660
- , Verdrehungswinkel I, 659
- Wendegertriebe I, 751, II, 612
- , Riemen- II, 614
- , Umsteuerung durch
Kupplungen (bei Werk-
zeugmaschinen) II, 601
- , Zahnrad- II, 612
- Wendepol (Dynamo) II, 795
- Wendepunkt I, 121, 172
- -tangente I, 121, 172
- -vorrichtung f. Schmiede-
krane II, 534
- Werftkrane II, 529
- Werkzeuge II, 557
- , Arbeitswiderstände II, 559
- , Arbeitswinkel II, 558
- , Ausbildung d. Spa-
nes II, 557
- , Bohren II, 561
- , Drehen II, 560
- , Fräsen II, 563

- Werkzeuge, Hobeln II, 560
 —, Schaltung II, 559
 —, Schleifen II, 564
 —, Schnittdruck II, 559
 —, Schnittgeschwindigkeit II, 559
 —, Stoßen II, 560
 Werkzeugmaschinen II, 557
 —, Abstufung der Drehzahlen II, 565
 —, Antriebsorgane für geradlinige Wege II, 594
 —, Antriebsorgane für Schnitt- und Schaltbewegung II, 565
 —, Aufbau der — II, 627
 —, Bohrmaschine II, 689
 —, Drehbank II, 627
 —, Einrichtungen zum Aufbringen der Werkzeuge II, 625
 Werkzeugmaschinen, elektrischer Antrieb von — II, 715
 —, Entwerfen und Berechnen von — II, 718
 —, Fräsmaschine II, 699
 —, Führungen zur Fortleitung der erzeugten Bewegung II, 615
 —, Herstellung der Umlaufreifen II, 571
 —, Hobelmaschine II, 672
 —, Kupplungseinrichtungen II, 601
 —, Schalteinrichtungen II, 601
 —, Schleifmaschine II, 709
 —, spanabhebende II, 577
 —, Stoßmaschine II, 672
 Werkzeugwinkel II, 578
 Werner-Innenschleifmaschine II, 713
 — Revolverbank II, 666
 Wheatstonesche Brücke II, 776
 Westinghouse-Leblanc-Balcke-Strahlluftpumpe II, 351
 Whitworth-Gewinde I, 635
 — Feingewinde I, 639
 — Tafel I, 643
 — Gasgewinde I, 642
 — Tafel I, 644
 — Tabelle I, 636, 637, 638
 Wicklung der Dynamomaschine II, 787, 798
 —, Darstellung der — II, 789
 —, Kollektorschritt II, 788
 —, in Reihenparallelschaltung II, 789
 —, Ring- (nach Pacinotti) II, 787
 —, Schleifen- II, 788
 —, -schritt II, 788
 —, Trommel- II, 788
 —, Wellen- II, 788
 Widerstandsmessungen, elektr. II, 776
 —, Abzweigmethode II, 776
 —, aus „Strom und Spannung“ II, 776
 —, Doppelbrücke (Thompson) II, 777
 —, Substitutionsmethode II, 776
 Widerstandsmessungen, Wheatstonesche Brücke II, 776
 Widerstandsmomente (Tabelle) I, 481
 —schweißung I, 585
 Widmann-Steuerung II, 130
 Winde, Bock- II, 378
 —, Druckluft- II, 372
 —, Druckwasser- II, 371
 —, elektrisch betriebene II, 379, 463, 465
 — — —, Berechnung und Ausführung II, 376, 379, 462, 463, 465
 — — —, fahrbare — II, 463, 465
 — — —, feststehende II, 374
 — — —, Hubwerk II, 375
 — — —, Querfahrwerk II, 461
 —, fahrbare II, 461
 —, -ngestell II, 465
 —, Greifer- II, 380
 —, Hand- II, 378
 —, Kabel- II, 378
 —, Lauf- II, 461
 —, — kran- II, 464
 —, Laufbahn- II, 463
 —, Montage- II, 370
 —, motorischer Antrieb der — II, 376, 462
 —, Räder- II, 374, 461
 —, Schrauben- II, 371
 —, n für Seilverschiebeanlagen II, 381
 —, Spill- II, 381
 —, Wand- II, 379
 —, Zahnstangen- II, 370
 Windkessel II, 199, 209
 —, Ausführung II, 209
 —, Bemessung II, 199
 Winkeländerungen (Festigkeitslehre) I, 425
 — beschleunigung I, 234
 — geschwindigkeit I, 234
 —, kritische I, 264
 —, konsol I, 713
 Winkelzahnrad s. Schraubenzahnrad
 Wirbelströme (elektr.) II, 768
 Wirkstrom II, 762
 Wirkungsgrad I, 255, 316
 — der Akkumulatoren II, 784
 — Dampfmaschine II, 144
 — Dampfturbine II, 281
 — des Carnotprozesses I, 394
 — Differentialflaschenzuges II, 373
 — der Drahtseilrolle II, 419
 — der Einankerumformer II, 822
 — Feuerung II, 4
 — Gasmaschine II, 146, 149
 — Gleichstrommaschine u. Motoren II, 792
 — eines Handaufzuges II, 384
 — der Heizfläche II, 4
 — der Induktionsmotoren II, 815
 — der Keilkette I, 316
 — einer Kesselanlage II, 5
 — des Kettenrades für Gallsche Ketten II, 419
 — der Kettenrolle (unverzahnt) II, 418
 Wirkungsgrad der Kettenrolle (verzahnt) II, 418
 — Kettentrommel II, 420
 — Kegelräder II, 375
 — Kolbenpumpen II, 196
 — Kompressoren II, 478
 — eines Laufkranfahrwerkes II, 475
 — der Luftpumpen II, 344, 349
 — Räderwinde II, 375
 — des Riemen- und Seiltriebes I, 769, 782
 — der Rollen und Rollenzüge I, 326, II, 416
 — des Schneckengetriebes I, 742, II, 375
 — der Schraubenräder I, 738
 — der Schraubenwinde II, 371
 — des Schraubenflaschenzuges II, 373
 — der Stirnräder I, 723, II, 375
 —, thermischer — I, 392
 — der Transformatoren II, 825
 — des Transmissionsaufzuges II, 385
 — der Turbokompressoren II, 304, 306
 — Wasserturbinen II, 221, 227
 — Wechselstrommaschinen II, 800
 — Winden- und Krantriebwerke II, 375
 — Zahnräder I, 723
 — des Zahnradflaschenzuges II, 373
 — der Zentrifugalpumpen II, 259, 270
 Wiß-Ventil I, 842, 851
 Woodbury, Versuche von — I, 323
 Woodruffkeile I, 632
 Woltmannflügel I, 371
 Wurfbahn I, 435
 Wurfbefuerung, Roste für II, 10
 Wurfbefuerungen, mechanische II, 25
 Wurzelmaß I, 627
 Wurzelrechnung I, 49
 X-Kupplung I, 684
 Zahlen, imaginäre und komplexe I, 52
 —, reelle I, 52
 Zahlensysteme I, 52
 Zahnabnutzung I, 722
 — bearbeitung I, 724
 — belastung I, 743 ff.
 — breite I, 745
 — flankenspiel I, 715
 — fuß I, 715
 — gesperre II, 425
 — gestalt bei Schneckenrieben I, 740
 — höhe I, 715
 —, Holz- I, 747
 — kette I, 752
 — kranz I, 746
 —, Pfeil- I, 726
 — räder (s. diese) I, 714
 — reibung I, 722
 —, Schrauben- I, 728

- Zahnstange I, 717, 719
 — n -Winde II, 370
 — -teilung I, 745
 Zahnesumme I, 720
 — -zahl I, 719, 745
 Zahnräder (s. auch Verzahnung) I, 714
 —, Ausführung I, 745
 —, Bearbeitung I, 724, 726, 728
 —, Berechnung I, 743
 —, Geteilte — I, 746
 — Hohlradgetriebe I, 747
 — Holz- I, 747
 —, Hyperboloidräder I, 736
 —, Kegelhäder mit geraden Zähnen I, 727, 734
 —, — mit Schraubenzähnen I, 728
 —, Kehlrad I, 737
 —, Kraftverhältnisse I, 742
 —, Lagerung I, 746
 —, Planrad I, 727
 —, Rohhauträder I, 747
 —, Satzräder I, 716
 —, Schneckengetriebe I, 740
 —, Schraubenzähler I, 738
 —, Sonderverzahnung I, 729
 —, Stirnräder mit geraden Zähnen I, 714, 729
 —, —, mit Schraubenzähnen I, 724, 734
 —, Triebstockverzahnung I, 721
 —, Wirkungsgrad I, 723
 Zahnradflaschenzug II, 373
 Zangen z. Transport von Blöcken II, 534
 Zapfen I, 651
 — -berechnung I, 654, 657
 — -drucke, zulässige I, 654, 657
 —, Hals- I, 651, 656
 —, Kamm- I, 658
 —, Kreuzkopf- I, 807
 —, Kugelförmige I, 656
 —, Kurbel- I, 666, 797
 — -reibung I, 316
 — -reibungsarbeit I, 655
 — -reibungskoeffizient I, 653
 —, Ring- I, 658
 —, Spur- I, 657
 —, Stirn- I, 651, 654
 —, Stütz- I, 657
 —, Turbinen- I, 658
 —, Zylindrische — I, 652
 Zellstoffriemen I, 765
 Zementstahl I, 580
 Zentrale (Profilnormale) der Zahnräder I, 715
 Zentralen, Elektrische II, 832
 —, Normalschaltung bei Drehstrom II, 837
 —, — Gleichstrom II, 832
 —, Parallelschaltung von Wechselstrommaschinen II, 838
 —, Regelung und Parallelschaltung von Gleichstrommaschinen II, 836
 Zentralellipse I, 466
 — -schmierapparate I, 690
 — -überhitzer II, 70, 75
 Zentrifugalbremse II, 435
 — -moment I, 464
 Zentrifugalpumpen II, 258
 —, Ausführungen II, 270
 — -Axialschub II, 266
 —, Charakteristik II, 264, 266, 269
 — -Einzelheiten II, 270
 — -Geschwindigkeitsdiagramme II, 261
 — -Hauptgleichung II, 258
 — -Parallelschaltung II, 268
 — - Q/H -Diagramme II, 261, 266, 269
 — -Regelung II, 266
 — -Schaufelform II, 263
 — -Schaufelwinkel II, 259, 261
 — -Spaltdruck II, 259, 266
 Zeunersches Schieberdiagramm II, 112
 Zickzacknietungen I, 619
 Ziegel, gebrannte I, 606
 Ziehkeilgetriebe II, 590
 Ziehkeilkupplungen II, 603
 Zinn I, 600
 Zinseszinsrechnung I, 96
 Zissoide I, 155
 Zoelly-Turbine II, 294
 Zug, künstlicher II, 22
 —, Schornstein- II, 40
 —, Zugfestigkeit I, 437
 Zugkanäle (Dampfkessel) II, 33
 —, Abdeckung der — II, 37
 Zugkraft von Magneten II, 746
 Zugregler II, 20
 Zugschieber II, 36
 Zugspannungen, Zulässige — für Bauwerke I, 436
 Zugspindeldrehbank von Loewe & Co. II, 641
 —, Entwurf II, 718
 Zugspindelstütze von Heidenreich & Harbeck II, 645
 — — Reinecker II, 646
 Zugtrum I, 753
 Zündung (f. Gasmaschinen) II, 455
 Zusammengesetzte Kessel II, 53
 Zusammensetzung von Elementarbewegungen I, 241
 Zusatzbeschleunigung I, 236, 239
 Zusatzkraft der Relativbewegung I, 239
 Zustandsänderung der Dämpfe I, 401
 — — Gase I, 385
 Zustandsgleichung, allgemeine — der Gase I, 385
 — des überhitzten Wasserdampfes I, 402
 Zweidruckturbine II, 318
 —, Berechnung des Dampfverbrauches II, 321
 —, Örlikon- II, 319
 — von Pokorny & Wittekind II, 319
 — n-Regelung II, 319
 Zweiflammrohrkessel II, 53
 Zweigängige Schraube I, 634
 Zweikammerkessel II, 60
 Zweikammersteuerung II, 120
 Zweileiteranlagen II, 832, 833
 Zweiphasenstrom II, 764
 Zweiradkran II, 514
 Zweischiebersteuerungen II, 118
 Zweiseilgreifer II, 446
 Zweitaktmaschine, Diesel- II, 169
 —, Gas- II, 159
 — Gaspumpe II, 160
 — von Junkers II, 170
 — n-Ladepumpen II, 160, 172
 — n-Leistungssteigerung II, 170
 —, Öl- II, 167
 —, Steuerung II, 160
 — von Sulzer II, 169
 — n-Zylinder II, 161
 Zwergkessel II, 3
 Zwischendampfentnahme II, 314
 Zwischenüberhitzung II, 144
 Zwonicek-Steuerung II, 131
 Zyklische Kurven I, 143
 Zykloide, gemeine I, 143
 — bei Zahnrädern I, 716
 —, verlängerte I, 144
 —, verkürzte I, 144
 Zykloidenverzahnung I, 716
 — — Vorteil der — I, 717
 Zylinder-Wicklung II, 823
 Zylindrische Zapfen I, 652

Taschenbuch für den Fabrikbetrieb. Bearbeitet von zahlreichen Fachleuten. Herausgegeben von Prof. **H. Dubbel**, Ingenieur, Berlin. Mit 933 Textfiguren und 8 Tafeln. 1923.

Gebunden 15 Goldmark / Gebunden 3.80 Dollar

Technische Thermodynamik von Professor Dipl.-Ing. **W. Schüle**.

Erster Band: Die für den Maschinenbau wichtigsten Lehren nebst technischen Anwendungen. Vierte, neubearbeitete Auflage. Berichtigter Neudruck. Mit 225 Textfiguren und 7 Tafeln. 1923.

Gebunden 15 Goldmark / Gebunden 3.60 Dollar

Zweiter Band: Höhere Thermodynamik mit Einschluß der chemischen Zustandsänderungen nebst ausgewählten Abschnitten aus dem Gesamtgebiet der technischen Anwendungen. Vierte, erweiterte Auflage. Mit 228 Textfiguren und 5 Tafeln. 1923.

Gebunden 15 Goldmark / Gebunden 3.60 Dollar

Leitfaden der technischen Wärmemechanik. Kurzes Lehrbuch der Mechanik der Gase und Dämpfe und der mechanischen Wärmelehre. Von Professor Dipl.-Ing. **W. Schüle**. Dritte, vermehrte und verbesserte Auflage. Mit 93 Textfiguren und 3 Tafeln. 1922. 5 Goldmark / 1.20 Dollar

Graphische Thermodynamik und Berechnen der Verbrennungsmaschinen und Turbinen. Von **M. Seiliger**, Ingenieur-Technolog. Mit 71 Abbildungen, 2 Tafeln und 14 Tabellen im Text. 1922.

6.40 Goldmark; gebunden 8 Goldmark / 1.55 Dollar; gebunden 2 Dollar

Graphische Dynamik. Ein Lehrbuch für Studierende und Ingenieure. Mit zahlreichen Anwendungen und Aufgaben. Von **Ferdinand Wittenbauer** †, Professor an der Technischen Hochschule in Graz. Mit 745 Textfiguren. 1923.

Gebunden 18 Goldmark / Gebunden 4.30 Dollar

Technische Schwingungslehre. Ein Handbuch für Ingenieure, Physiker und Mathematiker bei der Untersuchung der in der Technik angewendeten periodischen Vorgänge. Von Dipl.-Ing. Dr. **Wilhelm Hort**, Oberingenieur bei der Turbinenfabrik der AEG, Privatdozent an der Technischen Hochschule in Berlin. Zweite, völlig umgearbeitete Auflage. Mit 423 Textfiguren. 1922.

Gebunden 20 Goldmark / Gebunden 4.80 Dollar

Grundzüge der technischen Schwingungslehre. Von Prof. Dr.-Ing. **Otto Föppl**, Braunschweig, Technische Hochschule. Mit 106 Abbildungen im Text. 1923.

4 Goldmark; gebunden 4.80 Goldmark / 0.95 Dollar; gebunden 1.15 Dollar

Tafeln zur harmonischen Analyse periodischer Kurven. Von Dr.-Ing. **L. Zipperer**. Mit 6 Zahlentafeln, 9 Abbildungen und 23 graphischen Berechnungstafeln. 1922.

Mappe 4.25 Goldmark / 1 Dollar
Einzelne Grundtafeln je 10 Stück 0.50 Goldmark / 0.15 Dollar

Christmann-Baer, Grundzüge der Kinematik. Zweite, umgearbeitete und vermehrte Auflage von Dr.-Ing. **H. Baer**, Professor an der technischen Hochschule in Breslau. Mit 164 Textabbildungen. 1923.

4 Goldmark; gebunden 5.50 Goldmark / 1 Dollar; gebunden 1.35 Dollar

Grundzüge der technischen Mechanik des Maschineningenieurs. Ein Leitfaden für den Unterricht an maschinentechnischen Lehranstalten. Von Professor Dipl.-Ing. **P. Stephan**, Regierungs-Baumeister. Mit 283 Textabbildungen. 1923.

2.50 Goldmark / 0.60 Dollar

Die Werkzeugmaschinen, ihre neuzeitliche Durchbildung für wirtschaftliche Metallbearbeitung. Ein Lehrbuch. Von Professor **Fr. W. Hülle**, Oberlehrer an den Staatl. Vereinigten Maschinenbauschulen in Dortmund. Vierte, verbesserte Auflage. Mit 1020 Abbildungen im Text und auf Textblättern sowie 15 Tafeln. Unveränderter Neudruck. 1923.

Gebunden 22 Goldmark / Gebunden 5.30 Dollar

Leitfaden der Werkzeugmaschinenkunde. Von Professor Dipl.-Ing. **Herm. Meyer**, Magdeburg. Zweite, neubearbeitete Auflage. Mit 330 Textfiguren. 1921.

4 Goldmark / 1 Dollar

Technisches Hilfsbuch. Herausgegeben von **Schuchardt & Schütte**. Sechste Auflage mit 500 Abbildungen und 8 Tafeln. 1923.

Gebunden 6.50 Goldmark / Gebunden 2 Dollar

Der Austauschbau und seine praktische Durchführung. Bearbeitet von zahlreichen Fachleuten. Herausgegeben von Dr.-Ing. **Otto Kienzle**. Mit 319 Textabbildungen und 24 Zahlentafeln. („Schriften der Arbeitsgemeinschaft Deutscher Betriebsingenieure“, Band I.) 1923.

Gebunden 8.50 Goldmark / Gebunden 2.05 Dollar

Industriebetriebslehre. Die wirtschaftlich-technische Organisation des Industriebetriebes mit besonderer Berücksichtigung der Maschinenindustrie. Von Prof. Dr.-Ing. **E. Heidebroek**, Darmstadt. Mit 91 Textabbildungen und 3 Tafeln. 1923. Gebunden 17.50 Goldmark / Gebunden 4.20 Dollar

Mechanische Technologie der Metalle in Frage und Antwort. Von Dr.-Ing. **E. Sachsenberg**, ord. Professor an der Technischen Hochschule Dresden. Mit zahlreichen Abbildungen. Erscheint Ende 1923