

Die Steuerungen der Dampfmaschinen

Von

H. Dubbel

**Die Steuerungen
der Dampfmaschinen**

Die Steuerungen der Dampfmaschinen

Von

Heinrich Dubbel

Ingenieur

Mit 446 Textfiguren



Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH

1913

ISBN 978-3-662-23954-4 ISBN 978-3-662-26066-1 (eBook)
DOI 10.1007/978-3-662-26066-1

Softcover reprint of the hardcover 1st edition 1913

**Alle Rechte, insbesondere das der Übersetzung
in fremde Sprachen, vorbehalten.**

Berichtigung und Nachtrag.

1. Der in den Figuren 37 und 50 dargestellte Schieber ist als Hochwald-Schieber zu bezeichnen.

2. Herrn Prof. Körner, Prag, ist auf Steuerungen mit rotierender Doppelkurbel ein Patent Nr. 82 300 vom 5. Mai 1894 erteilt, dessen Anspruch die auf Seite 208 und 209 dargestellte Steuerung umfaßt. Diese weicht von den in der Körnerschen Patentschrift gewählten Ausführungsformen insofern ab, als das Stegglied in Form eines Exzenters auf der Welle angeordnet ist. Diese Anordnung ermöglicht unter Vergrößerung des Regulatorstellwinkels die Exzenterverstellung mit Achsenregler bei unveränderter Anwendung der Einzelteile.

Vorwort.

Da eine neue Auflage des bekannten und weit verbreiteten Leistischen Werkes: „Die Steuerungen der Dampfmaschinen“, nicht mehr zu erwarten war, so entschloß sich Unterzeichneter, einer Aufforderung des Verlages entsprechend, zur Bearbeitung dieses nunmehr vorliegenden Buches.

Die Vereinheitlichung der Ausführungsformen hat im Kolbendampfmaschinenbau unter dem Drucke des starken Wettbewerbes von Dampfturbine und Gasmaschine weitere Fortschritte gemacht. Die vereinfachende Entwicklung macht sich besonders im Bau der Steuerungen geltend, hier noch unterstützt durch die zunehmende Anwendung der Überhitzung, die eine weitere Auslese der Bauarten, namentlich der Steuerungsorgane selbst, vorbereitete. Dieser Umstand und die zum weitaus größten Teil nur deutsche Verhältnisse berücksichtigende Auswahl der behandelten Steuerungen führten gegenüber dem Leistischen Werke zu einer erheblichen Einschränkung des Stoffes. Ausländische Bauarten, so die Steuerungen mit mehrfach geteiltem Flachschieber und die auslösenden Corliß-Steuerungen, sind möglichst kurz behandelt.

Der Stoff ist nach rein praktischen Gesichtspunkten geordnet. Wird dadurch auch der (ohne Schwierigkeit erkennbare) innere Zusammenhang zwischen den einzelnen Bauarten gelöst, so wird doch andererseits die Übersicht über das behandelte Gebiet wesentlich erleichtert.

Für die Auswahl der älteren, jetzt nicht mehr gebauten Steuerungen war deren Verbreitung und die leichte Erkennung ihrer grundsätzlichen Wirkung entscheidend.

Eingehendere Betrachtung finden:

Der Muschelschieber, der für sämtliche Steuerungen als grundlegend anzusehen ist,

die Kolbenschieber, die infolge der Einführung der Überhitzung große Bedeutung gewonnen haben,

die auch für den Großgasmaschinenbau wichtigen Wälzhebel (nach H. Holzer), unrunder Scheiben und Schwingdaumen,

die Flachregler-Steuerungen, die heute die verbreitetste Bauart darstellen.

Von den Umsteuerungen haben die Heusinger-Waldegg-Steuerung (nach Westrén - Doll) und die Nockensteuerungen der Fördermaschinen besondere Berücksichtigung gefunden.

Die Einstellung der Steuerungen und namentlich die Mittel zum Füllungsausgleich sind bei den einzelnen Gruppen angegeben.

Für die Überlassung von Unterlagen dankt Unterzeichneter den im Buche überall angegebenen Firmen und Ingenieuren, für die Ausstattung des Buches der Verlagsbuchhandlung.

Besonderen Dank schuldet Unterzeichneter Herrn Hofrat Prof. Dr. Doerfel, der dieser Arbeit lebhaftes Interesse entgegenbrachte, und dem der Verfasser manche wertvolle Anregung und Mitteilung verdankt.

Berlin, 1. Februar 1913.

H. Dubbel.

Inhaltsverzeichnis.

	Seite
I. Dampfverteilung und Bemessung der Kanäle	1
II. Die Steuerungen	14
I. Die Schiebersteuerungen	19
A. Die Steuerungen mit einem Schieber	19
1. Der Muschelschieber	19
2. Die Abarten des Muschelschiebers	36
a) Der Trick-Schieber	37
b) Der Pennsche Schieber	39
c) Der Überströmschieber von Weiß	40
d) Der Hochwald - Neuhaus-Schieber	41
3. Die entlasteten Schieber	43
a) Schieber mit Gegenplatte	44
b) Schieber mit Entlastungsraum	45
c) Kolbenschieber	46
4. Einstellung des Schiebers und Befestigung desselben auf der Stange. Aufkeilung des Exzenters	51
5. Die Ausführung der Zylinder und Schieber.	54
6. Die Einschieber-Expansionssteuerungen	60
B. Die Expansions-Steuerungen mit zwei Schiebern	65
1. Steuerungen mit veränderlicher Entfernung der steuernden Kanten.	65
2. Steuerungen mit Veränderung von Hub und Voreilwinkel des Ex- pansionsschiebers	88
3. Die Ausführung und Einstellung der Doppelschieber-Steuerungen.	94
C. Die Steuerungen mit mehrfach geteilten Schiebern	98
1. Die Rundschieber-Steuerungen	98
2. Die Kolbenventil-Steuerungen	115
3. Die Flachschieber-Steuerungen	120
II. Die Ventilsteuerungen	122
1. Ventil und Zylinder	122
2. Ventilantrieb	133
a) Wälzhebel	134
b) Unrunde Scheiben	143
c) Schwingdaumen	149

	Seite
3. Die Luft- und Ölpuffer der ausklinkenden Steuerungen	164
4. Die Anordnung und Einstellung der äußeren Steuerung	168
5. Die zwangsläufigen und paarschlüssigen Ventilsteuerungen	176
a) Die Steuerungen mit Flachregler	176
b) Die Steuerungen mit Verstellung der übertragenden Teile	194
1. Steuerungen mit verstellbarem Lenker	195
2. Steuerungen mit verstellbarer Führung eines Exzenterstangen-	
punktes	201
3. Steuerungen mit zwei Exzenterantrieben	210
4. Steuerungen mit veränderlicher Lage des Antriebspunktes	213
5. Steuerungen mit verstellbaren unrundern Scheiben	214
6. Bemessung und Entwurf	215
7. Einstellung der Steuerungen	217
6. Die freifallenden Ventilsteuerungen	218
a) Steuerungen mit kleinem Einfallweg der Klinke	218
b) Steuerungen mit großem Einfallweg der Klinke	218
c) Steuerungen mit zwangsläufiger Klinkenbewegung	222
d) Aufkeilung der Exzenter	229
e) Füllungsausgleich	235
f) Ausführung	237
g) Anwendungsgebiet der Ventilsteuerungen	239
 III. Steuerung des Auslasses durch den Dampfkolben	 241
 IV. Die Umsteuerungen	 252
1. Die inneren Umsteuerungen	252
2. Umsteuerungen mit direkter Exzenterverstellung	253
3. Die Kulissen-Steuerungen	258
a) Bauarten und Entwurf	258
b) Dampfverteilung und Füllungsausgleich	277
c) Einfluß des Federspiels und Springen des Steines	280
d) Ausführung	282
4. Die Lenker-Umsteuerungen	285
a) Bauarten	285
b) Entwurf und Untersuchung am Schema	293
c) Ausführung und Gesamtanordnung	298
5. Die Steuerungen der Umkehr-Walzenzugmaschinen	310
6. Die Nockensteuerungen der Fördermaschinen	322

I. Dampfverteilung und Bemessung der Kanäle.

Die durch die Steuerung bewirkte Dampfverteilung ist in dem Diagramm nach Fig. 1 dargestellt. Es bedeuten die Strecken: fa Vor-einströmung, ab Füllung, bc Vorausströmung, de Auslaß, ef Kompression. Die Linien der Expansion und Kompression werden vom Nullpunkt O aus als gleichseitige Hyperbeln oder als Polytropen — je nachdem gesättigter oder überhitzter Dampf zur Anwendung gelangt — gezeichnet.

Die Strecke s_0 gibt die Größe des schädlichen Raumes in v. H. des Hubraumes (Kolbenquerschnitt mal Hub) an. Als schädlichen Raum bezeichnet man den Inhalt desjenigen Raumes, der in der Totlage des Kolbens von diesem und den Steuerungsorganen eingeschlossen wird. Hierzu gehören also der Spielraum zwischen Kolben und Zylinderdeckel, sowie der Inhalt der Kanäle, durch die der Dampf ein- und ausströmt, und mitunter auch Räume in den Schiebern selbst, wenn diese während der Expansion mit dem Hubraum des Kolbens in Verbindung stehen.

Der Inhalt des schädlichen Raumes leistet nur Expansionsarbeit, keine Volldruckarbeit; es tritt dies im Diagramm dadurch in die Erscheinung, daß bei größerer Strecke s_0 die aus dem Nullpunkt O gezeichnete Expansionslinie eine höhere Lage einnimmt, die Diagrammfläche sonach vergrößert wird, während die Volldruckarbeit, im Diagramm durch das unter ab liegende Rechteck wiedergegeben, bei gleichbleibender Füllung unverändert bleibt.

Wichtiger als der Inhalt des schädlichen Raumes sind die ihn begrenzenden „schädlichen Flächen“. Der aus dem Diagramm berechnete Dampfverbrauch wird von der wirklich gebrauchten Dampfmenge um 15 bis 30 v. H. übertroffen, was hauptsächlich auf die „Eintrittskondensation“, d. h. auf den Niederschlag des einströmenden Dampfes an den kühleren Wandungen des schädlichen Raumes zurückzuführen ist. Die bekannten Versuche von Callendar und Nicholson ergaben z. B., daß 90 v. H. der gesamten Eintrittskondensation der Wirkung der „schädlichen Flächen“ zuzuschreiben war¹⁾.

1) Bantlin, Z. Ver. deutsch. Ing. 1899, S. 774 u. f.

Die Wirkung der schädlichen Flächen ist ungünstiger bei feuchtem Dampf und bei mehrfachen Richtungsänderungen des Dampfstromes in den Kanälen. In dieser Hinsicht sind Schiebersteuerungen mit zusammengeführten Kanälen im Nachteil. Überhitzung vermindert die Wirkung der schädlichen Flächen, beseitigt sie aber nicht vollständig.

Die Wahl der Füllung wird durch die wirtschaftliche Forderung des geringsten Kostenaufwandes für die PS.-Stunde bestimmt. Bezüglich des Dampfverbrauches wäre in einer verlustlosen Maschine die Expansion des Dampfes bis auf den Gegendruck die vorteilhafteste Arbeitsweise. Die Vergrößerung des Hubraumes von v_1 auf v_2 bedingt jedoch höhere Anlagekosten, größere Eigenreibung und verstärkte Kondensation des einströmenden Dampfes an den ausgedehnteren Wandungsflächen, Nachteile, die den Gewinn, in Fig. 1 durch die schraffierte Fläche dargestellt, wesentlich übersteigen.

Was die Größe der Füllung betrifft, so ist im allgemeinen die Höhe der Expansions-Endspannung am besten geeignet, ein Urteil

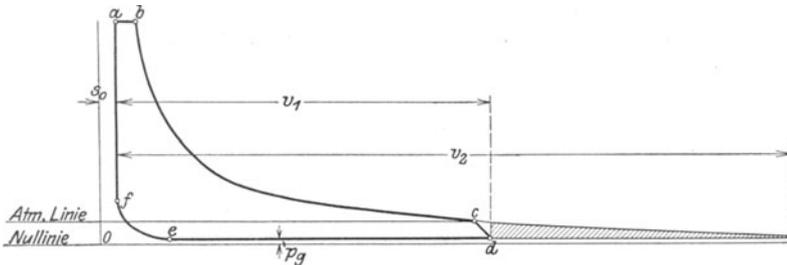


Fig. 1.

über die zu verwendenden Expansionsgrade zu gewähren. Wo wirtschaftlicher Betrieb angestrebt wird, sind Enddrücke von 0,6 bis 1,0 atm Überdruck bei Auspuff, bzw. 0,6 bis 1,0 atm absolut bei Kondensation normale Grenzwerte, im letzteren Fall ebenso für Einzylindermaschinen wie für Verbundmaschinen.

Bei den Zweizylinder-Auspuffmaschinen geht die Expansion bis auf eine absolute Endspannung von 1,7 bis 1,25 atm, bei den Dreifachexpansionsmaschinen, die stets mit Kondensation arbeiten, auf 0,6 bis 0,4 atm herunter.

Die Werte gelten für normale Betriebsmaschinen. Als Höchstfüllung, auf wirkliche Absperrung bezogen, sollten für Einzylindermaschinen etwa 60 v. H., für die Hochdruckzylinder der Verbundmaschinen etwa 70 v. H. gewählt werden, damit die Maschinen leicht anspringen und die bei Einrückung schwerer Arbeitsmaschinen vorübergehend erforderliche Beschleunigungsarbeit ohne zu starke Geschwindigkeitsschwankungen geleistet werden kann, doch kommen auch kleinere Grenzwerte vor.

Für Dauerbetrieb sind derart große Füllungen wegen ihrer Unwirtschaftlichkeit nicht geeignet.

Die kleinste Füllung schwankt zwischen 0 und 5 v. H., je nach Bauart der Maschine und Art des Antriebes. Kann das Getriebe vollständig

von der Maschine abgekuppelt werden, so ist die kleinste Füllung so zu wählen, daß die Maschine im Leerlauf, wobei sie nur ihre Eigenreibung zu überwinden hat, nicht „durchgeht“. Diese Gefahr liegt namentlich bei Kondensationsmaschinen mit beträchtlichem schädlichen Raum vor, dessen Inhalt eine die Leerlaufarbeit bedeutend übersteigende Expansionsarbeit zu leisten vermag. In diesem Falle ist es zweckmäßig, mit abnehmender Füllung die Voreinströmung zu verringern, so daß der schädliche Raum nur noch mit stark gedrosseltem Dampf oder gar nicht mehr aufgefüllt wird. Letzterer Fall, in dem überhaupt kein Dampf mehr in den Zylinder gelangt, wird als „00-Füllung“ oder absolute Nullfüllung bezeichnet.

Besonders scharfe Anforderungen werden an die Antriebsmaschinen von Wechselstrommaschinen gestellt, da die zuzuschaltende Maschine im Leerlauf genau dieselbe Umlaufzahl wie die Strom liefernden Maschinen haben muß. Den hier gestellten Betriebsbedingungen soll die Steuerung genügen, ohne daß der Regulator in seinen höheren Lagen außer der Steuerung noch Drosselvorrichtungen verstellt, die durch Verminderung des Dampfdruckes Zuschaltung bei größeren Füllungen erleichtern.

Bei Verbundmaschinen wird sowohl die Verstellung der Niederdruckfüllung innerhalb enger Grenzen von Hand als auch die Kupplung der Niederdrucksteuerung mit dem Regulator der Hochdruckseite ausgeführt, letztere in der Art, daß die Füllungen beider Zylinder in gleichem Sinne geändert werden. Soll ein Spannungsabfall im Hochdruckzylinder vermieden werden, d. h. soll der Expansionsenddruck im Hochdruckzylinder bis auf die Aufnehmerspannung hinuntergehen, das Hochdruckdiagramm in eine Spitze auslaufen, so muß bei großem Aufnehmerinhalt die Niederdruckfüllung ungefähr gleich dem Volumenverhältnis beider Zylinder sein.

Ein Spannungsabfall hat jedoch den Vorteil, daß der Hochdruckzylinder kleiner, seine Füllung für eine gegebene Arbeit also größer wird. Eigenreibung und Gangwerkskräfte nehmen ab, während der Entfall an Diagrammfläche durch die günstigeren Strömungsverhältnisse und Vermeidung von Drosselverlusten ausgeglichen wird.

An bestehenden Maschinen kann der Spannungsabfall durch Vergrößerung der Niederdruckfüllung herbeigeführt werden.

Fig. 2 stellt die Verteilung der Arbeiten (A) und der Höchstkolbendrucke (P) einer Tandemmaschine für eine gleichbleibende Niederdruckfüllung von 58 v. H. bei verschiedenen Belastungen dar. Nimmt die Beanspruchung zu, so wächst anfänglich die Hochdruckarbeit, um bei weiterer Erhöhung der Leistung infolge des wachsenden Verbinderdruckes wieder abzunehmen¹⁾.

Gleichmäßigere Verteilung von Arbeit und Kolbendruck ergibt sich nach Fig. 3 bei Verstellung auch der Niederdruckfüllung vom Regulator, wodurch der Aufnehmerdruck in engeren Grenzen schwankt, was aber zur Folge hat, daß das Hochdruckdiagramm bei kleineren Füllungen in eine arbeitverzehrende Schleife ausläuft, während bei großen

¹⁾ Lynen, Z. Ver. deutsch. Ing. 1890, S. 490.

Füllungen der Spannungsabfall sehr beträchtlich ist. Die Regulierung greift schneller ein; trotzdem wird meist die Verstellung der Niederdruckfüllung von Hand wegen der größeren Einfachheit vorgezogen, wobei der der Regulierung entgegenwirkende Aufnehmerinhalt zweckmäßig klein gewählt wird.

Werden beide Zylinder vom Regulator beeinflusst, so kann im Falle einer Störung am Hochdruckzylinder der Betrieb mit gedrosseltem Dampf im Niederdruckzylinder weitergeführt werden.

Veränderung der Niederdruckfüllung wird zur unbedingten Notwendigkeit bei Verbundmaschinen mit Zwischendampfentnahme.

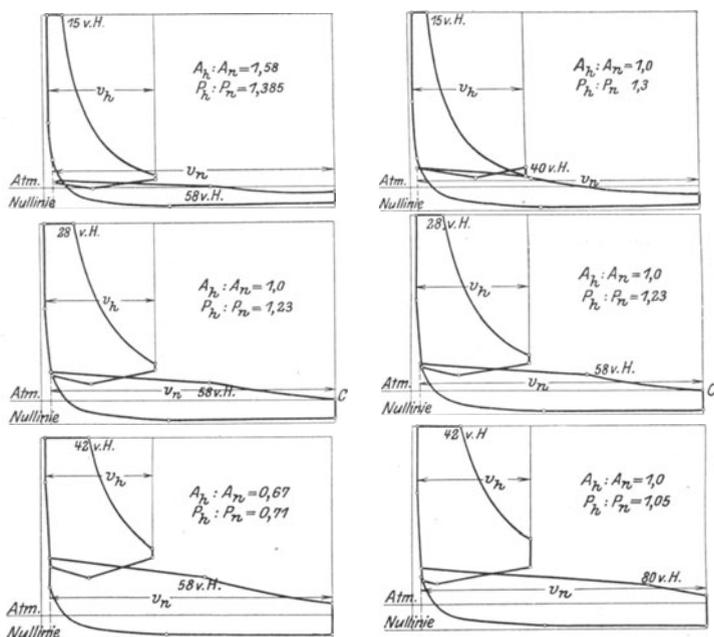


Fig. 2 und 3.

Der in den Koch- oder Heizvorrichtungen mit einem Druck von 2 bis 3 atm abs. zu verwendende Dampf expandiert im Hochdruckzylinder bis auf den Kochdampfdruck, während der übrig bleibende Teil des Hochdruckdampfes im Niederdruckzylinder weitere Arbeit leistet. Sowohl bei veränderlichem Kochdampfbedarf als auch bei Belastungsschwankungen muß der dem Kochdampfdruck entsprechende Verbinderdruck unveränderlich bleiben. Zu diesem Zweck kann die Ausführung in der Weise getroffen werden, daß die Niederdruckfüllung durch einen vom Aufnehmerdruck beeinflussten Druckregler, die Hochdruckfüllung wie üblich durch einen Geschwindigkeitsregler oder umgekehrt der Niederdruckzylinder durch einen Geschwindigkeitsregler, der Hochdruckzylinder durch den Druckregler beeinflusst wird. In beiden

Fällen bewirkt abnehmender Aufnehmerdruck Verringerung der Niederdruckfüllung ¹⁾.

Für die Bestimmung der Füllungsgrenzen und namentlich der Füllung, die der Zylinderbemessung zugrunde gelegt wird, sind grundsätzlich andere Erwägungen maßgebend bei den Umkehrmaschinen.

Hier wird die Bedingung gestellt, daß die Maschine auch aus der ungünstigsten Kurbelstellung unter Ausübung eines gewissen Drehmomentes anspringt. Die ungünstigste Stellung ist bei unter 90° versetzten Kurbeln dann vorhanden, wenn die eine Kurbel in derjenigen Lage ist, die größter Füllung entspricht, so daß der Kolben ohne Dampf bleibt. Die zweite Kurbel, dessen Kolben vollen Dampfdruck erhält, ist um einen spitzen Winkel gegen die Wagerechte geneigt, so daß der wirksame Hebelarm, an dem die Kolbenkraft wirkt, wesentlich kleiner als der Kurbelradius ist ²⁾.

Die zur Erzielung eines bestimmten Drehmomentes erforderliche Größe der Füllungen ist abhängig von der Bauart der Maschine: ob Zwillings-, Drillings- oder Zwillingsstandemaschine. Für letztere gelten die „reduzierten“ Füllungen, d. h. die auf den Niederdruckzylinder bezogenen Hochdruckfüllungen.

Als Füllungen, die gleichstarke Walzenzugmaschinen für gleiche Anhubmomente benötigen, gibt Kießelbach an für die

Zwillingsmaschine	Drillingsmaschine	Zwillingsstandemaschine
65 v. H.	48 v. H.	27—30 v. H.
72 „ „	65 „ „	30—33 „ „
80 „ „	72 „ „	32—35,5 „ „
85 „ „	80 „ „	34—38 „ „

Die gewöhnliche Zwillingsmaschine erfordert sonach 65 v. H. Füllung, um bei gegebener Leistung sicher anzuspringen. Die Drillingsmaschine (mit drei unter 120° versetzten Kurbeln) von gleichem Hubvolumen kommt mit 48 v. H. aus, während die Zwillingsstandemaschine infolge ihrer großen Einzelfüllungen je nach Bauart nur 27 bis 30 v. H. Füllung braucht.

Fördermaschinen werden neuerdings vielfach derart bemessen, daß während des Anfahrens die Nutzlast mit 0,8 bis 1 msek² Beschleunigung bei vier- bis sechsfacher Expansion gefördert wird. Mit dieser reichlichen Bemessung wird dann ohne weiteres die fernere Bedingung erfüllt, daß der Korb bei jeder Kurbelstellung angehoben, bzw. überhoben werden kann.

Für Schiffsmaschinen sind die folgenden Expansionsgrade gebräuchlich:

bei Verbundmaschinen von Frachtschiffen: eine 7 bis 8fache Expansion,

¹⁾ Eberle, Z. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 2005 u. ff. Doederlein, Z. Ver. deutsch. Ing. 1911, S. 1683 u. ff.

²⁾ In Z. Ver. deutsch. Ing. 1897, S. 974, berichten Grögler und Ulbrich über einen interessanten Fall, in dem eine Fördermaschine, die mit 30 v. H. Füllung die verlangte Arbeit leistete, infolge starker Drosselung des einströmenden Dampfes durch den kurz vor Abschluß stehenden Schieber mit 70 v. H. Höchstfüllung nicht aus allen Stellungen anzog.

bei Dreifachexpansionsmaschinen von Frachtschiffen eine 9 bis 10fache Expansion,
 bei Dreifachexpansionsmaschinen von Kriegsschiffen: eine 7 bis 8fache Expansion,
 bei Dreifachexpansionsmaschinen von Schnelldampfern: eine 8 bis 10fache Expansion.

Was den Verlauf der Füllungsline betrifft, so wird hierauf weiter unten bei der „Bemessung der Kanäle“ eingegangen.

Hier sei noch als wichtige Forderung guten Betriebes die Füllungs-gleichheit für beide Zylinderseiten erwähnt. Sind die Füllungen ungleich, so wird infolge der verschiedenen bei Hingang und Rückgang des Kolbens geleisteten Arbeiten die Drehgeschwindigkeit weniger gleichförmig. Bei starker Abweichung beider Füllungen voneinander kann auch der Dampfverbrauch verschlechtert werden, da jede Maschine am vorteilhaftesten mit der „günstigsten Füllung“ arbeitet und die ungleichen Füllungen von der günstigsten Füllung nach oben und nach unten hin stark verschieden sein können.

Über die durch die endliche Pleuelstangenlänge verursachte Verschiedenheit der Füllungen s. S. 28.

Bei stehenden Maschinen wird die Gleichförmigkeit der Drehgeschwindigkeit durch die Gestängegewichte ungünstig beeinflusst. Hier wird aus diesem Grunde die Füllung auf der Kurbelseite häufig größer gewählt als auf der Deckelseite, so daß auf letzterer eine dem Abwärts-gang des Gestänges entsprechend kleinere Arbeit geleistet und der Einfluß des Gestänges auf die Drehgeschwindigkeit ausgeschaltet wird.

Die Expansionslinie weist bei gesättigtem Dampf und normalem Verlauf annähernde Übereinstimmung mit der gleichseitigen, vom absoluten Nullpunkt O , Fig. 1, aus entworfenen Hyperbel auf. In geheizten Zylindern und bei Verwendung trockenen Dampfes ist der Exponent n der Gleichung $p v^n = \text{konst.}$ in der ersten Hälfte der Expansionslinie häufig größer als 1, im Niederdruckzylinder kleiner als 1.

Ebenso ist bei überhitztem Dampf ein Unterschied in der Größe des Exponenten während der Expansion festzustellen. Im Mittel ist $n = 1,05$ für schwachüberhitzten Dampf und $n = 1,25$ für hochüberhitzten Dampf.

Der stärkere Abfall der Expansionslinie bei größerem Exponenten bedingt für überhitzten Dampf bei gleichen Zylinderabmessungen größere Füllungen für gleiche Leistungen.

Eine Beeinflussung des Verlaufes der Expansionslinie durch die Steuerung findet nur insofern statt, als die Größe des schädlichen Raumes von der Wahl der Steuerungsart abhängt.

Die Vorausströmung bezweckt die Erzielung niedrigsten Gegen-druckes schon im Hubwechsel. Je höher die Umlaufzahl, je größer die in den Dampfkanälen zugelassene Dampfgeschwindigkeit ist, um so reichlicher soll die Dauer der Vorausströmung sein, damit schon vor der Kolbentotlage größere Dampfmen-gen mit einer dem Druckunterschied zwischen Zylinderinnerem und dem Kondensator bzw. der Atmosphäre entsprechenden Geschwindigkeit abströmen können. Mit der Größe dieses Druckunterschiedes muß die Vorausströmung zunehmen, damit

dadurch die starke Ausdehnung des auspuffenden Dampfes berücksichtigt wird.

Bei kleinen Füllungen von Auspuffmaschinen geht die Expansionslinie bis unter die atmosphärische Linie. Große Vorausströmung hat hier den Vorteil, daß die Entstehung einer Schleife verhindert wird, da im Augenblick der Eröffnung des Auslasses Luft in den Zylinder strömt und das Auftreten einer Luftleere hindert. Als Höchstwert der Vorausströmung ist bei raschlaufenden Maschinen etwa 15 bis 20 v. H. zu wählen, bei langsamlaufenden Maschinen soll sie mindestens 5 bis 7 v. H. betragen.

Der Verlauf der Gegendrucklinie hängt ebenso wie der der Eintrittslinie in hohem Maße von der Wahl der in den Kanälen auftretenden Dampfgeschwindigkeiten ab. Bei normalen Auspuffmaschinen beträgt der Gegendruck 0,1 bis 0,15 atm, bei Kondensationsmaschinen etwa 0,15 bis 0,2 atm abs.

Die Kompressionslinie weist größere Abweichung von der gleichseitigen Hyperbel auf, als die Expansionslinie. Für erstere ist meist $n < 1$, so daß auch der Arbeitsaufwand für die Kompression größer wird als sich nach dem aufgezeichneten Diagramm mit $n = 1$ ergibt.

Die Ansichten über die mechanischen und thermodynamischen Vorteile mehr oder weniger hoher Kompression sind geteilt.

Radinger¹⁾ empfahl den Eintritt des Druckwechsels im Gestänge genau im Totpunkt, wobei die Kompression so eingestellt werden muß, daß ihr Enddruck gleich dem auf der anderen Kolbenseite bei der Totlage herrschenden Dampfdruck plus Massendruck wird. Eine geringe Erhöhung der Kompression über diesen Betrag hinaus ist nach Radinger unschädlich, da in diesem Falle der Druckwechsel vor der Totlage eintritt, was ebenfalls vorteilhaft sein soll.

Hingegen hat Stribeck²⁾ nachgewiesen, daß die infolge des Druckwechsels auftretenden Stöße am gefährlichsten in der Totlage oder in dessen Nähe sind. Sie werden ungefährlich, wenn der Druckwechsel in größerer Entfernung von den Totlagen vor sich geht. In bestimmten Fällen genügt der Rücksicht auf ruhigen Gang eine mäßige Kompression ebenso wie eine große.

Die Richtigkeit der Stribeckschen Ansicht wird praktisch bestätigt durch den ruhigen Gang der Einzylinder-Kondensationsmaschinen und der Niederdruckseiten von Verbundmaschinen, trotz zu geringer Kompression und bei letzteren auch bei niedrigen Aufnehmerdrücken infolge schwacher Belastung.

Als mechanischer Vorteil der Kompression ist die Entlastung der Steuerungsorgane im Augenblick der Eröffnung hervorzuheben, die namentlich bei Schieber- und Corliß-Steuerungen von Wert ist.

In thermodynamischer Beziehung wird vielfach für die Kompression bis zur Eintrittspannung als Vorteil geltend gemacht, daß in diesem Falle der schädliche Raum nicht aufgefüllt zu werden braucht und die Maschine sich so verhält, als ob — abgesehen von dem Einfluß der schädlichen Flächen — ein schädlicher Raum nicht vorhanden sei.

¹⁾ Radinger, Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit. 3. Aufl. 1892.

²⁾ Stribeck, Z. Ver. deutsch. Ing. 1893, S. 10.

Die Einführung derart hoher Kompressionsgrade bedingt jedoch für gleiche Zylinderabmessungen und gleiche Leistung eine größere Füllung, um gegenüber dem Diagramm mit kleinerer Füllung und ohne Kompression den Entfall durch die Kompressionsarbeit zu decken. Diese „zusätzliche Füllung“ hebt zum Teil den Vorteil der Auffüllung des schädlichen Raumes durch den Kompressionsdampf auf. Dieser Vorteil erfährt eine weitere Verringerung dadurch, daß die Kompressionsarbeit unter doppeltem Reibungsverlust vom Schwungrad geleistet werden muß. Auch die Annahme einer günstig wirkenden Heizung der Wandungen durch die Kompressionswärme kann nicht als berechtigt anerkannt werden. Diese Wärme wird dem Schwungrad als Arbeit entnommen, die ihrerseits wieder von der der Maschine zugeführten Wärme herrührt, so daß die großen Verluste der Umsetzung von Wärme in Arbeit doppelt auftreten. Richtiger ist jedenfalls die Verwertung dieser Wärmemenge für unmittelbare Heizung der Deckel und Zylinderenden.

Im Zusammenhang hiermit sei darauf hingewiesen, daß die Van den Kerchove-Dampfmaschinen, die äußerst günstigen Dampfverbrauch ergeben, ohne jegliche Kompression arbeiten. Kurz nach dem späten Schluß des Auslaßventils wird durch das Einlaßorgan mehr oder weniger gedrosselter Dampf zum Auffüllen des schädlichen Raumes in den Zylinder eingelassen.

Werden Kondensationsmaschinen, die mit langem Kompressionsweg arbeiten, auf Auspuff in die Atmosphäre umgestellt, so kann infolge des größeren Anfangsdruckes die Kompression zu hoch ansteigen, so daß Vorrichtungen zur Verkürzung des Kompressionsweges oder zur Vergrößerung des schädlichen Raumes nötig sind. Im ersteren Fall muß die Auslaßsteuerung entsprechend eingestellt werden können, während im zweiten Fall ein Raum im Zylinderdeckel mit dem Zylinderinneren durch ein Ventil in Verbindung gebracht wird. Kompression über die Anfangsspannung hinaus beansprucht übermäßig das Gestänge und verursacht überdies leicht „Abklappen“ der Flach- und Corliß-Schieber. Bei Verbundmaschinen kann der Neigung zum Spannungsabfall und zur Schleifenbildung durch Veränderung der Kompression begegnet werden. Schleifenbildung tritt bei kleinen Hochdruckfüllungen infolge zu hohen Aufnehmerdruckes auf. Wird mit abnehmender Füllung die Kompression vergrößert, wie dies bei den Steuerungen mit verstellbarem Exzenter oder bei gleichzeitiger Verstellung der Einlaß- und Auslaßexzenter durch den Flachregler nach Doerfel zutrifft, so wird die Durchgangsdampfmenge — und damit der Aufnehmerdruck — verringert.

Die Voreinströmung hat den Zweck, schon in der Kolbentotlage das Auftreten des vollen Arbeitsdruckes im Zylinder zu sichern. Ehe der Kolben in seine Totlage gelangt, öffnet das Einlaßorgan um einen Betrag, der als „lineares Voreilen“ bei Schiebern, als „Voröffnen“ bei Ventilen bezeichnet wird. Die Bezeichnung „Voreinströmung“ bezieht sich hingegen meist auf das im Kurbelwinkel oder in v. H. des Kolbenweges gemessene Voröffnen.

Zu großes Voröffnen kann stoßenden Gang des Gestänges, Nach-

öffnen Diagrammverlust verursachen, der auch bei zu großem Voröffnen eintritt. Das Voröffnen gibt im übrigen ein Mittel an die Hand, um auch bei kleineren Füllungen günstige Kanaleröffnungen zu erhalten.

Vielfach herrscht das Bestreben vor, die Größe des linearen Voreilens oder der Voreinströmung für die verschiedenen Füllungen unveränderlich zu halten. In manchen Fällen empfiehlt sich jedoch eine Abweichung von dieser Regel mit Rücksicht auf die vorhin erwähnten günstigeren Kanaleröffnungen, wenn diese für normale Füllungen ohne Vergrößerung der kleinsten Füllung herbeigeführt werden können.

Nachöffnen wird hin und wieder mit Absicht bei den Antriebsmaschinen von Pumpen und Gebläsen vorgesehen, wenn die Kolben der letzteren mit dem Dampfkolben auf derselben Stange sitzen. Ohne Nachöffnen ist bei dieser Anordnung das ganze Gestänge für die Summe der Kolbenkräfte von Pumpe und Dampfmaschine zu berechnen, was jedoch vorzugsweise geschieht.

Das lineare Voreilen beträgt etwa $\frac{1}{10}$ bis $\frac{1}{6}$ der Kanalweite, die Voreinströmung 8 bis 15 %, wobei die kleineren Werte für langsamlaufende, die größeren für raschlaufende Maschinen gelten. Öffnen Ventile mit sehr schleichendem Anhub, so wird ruhiger Gang selbst bei weit früherem Beginn des Voröffnens erhalten. Größeres Voröffnen wird nötig, wenn die Kompression im Verhältnis zum Eintrittsdruck nur mäßigen Enddruck erreicht. Für weitgetriebene Kompression ist auch bei schnellgehenden Maschinen früher Eintritt ungünstig und verursacht „Haken“ und Stoß.

Die Bemessung der Kanäle.

Im folgenden bedeuten: O = Kolbenfläche
n = Umlaufzahl i. d. Min.
s = Hub in m

$$c = \frac{n \cdot s}{30} = \text{mittlerer Kolbengeschwindigkeit,}$$

u = mittlerer Dampfgeschwindigkeit,

F = Kanalquerschnitt,

a = Kanalbreite,

h = Kanalhöhe.

Es besteht die Beziehung: $F \cdot u = O \cdot c$.

$$F = a \cdot h = \frac{O \cdot c}{u}$$

Die Gleichung setzt also 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.

Ist D = Zylinderdurchmesser, so beträgt die Kanalhöhe

h = 0,65 D bis 0,8 D für Flachschieber,

h = 0,9 D bis 1,1 D für Corliß-Schieber.

Werte von u .

Bei Flachschiebern wird $u = 40$ msek und darüber gewählt, um kleinere Schieberabmessungen und geringere Reibungsarbeit zu erhalten.

Bei Kolbenschiebern ist $u = 30$ bis 35 msek, bei Corliß-Schiebern $u = 40$ msek. Für Schiffsmaschinen, Fördermaschinen und Lokomotiven sind die folgenden Werte gebräuchlich.

Schiffsmaschinen:	Hochdruckzylinder	$u = 25$ bis 30 msek
	Mitteldruckzylinder	$u = 30$ bis 36 „
	Niederdruckzylinder	$u = 36$ bis 42 „
Fördermaschinen:	Hochdruck-Einlaß:	$u = 50$ bis 60 „
	„ Auslaß:	$u = 40$ bis 45 „
	Niederdruck-Einlaß:	$u = 55$ bis 65 „
	„ Auslaß:	$u = 45$ bis 50 „

In dem Ausdruck $F = \frac{O \cdot c}{u}$ ist bei der Berechnung der Kanäle von Fördermaschinen die Kolbengeschwindigkeit der nur kurze Zeit dauernden Beharrungsperiode bei größter Seilgeschwindigkeit einzusetzen.

Die Kolbenschieber der Lokomotiven werden für $u = 40$ bis 50 msek bemessen; bei Anwendung überhitzten Dampfes können die Werte für u um 30 bis 40 v. H. größer genommen werden.

Schüle ¹⁾ hat auf theoretischem Wege die Abhängigkeit der Größe u von den Eintrittsdrücken ermittelt. Wird angenommen, daß bei einem Eintrittsdruck p nach Zurücklegung eines Kolbenweges von 25 bis 40 v. H. des Hubes die Einströmlinie bei voll geöffnetem Kanal nur um Δp fallen darf, so wird:

$$u = 294 \cdot \frac{\sqrt{\Delta p}}{p}$$

Für die zulässige Drosselung $\Delta p = 0,1$ atm folgt: $u = \frac{93}{\sqrt{p}}$.

Sonach wird für $p = 5 \quad 8 \quad 11$ atm Eintrittsdruck
 $u = 42 \quad 33 \quad 28$ msek

Schüle hat auch zuerst darauf hingewiesen, dass in der Gleichung $F = \frac{O \cdot c}{u}$ den Zahlenwerten von u lediglich die Bedeutung von Koeffizienten zukommt. Die Größen der in den Kanälen tatsächlich auftretenden Dampfgeschwindigkeiten weichen von den vorstehend angegebenen Werten für u ganz erheblich ab.

Der Einlaßquerschnitt wird gegen Ende der Füllung mehr und mehr verengt, so daß die Dampfgeschwindigkeiten hierdurch und infolge der gleichzeitigen Steigerung der Kolbengeschwindigkeit (vorausgesetzt, daß die Füllungen wie üblich kleiner als 50 v. H. sind) anwachsen und zum Schluß sehr groß werden.

Der in den Zylinder einströmende Dampf hat nicht nur den vom Kolben freigelegten Raum auszufüllen, sondern auch die Verluste durch Abkühlung, die 15 bis 30 v. H. der gesamten eintretenden Dampfmenge ausmachen, zu ersetzen.

¹⁾ Schüle, Z. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1900 u. ff.

Ein Rückschluß auf die durch die Strömung in Kanal und Schieber verursachten Drosselungsverluste läßt sich nur dann ziehen, wenn gleichzeitig mit dem Arbeitsdiagramm ein Diagramm am Schieberkasten oder Einlaßventilhäuser aufgenommen wird. Fig. 4¹⁾.

Der Linienzug *aa* zeigt die Druckänderungen im Schieberkasten während der Füllung; diese Druckunterschiede dienen zur Beschleunigung und Bewegung der in der Dampfzuleitung befindlichen Dampfmasse. Die zu der Geschwindigkeitserzeugung in den vom Einlaßorgan freigelegten Kanalquerschnitten erforderlichen Spannungen werden

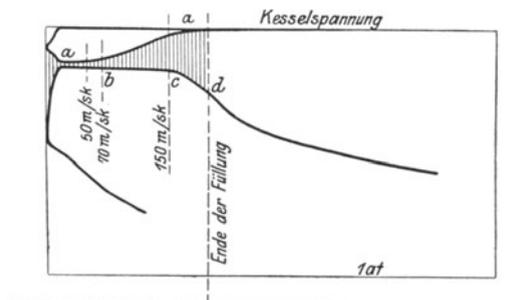


Fig. 4.

durch die senkrechten Abstände zwischen den Kurven *aa* und *bcd* wiedergegeben. Die Drosselung beginnt bei *b*.

Bei Anordnung größerer als Dampfspeicher wirkender Wasserabscheider in der Nähe des Zylinders lassen sich die durch Kurve *aa* gekennzeichneten Verluste zum größten Teil vermeiden.

Im übrigen zeigt Fig. 4, daß wagerechter Verlauf der Eintrittslinie nicht immer Vermeidung von Druckverlusten bedeutet.

Das Ende der Füllung bei *d* ist durch Feststellung an der Steuerung ermittelt worden, während dem Anschein nach der Füllungsschluß zwischen den Punkten *c* und *d* liegt. Der Verlust durch Drosselung gegen Ende der Füllung wird durch die Trocknung des Dampfes wenigstens teilweise ausgeglichen.

Für den Verlauf der Ausströmung ist das „kritische Druckverhältnis“ von Bedeutung. Strömt Dampf vom Druck p_g aus einem Gefäß durch eine einfache Öffnung in einen zweiten Raum, in dem der Druck p_c herrscht, so wird die Überströmgeschwindigkeit ihren größten Wert von 450 msek erhalten, wenn $p_g \geq 1,7 p_c$ ist. Eine weitere Verringerung von p_c bei gleichem p_g führt keine Erhöhung der Dampfgeschwindigkeit herbei²⁾.

Ist p_g der Gegendruck im Zylinder, p_c der Kondensatordruck und $p_g > 1,7 p_c$, so stellt sich in den Auslaßquerschnitten zwischen Zylinder und Kondensator theoretisch eine Geschwindigkeit von 450 msek ein.

In Fig. 5 ist angenommen, daß in der Totlage ein Enddruck von 0,5 atm erreicht sei. Für verschiedene Querschnitte, mit $u = 20, 30$,

¹⁾ Guterath, Z. Ver. deutsch. Ing. 1905, S. 271.

²⁾ Schüle, Z. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 1900.

40, 60 und 100 msec berechnet, sind die Ausströmlinien eingetragen. Nur die Kurven für $u = 20$ und $u = 30$ msec unterschreiten die Linie des 1,5 fachen Vakuums. Bei $u = 100$ msec beginnt die scheinbare Kompression schon in unmittelbarer Nähe der Kolbentotlage. Ein

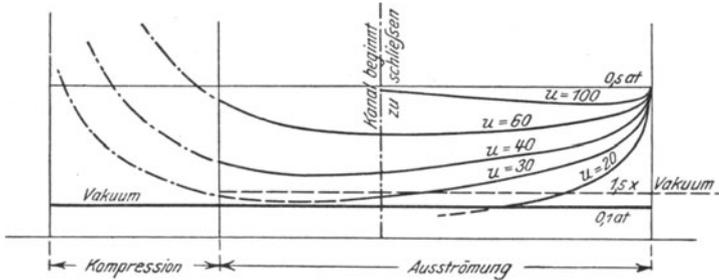


Fig. 5.

rascher Druckausgleich wird nur bei $u = 20$ msec erreicht, so daß in diesem Falle die mit $u = 30$ berechneten Kanäle schon als knapp bemessen gelten müssen. Bei dieser Berechnung der Ausströmlinien ist

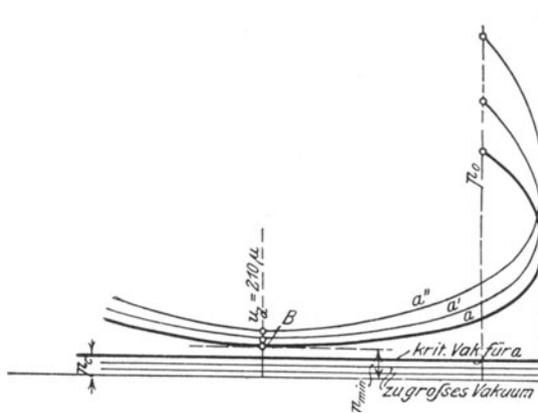


Fig. 6.

angenommen, daß der Auslaßkanal bei der Kolbentotlage ganz geöffnet ist und erst kurz vor Beginn der Kompression geschlossen wird.

Die Ausströmlinie verläuft solange unabhängig vom Kondensator-
druck p_c , als der tiefste Punkt B , Fig. 6, eine Spannung $> 1,5 p_c$ ¹⁾ anzeigt, da der Außendruck p_c im Hochdruckgebiet ($\frac{p_g}{p_c} > 1,5$) ohne Einfluß auf die sekundlich ausströmende Dampfmenge bleibt. In Fig. 6 stellt p_o den Enddruck bei normaler Expansion dar. Wird angenommen, der Kondensatordruck habe die Größe $p_c = \frac{p_{min}}{1,5} = \frac{2}{3} p_{min}$, so würde

¹⁾ Die Berechnung nach Schüle ist praktisch zulässig bis 1,4 p_c .

eine Vergrößerung der Luftleere ohne jeden Einfluß auf das Dampf-
diagramm bleiben. Nimmt die Füllung und damit die Expansionsend-
spannung zu, so stellen die Linien a' und a'' in Fig. 6 den Verlauf der
Ausströmung dar.

Fig. 6 zeigt weiterhin, daß der Mindestdruck bei B stets in der-
selben Kolbenlage eintritt. Bei Auspuffmaschinen rückt hingegen die

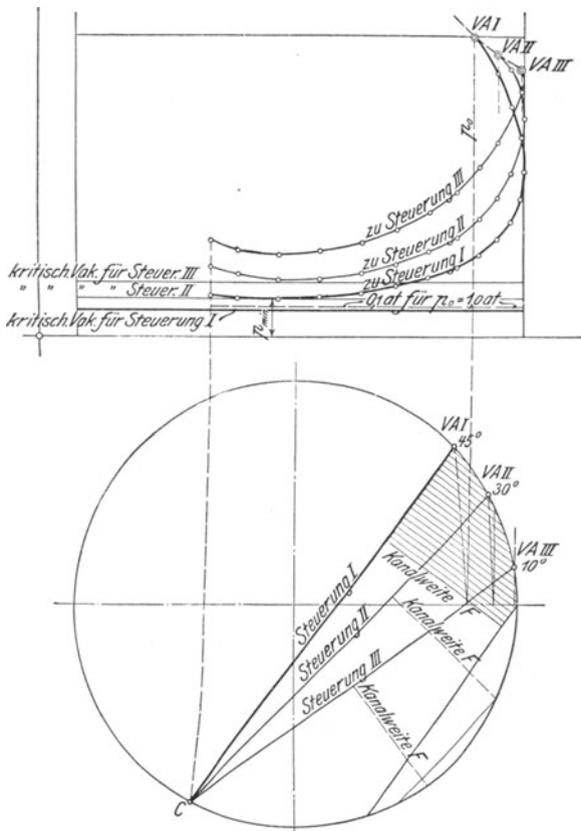


Fig. 7.

Stelle B in um so größere Nähe des Totpunktes, bei dem der Auspuff
beginnt, je tiefer die Austrittslinie verläuft.

Die Bedeutung reichlicher Vorausströmung für den Verlauf der
Auspufflinie ergibt sich aus Fig. 7, in die für die gleiche Expansions-
endspannung drei Gegendrucklinien eingetragen sind, je nachdem die
Vorausströmung sich auf einen Kurbelwinkel von 45° , 30° oder 10°
erstreckt. Nur bei der Steuerung I , bei welcher der Auslaßkanal schon
im Totpunkt ganz geöffnet ist, wird noch eine Luftleere von $0,1$ atm
verwertet.

II. Die Steuerungen.

Da der Überschuß des wirklichen durch Messung festgestellten Dampfverbrauches über den aus dem Diagramm berechneten Dampfverbrauch hauptsächlich auf Abkühlungsverluste und Undichtheit zurückzuführen ist, so sind Wahl und Anordnung der Steuerungsorgane wenigstens bei Maschinen, an die als erste Forderung nicht die der einfachen Ausführung zu stellen ist, so zu treffen, daß die erwähnten Verluste möglichst klein werden.

Eine Verringerung der Abkühlungsverluste ist vor allem durch Kleinhaltung der „schädlichen Flächen“ anzustreben, eine Bedingung, der meist — aber durchaus nicht immer — kleine schädliche Räume entsprechen. Die Größe letzterer ist abhängig von der Art und Lage der Steuerungsorgane, der mehr oder weniger reichlichen Bemessung der Kanäle, der Kolbengeschwindigkeit und dem Hubverhältnis. Je größer die Kolbengeschwindigkeit, um so größer der Inhalt der Dampfkanäle, während bei gleicher Kolbengeschwindigkeit diejenige Maschine den kleineren schädlichen Raum besitzt, deren Hubverhältnis (Verhältnis zwischen Zylinderdurchmesser und Hub) das kleinere ist. In diesem Fall macht infolge des größeren Hubes bei gleicher Kolbengeschwindigkeit der schädliche Raum einen geringeren Bruchteil des Hubraumes aus. Für Maschinen mit einem Hubverhältnis von ungefähr 1:2 und einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 2 bis 3 msek kann der schädliche Raum für die verschiedenen Steuerungen wie folgt in v. H. des Hubraumes geschätzt werden.

3— 6 v. H. bei Anwendung von Rundschiebern.	
4— 7 v. H. „ „ „ Ventilen.	
4— 8 v. H. „ „ „ Flachschiebern	} Grundschieberin-
6—12 v. H. „ „ „ Kolbenschiebern	

Die niedrigen Werte für Flach- und Kolbenschieber lassen sich erreichen, wenn diese dicht am Zylinder liegen.

Die angegebenen Werte für Corliß-Schieber und Ventile ermäßigen sich um rund 30 v. H., wenn diese Steuerungsorgane im Deckel untergebracht werden.

Für die Ventil- und Corliß-Steuerungen mit vierfachen Dampfwegen, bei denen im Gegensatz zu den gewöhnlichen Flach- und Kolbenschiebern besondere Kanäle für den ein- und austretenden Dampf angeordnet sind, wird als Vorzug eine kleinere Eintrittskon-

densation geltend gemacht. Dieser Umstand wird darauf zurückgeführt, daß bei den Steuerungen mit zweifachen Dampfwegen derselbe Kanal, durch den der Auspuffdampf abströmt, kurz nachher für den Eintritt des Frischdampfes dient, nachdem er während des Auspuffes vom Abdampf stark ausgekühlt worden ist.

Dieser Vorteil wird zweifelsohne überschätzt. Auch bei den Steuerungen mit vierfachen Dampfwegen macht die im Einlaßkanal befindliche Dampfmenge alle Temperaturschwankungen mit. Der namentlich im Beginn äußerst stürmische Verlauf der Ausströmung drängt fortwährend neue Dampfschichten an die schädlichen Flächen, und die diesen entnommenen Wärmemengen werden wenigstens zum größten Teil durch den Auspuff entweichen.

Was die zweite Verlustquelle, die Undichtheiten betrifft, so sind grundsätzlich die Steuerungsorgane so zu lagern, daß sie vom Dampfdruck gegen ihre Lauf- oder Sitzfläche gepreßt werden. Die Auslaßorgane der Ventil- und Corliß-Steuerungen werden deshalb derart angeordnet, daß sie von dem im Zylinder arbeitenden Dampf gegen die nach dem Auspuff hin öffnende Mündung gepreßt werden.

Callendar und Nicholson fanden bei ihren schon erwähnten Versuchen, daß stillstehende Schieber geringere Durchlässigkeitsverluste zeigen als bewegte Schieber, und Bantlin führt dies darauf zurück, daß hauptsächlich die zwischen Schieber und Spiegel vorhandene Ölschicht die Dichtung bewirkt, diese Ölschicht aber während der Bewegung fortwährend zerrissen wird, wobei der Dampf an den freigelegten Spiegelflächen kondensiert.

Schieber mit periodischer Bewegung müßten sonach dichter sein als Schieber mit stetiger Bewegung.

Weitere Versuche zeigten, daß die Durchlässigkeit in Form von Wasser größer ist als in Form von Dampf, so daß sich auch in dieser Beziehung die Anwendung überhitzten Dampfes empfehlen würde. Allerdings ist die größere Dichtigkeit von Kolbenschiebern bei Anwendung überhitzten Dampfes meist darauf zurückzuführen, daß die Steuerungsorgane mit entsprechendem Spielraum für höhere Temperatur eingeschliffen waren und nun bei Verwendung von Satttdampf die Buchsen ihren Durchmesser weniger verringern als die Steuerungsorgane, so daß die Verluste durch Undichtheit zunehmen.

Aus diesem Grunde sind Kolbenschieber mit Schleifringen unbedingt vorzuziehen, da sie bei jeder Dampftemperatur dichten und gegen Verreibung fast unempfindlich sind. Auch Ventile sind gegen Temperaturänderungen empfindlich und müssen sich bei gegebener Arbeitsweise erst dicht klopfen.

In Bezug auf die Durchlässigkeitsverluste verhalten sich Maschinen mit vierfachen Steuerungsorganen insofern günstiger, als bei diesen eine Hintereinanderschaltung der Abdichtungen vorhanden ist und ein unterbrochener Abgang des Dampfes vom Frischdampfraum zum Auspuff bei Undichtheit nur eines der beiden Organe einer Zylinderseite nicht stattfinden kann.

Bei Verbundmaschinen wird der durch Undichtheiten des Hoch-

druckzylinders nach dem Aufnehmer abströmende Dampf im Niederdruckzylinder noch teilweise ausgenutzt.

Im übrigen ist dauernde Dichtheit vor allem von der Sorgfalt der Herstellung und von der Wartung während des Betriebes abhängig.

Weitere an den Betrieb der Steuerungen zu stellende Anforderungen sind: geringe Eigenreibung und Ermöglichung leichter Regulierung.

Die Größe der Eigenreibung wird bei den Schiebern durch die von Dampfdruck und Abmessung der Schieberfläche abhängige, andrückende Kraft und durch den Reibungskoeffizienten bestimmt, der vom Zustand der Gleitflächen und der Güte der Schmierung abhängt. Der Druck auf den Schieber ändert sich fortwährend mit der Größe der bei der Schieberbewegung freigelegten Kanalquerschnitte, und es wird zur Bestimmung des mittleren Druckes am zweckmäßigsten die Mittellage des Schiebers gewählt. Unter Annahme eines bestimmten Dampfdiagramms sind dann von dem auf dem ganzen Schieber ruhenden Frischdampfdruck die in den Kanälen herrschenden Drucke, multipliziert mit den Kanalquerschnitten, abzuziehen. Mit einem Reibungskoeffizient von 0,1 bis 0,15 kann dann die ungefähre Arbeit zur Bewegung des Schiebers auf Grund der gegebenen Schiebergeschwindigkeit berechnet werden.

Günstiger verhalten sich die entlasteten Schieber und die Ventile. Sind erstere eingeschliffene Kolbenschieber oder vollständig entlastete Flachschieber, so ist als Kraft nur die Massenbeschleunigung einzusetzen. Bei Kolbenschiebern mit Dichtungsringen ist der von den Ringen ausgeübte Flächendruck zu berücksichtigen.

Die nur periodisch bewegten Ventilen sind infolge der Anordnung von Doppelsitzen ebenfalls weitgehend entlastet. Für die Bewegung kommen Überwindung der anfänglichen Belastung, Strömungsdruck und Beschleunigungskräfte in Betracht, die jedoch zum Teil auch bei der Schließung des Ventils wirken und hierbei an das Steuerungsgestänge einen Teil der beim Öffnen aufgewandten Arbeit zurückgeben.

Die Kräftewirkungen in der Steuerung sind weiterhin für die Regelung von Bedeutung.

Als „Gesamtungleichförmigkeitsgrad“ des Regulators wird das Verhältnis des Unterschiedes zwischen den bei höchster und tiefster Muffenlage auftretenden Winkelgeschwindigkeiten zur mittleren Winkelgeschwindigkeit bezeichnet. Der Gesamtungleichförmigkeitsgrad ist die Summe aus dem theoretischen Ungleichförmigkeitsgrad, der dasselbe Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten, wie vorstehend angegeben, für den freischwingenden Regulator ohne Stellzeug bezeichnet, und dem Unempfindlichkeitsgrad.

Ist die Maschine im Beharrungszustand, der Regler im Gleichgewicht, so wird bei Störung des Beharrungszustandes die Umlaufzahl zunächst um einen bestimmten Betrag Δn zu- oder abnehmen müssen, ehe die in gleicher Weise veränderte Zentrifugalkraft die Eigenreibung des Reglergestänges und den Widerstand der Steuerung überwinden kann. Das Verhältnis $\frac{(n + \Delta n) - (n - \Delta n)}{n} = \frac{2 \Delta n}{n}$ wird als Un-

empfindlichkeitsgrad bezeichnet. Dieser gibt also das Verhältnis derjenigen Umlaufzahlen, in deren Grenzen der Regler unempfindlich bleibt, zu der von der augenblicklichen Muffenlage abhängigen Umlaufzahl an.

Der Unempfindlichkeitsgrad ist, soweit er von der Steuerung abhängt, für einen gegebenen Regler keine feststehende Größe. Je größer die zur Einstellung der Steuerung auszuübende Kraft ist, um so stärkere Änderungen der Umlaufzahl müssen für eine bestimmte Regulatorgröße zugelassen werden. Muß sich z. B. für eine „Verstellkraft“ von 6 kg die Umlaufzahl um 2 v. H. ändern, so ist für eine Verstellkraft von 12 kg eine Änderung um 4 v. H. nötig.

Durch Wahl eines Regulators von genügender Stärke kann sonach eine Maschine mit schwer verstellbarer Steuerung den gleichen Gesamtungleichförmigkeitsgrad erhalten wie eine Maschine mit leicht verstellbarer Steuerung und kleinem Regulator.

Aus Vorstehendem geht hervor, daß der Unempfindlichkeitsgrad von der Art der Schmierung, der Beschaffenheit der Schiebergleitflächen und außerdem von den Schwankungen der Winkelgeschwindigkeit während einer Umdrehung beeinflußt wird. Ist die Winkelgeschwindigkeit, die auch bei schweren Schwungrädern veränderlich ist, größer als die mittlere, so wird dem Regulator während der Zeit des Geschwindigkeitsüberschusses der Eingriff bei einer Entlastung erleichtert. Weiterhin stellt die Verstellkraft, die zur Einstellung der Steuerung erforderlich ist, insofern keine konstante Kraft dar, als die Steuerung je nach den durch sie veranlaßten Lagen der Steuerungsorgane und des äußeren Gestänges veränderlichen Widerstand bietet. Von Bedeutung für die Regulierung ist die Größe des Rückdruckes, worunter man eine von der Steuerung ihrerseits ausgehende Kraft versteht, die bestrebt ist, den Regulator aus seiner Beharrungslage zu verdrängen. Mitunter wird mit Absicht ein gewisser Rückdruck zugelassen; dieser wechselt periodisch und erleichtert ebenso wie die erwähnten Schwankungen in der Winkelgeschwindigkeit das Eingreifen des Regulators, da bei der Verstellung infolge der fortwährenden Schwingungen der Muffe die kleinere Reibung der Bewegung statt der Ruhe zu überwinden ist. Ein ausgezeichnetes Mittel zur Vermeidung übermäßiger Rückwirkung gibt die Duffingsche Stellhemmung an (Hand 1).

Je nach der Ausbildung des zur Bewegung der Steuerungsorgane dienenden Triebwerkes werden freifallende, auslösende oder kraftschlüssige, zwangläufige und kettenschlüssige Steuerung unterschieden. Diese namentlich bei den Ventilsteuerungen angewandte Bezeichnungswiese hat sich im technischen Sprachgebrauch eingebürgert, ohne wissenschaftlich berechtigt zu sein.

Bei den kraftschlüssigen Steuerungen wird — bei veränderlicher Füllung unter Einfluß des Reglers — die Verbindung zwischen dem steuernden Exzenter und dem Steuerungsorgan plötzlich aufgehoben, und dieses wird durch eine besondere Schlußkraft, die von einem Gewicht

1) Dubbel, Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen. 3. Auflage. S. 369.

oder einer Feder ausgeübt wird, in die Abschlußlage zurückgebracht. Die Schließgeschwindigkeit wird kurz vor dem Aufsetzen des Steuerungsorgans durch Puffervorrichtungen verringert, die Stoßwirkungen an den den Hub begrenzenden Teilen verhüten sollen. Die Schließgeschwindigkeit ist von der Einstellung dieser Puffer und dem Anzug der die Spindel des Steuerungsorgans abdichtenden Stopfbuchse abhängig und sonach ihrer Größe nach veränderlich.

Bei den zwangläufigen Steuerungen wird ebenfalls das Steuerungsorgan durch eine besondere Schlußkraft geschlossen, aber eine Trennung von Exzenter und Organ tritt nicht ein. Letzteres kann nur so schnell schließen, als das mit dem Exzenter verbundene äußere Gestänge zuläßt. Die Bewegungsverhältnisse des Getriebes und damit die Schließgeschwindigkeit sind je nach Füllung und Muffenlage des Reglers zwar veränderlich, aber genau bestimmbar. Während bei den kraftschlüssigen Steuerungen die Schließgeschwindigkeit durch den Betrieb bestimmt wird, hat bei den zwangläufigen Steuerungen der Konstrukteur die Möglichkeit, schon im Entwurf die Schließgeschwindigkeit zu bestimmen.

Bei den paar- oder kettenschlüssigen Steuerungen wird das Steuerungsorgan vom antreibenden Exzenter sowohl geöffnet als auch geschlossen, so daß hier besondere Schlußkräfte entbehrlich, diese vielmehr vom Gestänge aufgebracht werden. Die einfachen Schieber- und Doppelschieber-Steuerungen werden sämtlich mit paarschlüssigem Antrieb ausgeführt, ebenso die meisten Corliß-Steuerungen von Niederdruckzylindern. Die auslösenden und zwangläufigen Triebwerke sind hauptsächlich bei den Ventilsteuerungen zu finden.

I. Die Schiebersteuerungen.

A. Die Steuerungen mit einem Schieber.

1. Der Muschelschieber.

In Fig. 8 ist der Muschelschieber in seiner Mittellage dargestellt, wobei er den für den Einlaß sowohl wie für den Auslaß dienenden Kanal von der Weite a um die „äußere Überdeckung“ e und die „innere Überdeckung“ i überdeckt. Der Schieber muß sich sonach um die Überdeckungen e und i aus der Mittellage hinaus bewegen, ehe die Kanäle nach der einen oder anderen Richtung hin freigelegt werden.

Fig. 9 gibt die Mittelpunktbahn des den Schieber steuernden Exzentrers wieder. Der Schieberhub beträgt $2r$, wenn $r =$ Exzentrizität,

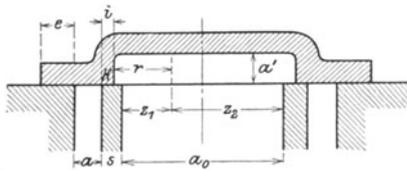


Fig. 8.

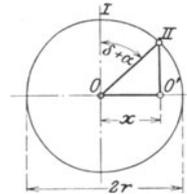


Fig. 9.

und der wagerechte Durchmesser des Exzenterkreises stellt den Schieberweg dar. Bei der Schiebermittellage nach Fig. 8 steht das Exzenter in einer zur Schieberbewegungsrichtung senkrechten Lage $O I$, der Schieber in O . Bewegt sich das Exzenter von I nach II , so gelangt der Schieber von O nach O' und legt aus seiner Mittellage den Weg $x = r \cdot \sin(\delta + \alpha)$ zurück. Allgemein gilt nun: Zu jeder Exzenterstellung wird die zugehörige Schieberlage ermittelt, indem der Exzentermittelpunkt auf den den Schieberweg wiedergebenden, wagerechten Durchmesser des Exzenterkreises gelotet wird. Umgekehrt wird zu jeder Schieberlage die zugehörige Exzenterstellung gefunden.

Hierauf beruht der Entwurf des in Fig. 10 dargestellten Müllerschen Schieberdiagramms, das unmittelbare Verfolgung der Schieberbewegung im Zusammenhang mit der Exzenterdrehung gestattet.

Der Kreisdurchmesser wird meist zu 100 mm angenommen, um ein bequemes Abgreifen der v. H. zu gestatten. Im Abstand e und i

vom senkrechten Durchmesser werden die „Deckungslinien“ gezogen. Die wagerecht schraffierten Flächen geben dann, wie sich aus folgendem ergeben wird, die Kanaleröffnungen während der Dauer der Dampfeinströmung und der Ausströmung an.

In Fig. 11 sind die einzelnen Schieberstellungen während einer Exzenterdrehung um 360° angegeben. Sie sind mit denselben römischen Ziffern wie die zugehörigen Exzenterstellungen in Fig. 10 bezeichnet.

Stellung I. Das Exzenter steht senkrecht zur Schieberbewegungsrichtung in $O I$, der Schieber nimmt seine Mittellage in O ein und überdeckt die Kanäle um e und i .

Stellung II. Das Exzenter steht in der Lage $O II$; der Schieber

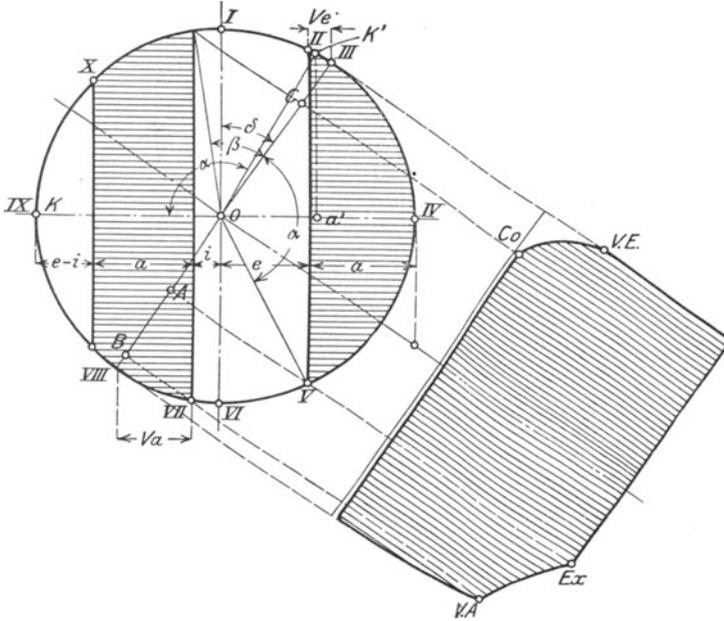


Fig. 10.

ist um die äußere Überdeckung aus der Mittellage hinausgegangen, und die Eröffnung des Kanals beginnt.

Stellung III. Exzenter in $O III$. Der Schieber hat den Kanal um das „lineare Voreilen“ V_e freigelegt. Die Kurbel steht hierbei in der Totlage $O K$, so daß ihr das Exzenter um den Winkel $90^\circ + \delta$ vortellt. Winkel δ wird als „Voreilwinkel“ bezeichnet.

Stellung IV. Schieber und Exzenter stehen in der rechten Totlage und der Kanal ist um seine ganze Weite geöffnet. Von der Mittellage in O ist der Schieber um die Exzentrizität $r = e + a$ entfernt und geht nun wieder zurück.

Stellung V. Schieber und Exzenter nehmen dieselbe Lage wie unter II ein. Der Kanal ist beim Rechtsgang des Schiebers geschlossen

worden, und die dadurch beendete Füllung, die von der der Kolbentotlage OK entsprechenden Exzenterlage $O III$ an gerechnet wird (also mit Ausschluß der Voreinströmung), hat während des Exzenterdrehwinkels α gedauert. Denselben Winkel hat natürlich auch die Kurbel von ihrer Totlage OK aus zurückgelegt. Wird Winkel α von OK aus abgetragen, so erhält man in OK' die Kurbelstellung und durch Loten von K' in a' die Kolbenstellung, bis zu der die Füllung gedauert hat. In einfacherer Weise wird der Kolbenweg während der Füllung ermittelt, wenn Punkt V

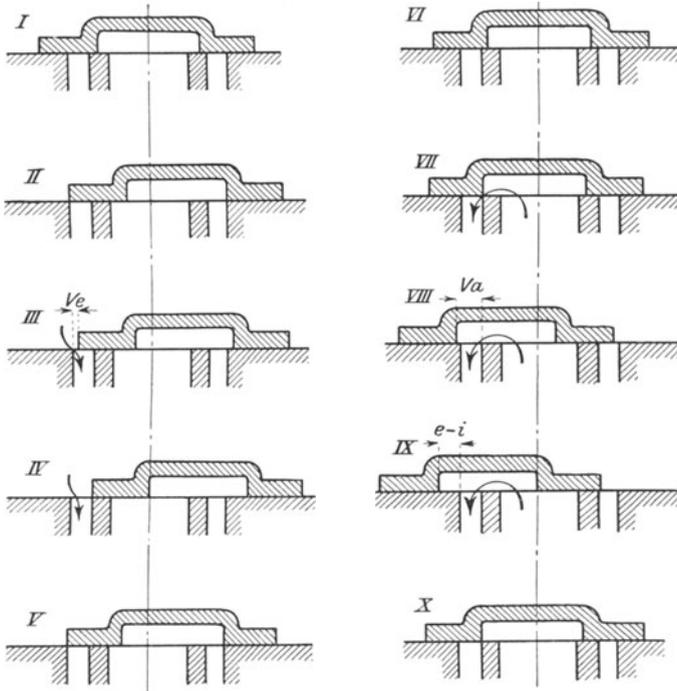


Fig. 11.

unmittelbar auf den Durchmesser $III O VIII$ gelotet wird. Es ist $III A = Ka'$. Hat z. B. $III A$ eine Länge von 70 mm (bei dem angenommenen Exzenterkreisdurchmesser von 100 mm), so würde die Füllung 70 v. H. betragen. Linie $III O VIII$ wird die „Kolbenweglinie“ genannt.

Stellung VI. Wie unter I. Exzenter in $O VI$, der Schieber in der Mittellage, aus der er sich nach links entfernt, dabei auf derselben Kolben-seite nun den Auspuff steuernd.

Stellung VII. Der Schieber ist aus der Mittellage um die innere Überdeckung i herausgegangen und beginnt den jetzt für die Ausströmung dienenden Kanal freizulegen.

Stellung VIII. Zu der Exzenterstellung $O VIII$ gehört die rechte Kurbelotlage, da von $O III$ und OK aus Exzenter und Kurbel sich

um 180° gedreht haben. Der Schieber ist von der Mittellage um $(i + V_a)$ entfernt und hat den Kanal um das lineare Vorausströmen V_a geöffnet. Entsprechend der vorhin angegebenen Bestimmung des Füllungsweges muß hier von Punkt VII aus ein Lot auf die Kolbenweglinie $III O VIII$ gefällt werden, um den Kolbenweg $B VIII$ während der Vorausströmung zu finden.

Stellung IX. Schieber und Exzenter stehen in der linken Totlage. Der Schieber überschleift den Kanal um den Betrag $(e - i)$.

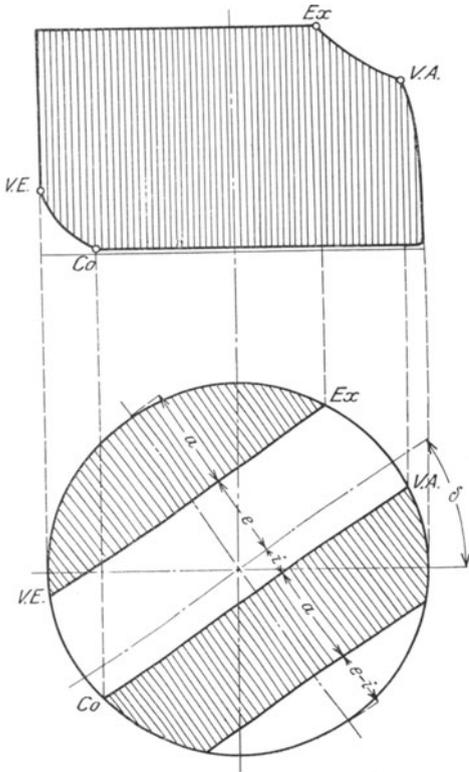


Fig. 12.

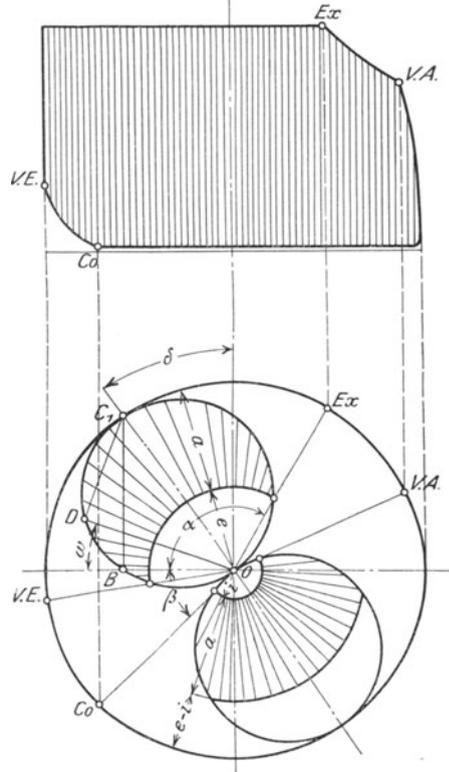


Fig. 13.

Stellung X. Die Zudeckung des Kanals beginnt.

Stellung XI. Wie unter VII. Der Kanal ist geschlossen, und es beginnt die Kompression, die bis zu der der Totlage $O K$ entsprechenden Exzenterlage $O III$, also während des Kurbel- und Exzenterwinkels β andauert. Die Projektion von XI auf $III O VIII$ ergibt in $III C$ den zum Kurbelwinkel β gehörigen Kolbenweg während der Kompression.

Um die Zweckmäßigkeit der durch die Wahl der Überdeckungen e und i erhaltenen Dampfverteilung zu prüfen, ist in Fig. 10 das Dampfdiagramm in der Art eingezeichnet, daß die von den Punkten III , V , VII und XI auf die Kolbenweglinie gefällten Senkrechten bis zu den Punkten

VE , Ex , VA und Co durchgezogen sind. Hierbei muß die Grundlinie des Dampfdiagramms parallel zur Kolbenweglinie liegen.

Eine bequemere Aufzeichnung beider Diagramme ermöglicht das Müller-Reuleauxsche Diagramm nach Fig. 12, das durch eine Verdrehung des Müllerschen Diagramms um einen Winkel $90^\circ + \delta$ im entgegengesetzten Sinne des Uhrzeigers entsteht. Unter sonst gleichen Verhältnissen liegen nunmehr Kolbenweglinie und Grundlinie des Dampfdiagramms wagerecht und die Projektionslinien werden zu Senkrechten.

Das Zeunersche Schieberdiagramm. Aus Fig. 9 ergibt sich allgemein für die Entfernung des Schiebers von der Mittellage: $x = r \cdot \sin(\delta \pm \omega)$, worin δ der Voreilwinkel und ω derjenige Winkel ist, um den sich die Kurbel aus der Totlage herausgedreht hat. Es läßt sich sonach zu jeder Kurbellage und entsprechend zu jeder Kolbenstellung mit genannter Gleichung der zugehörige Schieber-Ausschlag rechnerisch ermitteln.

Die Beziehung $x = r \cdot \sin(\delta \pm \omega)$ ist aber die Polargleichung zweier Kreise, die sich im Pol O berühren und deren Zentrale mit der Senkrechten den Winkel δ einschließt. Wird in Fig. 13 unter dem beliebigen Winkel ω ein Vektor OD gezogen, so wird:

$$OD = OC_1 \cdot \sin OC_1 D; \text{ Winkel } OC_1 D = OC_1 B + BC_1 D = \delta + \omega.$$

$$OD = r \cdot \sin(\delta + \omega).$$

Ein unter dem Winkel ω gezogener Vektor gibt in seiner Länge die Entfernung des Schiebers aus seiner Mittellage für den Kurbelwinkel ω unmittelbar an. Wie ersichtlich, wird Winkel δ von der Senkrechten entgegen der Kurbelbewegungsrichtung aufgetragen. Der obere Kreis, als positiver Schieberkreis bezeichnet, zeigt die Schieberausschläge von der Mittellage nach rechts, der untere, negative Schieberkreis die Ausschläge nach links an.

Werden um den Pol O Kreise mit den Überdeckungen e und i als Radien geschlagen, so geben die zwischen diesen und den Schieberkreisen gelegenen Abschnitte der Vektoren die Kanaleröffnungen während der Ein- und Ausströmung — in Fig. 13 durch die radial schraffierten Flächen dargestellt — wieder. Radien, durch die Schnittpunkte der Überdeckungskreise mit den Schieberkreisen gelegt, bezeichnen die Kurbellagen, in denen Voreinströmung (VE), Expansion (Ex), Vorausströmung (VA) und Kompression (Co) beginnen. In Fig. 13 sind noch wie in Fig. 10 die Kurbelwinkel α und β eingetragen, bei deren Zurücklegung Füllung und Kompression gegeben werden.

Das Zeunersche Diagramm bringt die Abhängigkeit der Schieberbewegung von der Exzenterdrehung nicht in so unmittelbarem und klarem Zusammenhang wie das Müllersche Diagramm, besitzt aber vor diesem bei manchen Steuerungen den Vorzug größerer Übersichtlichkeit.

Die Schieberellipse. Wird im Müllerschen Diagramm ein die Exzenterkurbel darstellender Radius gezogen, so gibt die wagerechte Entfernung des Endpunktes dieses Radius von der Deckungslinie e oder i die bei der betreffenden Kurbellage freigelegte Kanalweite wieder. (Z. B. Ve in der Exzenterlage $O III$; Va in der Exzenterlage $O VIII$). Im Zeunerschen Diagramm gibt die zwischen Schieberkreis und Über-

deckungskreis liegende Strecke des Kurbelradius die Kanaleröffnung an, so daß beide Diagramme die zu den verschiedenen Kurbelstellungen gehörigen Kanaleröffnungen leicht erkennen lassen. Zur Beurteilung der Strömungsverhältnisse des Dampfes ist es hingegen von größerer Bedeutung, die Schieberausschläge bzw. Kanaleröffnungen für die verschiedenen Kolbenstellungen zu kennen.

Wird die Pleuelstangenlänge $= \infty$ angenommen, so können in Fig. 14 die zu den Kolbenstellungen a, b, c , gehörigen Kolbengeschwindigkeiten durch die Ordinaten c_x, c_{max}, c_z eines Halbkreises dargestellt werden. Der Maßstab wird dadurch festgelegt, daß die größte Ordinate, der Radius $by = r$, die größte Kolbengeschwindigkeit, die

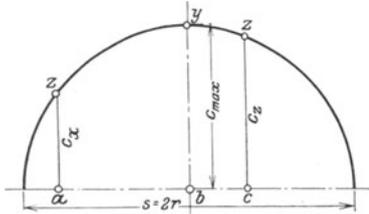


Fig. 14.

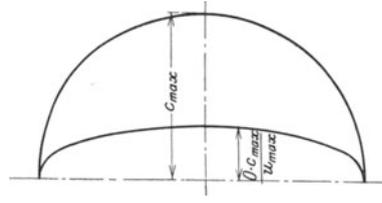


Fig. 15.

für $L = \infty$ gleich der Umfangsgeschwindigkeit $c_{max} = \frac{s\pi \cdot n}{60}$ des Kurbelzapfens ist, darstellt. Es sind also die Strecken c_x und c_z nur in Beziehung zur Ordinate by zu bringen, um die in den Kolbenstellungen a und c vorhandenen Geschwindigkeiten zu ermitteln.

In Fig. 15 sind die Ordinaten des Halbkreises mit der Konstanten $\frac{0 \cdot c}{h \cdot u_{max}}$ multipliziert, wenn 0 die Kolbenfläche, u_{max} diejenige Dampfgeschwindigkeit bedeutet, bei der nach S. 10 der einströmende Dampf eine merkliche Drosselung noch nicht erfährt. $h =$ Kanalhöhe. Die Ordinaten $\frac{0 \cdot c}{h \cdot u_{max}}$ der Ellipse in Fig. 15 geben dann die Kanalweiten an, die bei den jeweiligen Kolbengeschwindigkeiten mit Rücksicht auf die Drosselung mindestens freigelegt sein müssen. Diese Ordinaten werden gefunden, indem die Halbkreisordinaten in demselben Verhältnis wie die Ordinate c_{max} verkleinert werden. Die Ellipse kann auch als Kurve der konstanten Dampfgeschwindigkeit u_{max} aufgefaßt werden. Gewöhnlich wählt man $u_{max} = 60$ msek.

In Fig. 16 ist das Müllersche Schieberdiagramm um 90° gedreht und sein Umfang, vom Beginn O der Kolbenweglinie $O6$ an, in eine Anzahl gleicher Teile geteilt, ebenso wie der Umfang eines zweiten Kreises vom Durchmesser der Länge des Dampfdiagramms. Die Teilung beginnt hier im linken Endpunkt des wagerechten Durchmessers, der Kurbelotlage entsprechend.

Werden durch die Teilpunkte des Exzenterkreises wagerechte Linien gezogen, so geben diese in ihrer senkrechten Entfernung von der wagerechten Mittellinie beider Kreise die Schieberausschläge aus der

Mittellage an, während die durch die Teilpunkte des Kurbelkreises gelegten Senkrechten Kolbenlagen darstellen. Die durch die Exzenterkreis-Teilpunkte gelegten Wagerechten schneiden sich mit den durch die gleichbezifferten Kurbelkreis-Teilpunkte gezogenen Senkrechten in Punkten der Ellipse.

Werden noch im Abstände e und i von der wagerechten Mittellinie die Deckungslinien gezogen, so geben die schraffierten Flächen die Kanaleröffnungen während der Füllung und der Ausströmung an.

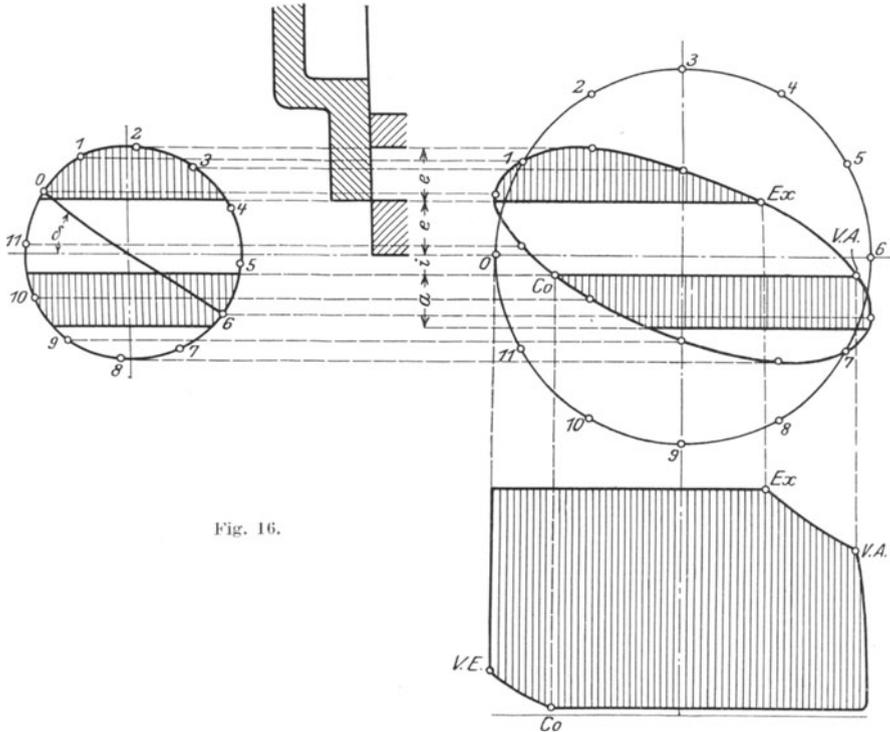


Fig. 16.

Die Schieberellipse, Fig. 16, stellt also die freigelegten Kanalweiten in unmittelbarer Beziehung zu den Kolbenstellungen dar. Würde über die um e von dem wagerechten Diagrammkreis-Durchmesser entfernte Grundlinie der Kanaleröffnungen die Ellipse nach Fig. 15 eingezeichnet, so ergäbe ihr Schnittpunkt mit der Schieberellipse den Beginn der Drosselung.

Die Bestimmung der Schieber-Abmessungen. Die Diagramme von Müller und Zeuner geben für eine bestimmte Dampfverteilung nur das Verhältnis der einzelnen Größen: Kanalweite a , äußerer und innerer Überdeckung e und i und Exzentrizität r zueinander an. Erst wenn eine dieser Abmessungen bekannt ist, lassen sich die übrigen Werte auf Grund des durch die bekannte Größe gewonnenen Maßstabes des aufgezeichneten Diagramms ermitteln.

Die Kanalweite a läßt sich nun immer bei gewählter Kanalhöhe h aus der Beziehung $F = a \cdot h = \frac{O \cdot c}{u}$ (s. S. 9) für eine gegebene Maschine berechnen, wodurch der Maßstab bestimmt wird.

Beispiel. Für eine Maschine von 500 mm Zylinderdurchm., 800 mm Hub, $n = 90$ Uml/Min ist ein Muschelschieber zu entwerfen, der 70 v. H. Füllung und 20 v. H. Kompression geben soll. Des lineare Voreilen betrage $V_e = \frac{a}{6}$. Kanalhöhe $h = 0,7 D$. ($D =$ Zylinderdurchm.). Dampfgeschwindigkeit $u = 40$ msek.

Dann ist:
$$\frac{O \cdot c}{40} = F = a \cdot h.$$

$$O = \frac{D^2 \pi}{4} \approx 1960 \text{ qcm}; \quad c = \frac{n \cdot s}{30} = \frac{90 \cdot 0,8}{30} = 2,4 \text{ msek.}$$

Hieraus folgt: $F = 118$ qcm und mit $h = 0,7 \cdot 50 = 35$ cm:

$$a = \frac{118}{35} = 34 \text{ mm.}$$

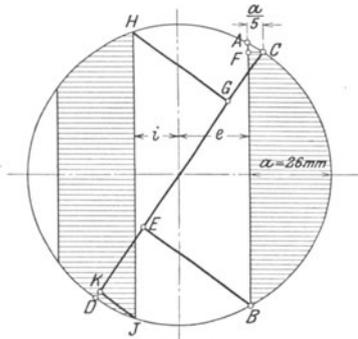


Fig. 17.

Das Müllersche Diagramm, dessen Durchmesser 100 mm betragen soll, muß nun so lange probeweise aufgezeichnet werden, bis die Linien AB und CD , Fig. 17¹⁾, so liegen, daß Strecke $CE = 70$ mm (Füllung = 70 v. H.) und $CF = \frac{a}{6}$ ($V_e = \frac{a}{6}$) ist. Hierauf ist in G , 20 mm von C entfernt (Kompression = 20 v. H.) eine Senkrechte zu errichten,

die den Umfang des Exzenterkreises in H trifft. Eine Senkrechte durch H bestimmt die innere Überdeckung i und ihr unterer Endpunkt J legt die Größe der Vorausströmung KD fest, wenn J auf CD gelotet wird.

Die im Diagramm gezeichnete Kanalweite beträgt 26 mm, die vorstehend berechnete Kanalweite 34 mm, so daß ein Diagrammaßstab von $\frac{34}{26}$ folgt. Mit diesem Betrage sind die Strecken e und i im Diagramm zu multiplizieren.

Die wirklich auszuführenden Abmessungen sind in folgender Zahlentafel zusammengestellt:

	Gezeichnet	Berechnet für $u = 40$ msek
Kanalweite a	26	34
Äußere Überdeckung e	24	$24 \cdot \frac{34}{26} = 32$
Innere Überdeckung i	15	$15 \cdot \frac{34}{26} = 26$
Exzentrizität $r = e + a$	50	$32 + 34 = 66$

¹⁾ Fig. 17 ist im Verhältnis 1:2,5 gegenüber dem Original verkleinert.

Mit $u = 30$ msek würde $a = 45$, $e = 42$, $r = 87$.

Für eine kleinere Füllung von 50 v. H. wäre noch eine Dampfgeschwindigkeit $u = 50$ msek zulässig gewesen, für Füllungen unter 50 v. H. wäre der Trick-Schieber mit halber Exzentrizität zu verwenden und zwar infolge des gewundeneren Dampfweges mit $u = 40$.

Die Weite a_0 des Auspuffkanals wird mit Rücksicht darauf bestimmt, daß in der Schiebertotlage unzulässige Verengung dieses Kanals und dadurch verursachte Drosselung des abziehenden Dampfes vermieden werden. In Fig. 8 ist der Schieber in der Mittellage gezeichnet. Geht z. B. die linke Innenkante K um die Exzentrizität r nach rechts, so muß die Strecke $z_2 = a + \sigma$ sein, worin $\sigma \leq a$ eine Sicherheitszugabe bedeutet. Ist s die Stegstärke, die etwa das 0,8 fache der Zylinderwandstärke ist, so folgt: $z_1 = r - (s - i)$. Sonach wird:

$$a_0 = z_1 + z_2 = r + a + \sigma + i - s.$$

Mitunter wird a_0 beträchtlich größer genommen, um die Dampfkäle zu verkürzen und den schädlichen Raum zu verringern.

Die probeweise wiederholte Aufzeichnung des Diagramms wird bei Benutzung des Müller-Reuleaux'schen Diagramms erspart, wenn statt des linearen Voreilens das Winkelvoröffnen zugrunde gelegt wird, womit der Füllungswinkel gegeben ist. Für $L = \infty$ entspricht einem prozentuellen Voröffnen von $1/2^0/0$, $1^0/0$, $1\frac{1}{2}^0/0$, $2^0/0$,

ein Kurbelwinkel von 8^0 , 12^0 , 14^0 , 16^0 .

Für $L = 5r$ entspricht auf der Kurbelseite einem Voröffnen von $8\frac{1}{2}^0$, $12\frac{1}{2}^0$, $15\frac{1}{2}^0$, 18^0 , 20^0 eine Strecke auf dem Umfange eines Kreises von 50 mm Radius von 7,5, 11, 13,5, 16, 17,5 mm.

Wie die Aufzeichnung des Diagramms nach Fig. 17 zeigte, kann die Vorausströmung nicht mehr frei gewählt werden, wenn die übrige Dampfverteilung vorgeschrieben ist.

Die Abhängigkeit der einzelnen Abschnitte der Dampfverteilung ist in Fig. 18 für gleichbleibendes Voreinströmen — das überhaupt nur in sehr engen Grenzen geändert werden kann — und Vorausströmen dargestellt. Mit abnehmender Füllung nehmen Voreilwinkel, äußere und innere Überdeckung, sowie die Kompression zu. Die auszuführenden Überdeckungen erfahren eine weitere Vergrößerung durch die Änderung des Diagrammaßstabes. Für die kleinere Füllung ist die im Diagramm angegebene Kanalweite a_I bedeutend kleiner als die zur größeren Füllung gehörige Kanalweite a_{II} , ergibt daher eine um $\frac{a_{II}}{a_I}$ größere Exzentrizität.

Daraus folgt, daß sich der Muschelschieber — wie auch die übrigen im Nachfolgenden behandelten Einzelschieber — für kleinere Füllungen nicht eignet. Die großen Überdeckungen und Exzentrizitäten verursachen sehr große Reibungsarbeit.

In Fig. 18 hat die innere Überdeckung für den Fall der größeren Füllung die Größe Null. Ein größerer Wert von i wäre bei der gegebenen Füllung nur durch Verringerung der Vorausströmung möglich gewesen. Die Forderung reichlicher Vorausströmung bei großen Füllungen führt mitunter sogar zu negativen Werten von i , so daß in der Mittellage des

Schiebers — bei der die Kurbel um δ vor der Totlage steht — beide Zylinderseiten mit dem Auspuff in Verbindung stehen.

Der Einfluß der endlichen Pleuelstangenlänge. In den bisherigen Ausführungen wurde unendliche Pleuelstangenlänge vorausgesetzt, so daß gleichen Kurbelwinkeln auch gleiche Wege bei Vor- und Rückwärtsgang des Kolbens entsprachen. Diese Darstellung ist nur dann berechtigt, wenn der Kolben in einer Kurbelschleife, in dem sich der in einem Gleitstein gelagerte Kurbelzapfen bewegt, verschiebt. In diesem Fall wird die einer bestimmten Lage des Kurbelzapfens entsprechende Kolbenstellung durch geradlinige Projektion ermittelt.

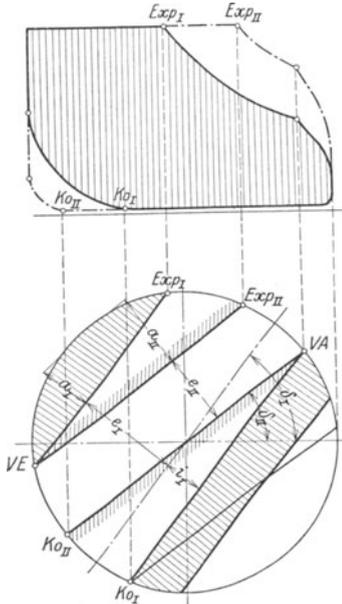


Fig. 18.

Fig. 19 zeigt die Wirkung der endlichen Pleuelstangenlänge. Schlägt man von den, gleichen Kurbeldrehwinkeln ω entsprechenden Kurbelzapfenlagen Kreisbögen mit der Pleuelstangenlänge L als Radius, so schneiden diese auf dem Kolbenwege s die Strecken s_1 und s_2 , von den Totpunkten an gerechnet, ein. Es ist $s_1 > s_2$; wird also während des Winkels ω Füllung gegeben, so ist diese gegenüber unendlicher Pleuelstangenlänge auf der Deckelseite um den Teil m

des Kolbenweges größer, auf der Kurbelseite um annähernd dieselbe Strecke kleiner. m wird das „Fehlerglied“ genannt.

In Fig. 20 und 21 sind die Überdeckungen gleich ausgeführt, und es ist symmetrische Einstellung angenommen. Mit Hilfe der Bogen-

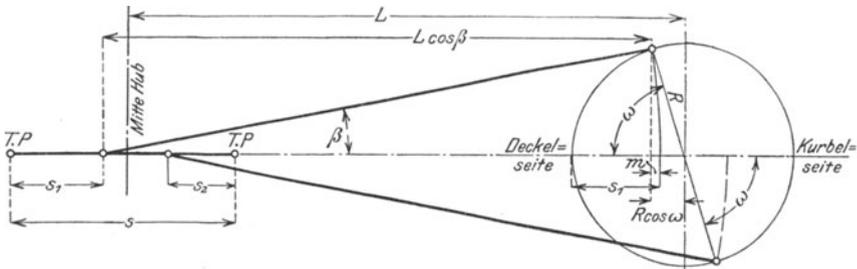


Fig. 19.

projektionen sind die tatsächlich sich einstellenden Abschnitte der Dampfverteilung ermittelt und in den stark voneinander abweichenden Dampfdiagrammen wiedergegeben. Die größte Verschiedenheit tritt bezüglich der Füllungen auf, da bei diesen die Bogenprojektionen die größte Abweichung von den geradlinigen Projektionen zeigen.

Annähernde Gleichheit der Füllungen kann nun beim fertigen Schieber durch besondere Einstellung, beim zu entwerfenden Schieber schon im Entwurf angestrebt werden.

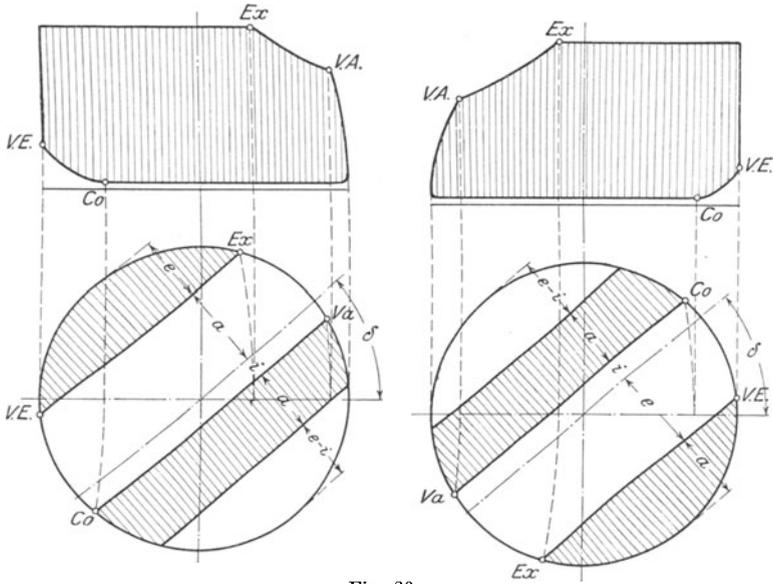


Fig. 20.

Fig. 22 zeigt die Art der Einstellung. Der Schieber deckt den Kanal auf der Deckelseite beim Linksgang zu. Soll also früher auf

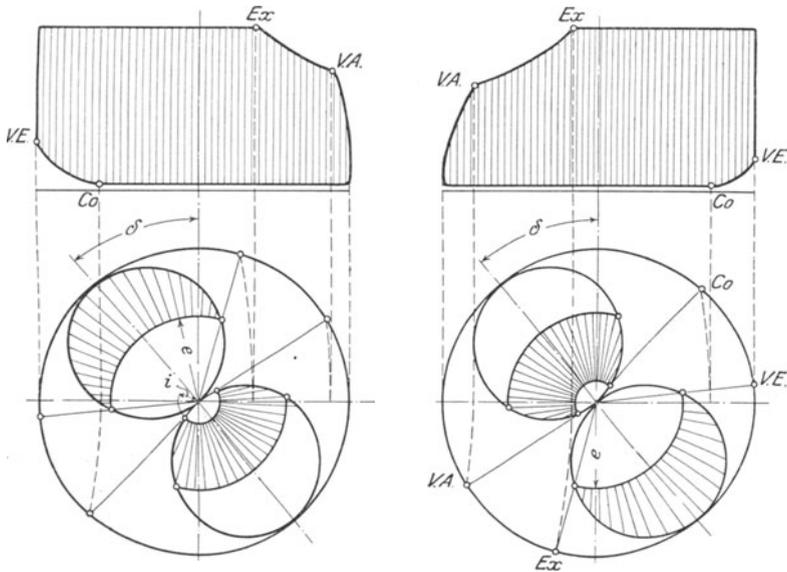


Fig. 21.

dieser Seite geschlossen werden, so muß der Schieber um einen bestimmten Betrag x nach der Deckelseite hin verschoben werden. Die Wirkung dieser Maßregel ist aus den Müller-Reuleauxschen Schieberdiagrammen, die nunmehr getrennt für Kurbel- und Deckelseite aufzuzeichnen sind, zu erkennen. In diesen Diagrammen geben die punktierten Linien die symmetrische Einstellung wieder.

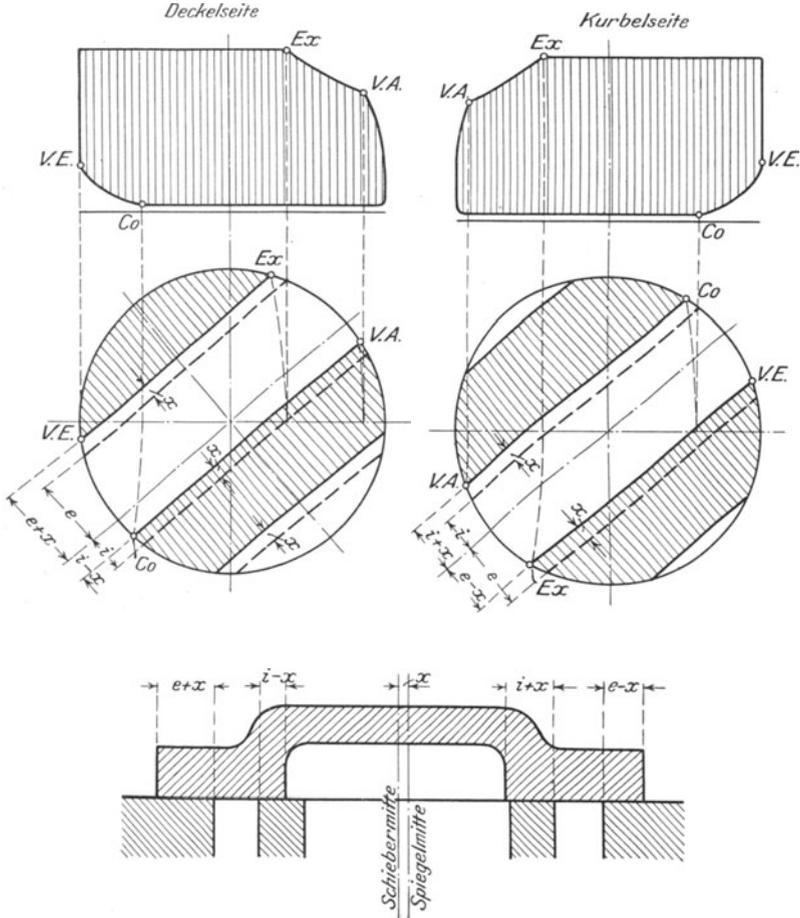


Fig. 22.

Die Überdeckungen sind infolge der unsymmetrischen Stellung für beide Seiten ungleich geworden: $e + x$ und $i - x$ für die Deckelseite, $e - x$ und $i + x$ für die Kurbelseite. Dementsprechend wird bei der Exzentrizität $r = e + a$ der Kanal auf der Deckelseite nicht mehr ganz freigelegt, während der Kanal auf der Kurbelseite vom Schieber um die Strecke x überschleift wird. Die ungleiche Einstellung wirkt auch auf die Vorausströmung und Kompression ausgleichend ein.

Das Verhalten der Voreinströmung erfordert besondere Beachtung, da dieses auf der Deckelseite um die Strecke x verringert wird, also leicht einen unzulässig kleinen Wert erhält und zu einem Verzicht auf den vollständigen Füllungs-Ausgleich nötigt. Günstiger liegen die Verhältnisse, wenn schon im Entwurf die endliche Pleuelstangenlänge berücksichtigt wird. Bei der unsymmetrischen Einstellung sind die Lappenlängen ($e + a + i$) des Schiebers auf beiden Seiten gleich groß und die ebenfalls gleichen Überdeckungen werden um denselben Betrag x verlängert oder verkürzt, während bei dem zu entwerfenden Schieber die Lappenlängen ungleich, die Überdeckungen vollständig unabhängig voneinander gemacht werden können. Der Entwurf hat dann (was auch zweckmäßig bei der unsymmetrischen Einstellung geschieht, falls diese vorher im Schieberdiagramm untersucht wird) von der Deckelseite auszugehen und hier genügende Voreinströmung und knappste, noch zulässige Kanaleröffnung vorzusehen. Von den im Diagramm für die

Zahlentafel über die Abhängigkeit der Kolbenwege von den Kurbelwinkeln.

$$L = 5 R.$$

Kolbenwege in v. H.	Kurbelwinkel in Graden										
	Hin- gang	Rück- gang									
0	0,0	0,0	24	54,1	64,0	51	85,4	96,9	78	118,9	128,5
0,5	7,3	9,0	25	55,4	65,4	52	86,5	98,0	79	120,3	129,8
1	10,4	12,7	26	56,6	66,7	53	87,7	99,1	80	121,9	131,1
1,5	12,8	15,7	27	57,8	68,1	54	88,8	100,3	81	123,4	132,5
2	14,8	18,0	28	59,1	69,4	55	90,0	101,3	82	124,9	133,8
2,5	16,6	20,5	29	60,2	70,7	56	91,1	102,5	83	126,5	135,3
3	18,2	22,2	30	61,5	72,0	57	92,3	103,6	84	128,2	136,8
4	21,2	24,5	31	62,6	73,3	58	93,4	104,7	85	130,0	138,1
5	23,7	28,7	32	63,8	74,5	59	94,6	105,9	86	131,6	139,6
6	26,0	31,6	33	65,0	75,8	60	95,7	107,0	87	133,4	141,1
7	28,0	34,0	34	66,2	77,0	61	96,9	108,1	88	135,3	142,7
8	30,2	36,3	35	67,3	78,3	62	98,1	109,3	89	137,2	144,5
9	32,0	38,7	36	68,4	79,5	63	99,3	110,5	90	139,2	146,3
10	33,9	40,8	37	69,5	80,7	64	100,5	111,5	91	141,3	148,0
11	35,5	42,6	38	70,7	81,8	65	101,7	112,7	92	143,6	149,8
12	37,3	44,7	39	71,9	83,1	66	103,0	113,9	93	146,0	152,0
13	38,8	46,5	40	73,0	84,3	67	104,2	115,0	94	148,5	154,0
14	40,3	48,4	41	74,1	85,4	68	105,4	116,2	95	151,3	156,4
15	41,8	50,2	42	75,3	86,6	69	106,7	117,4	96	154,3	159,0
16	43,2	51,8	43	76,4	87,8	70	108,0	118,6	97	157,8	161,8
17	44,6	53,5	44	77,5	88,9	71	109,3	119,8	97,5	159,5	163,4
18	46,2	55,1	45	78,6	90,0	72	110,6	120,9	98	161,9	165,2
19	47,6	56,6	46	79,8	91,2	73	111,8	122,2	98,5	164,3	167,2
20	48,9	58,2	47	80,9	92,3	74	113,2	123,3	99	167,2	169,5
21	50,2	59,7	48	82,0	93,5	75	114,6	124,6	99,5	171,0	172,7
22	51,5	61,1	49	83,1	94,6	76	116,0	125,9	100	180,0	180,0
23	52,8	62,5	50	84,2	95,8	77	117,4	127,2			

Deckelseite erhaltenen Abmessungen ist für die Kurbelseite nur der Voreilwinkel maßgebend, der natürlich für beide Seiten den gleichen Wert haben muß.

Zum Ausgleich der Höchstfüllungen bis auf 5 v. H. ist ein Winkelunterschied von etwa 6° nötig, d. h. soll z. B. bei ungleichen Überdeckungen die Füllung auf der Kurbelseite 47,5 v. H., auf der Deckelseite 52,5 v. H. betragen, so schließen die nach den Endpunkten der parallelen Deckungslinien im Müller-Reuleaux-Diagramm gezogenen Radien einen Winkel von 6° miteinander ein. Um denselben Winkel weichen die nach den Anfangspunkten der Deckungslinien gezogenen Radien voneinander ab, so daß z. B. das Voröffnen auf der Kurbelseite 12° , auf der Deckelseite 6° beträgt.

In der Zahlentafel auf S. 31 sind für je 1 v. H. des Kolbenweges die zugehörigen Kurbelwinkel für Vor- und Rückgang des Kolbens angegeben. Die Winkel für unendliche Pleuelstangenlänge sind annähernd das arithmetische Mittel aus den zugeordneten Werten der Winkel für endliche Länge.

Besonders übersichtlich gestaltet sich die Berücksichtigung der endlichen Pleuelstangenlänge im bizenrischen Diagramm von Brix ¹⁾.

In diesem wird als Scheitel der Kurbelwinkel nicht der Mittelpunkt m des Kurbelkreises, sondern der Mittelpunkt O eines Kreises gewählt, der im Sinne der Bewegungsrichtung um das Fehlerglied $m = \frac{R^2}{2L}$ von m entfernt ist ²⁾.

Dem beliebigen Kurbelwinkel ω entspricht in Fig. 23 der Kolbenweg:

$$x = R - R \cdot (\cos \alpha m D) = R (1 - \cos [\omega + \gamma]).$$

Aus Fig. 19 findet sich der genaue Wert des zum Drehwinkel ω gehörigen Kolbenweges:

$$x_0 = R (1 - \cos \omega) + L (1 - \cos \beta).$$

Der Fehlerwert hat die Größe:

$$x - x_0 = R [\cos (\omega + \gamma) - \cos \omega] + L (1 - \cos \beta);$$

er verschwindet für die Winkel $\omega = 0^\circ, 90^\circ, 180^\circ$ und 270° . Für $\frac{R}{L} = \frac{1}{5}$ erreicht der Fehler seinen größten Wert mit $x - x_0 = \pm 0,0019 R$, eine Größe, die ohne weiteres vernachlässigt werden kann.

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1897, S. 431.

²⁾ Es ist, Fig. 19, $L \cdot \sin \beta = R \cdot \sin \omega$, sonach $\sin \beta = \frac{R}{L} \cdot \sin \omega = \lambda \cdot \sin \omega$.

$$\cos \beta = \sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2 \omega}.$$

Durch Reihenentwicklung folgt: $\cos \beta = 1 - \frac{1}{2} \lambda \cdot \sin^2 \omega$. Nach Einsetzung dieses Wertes wird:

$$x = R \left(1 - \cos \omega \pm \frac{1}{2} \frac{R}{L} \cdot \sin^2 \omega \right)$$

$$m = \frac{1}{2} \frac{(R \cdot \sin \omega)^2}{L}.$$

Für $\alpha = 90^\circ$ wird $m = \frac{R^2}{2L}$.

Fig. 24 zeigt die Anwendung des Brixschen Verfahrens auf ein Zeunersches Diagramm. Der Pol C der Schieberkreise ist um $z = \frac{R^2}{2L}$ vom Mittelpunkt O des Kurbelkreises im Sinne des Kolbenhanges verschoben. Geradlinige Projektionen von den Punkten VE , Ex , VA , und Co ergeben die Dampfverteilungs-Abschnitte in v. H. des Kolbenhubes.

Die endliche Exzenterstangenlänge. Für Exzenterstangen, deren Länge im Verhältnis zur Exzentrizität kurz ist, empfiehlt sich

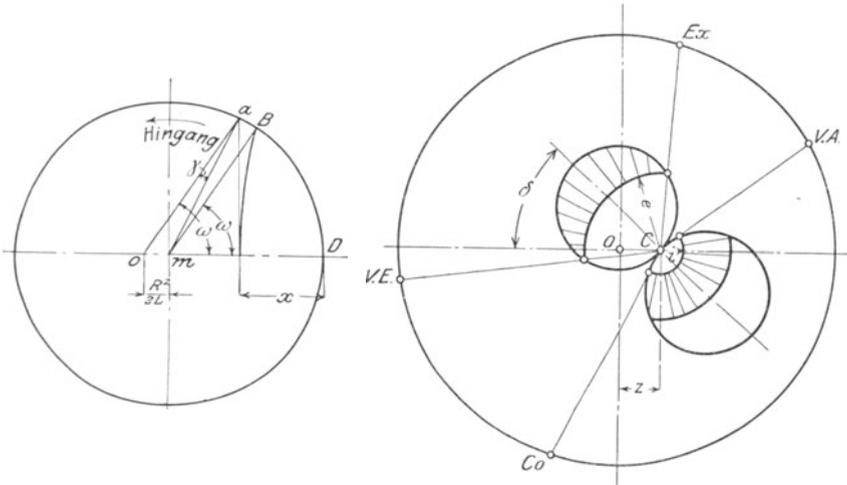


Fig. 23.

Fig. 24.

ebenfalls die Beachtung der hierdurch hervorgerufenen Änderungen des Dampfdiagramms. Die Berücksichtigung der endlichen Exzenterstangenlänge läßt sich in einfacher Weise nur mit dem Müllerschen Diagramm durchführen, da bei dem Zeunerschen Diagramm an Stelle der Schieberkreise punktweise zu ermittelnde Kurven treten müssen.

Die Fig. 25 und 27 zeigen die entstehenden Diagramme; die bisherigen geraden Deckungslinien sind durch Kreisbögen ersetzt, die mit der Exzenterstangenlänge als Radius geschlagen werden. (Wäre die Exzenterstange zehnmal so lang wie die Exzentrizität und betrüge in Fig. 25 der Kreishalbmesser 50 mm, so wäre der Radius der Deckungslinie gleich $10 \cdot 50 = 500$ mm). Fig. 25 bezieht sich auf den Fall der bis jetzt ausschließlich behandelten „äußeren Einstromung“. Wie ersichtlich, wirkt die endliche Exzenterstangenlänge auf eine Vergrößerung der durch die endliche Pleuelstangenlänge verursachten Fehler hin, so daß hier die einzelnen Abschnitte der Dampfverteilung noch größere Abweichungen voneinander aufweisen als in Fig. 20 und 21.

Ein günstiger Einfluß der endlichen Exzenterstangenlänge kann hingegen dann herbeigeführt werden, wenn der Schieber mit sog. „innerer Einstromung“ arbeitet. In diesem Falle tritt der Dampf durch den

in den vorhergehenden Ausführungen als Auspuffkanal bezeichneten Raum ein, während der Abdampf in den Schieberkasten auströmt. Die Anordnung, die in ihrer Verschiedenheit von der äußeren Einströ-

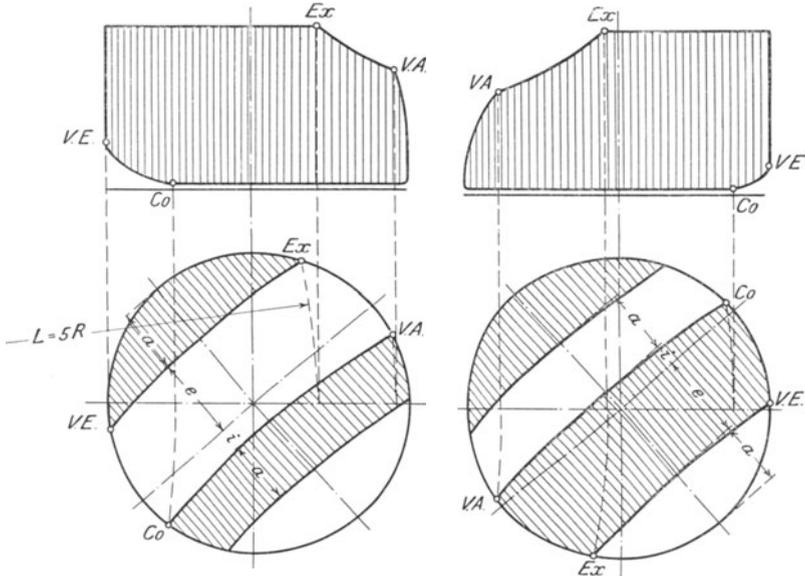


Fig. 25.

mung in Fig. 26 dargestellt ist, läßt sich nur bei solchen Schiebern anwenden, bei denen — im Gegensatz zu dem Muschelschieber in Fig. 26 — ein Abheben durch den unter dem Schieber zuströmenden Frisch-

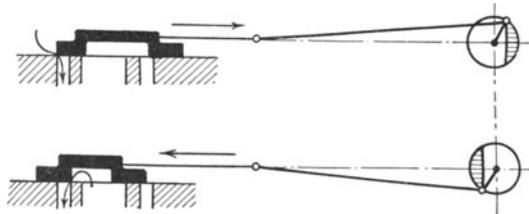


Fig. 26.

dampf ausgeschlossen ist. Sie wird vor allem bei Kolbenschiebern ausgeführt.

Die Umkehrung der Schieberbewegungsrichtung hat zunächst zur Folge, daß das Exzenter entgegengesetzt aufgekeilt werden muß, der Kurbel also um den Winkel $90^\circ - \delta$ naheilt. Die Deckungslinien erhalten entgegengesetzte Krümmung, Fig. 27, und es zeigt sich als Vorteil der inneren Einströmung, daß selbst bei gleichen Überdeckungen ein weitgehender Füllungsausgleich bei allerdings verschiedener Voreinströmung eintritt.

Einen schnellen Überblick über diese Verhältnisse ermöglicht wieder das bizenrische Diagramm von Brix nach Fig. 28 und 29. Die

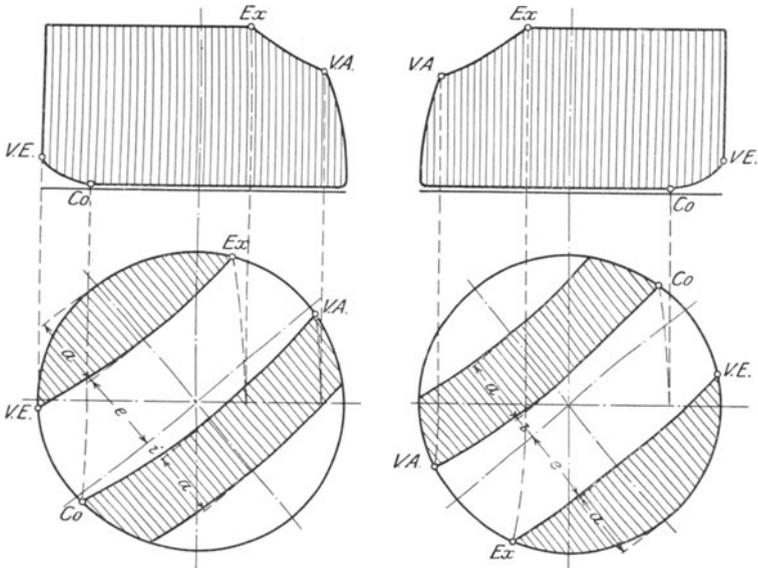


Fig. 27.

endliche Exzenterstangenlänge wird berücksichtigt, indem der Mittelpunkt O_1 des Schieberkreises im Sinne der Schieberbewegungsrichtung

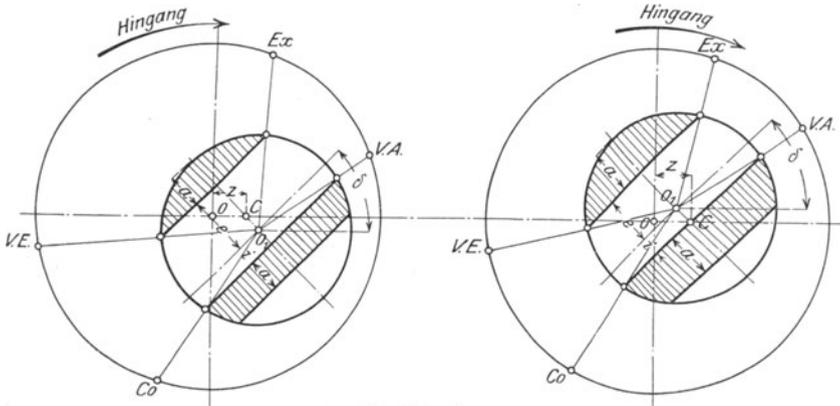


Fig. 28—29.

um die Strecke $CO_1 = \frac{r^2}{2l}$ gegen den Punkt C verschoben ist. ($r =$ Exzenterradius, $l =$ Exzenterstangenlänge.)

Für den Diagrammwinkel OCO_1 gilt allgemein: $OCO_1 = (90^\circ \pm \delta)$.

a) Der Trick-Schieber.

Ausführung und Wirkungsweise dieses auch „Kanalschieber“ genannten Schiebers sind aus den Fig. 31—32 und 40 zu ersehen.

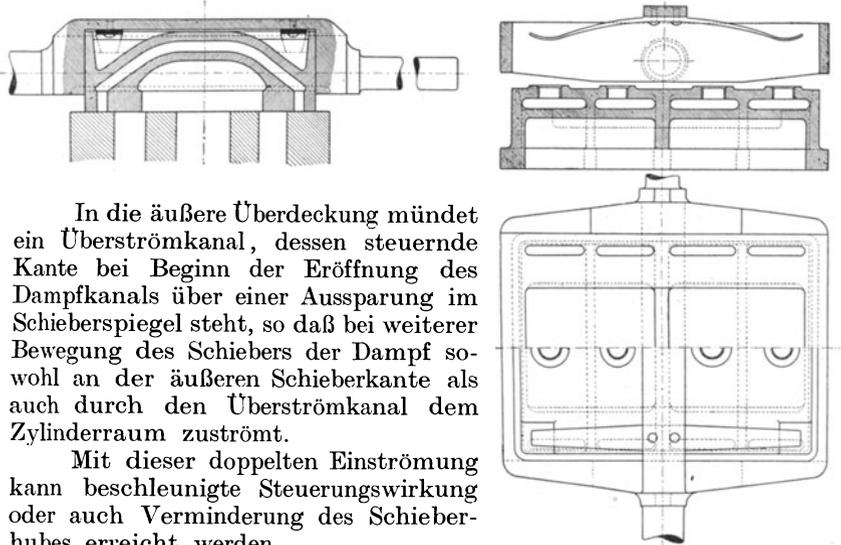


Fig. 31.

In die äußere Überdeckung mündet ein Überströmkanal, dessen steuernde Kante bei Beginn der Eröffnung des Dampfkanals über einer Aussparung im Schieberspiegel steht, so daß bei weiterer Bewegung des Schiebers der Dampf sowohl an der äußeren Schieberkante als auch durch den Überströmkanal dem Zylinderraum zuströmt.

Mit dieser doppelten Einströmung kann beschleunigte Steuerungswirkung oder auch Verminderung des Schieberhubes erreicht werden.

In Fig. 32a ist der Schieber in seiner Mittellage dargestellt; die steuernde Kante ist um die äußere Überdeckung e von der Aussparung im Schieberspiegel, die mindestens $\frac{a}{2}$ betragen muß, entfernt. Ist s die

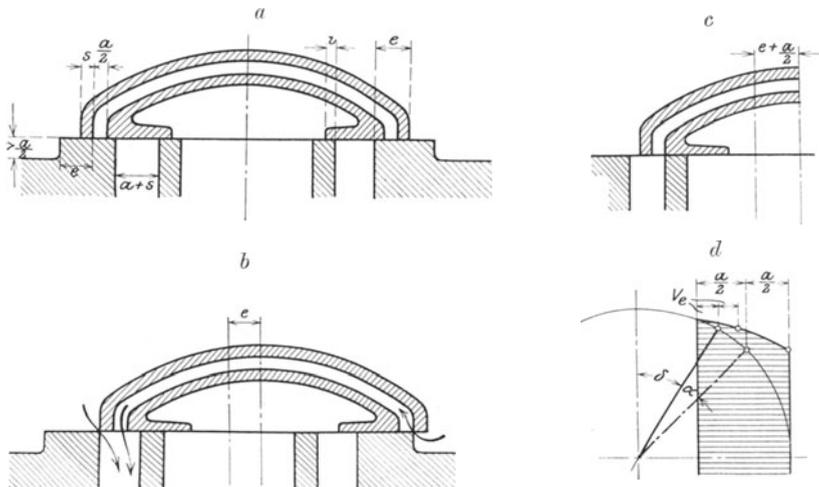


Fig. 32 a—d.

Stärke der äußeren Wand an der Mündung des Kanals, so muß der Dampfkanal die Mindestweite $a + s$ (wobei a der Einlaßöffnung $\frac{0 \cdot c}{40}$ entsprechen soll) an der Mündung haben, damit in der Schieberstellung nach Fig. 32 b der Steg den Dampfkanal nicht verengt. Fig. 32 b zeigt den Beginn der Einströmung nach einem Schieberausschlag gleich der äußeren Überdeckung e . In Fig. 32 c ist — nach einem Schieberausschlag gleich $e + \frac{a}{2}$ — der Einlaßkanal vollständig geöffnet. Der Exzentrizität $r = e + a$ entsprechend, wird sich der Schieber um $\frac{a}{2}$ weiter nach rechts bewegen, ohne daß eine Änderung der Steuerwirkung eintritt, wie das Müllersche Diagramm nach Fig. 32 d zeigt. In diesem werden die Kanalweiten auf den doppelten Betrag vergrößert; volle Eröffnung ist schon vorhanden, wenn sich das Exzenter um den Winkel α aus der Voreinstellung weitergedreht hat.

Bei der Verwendung des Trick-Schiebers zum Zwecke der Verringerung der Exzentrizität auf die Hälfte des beim gleichartigen Muschelschieber erforderlichen Betrages tritt doppelte Einströmung auf, ohne daß jedoch der Dampfkanal schneller als durch den Muschelschieber geöffnet wird. Es ist dies darauf zurückzuführen, daß sich der Trick-Schieber in diesem Fall nur halb so schnell bewegt als der Muschelschieber. Legt also der Trick-Schieber mit halber Exzentrizität 10 mm vom Beginn der Kanaleröffnung an zurück, so öffnet er zwar den Kanal um 20 mm, aber in derselben Zeit, in der der Muschelschieber mit ganzer Exzentrizität um 20 mm vorgegangen ist. Fig. 32 c ist die Totlage des Schiebers mit halber Exzentrizität.

Für diesen Fall werden die Schieberdiagramme in üblicher Weise aufgezeichnet, die aus den Diagrammen zu entnehmenden Überdeckungen sind aber nur in halber Größe auszuführen, dem veränderten Diagrammmaßstab infolge der nur zur Hälfte freizulegenden Kanalweite entsprechend. Zu beachten ist hierbei, daß die sich ergebende Exzentrizität mindestens die Größe $r = a + i$ hat, damit in der Totlage nach Fig. 32 c der Auspuffkanal um die erforderliche Weite a zur Vermeidung von Abdampfdrosselung geöffnet bleibt.

Es liegt nun beim Trick-Schieber weiterhin die Möglichkeit vor, die Abmessungen so zu wählen, daß sowohl eine beschleunigte Steuerungswirkung — wobei die Eröffnung aber keine doppelte sein kann — als auch eine Verringerung der Exzentrizität — aber nicht bis auf die Hälfte — erreicht wird.

Ist die äußere Überdeckung verhältnismäßig klein, so kann der Fall eintreten, daß bei der Schiebermittellage die Mündungen des Überströmkanals zum Teil über den Mündungen der Dampfkanäle stehen.

Ist also $\left(s + \frac{a}{2}\right) > e$, so werden beide Zylinderseiten durch den Überströmkanal vorübergehend miteinander verbunden, wobei die Kurbel um den Winkel δ vor der Totlage steht.

Die mitunter erwünschten Folgen dieser Überströmung sind aus

den Diagrammen Fig. 33 ersichtlich, in denen die punktierten Linien den Verlauf ohne Überströmung darstellen ¹⁾. Bei größerem Eintrittsdruck wird der Kompressionsenddruck erhöht und gleichzeitig der Auspuff durch die Überströmung des Dampfes von der Expansionsseite

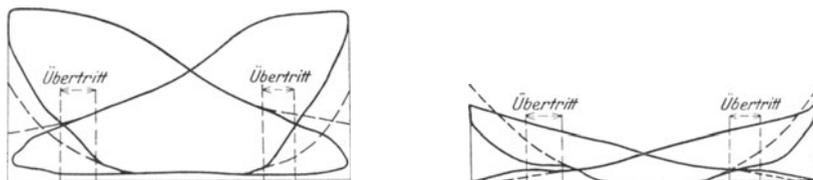


Fig. 33.

auf die Kompressionsseite infolge des eintretenden Spannungsabfalles erleichtert. Bei kleinem Eintrittsdruck wird umgekehrt die Kompression verringert und das Abklappen des Schiebers verhütet, während andererseits der Expansionsenddruck erhöht wird und das Diagramm nicht in eine arbeitverzehrende Schleife ausläuft. Die unreine Form der Kompressionslinie wird mitunter beanstandet und für Folge von Undichtigkeit gehalten.

Derartige Schieber eignen sich für kleinere durch Drosselung regulierte Maschinen.

b) Der Pennsche Schieber.

Dieser in Fig. 34 dargestellte Schieber ist besonders an den Niederdruckzylindern von Schiffsmaschinen in Anwendung und arbeitet sowohl mit doppelter Einströmung als auch Ausströmung. Die Dampfkanäle sind an der Mündung in den Schieberspiegel gegabelt und hier

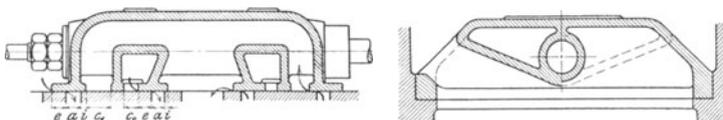


Fig. 34.

nur halb so weit wie der Dampfkanal, zu dem sie sich vereinigen. Der Schieber wird von zwei Querkanälen durchsetzt, die sich seitlich nach dem Frischdampfraum des Schieberkastens öffnen. Durch diese Querkanäle und an den Außenkanten strömt der Dampf ein, während der Abdampf in den Innenraum des Schiebers, der mit dem Auspuffkanal in stetiger Verbindung steht, ausströmt.

Geht in Fig. 34 der Schieber um $r = e + a$ nach links, so muß die äußere, linke Kante des linken Durchlaßkanals um einen gewissen Sicherheitsbetrag $\sigma = 10$ bis 15 mm vom Einlaßkanal entfernt bleiben, damit dieser nicht teilweise überdeckt und der abströmende Dampf

¹⁾ Otto H. Mueller, Z. Ver. deutsch. Ing. 1889, S. 1030.

gedrosselt wird. Dementsprechend muß $c_1 = r + \sigma - i$ werden. Um Drosselung des eintretenden Dampfes zu vermeiden, soll $c_2 > a$ sein.

Ebenso wie der Tricksche Schieber kann auch der Pennsche Schieber zur Beschleunigung der Steuerwirkung oder zur Halbierung der Exzentrizität — in welchem Falle bezüglich der Ausströmung die gleichen Verhältnisse wie beim Muschelschieber mit voller Exzentrizität

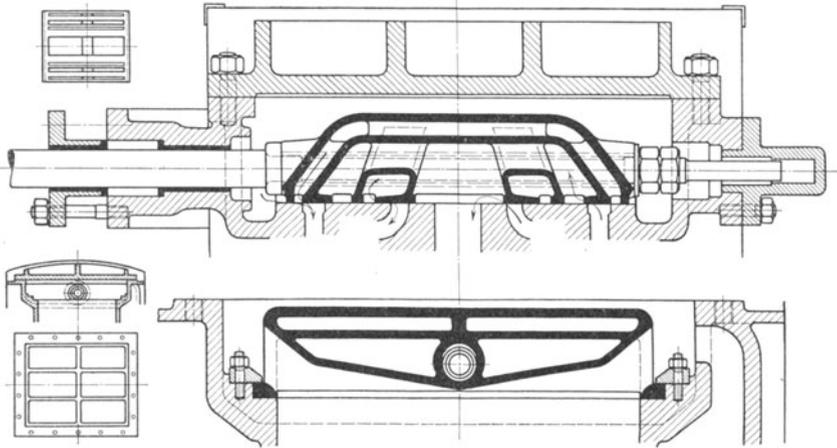


Fig. 35¹).

vorliegen — als auch zur Vereinigung beider Eigenschaften angewandt werden.

Bei Halbierung der Exzentrizität wird der Pennsche Schieber häufig noch mit einem Trick-Kanal versehen, wodurch dreifache Einströmung, bzw. im Vergleich mit dem gewöhnlichen Muschelschieber anderthalbfache Einströmung und einfache Ausströmung erhalten werden. (Fig. 35.)

c) Der Überströmschieber von Weiß.

Wie schon auf S. 6 bemerkt, ist infolge der starken Ausdehnung des abziehenden Dampfes bei Kondensationsmaschinen eine reichliche Vorausströmung von besonderem Wert. Der Weißsche Schieber ermöglicht nun volle Eröffnung des Austrittes schon vor der Totlage, so daß die Luftleere von Hubbeginn an im Zylinder vorhanden ist. Der Schieber ist in Fig. 36 in seiner Mittellage gezeichnet. Wie beim Trickschen Schieber mit kleiner Überdeckung werden in der Schiebermittellage beide Zylinderseiten miteinander verbunden, so daß auf der einen Seite die Expansionsspannung fällt und gute Ausströmung vorbereitet wird, während auf der anderen Seite der Kompressionsenddruck erhöht wird.

¹) Niederdruckschieber der Sundwiger Eisenhütte. Maßstab 1 : 6.

Der Schieber ist mit einer, der Schieberspiegel mit zwei Muscheln ausgeführt, von denen jede die Weite $a + i$ hat. Nach außen hin überdeckt der Schieber wie üblich um e , während er nach innen Überström-
spalten c freiläßt.

Entfernt sich der Schieber aus seiner Mittellage z. B. um i nach rechts, so wird der rechte Kanal um $i + c$ freigelegt. Da die zwei Stege der inneren Schiebermuschel die Breite i haben und den Auslaßkanal von der Mindestweite $a + i$ an zwei Stellen öffnen, so findet nach Zurücklegung der Strecke i doppelte Eröffnung des Auslasses statt, bis der Schieber sich um $i + \frac{a}{2}$ aus der Mittellage

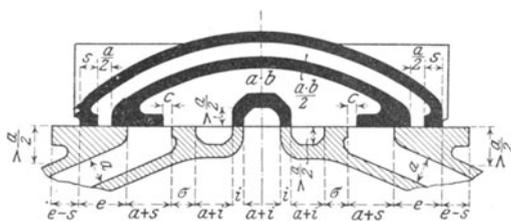


Fig. 36.

herausbewegt hat. In dieser Lage muß der rechte Kanal um a geöffnet sein, so daß die Beziehung bestehen muß: $\frac{a}{2} + i + c = a$, woraus folgt:

$$c = \frac{a}{2} - i.$$

Damit der Druckausgleich vor und hinter dem Kolben ohne zu frühe Eröffnung des Austrittes vor sich geht, muß die innere Überdeckung i um einen Sicherheitsbetrag $\sigma \geq 0,1 a$ größer als die Überström-
spalte c sein.

$$i = c + \sigma.$$

$$\text{Dann folgt weiterhin: } c = \frac{a}{2} - \sigma - c$$

$$c = \frac{a}{4} - \frac{\sigma}{2}.$$

Bei raschlaufenden Maschinen wird c zweckmäßig um ein Drittel größer gewählt. Hiermit und mit $\sigma = 0,1 a$ folgt:

$$a = \frac{4}{3} \left(\frac{a}{4} - \frac{a}{20} \right) = \frac{4}{15} a.$$

Man wählt: Stegbreite $s = 20$ bis 30 mm; die Voreröffnung $V_e = 0,20 a$.

d) Der Hochwald-Neuhaus-Schieber.

Die Ausführungsform dieses Schiebers nach Fig. 37 stellt einen Trick-Schieber mit zwei Stegen in der Muschel dar, der mit Verdoppelung der Ein- und Ausströmung sowie mit Überströmung arbeitet.

Der Hochwald-Neuhaus-Schieber stimmt grundsätzlich mit dem Weiß-Schieber überein; von Vorteil gegenüber letzterem ist die einfachere Gestaltung des Schieberspiegels und die geringere Länge L des Schiebers. Es ist $L = 3(a + r) + 2i_k + i_d + e_k + e_a$.

Mit $(s + i) \cong \frac{2}{5} a$ wird gute Dampfverteilung bei kleinster Exzentrizität und Schieberlänge erreicht. Bei mittleren Umlaufzahlen

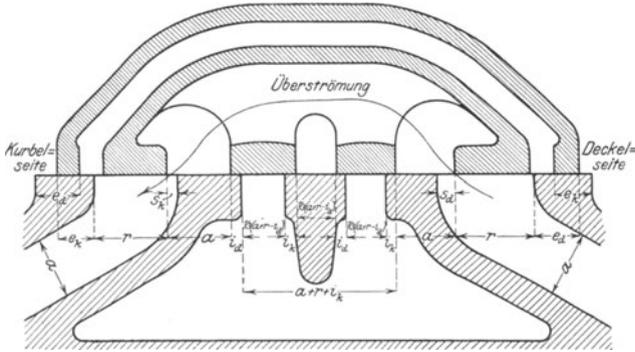


Fig. 37.

($n = 100$ bis 150) wird $s = i$ gewählt, bei kleineren Umlaufzahlen ist s um 1 bis 3 mm kleiner, bei größeren Umlaufzahlen um denselben Betrag

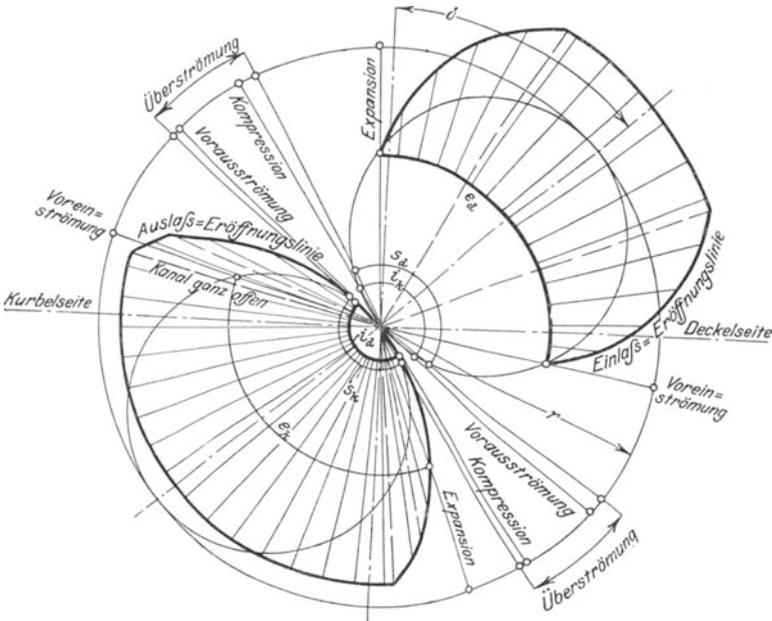


Fig. 38.

größer. Im letzteren Fall beginnt der Druckausgleich früher und dauert länger, so daß der Schieber auch für höhere Umlaufzahlen vollkommen

wirkt. Verbessern wirkt hierbei weiter der Umstand, daß kurz vor Beginn der Überströmung beide Zylinderseiten mit dem Auspuffraum in Verbindung stehen, wodurch der Dampf einen kräftigen Anstoß zur Bewegung erhält. Die Exzentrizität wird etwa 20 v. H. kleiner gewählt als die eines Trickschiebers mit beschleunigter Steuerungswirkung, wodurch Schieberspiegellänge und Reibungsarbeit verringert werden. Auf letztere wirkt günstig ein, daß der überströmende Dampf in der Nähe der Schiebermittellage, also bei größter Schiebergeschwindigkeit, die Schiebermuschel auffüllt und den Überdruck auf die Schieberfläche verringert.

In Fig. 38 ist das Zeunersche Diagramm für einen Hochwald-Neuhaus-Schieber wiedergegeben; die Überströmspalten werden ebenso wie die Überdeckungen durch Kreise dargestellt, deren Schnittpunkte mit den Schieberkreisen die Dauer der Überströmung angeben. Die radial schraffierten Flächen geben die vergrößerten Kanaleröffnungen wieder.

3. Die entlasteten Schieber.

Die gewöhnlichen Flachschieber werden betriebssicher nur bis zu einem Dampfdruck von etwa 8 atm angewandt; bei höheren Drucken wird die Ölschicht zwischen Schieber und Spiegel fortgepreßt, Metall gleitet auf Metall und der Schieber „brummt“. Wird diesem gefährlichen Betriebszustand nicht durch vermehrte Zufuhr von Schmieröl und Abdrosselung des Frischdampfes abgeholfen, so „frißt“ der Schieber: die Gleitflächen werden zerstört. Bei sorgfältiger Schmierung und gutem Zustand der Gleitflächen kann zwischen Schieber und Spiegel ein spezifischer Auflagerdruck von 10 bis 12 kg/qcm zugelassen werden. Dieser Druck wird durch Vergrößerung der tragenden Schieberfläche verringert, doch nehmen mit dieser der auf dem Schieber lastende Gesamtdruck und die Reibungsarbeit zu; auch wachsen mit der Größe der Schieberflächen die Betriebsschwierigkeiten, da leicht ein Verwerfen von Schieber und Spiegel eintritt.

In vielen Fällen hat nun die Maschine weniger der Forderung günstigsten Dampfverbrauches als größter Einfachheit zu genügen, in welchem Falle stets die Schieber als Steuerungsorgan sowohl wegen der Einfachheit ihrer Anordnung als auch ihres Antriebes zu bevorzugen sind. Soll der Schieber auch bei höheren Dampfdrucken angewandt werden, so ist er ganz oder teilweise von dem auf ihm ruhenden Dampfdruck zu entlasten, was baulich in verschiedener Weise erreicht werden kann. Bei niedrigeren Dampfdrucken werden nur die großen Schieber von Mittel- und Niederdruckzylindern häufig mit Entlastung ausgeführt.

Von Bedeutung ist ferner die Ableitung der Reibungswärme gleitender Teile an den Dampf. Damit diese Wärme in dem erzeugten Betrage ständig abfließt, muß die Temperatur der reibenden Teile größer als die Dampftemperatur sein. Je feuchter der Dampf, je größer also seine spezifische Wärme ist, umso mehr wird die Wärmeabgabe erleichtert. Bei Anwendung überhitzten Dampfes wird die

Temperatur der gleitenden Teile schon an sich höher, überdies aber noch wegen der geringeren Wärmeleitfähigkeit des überhitzten Dampfes gesteigert.

a) Schieber mit Gegenplatte. Diese in Amerika verbreitete Bauart löst die Aufgabe der Entlastung in einfachster Weise, indem der Schieber mit seiner dem Spiegel abgekehrten Seite auf einem Rahmen gleitet, der mit den gleichen Aussparungen wie der Schieberspiegel versehen ist. Die zur Verhütung des Verziehens mit starken Rippen ausgeführte Gegenplatte ruht auf Leisten im Schieberkasten, gegen die sie vom Dampfdruck und durch Federn angepreßt wird. Es verursacht besondere Schwierigkeiten, den Schieber gegen die Gegenplatte abzu-

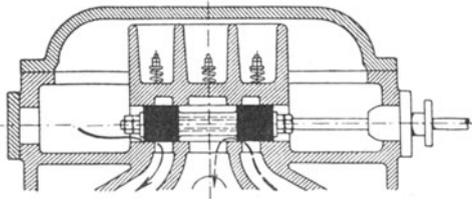
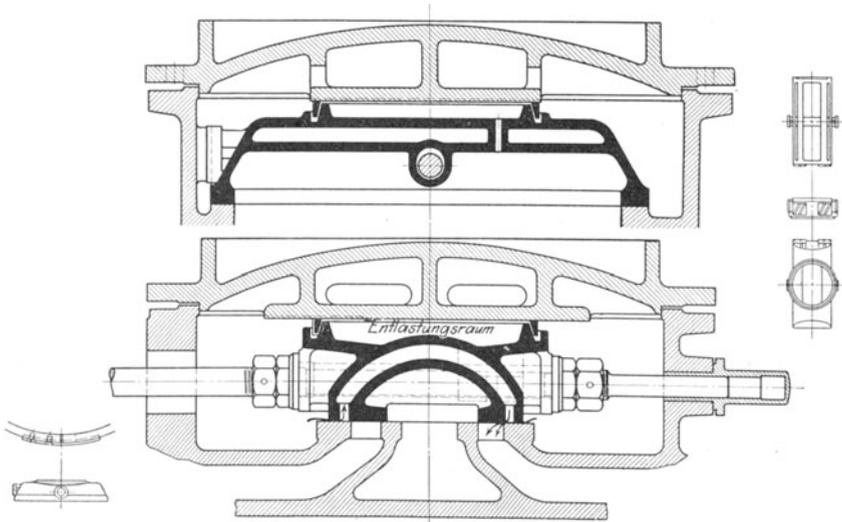


Fig. 39.

sie vom Dampfdruck und durch Federn angepreßt wird. Es verursacht besondere Schwierigkeiten, den Schieber gegen die Gegenplatte abzu-

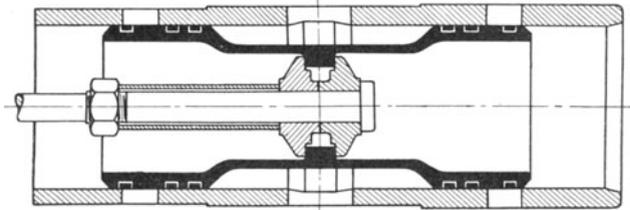
Fig. 40¹⁾.

dichten, ohne daß das hierzu erforderliche, genaue Einpassen zum Klemmen führt. (Fig. 39.)

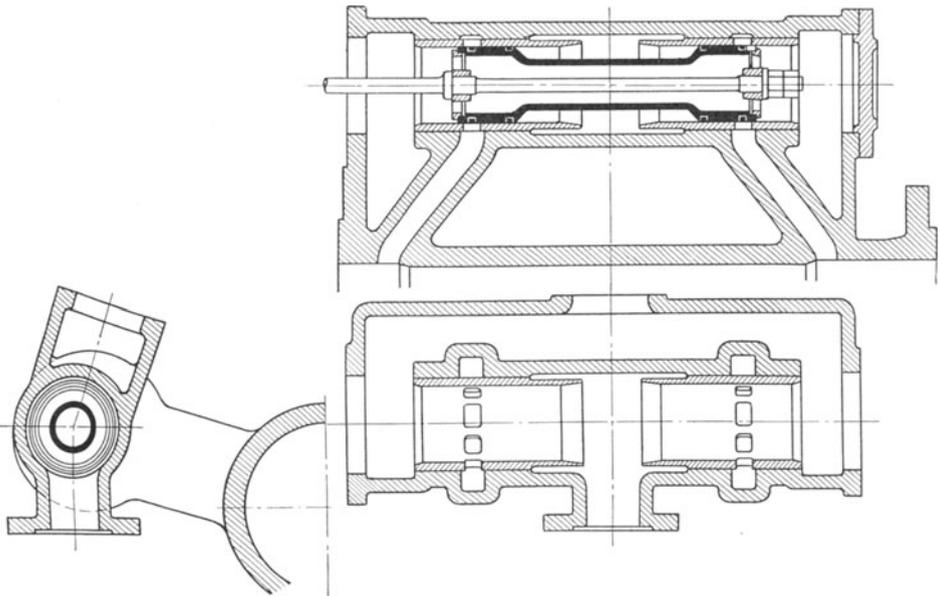
Stehen die Aussparungen im Rahmen nicht ständig, sondern nur bei öffnendem Schieber mit den Dampfkanälen in Verbindung, so wird beim Abschluß der Füllung der Druck in der Aussparung größer als der des im Zylinder expandierenden Dampfes sein und den Schieber andrücken, während er bei der Kompression auf ähnliche Weise einseitig abgepreßt wird, wodurch der Schieber kippt.

¹⁾ Niederdruckschieber der Maschinenfabrik J. A. Maffei-München. Maßstab 1:10,5.

b) Schieber mit Entlastungsraum. Ein Beispiel dieser auch in Deutschland in den verschiedensten Ausführungsformen verbreiteten Entlastung zeigt Fig. 40. Mit dem Schieber ist ein kegelförmiger Aufsatz verbunden, der von einem nach innen spannenden Ring umfaßt wird,

Fig. 41¹⁾.

so daß dieser sowohl gegen den Kegel als auch gegen die Gleitfläche am Schieberkastendeckel fest anliegt und derart gegen beide abdichtet. Der durch diesen Ring vom Frischdampfraum des Schieberkastens getrennte Entlastungsraum steht mit der äußeren Atmosphäre oder

Fig. 42²⁾.

dem Kondensator im Verbindung. Die einfachste Ausführung ergibt sich nach Fig. 40 durch eine den Trickkanal durchsetzende Öffnung,

¹⁾ Heißdampfschieber von J. E. Christoph in Niesky. O.-L. Maßstab 1 : 6.

²⁾ Hochdruckschieber einer Lokomobile von R. Wolf, Magdeburg-Buckau. Maßstab 1 : 12.

die Entlastungsraum und Schiebermuschel miteinander verbindet; die Möglichkeit, die Abdichtung durch den Dichtungsring zu untersuchen, wird hierdurch jedoch ausgeschlossen.

Bei Wasserschlägen kann der Schieber — im Gegensatz zu der Bauart mit Gegenplatte — „abklappen“, wobei der Dichtungsring auseinandergedrückt wird.

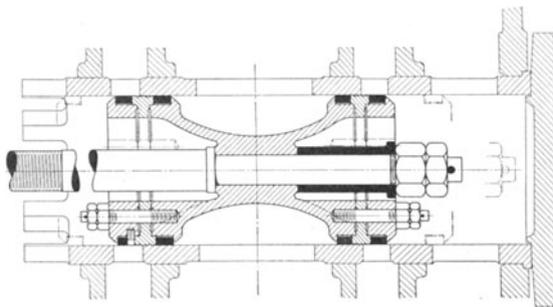
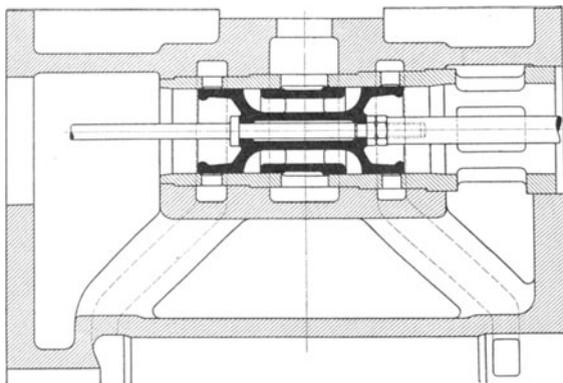


Fig. 43.

c) Kolbenschieber. Diese Ausführung stellt die verbreitetste und vollkommenste Bauart der entlasteten Schieber dar. Die Grundform des Kolbenschiebers entsteht, wenn der Querschnitt eines Muschel- oder Trick-Schiebers als erzeugende Fläche eines Drehkörpers dient. Ebenso müssen der Auspuffraum und die ins Zylinderinnere führenden

Fig. 44¹⁾.

Dampfkanäle im Schieberspiegel rundgeführt werden, also den Schieberkörper allseitig umfassen, damit die auf den Schieber wirkenden Dampfdrucke sich aufheben. Als Nachteil des Kolbenschiebers stellt sich gegenüber dem Flachschieber ein erheblich größerer, schädlicher Raum ein.

Fig. 41—44 zeigen Kolbenschieber, die aus dem einfachen Muschel-

¹⁾ Entwurf von Prof. Doerfel. Prag. Maßstab 1 : 8.

schieber entstanden sind, während die Schieber nach Fig. 45 und 46 mit Trick-Kanal arbeiten.

Die Anordnung des Auspuffraumes nach Fig. 44 gelangt zur Anwendung, wenn der Innenkanten-Schieber weit genug vom Zylinder absteht, d. h. direkt vom Exzenter gezogen wird. Zur Erzielung

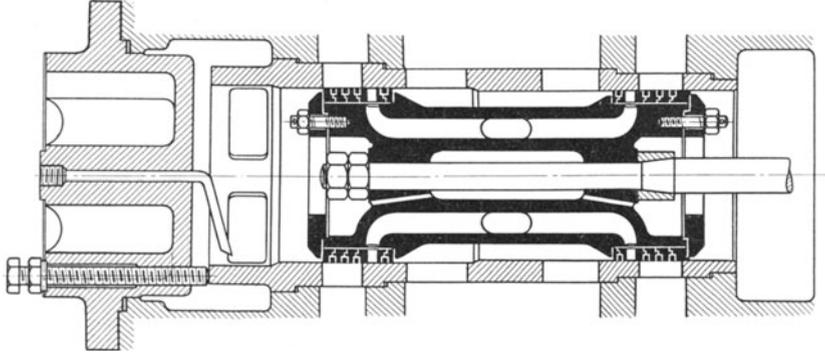


Fig. 45¹⁾.

besserer Dichtheit wird der Dampfeinlaß in den Schieberraum besonders gesteuert. Die Auspuffräume an jeder Seite des geschlossenen Schiebers sind durch Unterbrechungen der Kanalwandungen miteinander verbunden.

Bei den Schiebern nach Fig. 47 und 48 sind die Dampfkanäle nach Penn an der Mündung gegabelt, so daß bei einfacher Ausströ-

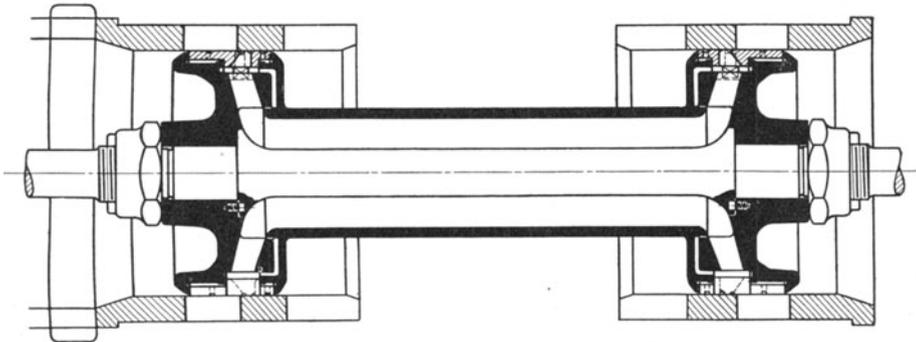


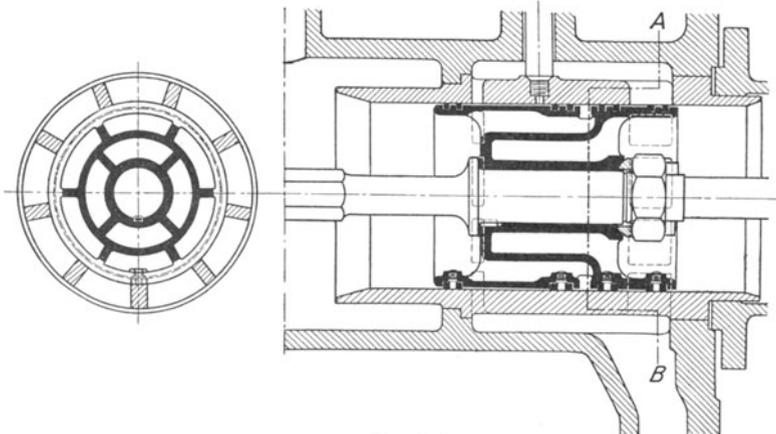
Fig. 46²⁾.

mung die Einströmung verdoppelt wird. Die beiden Kanäle der Büchse stehen mit einer durchgehenden Aussparung im Schiebergehäuse in Verbindung, so daß eine Gabelung der Kanäle im Zylindergußstück unnötig wird. Eine Verdoppelung sowohl der Einströmung als auch

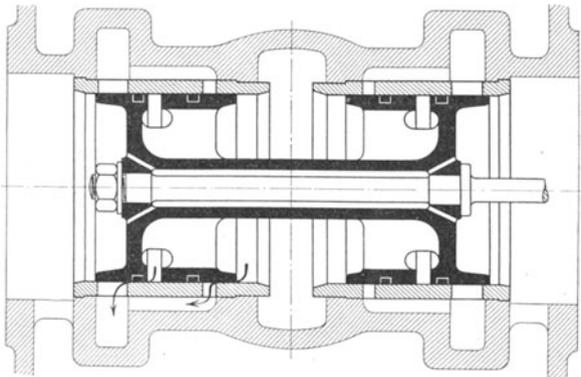
¹⁾ Heißdampfschieber der Ascherslebener Maschinenbau-A.-G. Maßstab 1:8.

²⁾ Heißdampf-Lokomotivschieber der Schmidtschen Heißdampf-Ges., Kassel-Wilhelmshöhe. Maßstab 1:6.

der Ausströmung wird durch den Pennschen Schieber nach Fig. 49 erhalten. Die Kanäle, die den Dampf an den Schieberumfang leiten, sind achsial gelegt, so daß die Hilfsströmung nur an einem Teil des Schieberumfangs stattfinden kann. Ebenfalls mit doppelter Ein- und

Fig. 47¹⁾.

Ausströmung arbeitet der Hochwald-Neuhaus-Schieber für Lokomotiven nach Fig. 50, der in der Wirkungsweise mit dem Flachschieber nach Fig. 37 übereinstimmt, nur daß hier keine Überströmung vorgesehen ist. Die den Zylinderkanal öffnenden Innenkanten der Stege

Fig. 48²⁾.

der Schieberköpfe sind keine steuernden Kanten, da ihre Deckung kleiner als die Einströmdeckung der in der Mitte gelegenen Muschel ist. Wenn diese also zu öffnen beginnt, sind jene schon weit geöffnet,

¹⁾ Lokomotivschieber, gebaut von R. Wolf, Magdeburg-Buckau. Maßstab 1:8.

²⁾ Niederdruckschieber der Cottbuser Maschinenbau-Anstalt. Maßstab 1:8.

so daß gegen Ende der Kompression der Zylinderkanal schon früh mit dem Zylinderkanal in Verbindung gesetzt und unerwünscht hohe Kompression bei kleinen Füllungen vermieden wird.

Im übrigen ist zu beachten, daß Kolbenschieber mit mehrfacher Einströmung den schädlichen Raum beträchtlich vergrößern. Die

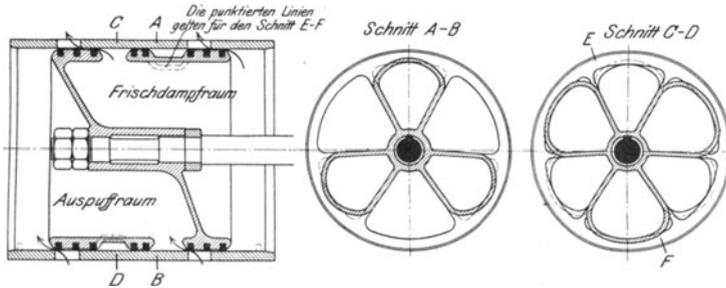


Fig. 49¹⁾.

Schieber nach Fig. 47—50 vergrößern die Oberfläche des schädlichen Raumes an einer Stelle, wo der auspußende Dampf energisch anprallt, also stark abkühlend wirkt.

Für die Berechnung der erforderlichen Strömungsquerschnitte ist maßgebend, ob der Dampf dem Schieberkasten von beiden Seiten oder

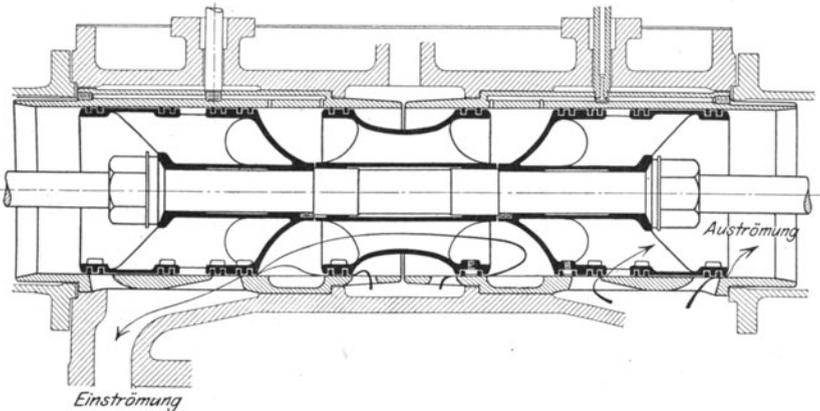


Fig. 50²⁾.

nur von einer Seite zuströmt. Wird der Dampf von beiden Seiten durch Querschnitte von der Größe $\frac{F}{2} = \frac{O \cdot c}{2 \cdot u}$ zugeführt, so erhält bei Freilegung eines Dampfkanals dieser zunächst unmittelbar Dampf von der

¹⁾ Niederdruckschieber der Maschinenfabrik J. A. Maffei. München. Maßstab 1 : 20.

²⁾ Lokomotivschieber von A. Borsig. Berlin-Tegel. Maßstab 1 : 10.

auf gleicher Seite liegenden Zuführung, während der von der anderen Seite zuströmende Dampf dem Kanal durch das Innere des Schiebers zufließt, dessen Querschnitt also ebenfalls mindestens $\frac{F}{2}$ betragen muß.

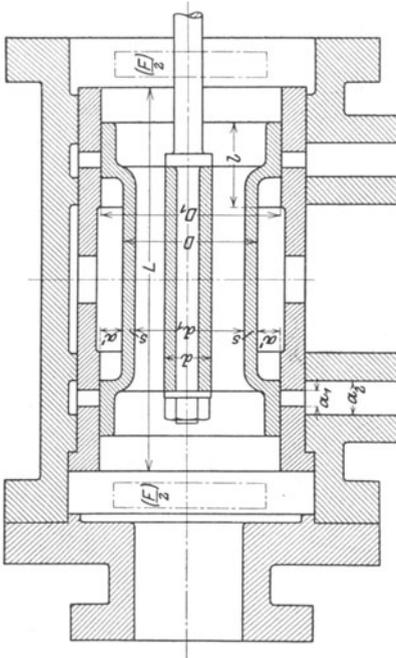
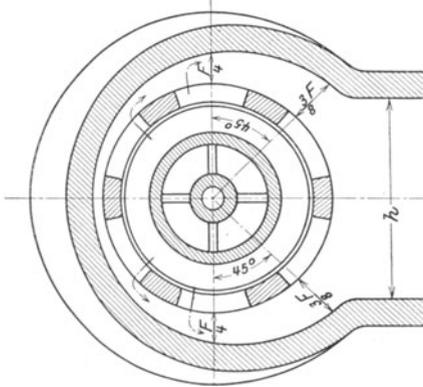


Fig. 51.

Die zweiseitige Zu- oder Abführung des Dampfes ermöglicht die Ausführung des Schiebers in der Form von zwei einfachen, kurzen Kolben (Fig. 417).

Bei Zuführung des Dampfes nur von einer Seite strömt die ganze Dampfmenge durch den Schieberquerschnitt von der Größe $F = \frac{O \cdot c}{u}$ zu dem auf der anderen Seite liegenden Dampfkanal.

Bei der einfachen Ausführung nach Fig. 51 strömt der Dampf nur von einer Seite durch eine Öffnung im Schieberkastendeckel zu, eine Bauart, die wegen der dadurch erschwerten Zugänglichkeit des Schiebers nur selten ausgeführt wird. Bei dieser Anordnung bestehen:

$$\frac{(d_1^2 - d^2)\pi}{4} = F = \frac{O \cdot c}{u}$$

Nach Wahl der Wandstärke s wird $D = d_1 + 2s$; die Höhe a' bzw. der äußere Schieberdurchmesser D_1 wird so bestimmt, daß dem Abdampf genügend Querschnitt für die Ausströmung geboten wird. a' wird aus der Gleichung:

$$\frac{(D_1^2 - D^2) \cdot \pi}{4} = \frac{O \cdot c}{u_a}$$

berechnet, worin u_a die Geschwindigkeit des Auspuffdampfes bedeutet.

Würde der Dampf durch die beiden punktiert eingezeichneten Öffnungen zuströmen, so wäre

$$\frac{(d_1 - d^2) \cdot \pi}{4} = \frac{F}{2} = \frac{O \cdot c}{2u}$$

einzusetzen, so daß diese Anordnung bedeutend geringeren Schieberdurchmesser ergibt.

Die Weite a_1 des Kanals in der Büchse folgt aus: $D_1 \pi \cdot a_1 \cdot \varphi = F$, worin durch den Koeffizienten φ die Verengung der Mündung durch die in der Büchse angebrachten Stege berücksichtigt wird. Je nach Ausführung wird $\varphi = 0,65$ bis $0,75$. Kanalweite a_2 wird in üblicher Weise aus $a_2 \cdot h = F$ bestimmt, worin $h = 0,65 D$ bis $0,75 D$, $D =$ Zylinderdurchmessers bedeutet.

In dem Querschnitt ist die Art der Dampfströmung in den Zylinder durch Pfeile angedeutet. An der dem Zylinder abgewandten Hälfte des Umfanges der Schieberbuchse strömt die Hälfte der Dampfmenge zu, so daß der Querschnitt zwischen Buchse und Schieberkastenwand an der Stelle des wagerechten Schnittes im ganzen $\frac{F}{2}$, an jeder Seite $\frac{F}{4}$ betragen muß, woraus bei konstanter Kanalweite a_2 der Abstand zwischen Wand und Buchse zu berechnen ist. Der an einem dem Winkel von 270° entsprechenden Teile des Umfanges ausströmende Dampf muß in gleicher Weise an den bezeichneten Stellen einen Querschnitt von insgesamt $\frac{3}{4} F$ finden.

Die an diesen Stellen erforderliche Zunahme der Querschnitte wird häufig auch in der Weise erreicht, daß der Kanal nicht in radialer, sondern in achsialer Richtung erweitert und so a_2 veränderlich wird.

Dieselben Erwägungen sind anzustellen, wenn der Schieber mit innerer Einströmung arbeitet, wobei der Auspuffdampf durch nur eine oder durch zwei an jedem Ende des Schieberkastens gelegene Öffnungen abströmen kann.

4. Einstellung des Schiebers und Befestigung desselben auf der Stange. Aufkeilung des Exzenters.

Die Einstellung des symmetrisch ausgeführten Schiebers zur Beseitigung der durch die endliche Pleuelstangenlänge verursachten Verschiedenheiten in der Dampfverteilung ist in Fig. 22 dargestellt und auf S. 29 behandelt.

Um den richtigen Voreilwinkel zu erhalten, geht man in der Weise vor, daß auf dem Exzenterkörper der Riß B_1 als Schnittpunkt der Exzenterichtung mit dem Bohrungskreise angezeichnet wird. Auf der Welle vom Durchmesser d wird eine der Kurbel um 180° gegenüberliegende Mantellinie C_1 angerissen und auf der Stirnfläche die Linie OB_1 gesucht, die bei bekannter Länge der Sehne C_1B_1 gegeben ist. Diese Sehnenlänge folgt aus:

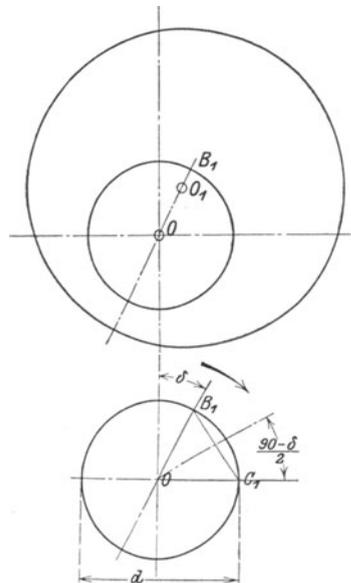


Fig. 52.

$$\frac{B_1C_1}{2} = \frac{d}{2} \cdot \sin \frac{90^\circ - \delta}{2}, \text{ also: } B_1C_1 = d \cdot \sin \frac{90^\circ - \delta}{2}.$$

(Fig. 52.) Zweckmäßig wird bei probeweiser Einstellung der Steuerung das Exzenter zunächst mittelst Hohlkeils oder Zahnkeils auf der Welle befestigt, um eine Drehung des Exzenters bei nicht passenden Steuerungsverhältnissen zu ermöglichen.

Ist die Exzenterlage, wie vorstehend angegeben, festgestellt, so wird die Kurbel in die beiden Totlagen gebracht und die Größe des

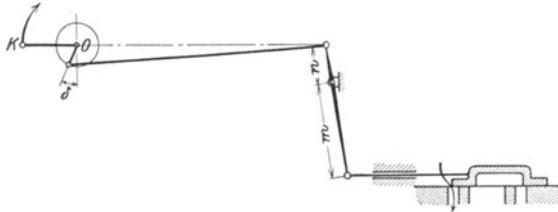


Fig. 53.

linearen Voreilens für beide Zylinderseiten ermittelt. Ist das Voreilen auf beiden Seiten zu groß oder zu klein, so muß das Exzenter verdreht und dadurch der Voreilwinkel geändert werden.

Auf S. 34 ist schon erwähnt worden, daß bei innerer Einströmung das Exzenter entgegengesetzt aufgekeilt werden muß, d. h. der Kurbel

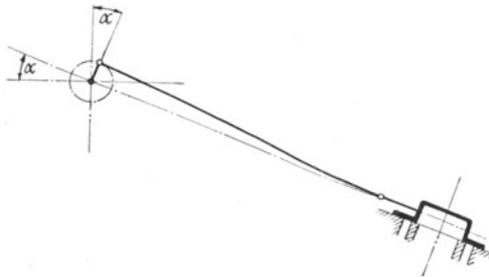


Fig. 54.

um $90^\circ - \delta$ naheilt. Diese Aufkeilung wird auch dann nötig, wenn durch einen Hebel die Bewegungsrichtung des Schiebers umgekehrt wird, wobei gleichzeitig das Übersetzungsverhältnis für die Bestimmung der Exzentrizität zu berücksichtigen ist. In Fig. 53 muß die auszuführende Exzentrizität den Wert $r = \frac{n}{m} \cdot (e + a)$ haben. Würde bei

dem Antrieb nach Fig. 53 ein Kolbenschieber mit innerer Einströmung angewandt, so würden sich die Wirkungen dieser und der Bewegungs-umkehr aufheben: das Exzenter müßte wie üblich um $90^\circ + \delta$ voreilen.

Ist nach Fig. 54 die Schieberbahn um einen Winkel α gegen die Horizontale geneigt, so muß sich für eine Exzenterstellung senkrecht

zur Schieberbahn der Schieber in seiner Mittellage (oder um einen bestimmten Betrag x , s. S. 29, von dieser entfernt) befinden, wobei die Kurbel um den Winkel δ vor der Totlage steht. Das Exzenter muß sonach um $90^\circ + \delta + \alpha$ voreilen, bzw. um $90^\circ + \delta - \alpha$, wenn die Schieberbahn nach oben hin um Winkel α von der Horizontalen abweicht.

Sollen an einer im Betrieb befindlichen Maschine die von den Massendruckten hervorgerufenen Stöße im Gestänge durch Änderung der Kompression beseitigt werden, so kann zur Abhilfe das Exzenter auf der Welle gedreht werden, wodurch aber die ganze Dampfverteilung geändert wird. Reinhardt schlägt für diesen Fall schräge Bohrungen in der äußeren Überdeckung vor, Fig. 55, so daß die Voreinströmung sehr früh beginnt und die Kompression bis zu einem gewissen Grade ersetzt werden kann. (Ausgeführt bei den Van den Kerchove-Maschinen.) Nach Schluß der Füllung strömt also noch Frischdampf nach. Es ist zu beachten, daß die Bohrungen nicht den Steg überschreiten und Frischdampf in den Auspuff lassen.



Fig. 55.

Der Schieber muß so mit der Stange befestigt sein, daß er senkrecht zu seiner Gleitbahn eine gewisse Beweglichkeit besitzt. Der Schieber wird dadurch unabhängig von der durch die Stopfbuchse in ihrer Lage festgehaltenen Schieberstange vom Dampfdruck gegen die Lauffläche gepreßt.

Ausführungsformen der Verbindung von Schieber mit Stange zeigen die Fig. 75, 35, 40 und 31. In Fig. 75 wird der Schieber durch

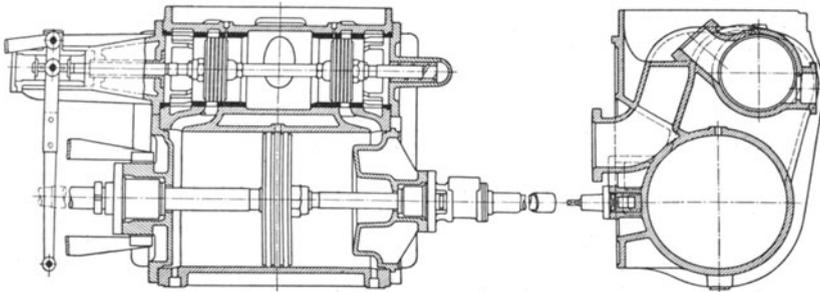


Fig. 56.

einen sog. Hammerkopf, der genau einzupassen ist, mitgenommen, wobei zur Vermeidung des Einschlagens die Auflagerflächen möglichst reichlich zu bemessen sind. Mitunter wird der Hammerkopf aus Rotguß gesondert hergestellt und mit dem Schieberstangenende verschraubt.

Fig. 35 und 40 zeigen die Befestigung mit Abstandshülse, die in eine am Schieber angegossene Hülse eingebracht wird und auf deren Enden ein Bund und Unterlegscheiben sitzen, die den Schieber fassen. Bei kleineren Schiebern ist die Verengung der Strömungsquerschnitte durch die eingegossene Hülse zu berücksichtigen.

Eine sehr zweckmäßige, aber in der Herstellung teure Verbindung

ist die mittelst Rahmen nach Fig. 31. Damit der Schieber auch bei Stillstand der Maschine anliegt und bei hohen Kompressionen nicht abklappt, sind Blattfedern unter den Querbrücken angebracht.

In allen Fällen muß für die genauere Einstellung des Schiebers dieser auf der Schieberstange oder auch mit dieser verschoben werden können. In Fig. 75 und 31 muß dementsprechend die Schieberstange in dem Gleitstück verschraubt sein, an dem die Exzenterstange angreift. Zu beachten ist, daß gegenüber der Verbindung nach Fig. 35 und 40, die genaue Einstellung gestattet, bei den Ausführungen nach Fig. 75 und 31 die Schieberstange nur um Winkel von 180° verdreht werden kann. Es empfiehlt sich deshalb, feine Gewinde mit kleiner Steigung anzuwenden.

5. Die Ausführung der Zylinder und Schieber.

Bei dem Entwurf des Zylinders ist in erster Linie Verringerung des schädlichen Raumes und namentlich der schädlichen Flächen anzustreben. Weiterhin wird der Entwurf im hohem Maße durch die Betriebsweise — mit Sattldampf oder Heißdampf — beeinflusst. Im letzteren Fall erfordert die Ausbildung des Gußstückes mit Rücksicht auf die starken Wärme-

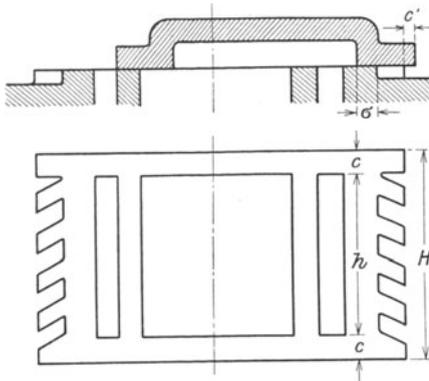


Fig. 57.

dehnungen besondere Sorgfalt. Das Gußstück ist in möglichst einfachen Formen zu halten, um Gußspannungen zu vermeiden und Ausdehnungen durch die Erwärmung zu ermöglichen.

Der Schieberspiegel ist mit Nuten zu versehen, Fig. 57, durch die der Frischdampf unter den Schieber treten kann, der demgemäß entlastet wird. In den Schiebertotlagen muß eine genügende Dichtungsfläche von der Breite σ bleiben, damit ein

Entweichen des Dampfes in den Auspuffraum vermieden wird. Die Nuten werden schräggelegt, damit an der Gleitfläche des Schiebers keine Riefen entstehen. Die Schieberspiegelhöhe ($H = h + 2c$) wird durch die Kanalhöhe und die Breite der seitlichen Dichtungsflächen ($c = 12$ bis 25 mm) bestimmt; die Länge des Schieberspiegels ist so zu bemessen, daß zur Verhütung der Gratbildung der Schieber in den äußersten Lagen über den Spiegel um einen Betrag c' hinausgeht. Mitunter wird der Schieberspiegel als besondere, leicht auswechselbare Platte angeschraubt.

Schieber und Spiegel sind mit Schmiernuten zu versehen. Bei größeren Schiebern ist die Anordnung eines Ölkastens zweckmäßig, dessen drei Wände mit dem Schieber aus einem Stück bestehen, während die vierte Seite nach dem Spiegel hin offen ist.

Der Schieber ist durch Leisten, die am Schieberkasten angegossen sind, zu führen. Bei stehenden Maschinen wird der Schieber auf beiden Seiten geführt, bei liegenden Maschinen ist einseitige Führung ausreichend, da die obere Leiste durch die Abnutzung der unteren bald unwirksam wird.

Um den Guß der Lauffläche rein zu halten, sollen die Kanäle in die Vorbohrung münden, wobei die Anordnung häufig so getroffen wird, daß die Kanäle den Vorbohrungskreis im unteren Scheitel tangieren und sich ansammelnde Wassermengen selbsttätig abfließen können. In diesem Falle liegt Schieberstangenmitte unter Kolbenstangenmitte, so daß die Exzenterstange schräge Richtung erhält, was bei der Aufkeilung des Exzenters zu berücksichtigen ist. Mitunter werden die Kanäle an ihrer Mündung in den Schieberspiegel mit Arbeitsleisten versehen, damit die Maße der Kanalkanten durch Bearbeitung genau eingehalten werden können. Infolge der Erweiterung des Kanals hinter den Arbeitsleisten verursacht diese Maßregel eine geringe Vergrößerung des schädlichen Raumes. Amerikanische Maschinen zeigen häufig die nicht zu empfehlende Ausführung, die Schieberstange ohne besondere Geradföhrung nur durch die Grundbuchse der Stopfbuchse zu führen.

Die Entfernung des Schieberspiegels von Zylindermitte ist von der Art des äußeren Antriebes abhängig. Durch Anordnung einer Schwinge oder durch seitliche Verbindung der Exzenterstange mit dem Gleitstück der Schieberstangen-Geradföhrung, Fig. 58, kann die Kanallänge verkürzt werden. Derartige Übersetzungen erfordern äußerst kräftige Ausführung.

Der Schieberkasten ist so zu bemessen, daß in den äußersten Stellungen des Schiebers zwischen diesem und den Wandungen reichlich Spielraum bleibt. Die Gehäuse der Kolbenschieber bestehen meist mit den Zylindern aus einem Stück, während sich bei Flachschiebersteuerungen häufig angeschraubte Schieberkasten finden, damit die Gußstücke kleiner werden und der Schieberspiegel besser bearbeitet werden kann. Bei dem Entwurf des Kastens sind die Art des Einbringens des Schiebers und die Schieberbefestigung auf der Stange zu beachten. Mitunter wird der Schieberkastendeckel mit einem Teile der seitlichen Wandungen in einem Stück gegossen, wobei die Trennungsfläche schräg gelegt ist. Die geschlossenen Gehäuse der Kolbenschieber sind mit verschließbaren Schaulöchern zu versehen, durch welche die Eröffnung und Schließung der Dampfkanäle durch den Schieber bei dessen Einstellung beobachtet werden kann.

Für die Berechnung des Antriebsgestänges ist die Reibungsarbeit nach S. 16 zu ermitteln und ein Auflagerdruck von 15 bis 20 kg/qcm

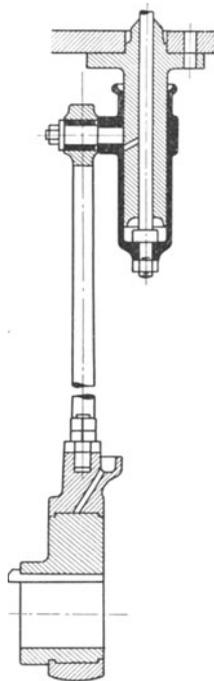


Fig. 58.

für die Zapfen anzunehmen. Die bei dem Hubwechsel des Schiebers erforderliche Beschleunigungskraft P ist ebenfalls in Rechnung zu ziehen. Ist m die Masse des Schiebers, r die Exzentrizität, $n = \text{Uml/min}$,

$v = \frac{2 r \pi n}{60}$ die Geschwindigkeit des Exzentermittelpunktes, so wird unter

Annahme unendlicher Stangenlänge $P = \frac{m v^2}{r}$.

Bei stehenden Maschinen soll das Gestänge vom Gewicht des Schiebers durch Kolben, die einseitig unter dem Frischdampfdruck stehen und mit der Schieberstange verbunden sind, entlastet werden. Dem gleichen Zweck bzw. der Entlastung bei Flachreglern dient bei

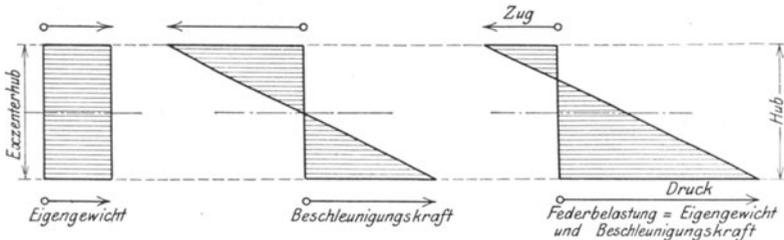


Fig. 59.

Kolbenschiebern die Maßnahme, den oberen Schieberdurchmesser größer als den unteren zu nehmen.

In Fig. 59 ist die Wirkungsweise einer an der Schieberstange angreifenden Feder, die auf Zug und Druck beansprucht wird, dargestellt ¹⁾. Mittelst dieser Anordnung kann sowohl der Einfluß des konstant wirkenden Schiebergewichtes als auch der veränderlichen Massendrucke auf den Flachregulator vollständig ausgeschaltet werden.

Die Kolbenschieber laufen meist in auswechselbaren Buchsen, die eine bequeme Bearbeitung der Kanalöffnungen gestatten. Die Wandstärken dieser Buchsen sind sehr kräftig auszuführen, um ein Verwerfen oder Verdrücken zu verhindern. Stramm eingepreßte Buchsen haben den Nachteil, daß sie verdrückt werden, wenn das Gehäuse sich infolge ungleicher Erwärmung ausdehnt. Buchsen mit rechtwinkligen Ansätzen können loser eingesetzt und mit Asbestschnüren gedichtet werden; sie werden durch den Deckel oder durch Druckschrauben festgehalten. Die Buchse bleibt gerade und kann leicht ausgewechselt werden. Die einzelnen Teile der Buchse werden durch Stege miteinander verbunden, die auch das Einspringen der Ringe in die Kanäle verhindern. Fig. 60—62 zeigen Ausführungsbeispiele. Die Stege liegen schräg, damit achsial verlaufende Nuten am Schieber oder an den Dichtungsringen nicht entstehen können. Die parallelogrammförmigen Kanalöffnungen in der Buchse Fig. 60 haben nach Metzeltin eine derart starke Drehung der Dichtungsringe durch den Dampfstrom zur Folge gehabt, daß die zur Verhinderung der Drehung eingesetzten

¹⁾ Stribeck, Z. Ver. deutsch. Ing. 1891, S. 1363.

Stifte brachen. Günstiger verhielten sich die dreieckigen Öffnungen nach Fig. 61.

Die Kolbenschieber werden meist aus Gußeisen hergestellt. Schieber mit Dichtungsringen, bei denen der Schieberkörper nicht mit der Buchse in Berührung kommt, werden auch aus Stahlguß und — falls es auf kleines Gewicht wie bei den Kolbenmaschinen der Kriegsmarine ankommt —

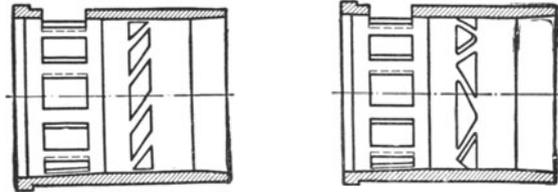


Fig. 60—61.

aus Aluminium angefertigt. Zur Vermeidung innerer Spannungen empfiehlt sich namentlich bei Heißdampftrieb, die Gußspannungen durch Ausglühen des Schiebers und der Buchse nach der Bearbeitung zu beseitigen, wodurch Verziehen auch bei höchster Temperatur nicht mehr eintritt.

Bei Anwendung überhitzten Dampfes sind lange Schieber wegen des sich krümmenden Schiebergehäuses zu vermeiden. Am günstigsten verhalten sich kurze Kolben nach Fig. 417.

Die Rippen sind an nicht dichtende Flächen zu legen, damit die dichtenden Flächen sich nicht unrund verziehen können. Besonders

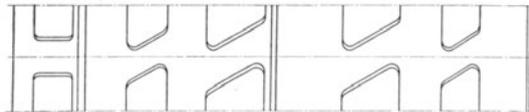


Fig. 62.

zweckmäßige Verbindungen der Schieber mit den Stangen zeigen die Fig. 41 und 42. Die Schieber können als einfache Drehkörper ohne jede Rippe eingeführt werden.

Kolbenschieber mit innerer Einströmung haben den Vorteil, daß der volle Querschnitt des Gehäuses ohne Verengung durch Stange und Nabe für den Austritt verfügbar ist. Die Stopfbuchse wird von Druck und Temperatur entlastet, der Ausstrahlungsverlust wird verringert, und das Gehäuse neigt weniger zum Krummziehen.

Das Einlaufen der Schieber ist nur unter langsamer Steigerung der Überhitzungstemperatur vorzunehmen.

Die Kolbenschieber werden entweder in die Laufbuchse eingeschliffen oder durch besondere Ringe abgedichtet. Eingeschliffene Schieber, die mit der Buchse aus demselben Material bestehen sollen, müssen im kalten Zustand leicht passend gehen, damit sie im heißen Betriebszustand richtig anliegen und nicht klemmen. W. Schmidt dichtet seine Lokomotiv-Kolbenschieber durch einen nicht aufgeschnitte-

nen und deshalb auch nicht federnden Ring ab. Da bei den eingeschliffenen Schiebern wie auch bei den Schmidtschen Ringen der Unterschied in der Wärme-Ausdehnung zwischen Buchse und Schieber eine bedeutende Rolle spielt, so ist bei diesen Bauarten eine Verkleinerung der Schieberdurchmesser durch Dampfzuführung von zwei Seiten angebracht. Schmidt führt überdies Heizung der Schieberbuchse mittelst Frischdampf aus, so daß sie gleichmäßige Temperaturen erhält.

Die federnden Dichtungsringe können sowohl eingesprengt, als auch bei Anordnung besonderer Deckel eingelegt werden. Die Ringe

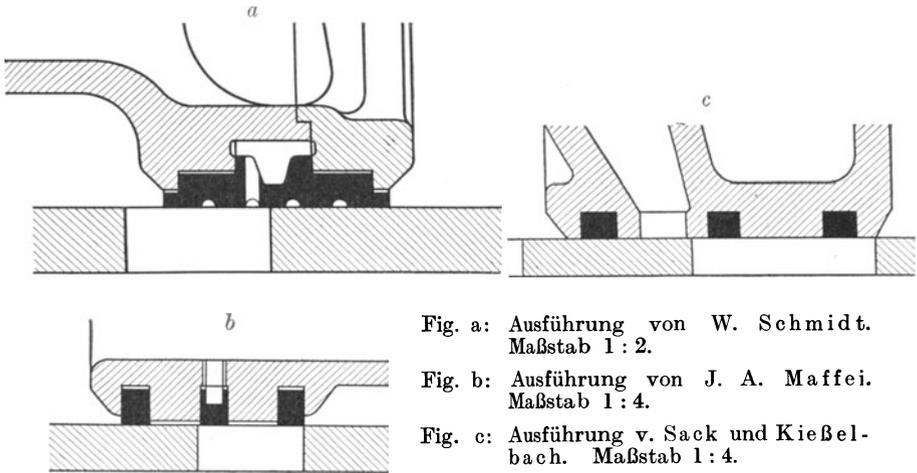


Fig. a: Ausführung von W. Schmidt. Maßstab 1:2.

Fig. b: Ausführung von J. A. Maffei. Maßstab 1:4.

Fig. c: Ausführung v. Sack und Kiebelbach. Maßstab 1:4.

Fig. 63 a—c.

sind so einzupassen, daß sie sich in den Nuten leicht drehen lassen; sie sollen an den Seiten reichliche Auflagerflächen besitzen, damit sie sich infolge der Massenwirkung beim Schieberhubwechsel nicht ausschlagen. Schmale Ringe haben erfahrungsgemäß den Nachteil, daß sie die Stege in der Buchse stärker abnutzen als den übrigen Teil der Lauffläche. Breitere Ringe werden durch den hinter sie tretenden Frischdampf stark ausgedehnt und verursachen dadurch stärkere Abnutzung, dem W. Schmidt dadurch begegnet, daß er den Raum hinter den Ringen durch Bohrungen in letzteren mit den Dampfkanälen in Verbindung setzt, so daß Druckausgleich stattfindet.

Da zu stark nach außen federnde Ringe bei hoher Temperatur leicht die Laufbuchse zerstören, so werden bei einigen Bauarten die aufgeschnittenen Kolbenringe so am Schieberkörper befestigt, daß eine bestimmte Federung nicht überschritten wird.

In der Ausführung nach Fig. 63 a hat der Dichtungsring die Länge $e + a + i$; damit der Strömungsquerschnitt durch die Stirnseiten des Kolbenschiebers nicht verengt wird, muß die Wandstärke möglichst klein sein und stark zurücktreten, die Auflagerflächen des Ringes werden ebenso wie in Fig. 63 b schmal. Vielfach läßt

man deshalb die steuernde Kante nach Fig. 63 c am eingepaßten Schieber.

In den Fig. 64—66 sind Einzelheiten der Kolbenschieber nach Fig. 46, 42 und 45 wiedergegeben.

Bei dem Schmidtschen Schieber, Fig. 46 und 64, gelangt nur ein einziger, breiter Ring für jede Schieberseite zur Anwendung, der die

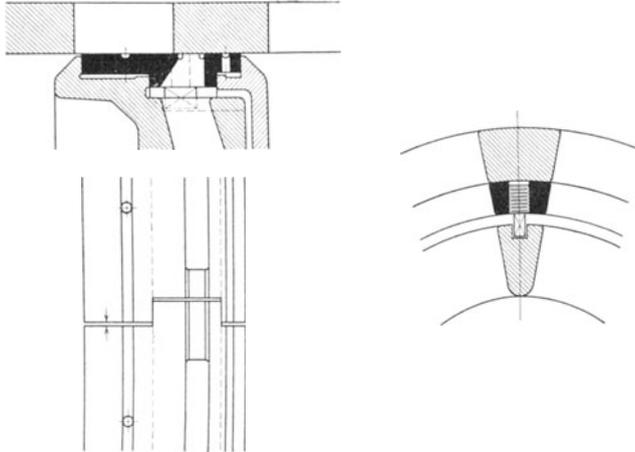


Fig. 64.

Öffnungen für den Trickkanal enthält. Verdrehung der Ringe wird durch Stiftschrauben verhindert, deren Vierkantkopf in den Schieberkörper eingelegt ist.

Fig. 65 gibt die Sicherung gegen Drehung bei dem Wolfschen Schieber wieder. Die Kolbenringe der Ascherslebener Bauart sind in

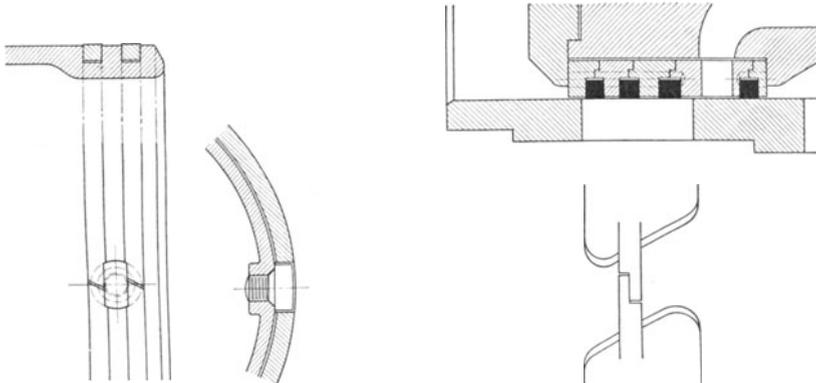


Fig. 65.

Fig. 66.

Kammerringe gelagert. Die Überlappungen der Ringe laufen auf den Stegen, um Undichtheiten an dieser Stelle weniger schädlich zu machen. (Fig. 66.)

6. Die Einschieber-Expansionssteuerungen.

In den Fig. 67 a—d ist die Beeinflussung der Steuerung für den Einlaß bei Veränderung von Hub und Voreilwinkel des Exzenters dargestellt. In der Entfernung e vom Drehpunkt der Exzenterkurbel ist die Linie der äußeren Überdeckung gezogen. Voreinströmung und Füllung werden gegeben, sobald der Schieber um einen größeren Betrag als e aus der Mittellage in O hinausgeht. Wird die Größe der Exzentrizität nach Fig. 67 a allein geändert, so folgen zunächst stark veränderliche Voreinströmungen. Solange $OE < \frac{e}{\sin \delta}$, ist die Voreinströmung negativ, es findet Nacheinströmung statt, während bei den größeren Exzentern die Voreinströmung unzulässig groß wird. Ähnlich liegen die Verhältnisse nach Fig. 67 b bei Änderung des Voreilwinkels allein.

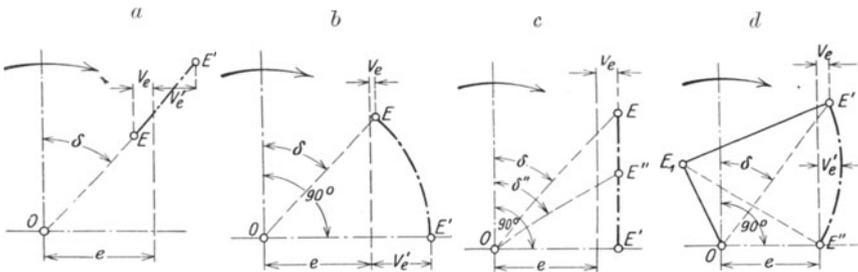


Fig. 67 a—d.

Eine brauchbare Dampfverteilung läßt sich nach Fig. 67 c und d nur dann ermöglichen, wenn die Größe der Exzentrizität gleichzeitig mit dem Voreilwinkel geändert wird, wobei die „Scheitelkurve“, der geometrische Ort für die Endpunkte der wirksamen Exzenter, nach Fig. 67 c eine Gerade oder nach Fig. 67 d eine Kurve — in diesem Falle ein Kreisbogen — sein kann.

Fig. 67 c läßt erkennen, daß bei geradliniger Verstellung des Exzenters das lineare Voreilen konstant bleibt. Dieses ist veränderlich bei der Ausführung nach Doerfel, Fig. 67 d. Ein inneres Exzenter $O E_1$, das auf der Welle aufgekeilt ist, wird von einem zweiten „Drehexzenter“ $E_1 E'$ umfaßt, das von den Schwunggewichten eines Flachreglers verstellt wird. Die Verbindungslinie zwischen Wellenmittelpunkt O und dem Mittelpunkt E' des äußeren Exzenters stellt das jeweilige, resultierende Exzenter dar, dessen Endpunkte auf einem von E_1 aus gezogenen Kreisbogen liegen. Das lineare Voreilen ist um die Pfeilhöhe dieses Bogens veränderlich. Wird die resultierende Exzentrizität kleiner als die äußere Überdeckung e , so wird der Kanal vom Schieber überhaupt nicht mehr geöffnet, es wird OO -Füllung gegeben. Letztere ist bei geradliniger Verstellung nach Fig. 67 c nicht möglich. Das Drehexzenter hat den Vorzug, daß die Rückwirkung des Schieberwiderstandes (Massendruck plus Reibung) auf den Regler gering ist, da die Exzenterreibung die Rückwirkung zum großen Teil aufnimmt.

In den Fig. 68 a—d sind Ausführungsformen der Exzenterverstellung gegeben. Die Fig. 68 a und c entsprechen den schematischen Darstellungen in Fig. 69. Die Fig. 68 b und d zeigen Aufhängung eines Exzenters, dessen Mittelpunkt einen Kreisbogen um den Aufhängungspunkt bei der Verstellung beschreibt, und Führung eines äußeren Exzenters mittelst Lenkers bei Verdrehung des inneren Exzenters.

In Fig. 70 ist die Dampfverteilung bei gerader Scheitelkurve FB dargestellt. Den drei Exzentrizitäten OF , OD und OB , die als Beispiel behandelt sind, entsprechen die drei Kreise vom Durchmesser

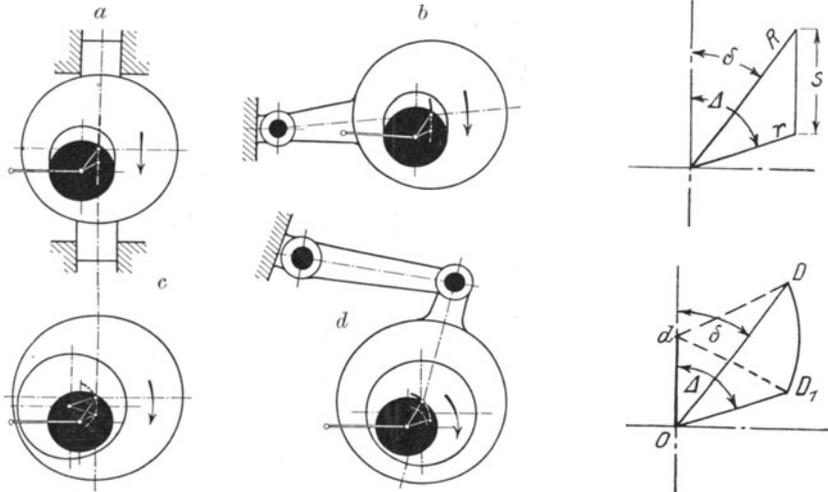


Fig. 68 a—d.

Fig. 69.

EF , CD und AB . Je nach der Einstellung durch den Regulator sind OF , OD und OB nach Größe und Lage die wirksamen Exzenter bei Kurbelotlage. Der Schieber ist dabei stets um die gleiche Strecke ($e + V_e$) von seiner Mittellage entfernt: das lineare Voreilen ist — wie schon erwähnt — konstant. Die Dauer von Expansion, Vorausröhmung und Kompression ist in Bezug auf die drei Kolbenweglinien EF , CD und AB zu ermitteln. Bei der kleinsten Füllung wird der Kanal nur um den enger schraffierten Teil geöffnet. Es ergibt sich, daß die Voreinströmung, auf der Kolbenweglinie AB gemessen, dieselbe Dauer hat wie die Füllung, während die Kolbenwege für Vorausröhmung und Kompression sich zu 100 v. H. ergänzen.

Nullfüllung wäre nach Fig. 70 bei geradliniger Verstellung nur dann zu erreichen, wenn bei sämtlichen Füllungen das lineare Voreilen gleich Null wäre.

Fig. 71 zeigt die Ermittlung der Dampfverteilung mittelst des Müller-Reuleauxschen Diagramms. Die auf den Umfängen der zwei kleineren Kreise liegenden Punkte der Dampfverteilung sind durch radial gezogene Strahlen auf den äußeren Kreis übertragen, so daß die Dampfdiagramme bequemer aufgezeichnet werden können. Das Müller-

Reuleauxsche Diagramm zeigt besonders deutlich die starke Veränderlichkeit der Voreinströmung, in Graden des Kurbelwinkels gemessen. Bei der kleinsten Füllung beginnt die Kanaleröffnung, wenn sich die Kurbel noch um den Winkel α_1 vor der Totlage befindet, während bei der größten Füllung dieser Winkel gleich α ist.

In Fig. 71 wird der Auslaßkanal auch bei Einstellung des kleinsten Exzenters noch ganz geöffnet. Infolge der kleineren, äußeren Überdeckung e wird hingegen in Fig. 70 der Auspuffdampf schon bei dem Exzenter OD stark gedrosselt. Der Auslaßkanal wird nicht ganz freigelegt, sobald die kleinste Exzentrizität $r < i + a$ ist.

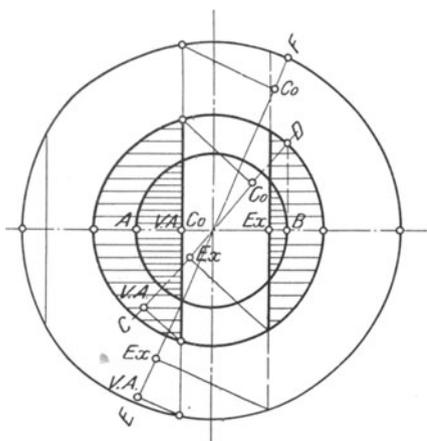


Fig. 70.

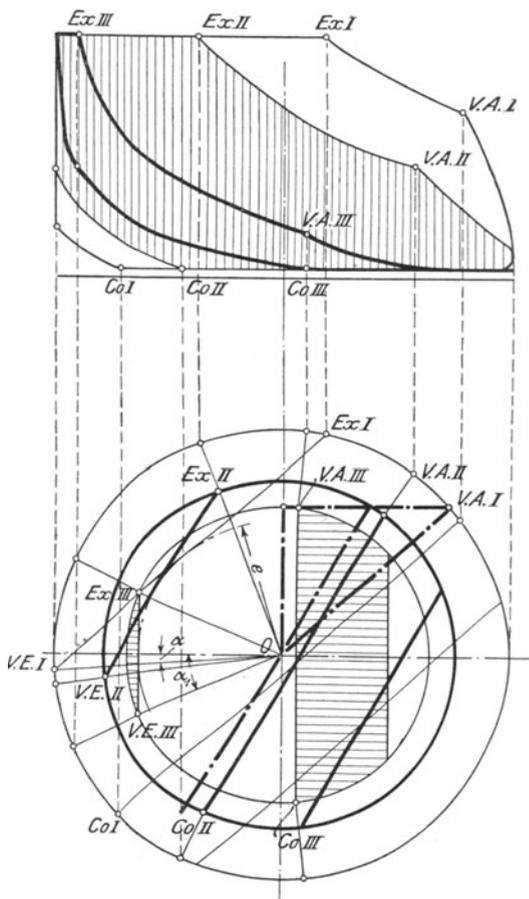


Fig. 71.

In dem Zeunerschen Diagramm nach Fig. 72 ist die Veränderlichkeit von Füllung und Voreinströmung für die kreisförmige Scheitelkurve dargestellt. Die Verbindungslinie der Mittelpunkte O_I , O_{II} und O_{III} der Schieberkreise wird als „Zentralkurve“ bezeichnet. Für O_{III} ist $r = e$, d. h. der Kanal wird nicht mehr geöffnet. Für den von O_{II} aus geschlagenen Schieberkreis gibt die schraffierte Fläche die Kanaleröffnungen an. Die Auslaßverhältnisse werden in gleicher Weise mit dem i -Kreis ermittelt. Die Dampfdiagramme in Fig. 71 zeigen die starke Veränderlichkeit von Vorausströmung und Kompression. Bezüglich ersterer ist es von Nachteil, daß die Vorausströmung mit zunehmender Füllung abnimmt, also dann am kleinsten wird, wenn die dem Zylinder ent-

strömenden Dampfmenen am größten sind, doch wird dieser Nachteil durch den größeren Schieberhub verringert, wie die Diagramme nach Fig. 73 zeigen. Die Zunahme der Kompression mit abnehmender Füllung macht den Regulator-Eingriff insofern wirksamer, als bei sinkender Belastung das Dampfdiagramm von zwei Seiten verkleinert wird. Da gerade bei den großen Kompressionsgraden die Voreinströmung früher beginnt, so kann eine Übersteigerung des Frischdampfdruckes durch den Kompressionsdruck verhindert werden, indem der komprimierte Dampf durch den geöffneten Kanal in den Frischdampfraum überströmt.

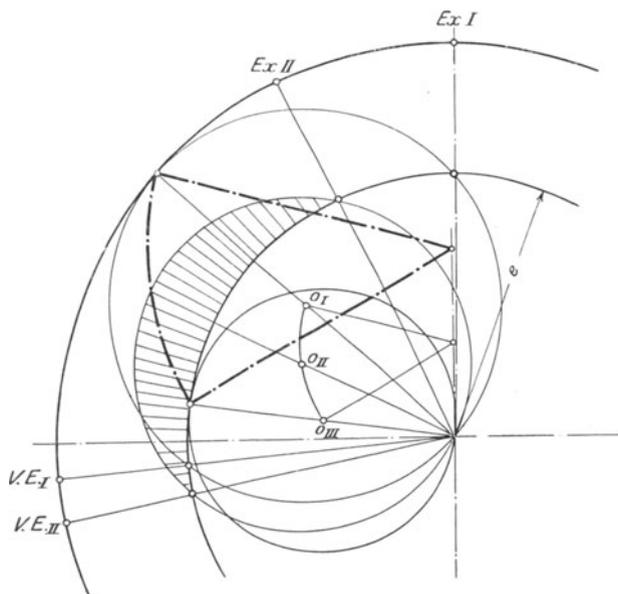


Fig. 72.

Die Fig. 73 zeigt wirklich aufgenommene Diagramme einer mit Einschieber-Steuerung arbeitenden Maschine¹⁾. Wie ersichtlich, zeigen die Diagramme normaleren Verlauf, als nach den Verschiedenheiten in der Dampfverteilung anzunehmen ist. Wird die Forderung gestellt, daß die Kanaleröffnung stets bei der gleichen Kurbellage erfolgen, also nicht das lineare Voreilen, sondern die in Graden gemessene Voreinströmung konstant sein soll, so muß der Schieber um die äußere Überdeckung e aus der Mittellage herausgegangen sein, wenn die Kurbel um den Voreinströmungswinkel vor der Totlage steht. Die dadurch bedingte Lage der Scheitelkurve, die natürlich eine Gerade sein muß, ergibt sich aus der Darstellung in Fig. 74 a für die erwähnte Stellung der Kurbel vor der Totlage, für die Totlage selbst in Fig. 74 b. Wegen des zunehmenden Voröffnens folgt bei großen Füllungen leicht hämmernder Gang.

¹⁾ Der flache Verlauf der Expansionslinien läßt auf Undichtheit schließen.

Als Steuerungsorgan kommen für die behandelte Dampfverteilung meist Kolbenschieber zur Anwendung, da sie infolge ihrer Entlastung

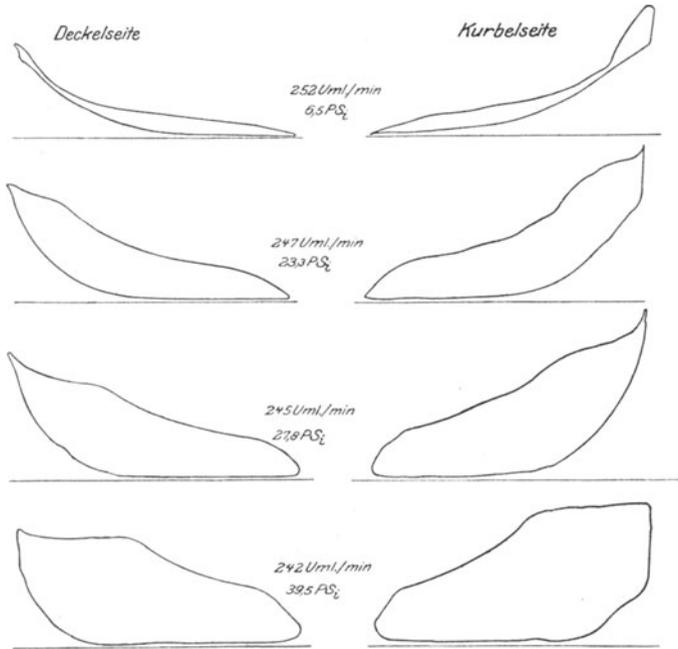


Fig. 73.

den geringsten Rückdruck auf den Regulator ausüben. Rückwirkend sind nur Schieberreibung und Beschleunigungsdrücke.

Da die Einschieber-Steuerungen bei kleineren und mittleren Füllungen die Kanäle nur zum Teil und zudem in schleichender Be-

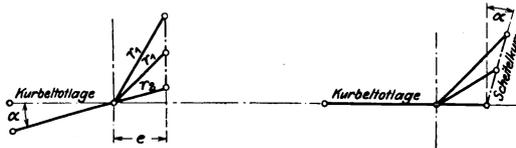


Fig. 74 a und b.

wegung öffnen, so sind die Schieber zur Verringerung der Dampfdrösselung mit mehrfacher Eröffnung auszuführen. Arbeiten die Kolbenschieber mit innerer Einströmung, so müssen bei sämtlichen Füllungen die Exzenter der Kurbel um 90° , vermindert um die veränderlichen Voreilwinkel, nacheilen, woraus die Lage der Scheitelkurve folgt.

Bei dem Entwurf wird am zweckmäßigsten von dem Diagramm bei größter Füllung ausgegangen, wobei Vorausströmung und Kompression tunlichst klein zu wählen sind, um nicht zu große Werte bei den

kleineren Füllungen zu erhalten. Wird der Schieber nicht mit mehrfacher Eröffnung versehen, so ist $r > e + a$ zu wählen, so daß bei größter Füllung der Einlaßkanal in der Schiebertotlage überschleift und so genügende Eröffnung mit den kleineren Exzentern erhalten wird.

Besonderer Wert ist naturgemäß auf die Gestaltung des normalen Diagramms zu legen, mit dem die Maschine voraussichtlich vorzugsweise arbeiten wird.

B. Die Expansions-Steuerungen mit zwei Schiebern.

Höheren an die Dampfverteilung zu stellenden Anforderungen genügen die Einschieber-Steuerungen infolge der Veränderlichkeit von Kompression und Vorausströmung nicht. Zudem lassen sich die Flachregler nur für große Umlaufzahlen anwenden, da ihre Bauart für kleinere Umlaufgeschwindigkeiten zu schwerfällig wird.

In beiden Fällen werden die Zweischieber-Expansions-Steuerungen vorgezogen, die aus einem Grundschieber und einem Expansionsschieber bestehen. Der unveränderlich gesteuerte Grundschieber arbeitet in derselben Weise wie ein Muschelschieber: er hält Voreinströmung, Vorausströmung und Kompression konstant. Die von ihm gegebene Füllung wird je nach der Belastung der Maschine verringert, indem der vom Regulator verstellte Expansionsschieber die Durchlaßkanäle im Grundschieber am oberen Spiegel schon schließt, wenn sie mit den Dampfkanälen des Zylinders am Schieberspiegel noch in Verbindung stehen. Ihrer Wirkungsweise entsprechend werden die Überdeckungen des Grundschiebers in derselben Weise wie beim gewöhnlichen Muschelschieber mittelst der Diagramme von Zeuner oder Müller festgestellt. Da die Füllung vom Expansionsschieber bestimmt wird, so sind Vorausströmung und Kompression für den Entwurf des Diagramms maßgebend; die Füllung des Grundschiebers ist nur insoweit zu beachten, als sie mindestens so groß wie die von der Steuerung verlangte Maximalfüllung sein muß.

1. Steuerung mit veränderlicher Entfernung der steuernden Kanten.

Grundform dieser Steuerungsart ist die Meyersche Steuerung nach Fig. 75. Auf dem Grundschieberspiegel bewegen sich zwei Expansionsschieber-Platten, die vom Expansionsexzenter unveränderlich gesteuert werden und deren Schieberstange rechtes und linkes Gewinde besitzt. Muttern auf diesen Gewinden nehmen die Platten mit, deren Entfernung voneinander durch Verdrehen der Schieberstange mittelst Handrades geändert werden kann. Bei Einstellung größerer Füllung wird die Schieberstange so gedreht, daß sich die Platten einander nähern, wodurch der Abstand der steuernden Plattenkanten von den Außenkanten der Durchlaßkanäle vergrößert wird.

Zur Bestimmung der Plattenlänge l und der Kanal-Ausladung L ist die Kenntnis der Abstände nötig, um welche die Mitten von Grund- und Expansionsschieber beim Abschluß der kleinsten und größten Füllung voneinander entfernt sind.

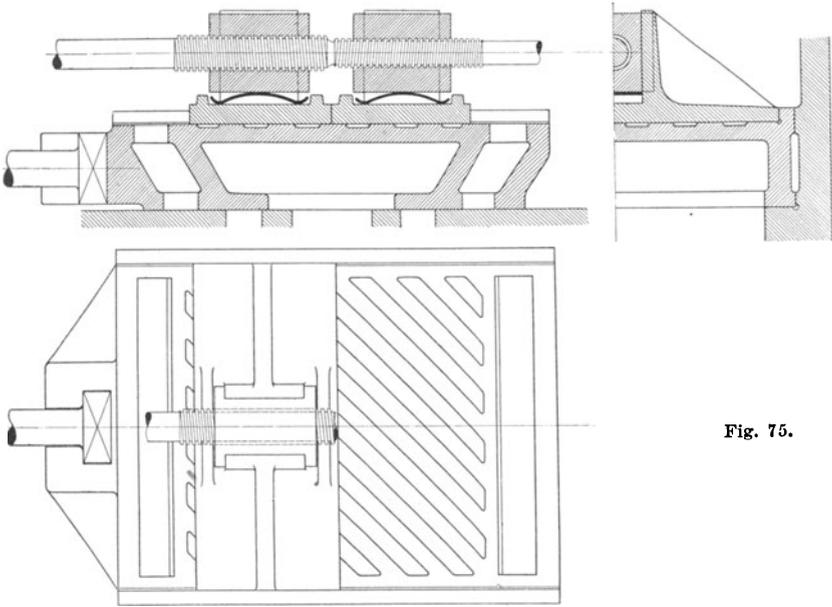


Fig. 75.

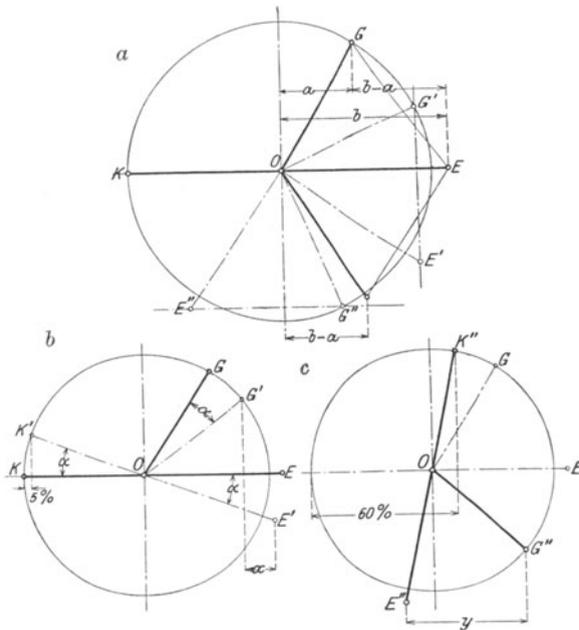


Fig. 76.

Fig. 76 a zeigt die meist übliche Exzenter-Aufteilung. Die Stellung des Grundexzentrers OG ist aus dem für den Grundschieber entworfenen

Schieberdiagramm bekannt. Das die Expansionsplatten steuernde Expansionsexzenter OE eilt meist der Kurbel um 180° vor und wird etwas größer als OG gewählt. OG und OE sind also die Exzenterstellungen bei der Kurbeltotlage OK . Der Grundschieber ist um die Strecke a , der Expansionsschieber um b von der Spiegelmitte am Zylinder entfernt. Beide Schiebermitten haben sonach bei Kurbeltotlage den Abstand $(b - a)$ gegeneinander. Bewegen sich die beiden Exzenter im Sinne des Uhrzeigers weiter, so nimmt der Schiebermittelabstand ab und ist gleich Null, wenn die Exzenterpunkte G' und E' in einer Senkrechten liegen. Bei jeder Umdrehung der Kurbel werden sich sonach die beiden Schiebermittel zweimal decken. Bei weiterer Drehung nimmt der Schieberabstand wieder zu und erhält seinen größten Wert GE , wenn G'' und E'' in einer Wagerechten liegen.

In den Fig. 76 b und c sind die zur Bestimmung der Abmessungen l und L nötigen Schiebermittelabstände für eine kleinste Füllung von 5 v. H. und eine größte Füllung von 60 v. H. ermittelt.

Während der Füllung von 5 v. H. dreht sich die Kurbel um den Winkel α aus der Totlage OK heraus und gelangt nach OK' . Um denselben Winkel entfernen sich die Exzenter aus ihren Voreinstellungen OG und OE und gehen in die Lagen OG' und OE' , wobei der Schieberabstand die Größe x hat.

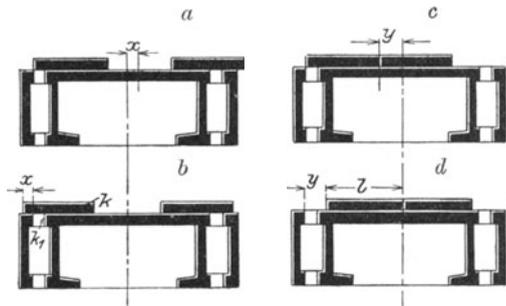


Fig. 77.

Die Schieberstellung, die der Kurbellage OK' im Augenblick des Füllungsabschlusses entspricht, ist in Fig. 77 a wiedergegeben. In Fig. 77 b sind die Expansionsplatten um x nach links geschoben und die Schiebermittel liegen übereinander, den Exzenterstellungen OG' und OE' in Fig. 76 a entsprechend.

Die größte Abweichung beider Schiebermittel beträgt nach Fig. 76 a EG (E'' und G'' in derselben Wagerechten liegend). Werden in Fig. 77 b die Expansionsplatten um EG nach rechts geschoben, so wird der linke Durchlaßkanal ordnungsgemäß geöffnet und Füllung gegeben. Bewegen sich hingegen die Platten um EG nach links, so darf die rechte Plattenkante k die rechte Durchlaßkanalkante k_1 nicht überschleifen, damit nicht Frischdampf durch den unten noch nach dem Zylinder hin öffnenden Grundschieber nachströmt und sog. Nachfüllung verursacht.

Um dieses Nachöffnen zu vermeiden, müssen die Expansionsplatten eine Länge $l = x + a + EG + \sigma$ haben, worin $\sigma = 10$ - 15 mm eine Sicherheitsdeckung bedeutet.

Zur Ermittlung der Kanal-Ausladung L dient Fig. 76 c. Durch Auftragung von 60 v. H. Kolbenweg sind wie vorhin die Kurbellage OK'' , sowie die Exzenterstellungen OG'' und OE'' bei Abschluß der Füllung festgestellt worden. Fig. 76 c. Die Schiebermittelentfernung

beträgt y und die Schieber sind in Fig. 77 c für den Augenblick des Füllungsschlusses dargestellt. Werden die zusammengeschraubten Platten um y nach rechts geschoben, so decken sich die Mittellinien, während die steuernden Kanten um y voneinander abstehen. Aus Fig. 77 d ergibt sich ohne weiteres die Kanal-Ausladung $L = l + y$.

Die hier wiedergegebene Feststellung der Abmessungen l und L wird sehr vereinfacht, wenn die Bewegungen beider Exzenter durch die eines Ersatzexzenter, des „Relativexzenter“, ersetzt werden.

Stellt man sich vor, daß man die Bewegungen des Grundschiebers mitmache und zwar so, daß die Bewegung des letzteren gegenüber dem Schieberspiegel am Zylinder nicht beobachtet werden kann, so ist man in Bezug auf den Grundschieber in relativer Ruhelage, und es wird der Eindruck hervorgerufen, als ob der Expansionsschieber auf dem ruhenden Grundschieber gesteuert werde. Die bei jeder Umdrehung der Kurbel zweimal sich einstellende, größte Schiebermittelentfernung hat die Größe EG , die gleich der Länge des Relativexzenter sein muß. Es ist also nur noch die Lage dieses Relativexzenter, das den Expansionsschieber auf dem Grundschieber scheinbar bewegt, bei der Kurbelotlage festzustellen.

Im Schieberkreis Fig. 76 sei die Stellung des ruhend gedachten Grundschiebers im Mittelpunkt O angenommen. Die Lage des Relativexzenter in Bezug auf die Kurbelotlage muß nun so sein, daß das vom Relativexzenter-Endpunkt auf den wagerechten Kreisdurchmesser gefällte Lot von Punkt O den wagerechten Abstand $(b - a)$ hat. Daraus ergibt sich die Regel:

Das Relativexzenter ist die Seite eines Parallelogramms, dessen andere Seite das Grundexzenter und dessen Diagonale das Expansionsexzenter ist.

Durch diese Regel sind Lage und Größe des Relativexzenter bestimmt.

Werden in Fig. 76 a die drei Exzenter (Grund-, Expansions- und Relativ-Exzenter) gedreht, so hat der wagerechte Abstand der durch den Endpunkt des Relativexzenter gezogenen Senkrechten vom Mittelpunkt O stets dieselbe Größe wie der wagerechte Abstand der durch G und E gelegten Senkrechten.

In Fig. 78 sind l und L mittelst des Relativexzenter für 3 und 60 v. H. Füllung bestimmt. Das Expansionsexzenter OE ist nach Größe und Lage angenommen, so daß durch Aufzeichnung des Parallelogramms das Relativexzenter OR folgt. Statt die Füllungswinkel einzuzeichnen, werden von R aus 3 v. H. und 60 v. H. auf OR abgetragen, wodurch die Relativexzenterlagen für diese Füllungen beim Abschluß gefunden werden. Die wagerechten Abstände der Endpunkte des Relativexzenter von der durch O gelegten Senkrechten ergeben die Schiebermittelentfernungen x und y .

In M wird der Durchlaßkanal bei größter Füllung geschlossen und — bei stillstehend gedachtem Grundschieber — in N von dem durch das Relativexzenter gesteuerten Expansionsschieber wieder geöffnet. Damit durch diesen Vorgang keine Nachfüllung gegeben wird, muß bei der Wiedereröffnung in N der Durchlaßkanal gegen das Zylinder-

lichen kleinen und mittleren Füllungen der Durchlaßkanal doch nicht ganz freigelegt wird. Dieser Fall ist in Fig. 79 dargestellt; die Schließung des Kanals beginnt in der Kurbellage OP , und die schraffierte Fläche gibt ein Bild von der Geschwindigkeit, mit welcher der Kanal zugeschoben wird.

Fig. 80 gibt das Müller-Reuleauxsche Diagramm für eine Meyer-Steuerung wieder; der wagerechte Kreisdurchmesser stellt die

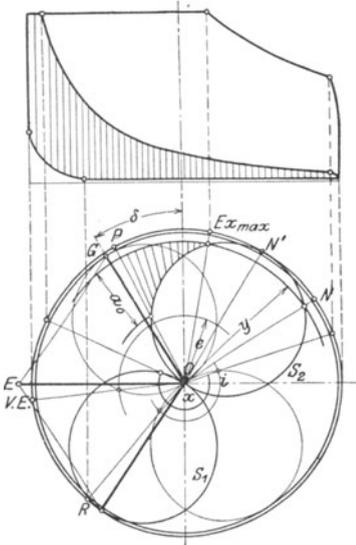


Fig. 79.

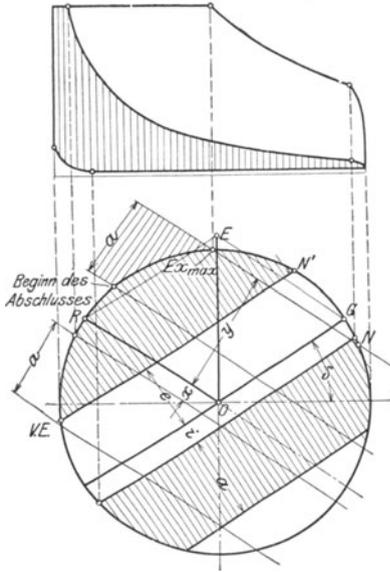


Fig. 80.

Kolbenweglinie dar, wodurch wie im Zeuner-Diagramm die Ermittlung der Dampfverteilungs-Abschnitte durch Ziehen von Senkrechten erleichtert wird. Durch die Punkte, welche die Kurbellage bei größter und kleinster Füllung bezeichnen, werden Parallele zum Relativexzenter OR gezogen, deren senkrechter Abstand von OR die Strecken x und y darstellt. In N' ist Schluß der vom Grundschieber gegebenen Füllung, in N wird der Durchlaßkanal vom Expansionschieber wieder geöffnet. Die Einzeichnung der Durchlaßkanalöffnungen vom Beginn des Abschlusses an bis zum vollendeten Schluß in Ex_{max} läßt auch hier die Raschheit des Zuschobens erkennen. Letzteres geht um so langsamer vor sich, je weiter der Beginn des Abschlusses vom Füllungsschluß entfernt ist, je mehr sich das Relativexzenter der Wagerechten nähert.

Um Verluste durch Drosselung zu vermeiden, muß die Geschwindigkeit beider Schieber kurz vor dem Schluß des Durchlaßkanals möglichst groß sein.

Die Größe des Grund- und des Expansions-Exzenter sind nun durch die Verhältnisse gegeben. (Vgl. bezüglich Größe des Expansions-exzenter Bemerkung auf S. 97.) Ebenso — durch das Grundschieber-

diagramm — die Lage des Grundexzenters, während die des Expansionsexzenters noch zu bestimmen ist.

In Fig. 81 ist das günstigste Relativexzenter für eine während des Kurbelwinkels α andauernde Füllung ermittelt¹⁾. Den Stellungen OG' und OE' von Grund- und Expansionsexzenter beim Füllungsschluß entspricht die Lage des Relativexzenters OR' , das in dieser nahezu seine größte Geschwindigkeit hat, die durch den senkrechten Abstand des Punktes R' vom wagerechten Kreisdurchmesser gemessen wird und gleich der Summe der in gleicher Weise zu messenden Geschwindigkeiten c_g' und c_e' von Grund- und Expansionsexzenter ist. Wird der Voreilwinkel von OE' vergrößert, wird also unter Beibehaltung der Grundexzenter-Stellung das Expansionsexzenter OE' im Sinne des Uhrzeigers weiter gedreht, so nimmt infolge des wachsenden Abstandes der Punkte G'

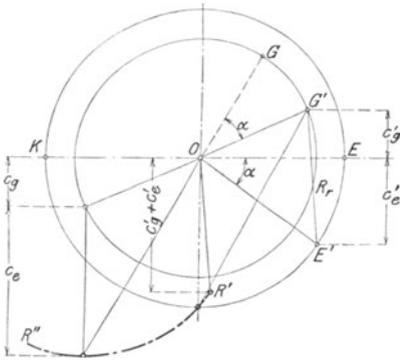


Fig. 81.

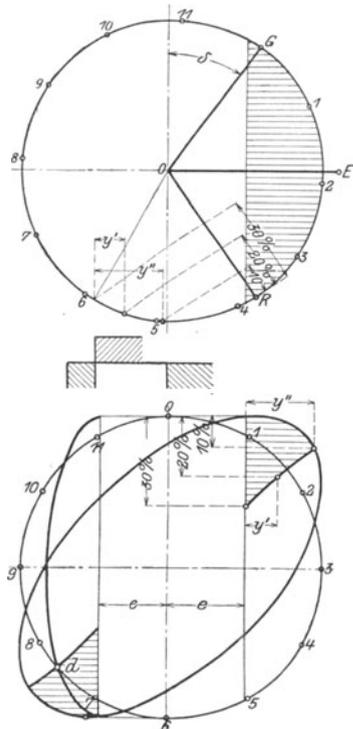


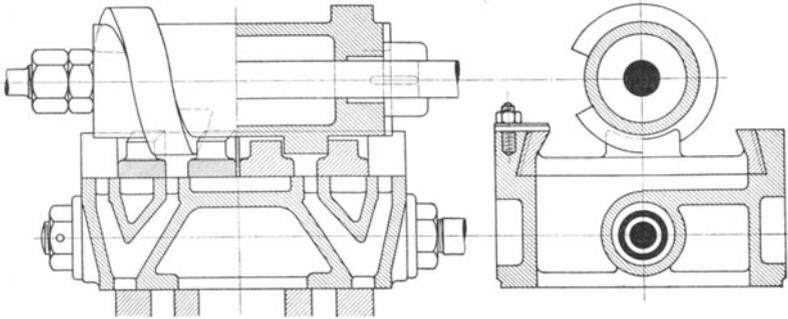
Fig. 82.

und E' das Relativexzenter zu, für dessen Endpunkte Kreisbogen $R'R''$ der geometrische Ort ist. Die größte Geschwindigkeit $c_g + c_e$ wird dann erreicht, wenn das Expansionsexzenter senkrecht steht, also der Kurbel um $270^\circ - \alpha$ voreilt, wobei das Relativexzenter schon die Lage seiner größten Geschwindigkeit (senkrecht zu O) überschritten hat.

Eine Voreilung des Expansionsexzenters im genannten Betrage wäre nun unzulässig, da in diesem Fall die Abschlußgeschwindigkeit leicht negativ wird. Außerdem nehmen mit wachsender Relativexzentrizität die Plattenlänge l , die Kanalausladung L , also auch der obere Grundschieberspiegel und damit die Reibungsarbeit zu. Die zweckmäßigsten Abmessungen sind für die jeweilige Füllung besonders zu suchen; meist eilt das Expansionsexzenter um 180° vor.

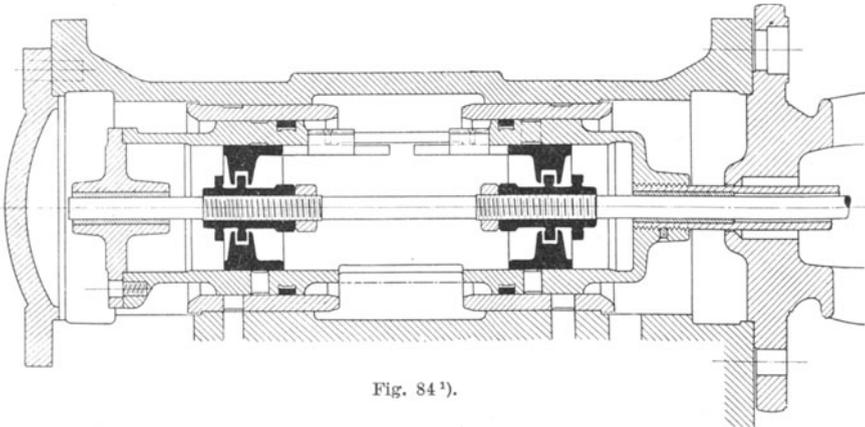
¹⁾ Watzinger, Z. Ver. deutsch. Ing. 1906, S. 115.

Die Anwendung der Schieberellipse auf Expansions-Steuerungen behandelt Fig. 82. Zunächst wird nach der auf S. 25 gegebenen Anweisung die Grundschieber-Ellipse entworfen. In Fig. 82 ist die Schlußlinie für eine Füllung von 30 v. H. eingetragen. Die Strecken y' , y'' ,

Fig. 83¹⁾.

um die nach 10 und 20 v. H. Kolbenweg die Plattenkante von der Durchlaßkanalkante entfernt ist, werden im Müllerschen Schieberdiagramm gefunden und in ersichtlicher Weise auf den betreffenden Kolbenstellungen der Schieber-Ellipse aufgetragen.

In Fig. 82 ist die Ellipse der Dampfgeschwindigkeiten nach Fig. 15

Fig. 84¹⁾.

ingezeichnet. Ihr Schnittpunkt d mit der Schlußlinie gibt für 30 v. H. Füllung die Kolbenstellung an, bei der die Drosselung beginnt.

Da bei dem kleinen Gewindedurchmesser der Schieberstange eine große Anzahl von Umdrehungen für die Einstellung verschiedener Füllungen nötig ist, so kann die Meyer-Steuerung nicht unmittelbar vom Regulator verstellbar werden. Hierzu geeignete Ausführungsformen sind in Fig. 83—86 dargestellt.

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik Pokorny & Wittekind. Frankfurt-Bockenheim. Maßstab der Fig. 83 1 : 5.

Der Umfang der Schraube ist vergrößert. Der Winkel, um den die Schieberstange vom Regulator zu verdrehen ist, wird um so kleiner, je größer der Gewindedurchmesser und je steilgängiger die Schraube ist. Um durch Selbstsperrung die Rückwirkung der Steuerung auf den Regulator auszuschließen, muß die Schraubensteigung $\frac{h}{d\pi} < 1:7$ sein. Für eine Verschiebung $l = x + y$ muß die Schieberstange um einen Winkel $\alpha = \frac{x + y}{h} \cdot 360$ verdreht werden.

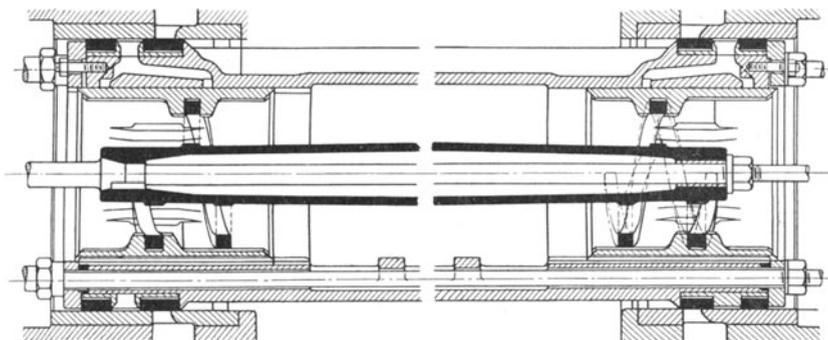


Fig. 85 1).

Fig. 86 zeigt eine Ausbildung der Meyer-Steuerung, bei der die Anwendung einer Verschraubung vermieden wird. Jeder der beiden Expansionsschieber wird von einer besonderen Schieberstange gefaßt, die nach Fig. 87 an den Enden eines vom Expansionsexzenter gesteuerten Kreuzhebels angreifen. Wird dieser vom Regulator verdreht,

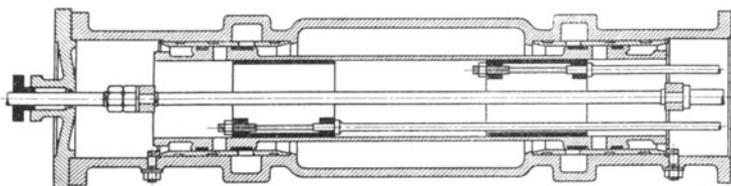


Fig. 86 2).

so bewegen sich die Expansionsschieber in entgegengesetzter Richtung und ändern derart die Kantenentfernung.

Die Schieber nach Fig. 83—85 werden vielfach mit mehrfacher Einströmung am oberen Grundschieberspiegel ausgeführt, so daß bei gleichen Strömungsquerschnitten die Kanalweite infolge der größeren Gesamtkanallänge verringert werden kann. Wegen des mit der Kanal-

¹⁾ Hochdrucksteuerung der Maschinenfabrik G. Kuhn. Stuttgart-Berg. Maßstab 1 : 12.

²⁾ Walzenzugmaschinen-Steuerung von Sack & Kiebelbach. Düsseldorf-Rath. Maßstab 1 : 25.

weite sich verkleinernden Maßstabes des Relativkreises nehmen die Verstellung, die Strecken x und y und die Relativexzentrizität ab.

Ist die Eröffnung n fach, also $a_0 = \frac{a}{n}$, so wird die Expansionsplattenlänge

$$l = \frac{x + a + R}{n} + \sigma, \text{ die Kanal-Ausladung } L = l + \frac{y}{n}.$$

Der Expansionschieber steuert bei doppelter Einströmung mit zwei Kanten, der äußeren

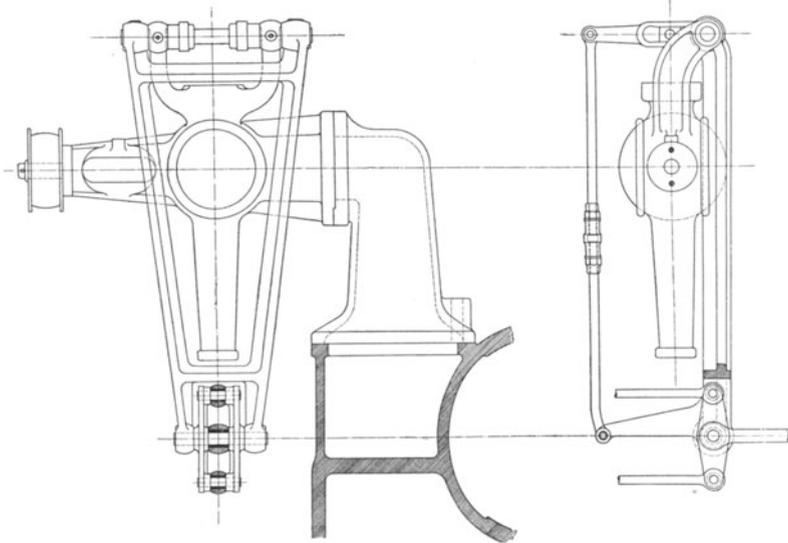


Fig. 87.

und einer zweiten, welche die Begrenzung einer Lücke von der Weite s bildet. Durch diese Lücke darf der Durchlaßkanal nicht unzulässig verengt werden, ein Fall, der am ersten bei größter Füllung eintritt. In Fig. 88 sind die Schieber in ihrer Mittellage bei Einstellung auf Maximalfüllung wiedergegeben.

Beim Linksgang des Expansionschiebers wird der rechte Zweig des Durchlaßkanals von der Kante α am Ende der Füllung ordnungsgemäß geschlossen.

Soll beim Rechtsgang die Kante β den Durchlaßkanal nicht verengen, so muß die Lücke die gezeichnete Weite $s = R_1 + y_1$ haben. Da die Erfüllung dieser Bedingung zu übermäßigen Schieberlängen führt, so läßt man den Schiebermitte

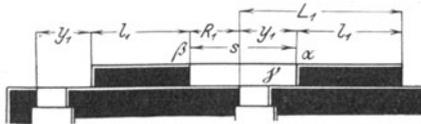


Fig. 88.

nächstliegenden Durchlaßkanal erst dann freilegen, wenn die Kolbengeschwindigkeit größer als $\frac{c_{\max}}{n}$ wird. Erst bei dieser Geschwindigkeit

treten im äußeren Durchlaßkanal von der Weite $\frac{a}{n}$ Dampfgeschwindigkeiten auf, die größer als die rechnermäßig vorgesehenen sind und stärkere Dampfrosselung verursachen.

Bei der Linksbewegung des Expansionssschiebers wird der innere Durchlaßkanal geöffnet, wenn die Expansionsschieberkante über der rechten Kanalkante γ steht, und geschlossen, wenn Kante α die linke

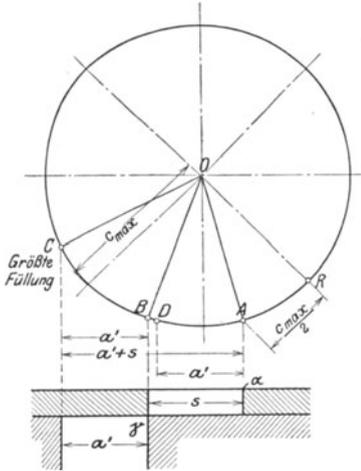


Fig. 89.

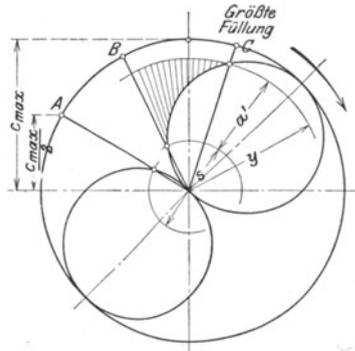


Fig. 90.

Durchlaßkanalkante deckt. Die Eröffnung dauert also während des Schieberweges $s + a_0$ an, wenn $a_0 =$ Weite des Durchlaßkanals.

In den Fig. 89—90 ist die Abmessung der verkleinerten Lückenweite an Hand der Diagramme von Müller und Zeuner festgestellt.

In *A* beträgt die Kolbengeschwindigkeit $\frac{C_{max}}{2}$, und es muß die Freilegung des Kanals beginnen. In der Lage *OD* des Relativexzenter ist der Durchlaßkanal vollständig geöffnet, wird von *B* ab wieder verengt und ist in *C*, größter Füllung entsprechend, wieder geschlossen.

Für das Zeuner-Diagramm in Fig. 90 sind die gleichen Bezugszeichen wie in Fig. 89 gewählt. Durch die Schnittpunkte der Strahlen *OA* und *OB*, die Eröffnung und beginnende Verengung des Durchlaßkanals bezeichnen, mit dem Relativexzenterkreis werden von *O* aus Kreise gelegt, welche die Abmessung *s* unmittelbar angeben.

Die Lückenweite *s* wächst mit der Anzahl *n* der Kanäle. Je größer *n*, um so mehr nähert sich der Punkt *A* dem Punkte *R*, Fig. 89. Überdies wird *a'* kleiner, so daß infolge der unveränderten Exzenterstellung *OC* die Strecke *s* aus beiden Gründen zunehmen wird. Die Lückenweite

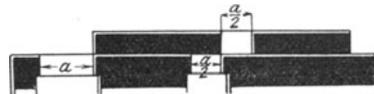


Fig. 91.

kann nach Fig. 91 verkleinert werden, und zwar auf $\frac{a}{n}$, wenn der äußere Kanal mit der vollen Weite a ausgeführt wird. In der gezeichneten Lage beider Schieber beginnt die Schließung des äußeren Kanals und die Freilegung des inneren Kanals. Dieser wird während des Schieberweges $\frac{a}{2}$ stets um so viel geöffnet, als ersterer zugeschoben wird. Nach Zurücklegung des Weges $\frac{a}{2}$ wird der Durchlaßkanal ebenso schnell wie bei der Ausführung nach Fig. 88 geschlossen.

Die Rider-Steuerungen.

Auch diese stellen eine Abart der Meyer-Steuerung dar, indem die verstellende Schraube eine weitere Vergrößerung des Durchmessers dadurch erfahren hat, daß die Schraubengänge an die Kanten des Expansionsschiebers verlegt sind. Der Winkel, um den der Regulator die

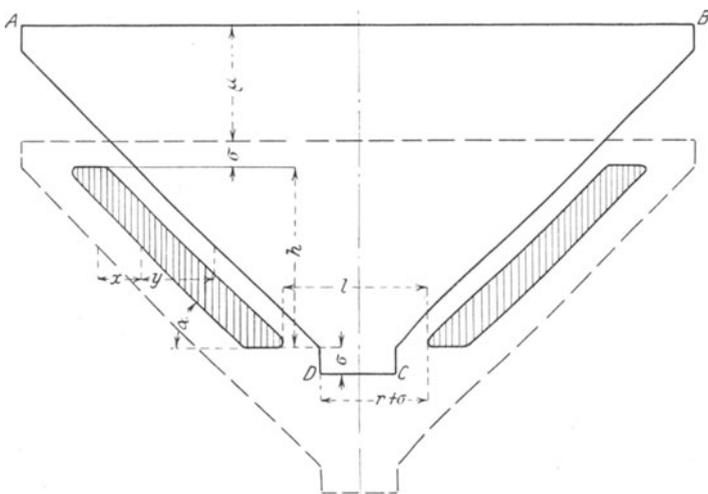


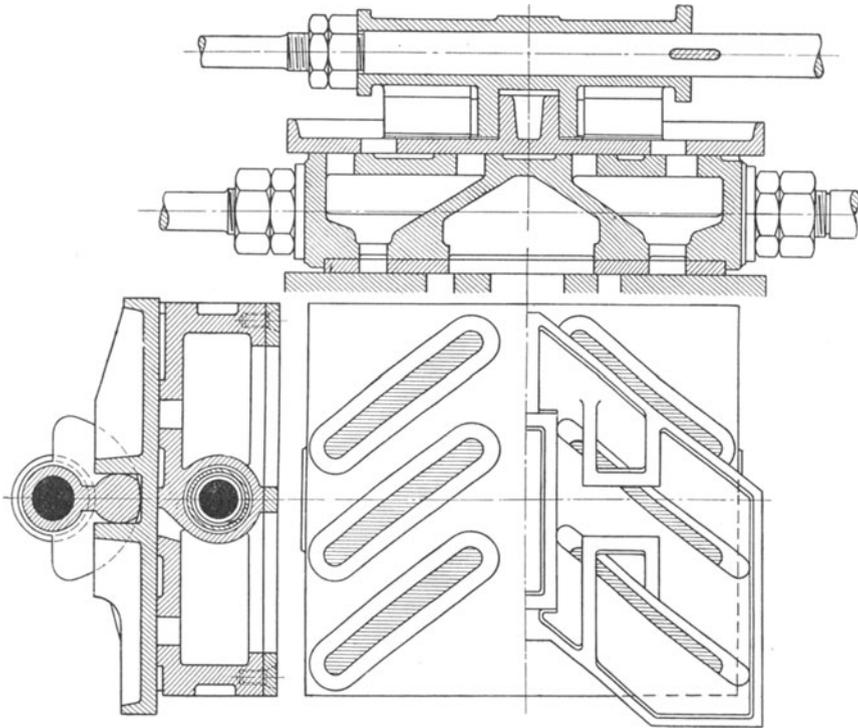
Fig. 92.

Schieberstange verdrehen muß, wird kleiner als bei den vorbesprochenen Ausführungen.

Fig. 92 zeigt die einfachste Ausführungsform. Die Durchlaßkanäle laufen an der oberen Mündung schräg aus, und die Kanten des dreieckigen oder trapezförmigen Expansionsschiebers sind diesen schrägen Mündungen parallel. Wird der Expansionsschieber senkrecht zu der ihm vom Expansionsexzenter erteilten, hin- und hergehenden Bewegung um die Strecke u verschoben, so ändert sich wie beim Meyerschieber die Kantenentfernung um insgesamt $(x + y)$.

Der in Fig. 92 schematisch dargestellte Flach-Riderschieber wird vielfach mit geteiltem Durchlaßkanal, also mehrfacher Kanal-

eröffnung, ausgeführt, Fig. 93. Auf der Expansionsschieberstange sitzen zwei halbkreisförmige Mitnehmer, die den Expansionsschieber in der Richtung der Schieberstange bewegen, während die hierzu senkrecht gerichtete Verstellung durch den Regulator mittelst zweier Nocken, die an den Mitnehmern außen angesetzt und zwischen wagerechten Ansätzen am Expansionsschieber gelagert sind, erfolgt.

Fig. 93¹⁾.

Die Expansionsschieber der Ridersteuerungen werden entweder halbzylindrisch oder als ganz entlastete Kolbenschieber bei entsprechender Gestaltung des Grundschieberspiegels ausgeführt. Für die halbzylindrische Bauart nach Fig. 94 stellt dann Fig. 92 eine Abwicklung des Expansionsschiebers und der Durchlaßkanäle in die Ebene dar. Weitere Ausführungsformen dieser Rider-Rundschiebersteuerungen, wie sie im Gegensatz zu den Rider-Flachschiebersteuerungen nach Fig. 93 genannt werden, zeigen die Fig. 94—99, während die Fig. 100—102 Abwicklungen derartiger Schieber wiedergeben.

Fig. 95 zeigt eine seltenere Bauart, bei der nur der Expansionsschieber als Kolbenschieber ausgebildet ist. In der Abwicklung des

¹⁾ Hochdrucksteuerung der Maschinenbau-Anstalt vorm. Swiderski. Leipzig-Plagwitz. Maßstab 1 : 6.

Expansionsschiebers zeigt sich dieser aus einer trapezförmigen Fläche, die den steuernden Schieber darstellt, und einer schmälern rechteckigen Fläche, die nur zur Entlastung dient, zusammengesetzt. Da der in

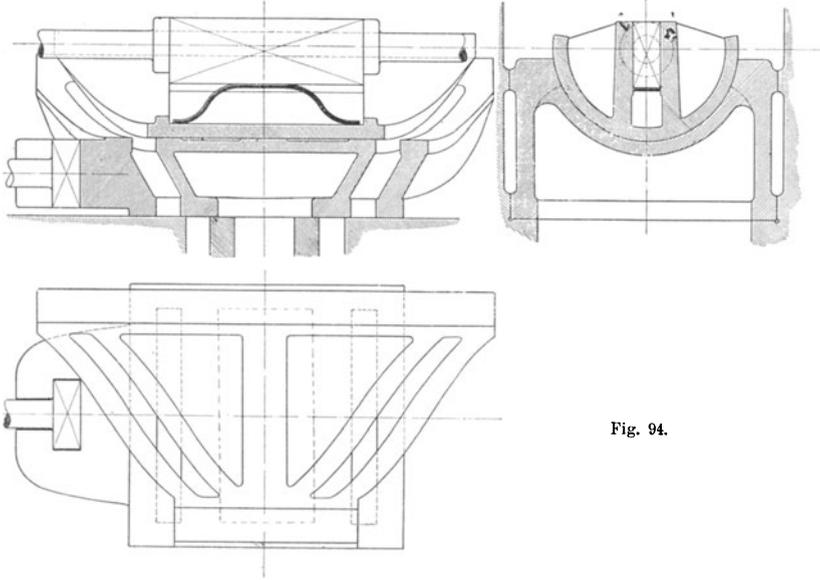
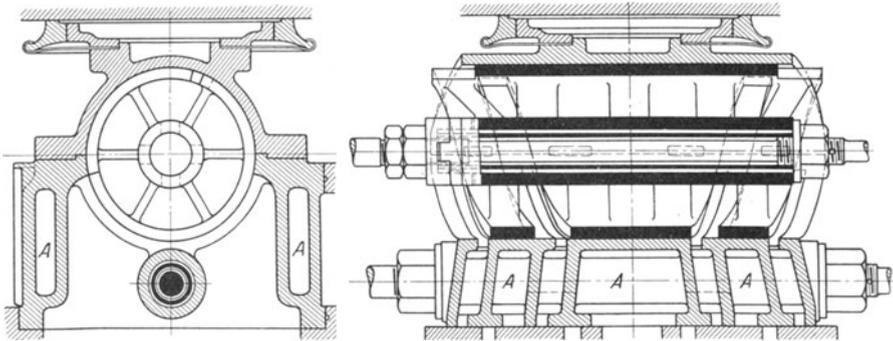


Fig. 94.

den Durchlaßkanälen des Grundschiebers herrschende Dampfdruck vor Abschluß der Grundschieberfüllung veränderlich ist und am Expan-

Fig. 95¹⁾.

sionsschieber nicht ausgeglichen wird, so ist die Entlastung keine vollständige.

In Fig. 95 arbeitet der Grundschieber mit doppelter Ein- und Ausströmung. Zu diesem Zweck ist der Dampfkanal des Zylinders an

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik K. & Th. Möller. Brackwede. Maßstab 1 : 10.

der Mündung wie beim Pennschen Schieber gegabelt. Im Grundschieber selbst sind die zwischen den Durchlaßkanälen gelegenen Auspuffräume A mit der Schiebermuschel durch seitliche Kanäle verbunden.

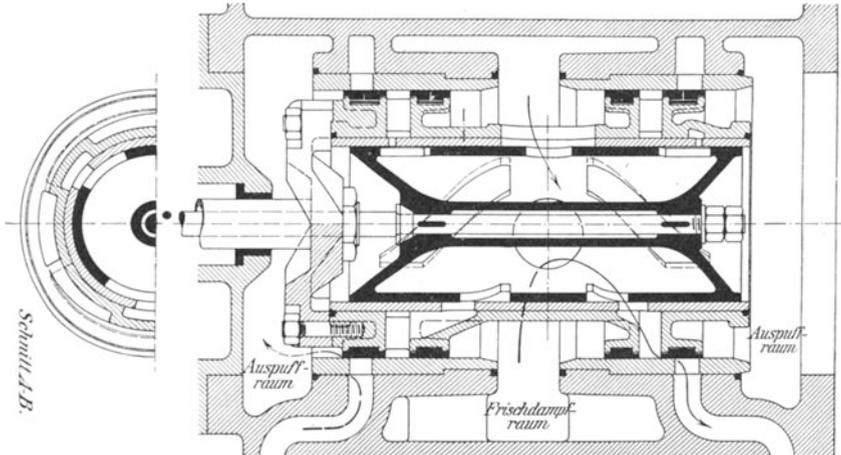
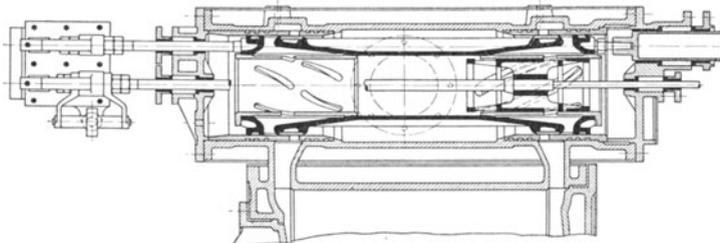


Fig. 96.

Die Ausführungen nach Fig. 96 bis 99 weisen vollständige Entlastung auf. Die schrägen Durchlaßkanäle des ebenfalls als Kolbenschieber ausgeführten Grundschiebers umfassen den Expansionschieber, so daß die in den Durchlaßkanälen auftretenden Dampfdrucke sich in ihrer Wirkung auf den Expansionschieber gegenseitig aufheben.

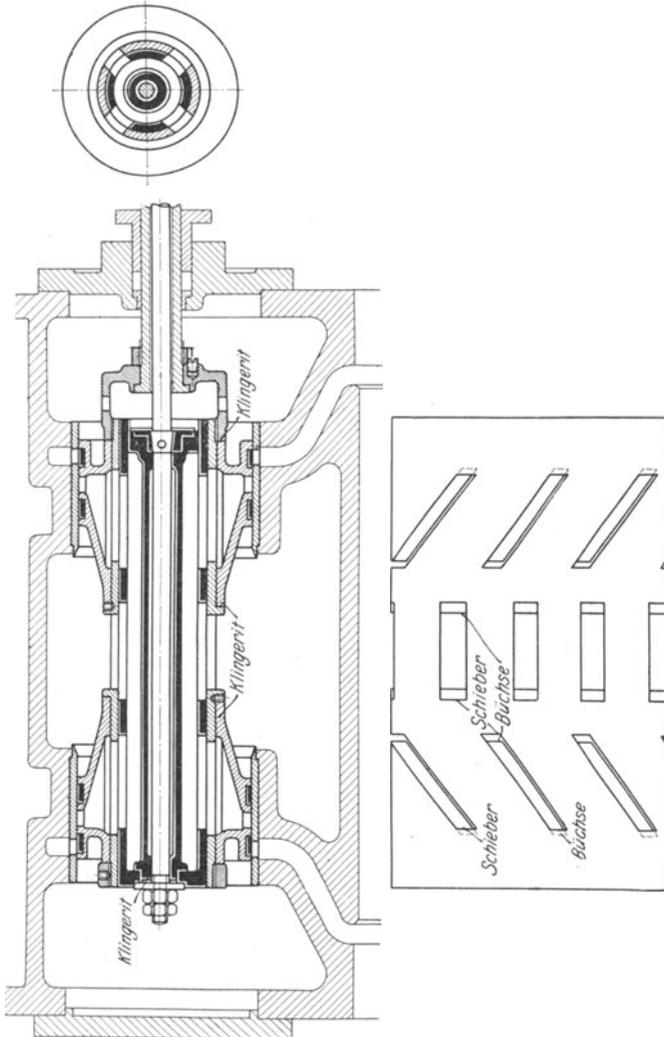
Fig. 97¹⁾.

Die Bauart nach Fig. 96 zeigt innere, Fig. 97 äußere Einströmung an beiden Schiebern. Bei der Rider-Steuerung nach Stein, Fig. 98, strömt der Frischdampf durch rechteckige Schlitz in Buchse und Expansionsschieber-Umfang zu. Die Weite dieser Schlitz ist so bemessen, daß sie bei kleineren Füllungen infolge der Verdrehung durch den Regulator verengt werden, so daß der zuströmende Dampf stark gedrosselt und der Leerlauf verbessert wird. Um eine Verengung durch die hin-

¹⁾ Walzenzugmaschinen-Steuerung der Maschinenfabrik Sack & Kiebelbach. Düsseldorf-Rath. Maßstab 1 : 35.

und hergehende Bewegung zu vermeiden, müssen die Schlitz im Expansionschieber um die doppelte Relativexzentrizität größer sein als die in der Buchse.

Bei der von Doerfel eingeführten „Zweikammer-Bauart“ nach Fig. 99 ist der Expansionschieber in einem besonderen Gehäuse unter-



gebracht und gleitet in einer mit schrägen Schlitz versehenen, feststehenden Buchse. Die Schieber erhalten bei guter Zugänglichkeit einfache Formen und kleinsten Durchmesser, auch werden die Angriffe der Stangen sehr einfach. (Fig. 99 zeigt ebenso wie Fig. 98 den in

der Praxis üblichen Ersatz der schraubenförmigen Kantenlinien durch einen über die achsiale Länge der Kanäle sich erstreckenden Schnitt durch den Expansionsschieber.)

Das Schieberdiagramm der Rider-Steuerung ist in derselben Weise wie das der Meyer-Steuerung, Fig. 78, aufzuzeichnen; aus dem Diagramm sind die Schiebermittelabstände x und y für kleinste und größte Füllung zu entnehmen. Die oberen, schrägen Durchlaßkanäle müssen den Querschnitt $F = a \cdot h$ aufweisen, wobei die Kanalweite a in der Schieberbewegungsrichtung, h also senkrecht zu dieser

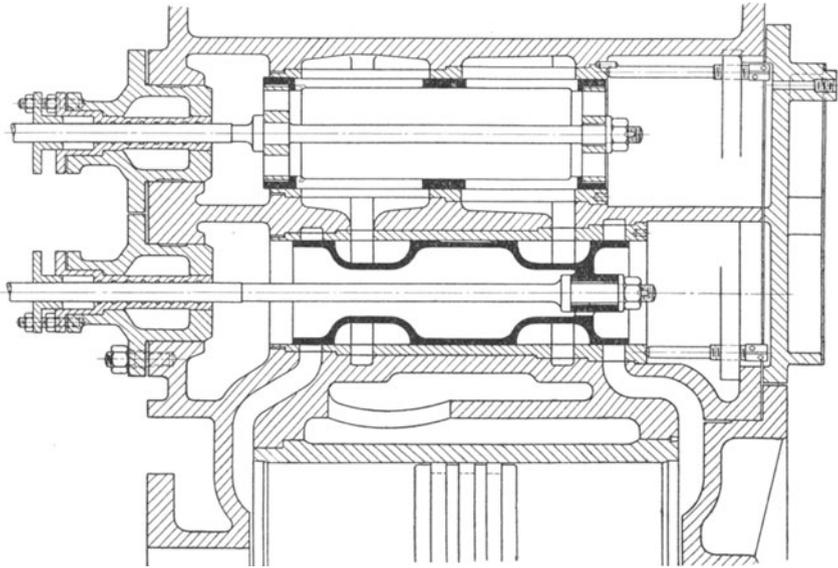


Fig. 99¹⁾.

gemessen wird. Der Steigungswinkel α beträgt $50-60^\circ$. Die vom Regulator zu bewirkende Verstellung hat die Größe $u = (x + y) \cdot \operatorname{tg} \alpha$. Für kleinere Werte von α wird sonach der Verstellungsweg kleiner, andererseits nehmen die Schieberlänge und damit die Abmessungen des Schieberkastens zu. Die Länge des Schiebers ergibt sich aus der Zeichnung zu $H = h + u + 2\sigma$. Die Sicherheitsdeckungen σ sind vorzusehen, damit der Schieber in seiner höchsten Lage die Durchlaßkanäle unten, in der tiefsten Lage die Kanäle oben nicht freilegt.

In Fig. 92 sind beide Schieber mit zusammenfallenden Mittellinien gezeichnet. Aus dieser Mittellage geht der Expansionsschieber gegenüber dem stillstehend gedachten Grundschieber um die Relativexzentrizität r nach jeder Seite heraus, wobei z. B. die linke Kante D den rechten Durchlaßkanal nicht eröffnen darf, ein Fall, der am leichtesten bei Einstellung auf größte Füllung eintritt. Aus diesem Grunde

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik K. & Th. Möller. Brackwede. Maßstab 1 : 10.

müssen in Fig. 92 die bezeichneten Kanalkanten um $r + \sigma$ voneinander entfernt sein. Daraus folgt der notwendige Abstand der Durchlaßkanäle unten zu $l = r + \sigma + y - a$.

Bei der Aufrollung der in Fig. 92 dargestellten Abwicklung sollen sich die Durchlaßkanäle über einen Winkel erstrecken, der kleiner als 180° ist, da sonst an den Kanalenden der erforderliche Dichtungsdruck fehlt. Zweckmäßig wählt man für die Durchlaßkanäle einen Teil des Umfanges, der einem Winkel von $180^\circ - 2.15^\circ = 150^\circ$ entspricht. Ist d = Durchmesser des Expansionsschiebers, H = Durchlaßkanallänge, so folgt:

$$\frac{150}{360} \cdot d\pi = H; \quad d = \frac{360 H}{150 \cdot \pi} \approx 0,75 H.$$

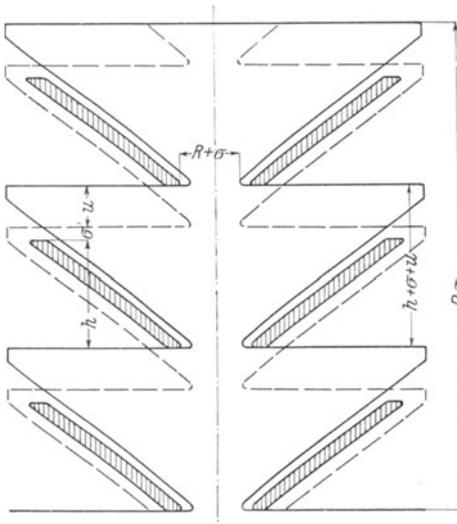


Fig. 100.

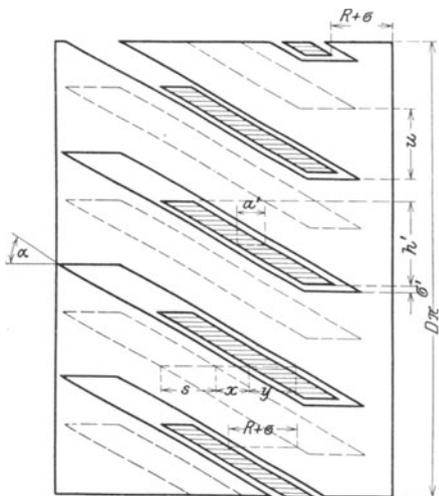


Fig. 101.

Die Expansionsschieberstange muß um den Winkel $\gamma = \frac{u \cdot 360}{d\pi}$ gedreht werden. Mit wachsendem Schieberdurchmesser nimmt der Drehwinkel ab.

In den Fig. 100—102 sind Abwicklungen von Rider-Kolbenschiebern wiedergegeben. Fig. 100 zeigt den mehrfach dreieckförmigen Schieber, dessen Durchmesser D dadurch beeinflußt wird, daß der Schieberquerschnitt genügend Fläche für den Durchtritt des Dampfes aufweist.

Es muß sein: $\frac{D^2\pi}{4} - \left[\frac{d^2\pi}{4} + n \cdot b \cdot (D - d) \right] = F$, wenn d = Nabendurchmesser, n = Anzahl der Rippen, b = Breite der Rippen, F = Kanalquerschnitt. Für Dampfzufluß von beiden Seiten ist nur die Hälfte des Querschnittes erforderlich. Die Kanallänge h wird zunächst geschätzt, woraus die gesamte Länge $h' = n \cdot h$ und die Kanalweite $a = \frac{F}{h'}$ folgen. Durch a wird der Diagramm-Maßstab und damit u festge-

legt und durch Eintragung von u und der Sicherheitsdeckung σ werden die Abmessungen des Expansionsschiebers bestimmt.

Wie aus Fig. 100 ersichtlich, muß zwischen den einzelnen Kanälen eine Strecke $u + \sigma$ bleiben, die nicht ausgenutzt werden kann und bei gegebenem Schieberquerschnitt die Gesamtlänge h' der Kanäle verkleinert, die Kanalweite a vergrößert.

Günstigere Verhältnisse schafft der Rider-Schieber mit Spalten nach Fig. 101 und Fig. 102. Die steuernden Kanten befinden sich an der Innenseite von Schlitzten. Die Entfernung $u + \sigma$ zwischen den Kanälen ist nicht mehr erforderlich, und es wird infolge bedeutend größerer Gesamtkanallänge eine wesentliche Verringerung von a erzielt. In Fig. 101 sind die Expansionsschieberstellungen für größte und kleinste Füllung eingetragen. In der tiefsten Lage für kleinste Füllung ist zu beachten, daß die nichtsteuernden Kanten der Spalten die Durchlaßkanäle bei der Verschiebung um die Relativexzentrizität R nicht mehr eröffnen. Der wagerechte Abstand genannter Kanten muß also $R + \sigma$, wie eingezeichnet, betragen. Dieselbe Entfernung muß bei getrennten Expansionsschiebern zwischen der inneren Begrenzungskante des Schiebers und den unteren Begrenzungen der Durchlaßkanäle vorhanden sein.

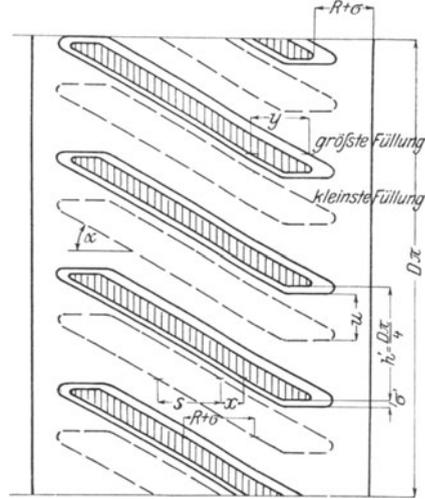


Fig. 102.

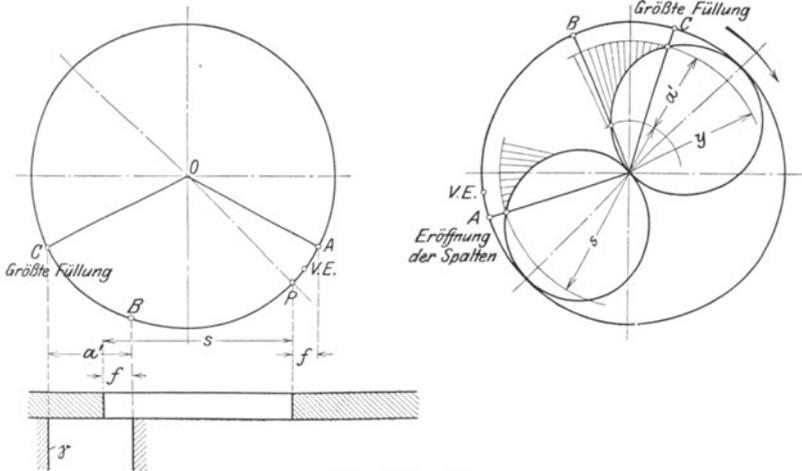


Fig. 103—104.

kante des Schiebers und den unteren Begrenzungen der Durchlaßkanäle vorhanden sein.

In Fig. 102 sind die Abmessungen so gewählt, daß bei der punktierten Lage des Expansionsschiebers die Durchlaßkanäle in ihrer senkrechten Erstreckung nur noch zum Teil freigelegt werden. Wie bei dem erwähnten Steinschen Schieber kann durch die bei kleineren Füllungen entstehende Drosselung der Leerlauf erleichtert werden. Wesentlicher ist die bessere Ausnutzung des Schieberumfangs gegenüber Fig. 101, in der die Kanäle auch bei kleinster Füllung noch auf ihrer Gesamtlänge freigelegt werden.

In den Diagrammen nach Fig. 103 und 104 ist die Lückenweite s bestimmt. Die nicht steuernde Kante des Spaltes legt den Durchlaßkanal frei, und diese Eröffnung muß spätestens bei der Kolbenlage für Voreinströmung beginnen, damit die durch den Grundschieber gegebene Voreinströmung rechtzeitig stattfinden kann. Ist in Fig. 103 $V E$ die Relativexzenterlage, bei der die Voreinströmung beginnt, so soll die Spaltkante schon in der Exzenterlage $O A$ den Durchlaßkanal eröffnen. In der der Kurbelotlage entsprechenden Exzenterstellung $O R$ ist der Durchlaßkanal um die Strecke f freigelegt, die größer als das vom Grundschieber gegebene lineare Voreilen sein soll. Von Beginn der Eröffnung des Durchlaßkanals an bis zur Schließung des letzteren wird der Schieberweg $a' + s$ zurückgelegt. Dieser Schieberweg wird als wagerechter Abstand der Punkte A und C ($OC =$ Exzenterlage für größte Füllung) gefunden und ergibt nach Abzug der bekannten Kanalweite a' die Lückenweite s .

Fig. 104 zeigt dieselbe Feststellung mit dem Zeunerschen Diagramms. In Fig. 103—104 beginnt die Zuschiebung des Durchlaßkanals in der Exzenterlage $O B$.

In Fig. 105 ist die Steigung der Kanäle ermittelt für den Fall, daß die durch die endliche Pleuelstangenlänge bedingte Ungleichheit der Füllungen beseitigt werden soll¹⁾.

Statt der geradlinigen Projektionen sind Bogenprojektionen mit dem Radius $L = 5 R$, dem üblichen Pleuelstangenverhältnis entsprechend, eingetragen. OR ist die Relativexzentrizität und die Schnittpunkte der Bogenprojektionen mit dem Relativexzenterkreis geben in ihren wagerechten Entfernungen vom senkrechten Diagrammdurchmesser die Schiebermittellentfernungen x und y auf der Kurbel- und Deckelseite für die verschiedenen Kolbenstellungen von 5 bis 90 v. H. an. Als Neigungswinkel der trapezförmigen Begrenzung des Expansionsschiebers ist für die Deckelseite 55° angenommen.

Die für die Deckelfüllungen geltenden Punkte 0,5 bis 9 des Relativexzenterkreises werden auf die unter 55° gegen die Wagerechte gezogene Schräge hinaufgelotet und durch die Schnittpunkte 0,5—9 dieser Lote mit der Schrägen wagerechte Linien gelegt, auf welche die entsprechenden Punkte 0,5' bis 9' der Kurbelfüllungen gelotet werden. Die sich ergebenden Schnittpunkte stellen in ihrer Verbindung eine Kurve dar, die durch eine Gerade so zu ersetzen ist, daß in der Nähe der meist gebräuchlichen Füllungen Kurve und Gerade sich möglichst decken.

¹⁾ Nach K. Reinhardt. Steuerungstabellen. (Berlin, Springer).

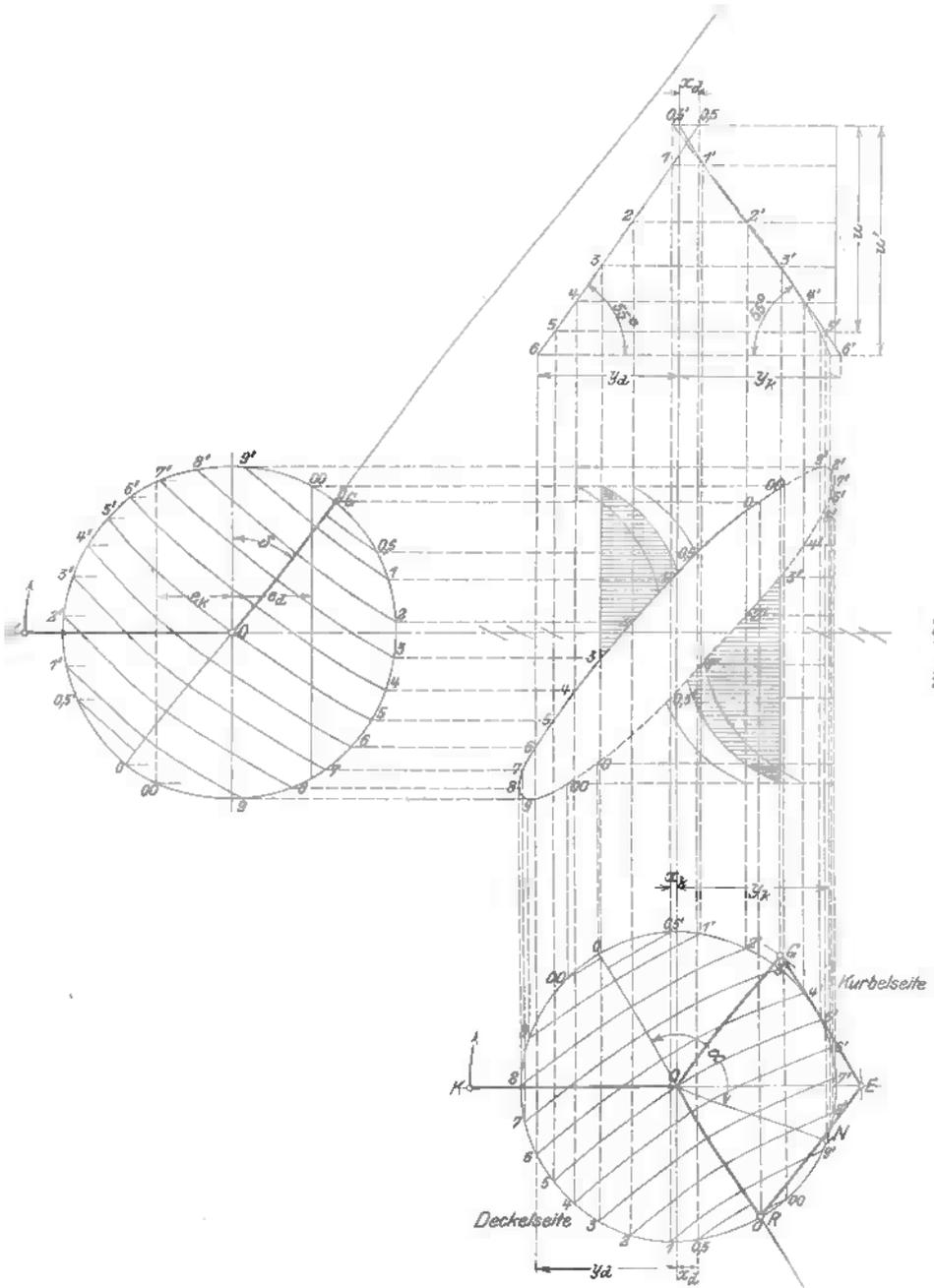


Fig. 102

Der Ersatz der Kurve durch die Gerade darf nun zunächst nicht zur Folge haben, daß die kleinste Füllung größer als die zum Leerlauf erforderliche Füllung wird. Andernfalls sind beide Geraden nach oben hin zu verlängern, wobei der Regulatorhub stark zunimmt.

Unten darf der neue Abstand y_k nicht größer als die Relativexzentrizität sein, da sonst der Durchlaßkanal dauernd geöffnet bleibt. In Fig. 105 ist y_k zu groß, so daß unter Verringerung des Regulatorhubes von u' auf u die Maximalfüllung von 60 v. H. auf 50 v. H. verkleinert worden ist. Für diese letztere Füllung wird in N der Durchlaßkanal wieder geöffnet, so daß dieser am Grundschieberspiegel geschlossen haben muß, wenn Nachfüllung vermieden werden soll. Es muß also der Winkel α größer sein als der aus dem Grundschieberdiagramm festzustellende Winkel, währenddem der Grundschieber Füllung gibt.

In Fig. 105 ist nun weiterhin eine einfache Aufzeichnung der Schlußkurven für verschiedene Füllungen angegeben. Werden die durch

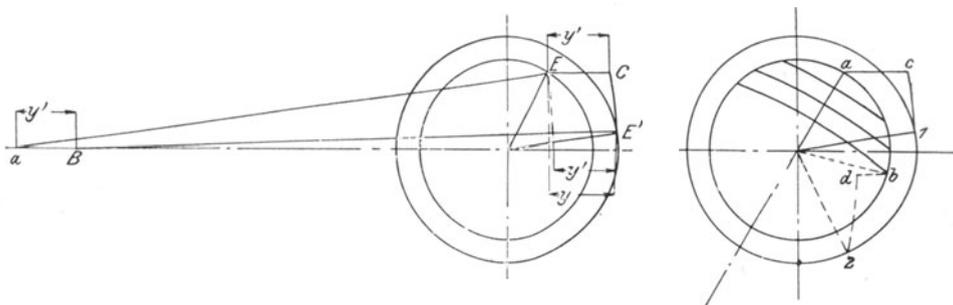


Fig. 106.

die Teilpunkte auf dem Grundschieberkreis vom Radius OG gelegten Wagerechten zum Schnitt mit den durch die gleichbezeichneten Punkte auf dem Relativexzenterkreis gelegten Senkrechten gebracht, so erhält man in der Verbindungslinie dieser Schnittpunkte eine ellipsenähnliche Kurve, deren obere, ausgezogene Hälfte auf die Deckelseite (Kolbenhingang), deren untere, gestrichelte Hälfte auf die Kurbelseite (Kolbenrückgang) sich bezieht. Die Entfernungen der auf dem Umfang der Ellipse liegenden Punkte von der durch Mittelpunkt O des Relativexzenterkreises gehenden Senkrechten geben die Schiebermittellabstände für die verschiedenen Füllungen an, woraus sich eine der Ermittlung in Fig. 78 ähnliche Aufzeichnung der Schlußlinie ergibt.

In Fig. 105 sind die Schlußlinien für 40, 30 und 20 v. H. Füllung eingezeichnet; für die Füllung von 30 v. H. sind die Kanaleröffnungen in wagerechter Schraffur angegeben; die der Voreinströmung entsprechenden Kanaleröffnungen sind durch doppelte Schraffur hervorgehoben.

Um diese Schlußlinie für 30 v. H. Füllung zu erhalten, ist durch den Ellipsenpunkt 3 eine Senkrechte zu legen. Durch den Schnittpunkt dieser Senkrechten mit der durch oo gehenden Wagerechten wird ein Kreisbogen vom Radius OG gezogen. Diese kreisbogenförmige Begrenzung der schraffierten Fläche gibt die Eröffnung des Kanals durch

den Grundschieber, die untere, ellipsenförmige Begrenzung die Schließung des Kanals durch den Expansionsschieber wieder.

Bei Berücksichtigung auch der endlichen Exzenterstangenlängen sind diese einander gleich anzunehmen, um eine einfache Aufzeichnung zu ermöglichen (Fig. 106).

Die Schiebermittelentfernung y' für die Lagen E des Grundexzenter und E' des Expansionsexzenter wird erhalten, indem mit den Stangenlängen Kreisbögen von E und E' geschlagen werden, welche die Schieberhublinie in a und B schneiden. y gibt die Entfernung im gleichen Fall für $l = \infty$ an. Wird durch E' ein Kreisbogen vom Radius l , durch E eine Wagerechte gezogen, und beide in C zum Schnitt gebracht, so ist $EC = y'$. Hieraus folgt eine einfache Konstruktion. Die zu den Stel-

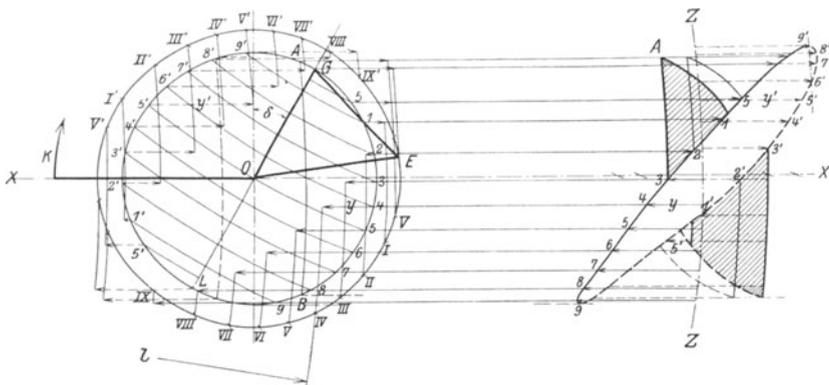


Fig. 107.

lungen a, b des Grundexzenter gehörigen Expansionsexzenterlagen werden in den Schnittpunkten $1, 2$ des Expansionsexzenterkreises mit den aus a und b mit dem Radius EE' geschlagenen Kreisbögen gefunden. Legt man durch a, b Wagerechte und durch $1, 2$ Kreisbögen vom Radius l , so erhält man die Schnittpunkte c, b , und die Strecken ac, bd geben die relativen Kantenentfernungen an.

In Fig. 107 sind die Abschlußkurven dargestellt. Die mit römischen Ziffern bezeichneten Expansionsexzenterstellungen sind in vorstehend angegebener Weise ermittelt und durch die betreffenden Punkte Kreisbögen vom Radius l gelegt worden. Die Schnittpunkte dieser Kreisbögen mit den Wagerechten durch die Grundexzenterlagen I bis 9 und I' bis $9'$ geben in ihren Abständen von den letzteren die Schiebermittelentfernungen an.

Von einem Punkt auf der wagerechten Mittellinie xx wird ein Kreisbogen zz vom Radius l geschlagen. Von diesem aus werden die relativen Kantenentfernungen aufgetragen und zwar nach der durch die Pfeilstriche im Schieberkreise angegebenen Richtung hin. Die Endpunkte liegen auf einer der Ellipse in Fig. 105 ähnlichen Kurve.

Soll z. B. die Schlußkurve für 30 v. H. Füllung angegeben werden, so wird durch Punkt 3 der Kurve ein Kreisbogen vom Radius l und durch Endpunkt A ein Kreisbogen vom Radius OG gelegt.

Die Kanalsteigung wird wie in Fig. 105 ermittelt, nur daß hier die durch Bogenprojektionen (vom Radius l) festgestellten Kantenabstände einzusetzen sind, und zwar unabhängig vom Grundschieberdiagramm, da die Abstände von einem Kreisbogen $z z$ abgetragen werden.

In Fig. 108 und 109 ist die Exzentraufkeilung behandelt. In Fig. 108 stellen die Linien OG , OE und OR die in Betracht kommenden Exzenter für äußere Einströmung an beiden Schiebern dar. Arbeiten beide Schieber mit innerer Einströmung, so sind die Exzenter nach dem stärker ausgezogenen Diagramm aufzukeilen, also sämtlich um 180° zu drehen. Innere Einströmung an beiden Schiebern braucht sonach im Schieberdiagramm nicht berücksichtigt zu werden, dieses ist in derselben Weise wie bei äußerer Einströmung aufzuzeichnen.

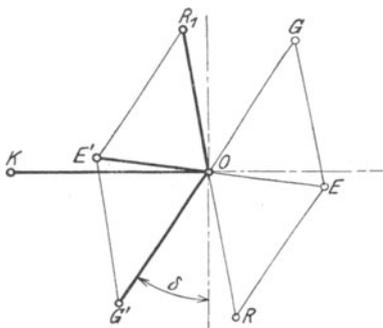


Fig. 108.

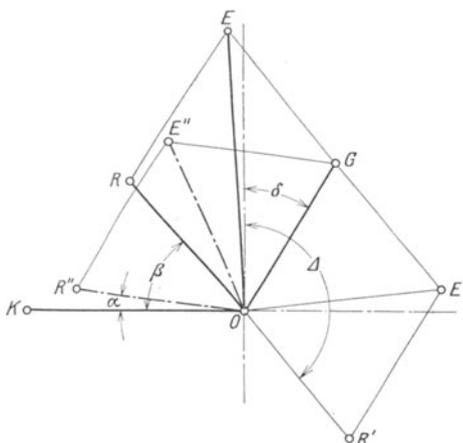


Fig. 109.

Bei innerer Einströmung am Expansionsschieber allein eilt das Grundexzenter um $90^\circ + \delta$ vor, während das Relativexzenter eine der Relativexzenterstellung OR' bei äußerer Einströmung diametral entgegengesetzte Lage OR einnehmen muß. Wird für einen bestimmten Fall gleiche Größe und Lage des Relativexzentrums sowohl für innere wie für äußere Einströmung angenommen, so würde nach Fig. 109 das Relativexzenter der Kurbel um den Winkel β voreilen und das Expansionsexzenter müßte die Größe OE erhalten. Zur Verringerung der Expansionsexzentrizität führt man der Kurbel um einen kleineren Winkel (α) voreilende Relativexzenter (OR'') oder auch der Kurbel nachteilende Relativexzenter aus.

2. Zweischiebersteuerungen mit Veränderung von Hub und Voreilwinkel des Expansionsschiebers.

Bei diesen Steuerungen ist das Grundexzenter OG meist fest aufgekeilt, während Hub und Voreilwinkel des Expansionsschiebers durch eine vom Flachregler bewirkte Verdrehung oder Verschiebung des Expansionsexzentrums geändert werden. Die je nach Art der Exzenter-

verstellung hervorgerufene Änderung der Relativexzentrizität ist in den Fig. 110—113 dargestellt.

In Fig. 110 dreht sich das Expansionsexzenter um das Grundexzenter und die Scheitelkurve der Relativexzenter ist ein Kreisbogen

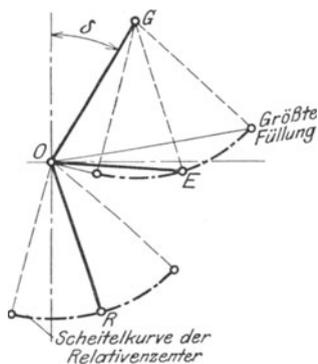


Fig. 110.

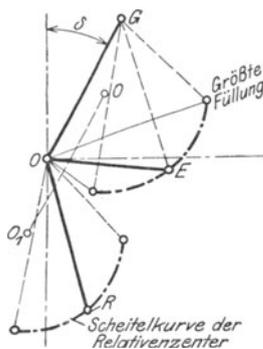


Fig. 111.

um den Wellenmittelpunkt O , während bei der Verdrehung des Expansionsexzenter um einen beliebigen Punkt O , Fig. 111, die Relativexzenter sich um O_1 drehen.

In den Fig. 110 und 111 wie auch bei der geradlinigen Verschiebung in Fig. 112 zeigt sich, daß die Scheitelkurven von Expansions- und

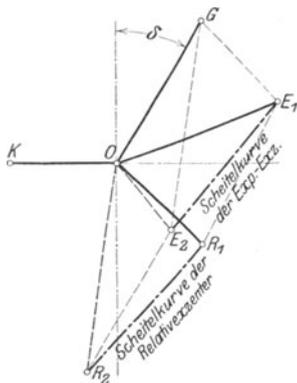


Fig. 112.

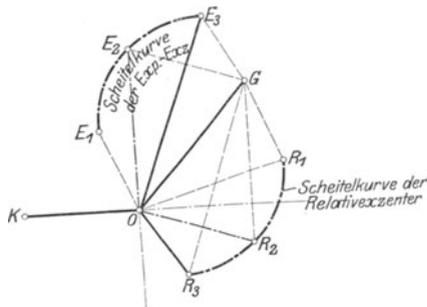


Fig. 113.

Relativexzenter übereinstimmen. Der Mittelpunkt der Relativexzenter-Scheitelkurve liegt auf einer Parallelen zum Grundexzenter und ist um dessen Länge vom Mittelpunkt der Expansionsexzenterkurve entfernt. Fig. 113 behandelt innere Einströmung am Expansionsschieber allein.

Eine hierhin gehörige Steuerung zeigt Fig. 114. Der Grundschieber ist als Flachschieber, der Expansionsschieber als entlasteter Kolbenschieber ausgeführt. In der gezeichneten Mittellage sind die Durchlaßkanäle um die Strecke y geöffnet. In den entsprechenden

Schieberdiagrammen nach Fig. 115 und Fig. 116 dreht sich bei der Verstellung des Expansionsexzenters das Relativexzenter um O' . Be-
findet sich das Relativexzenter in $O R$, so muß der Expansionsschieber

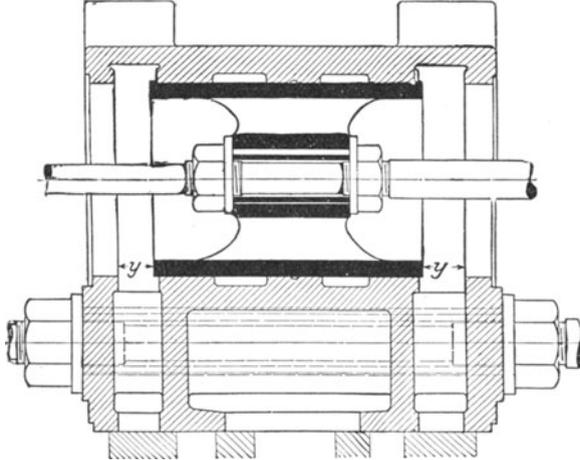


Fig. 114.

einen Weg $a + y$ zurücklegen, ehe der Durchlaßkanal geschlossen wird. Durch Loten des Punktes O auf die Verlängerung von $R O$ wird in $R m$ der Kolbenweg während der Füllung gefunden.

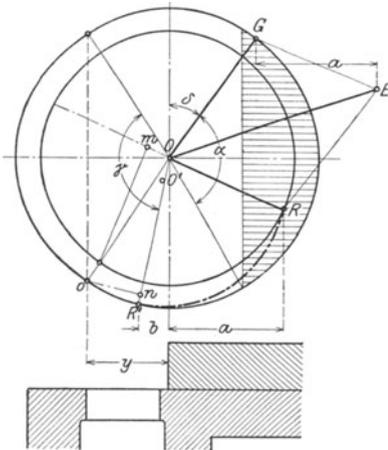


Fig. 115.

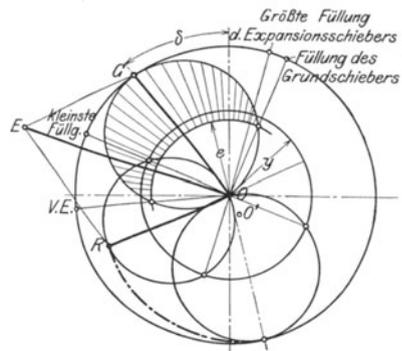


Fig. 116.

Die kleinste Füllung $R' n$ wird erhalten, wenn der Flachregler das Expansionsexzenter so eingestellt hat, daß bei Kurbelotlage das Relativexzenter die Lage $O R'$ einnimmt. Hierbei ist der Kanal um die Strecke b verdeckt und bis zum Füllungsschluß braucht nur der

Expansionsschieberweg ($y - b$) zurückgelegt zu werden. Unzeitige Wiedereröffnung des Durchlaßkanals ist am meisten bei kleinster Füllung

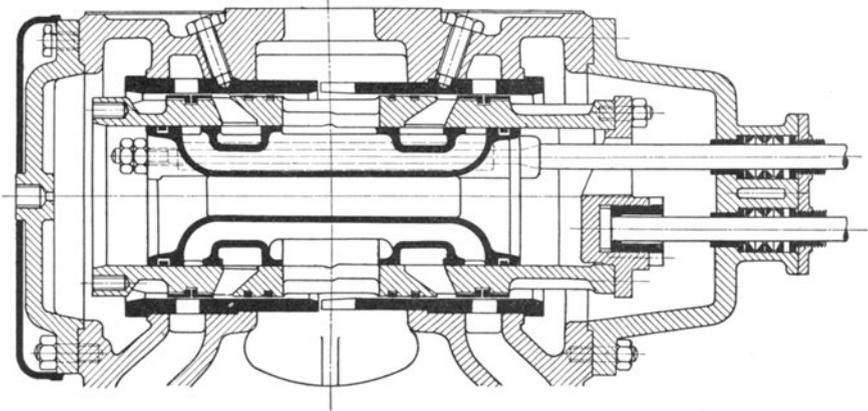


Fig. 117.

zu befürchten. Dementsprechend muß der Winkel γ , nach dessen Zurücklegung der Durchlaßkanal wieder freigelegt wird, größer als Winkel α sein, währenddem der Grundschieber Füllung gibt.

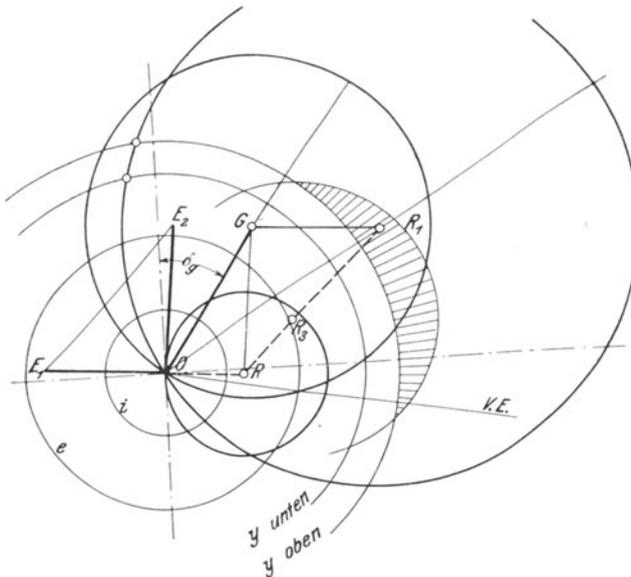


Fig. 118.

Wird im Diagramm, Fig. 115, das Expansionsexzenter so weit verstellt, daß bei Kurbelotlage das Relativexzenter in $O o$ steht, so ist der Kanal geschlossen und absolute Nullfüllung vorhanden. Vorher

sind jedoch die Durchlaßkanäle mit Frischdampf aufgefüllt worden, der bei Beginn der durch den Grundschieber gegebenen Voreinströmung in den Zylinder strömt und die Maschine, falls Kondensation vorhanden, trotz höchster Regulatorstellung zum Durchgehen bringen kann. Absolute Nullfüllung erfordert sehr großen Muffenhub des Reglers. Dieser Nachteil wird bei der in Fig. 117 dargestellten Steuerung von Stein vermieden, deren Expansionsschieber in der relativen Mittellage die Durchlaßkanäle überdeckt. Beide Schieber arbeiten mit innerer Einströmung; der Expansionsschieber gibt doppelte Eröffnung.

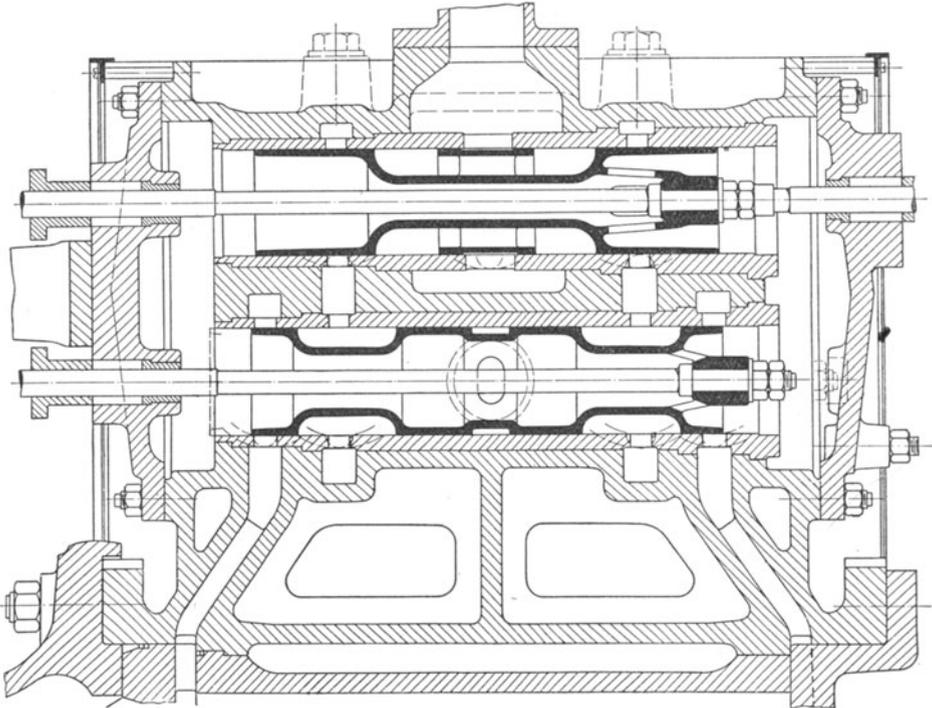
Fig. 119.¹⁾

Fig. 118 zeigt das Zeunersche Diagramm einer Steinschen Steuerung mit äußerer Einströmung am Grundschieber, wobei das Grundexzenter OG in üblicher Weise aufgekeilt ist. Der Flachregler verstellt das nacheilende Expansionsexzenter auf einer Geraden $E_1 E_2$ so, daß es bei der größten Füllung die kleinste Länge OE_1 hat und mit der Kurbel ungefähr gleichgerichtet ist. Bei der kleinsten Füllung eilt das Expansionsexzenter OE_2 um 90° vor. Die entsprechenden Relativexzenter sind OR und OR_1 . Die Strahlen, deren Länge bei zweifacher Einströmung zu verdoppeln ist, geben die freigelegten Kanalweiten für eine Zwischenlage OR_2 des Relativexzentrums an. In Fig. 118 liegt der kleinste Relativexzenterkreis vom Radius OR innerhalb der y -Kreise,

¹⁾ Ausführung der Dingerschen Maschinenfabrik, Zweibrücken.

die für den Ausgleich der Füllungen verschieden sind. Der Grundschieberkanal wird also überhaupt nicht mehr geöffnet und seine Auffüllung vermieden.

Im Gegensatz zu der Steuerung nach Fig. 114 gehören bei der Steinschen Steuerung die kleinen Exzenter zu den kleinen Füllungen, so daß durch die entstehende Dampfdrosselung der Leerlauf gesichert wird.

In Fig. 119 ist die Doerfel'sche Zweikammerbauart dargestellt. Um eine gute Abdichtung zu erhalten, wird die Dampfeinströmung in den Expansionsschieberraum durch einen besonderen Ring gesteuert. Da sich der Expansionsschieber in der festen Buchse bewegt, so tritt keine Relativbewegung auf. Die Aufkeilung des Expansionsexzenters ist aus Fig. 120 ersichtlich. Absolute Nullfüllung wird dadurch ermöglicht, daß die kleinsten Exzenter kleiner als die Überdeckungen e_k und e_d sind.

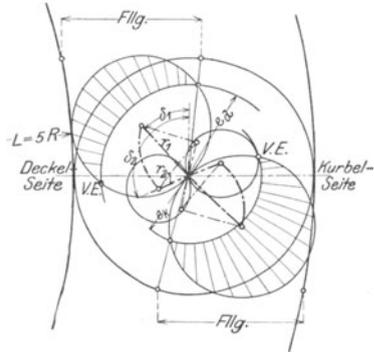


Fig. 120.

Eine mit der Zweikammersteuerung in der Wirkungsweise grundsätzlich übereinstimmende Einkammersteuerung zeigt Fig. 121. Der

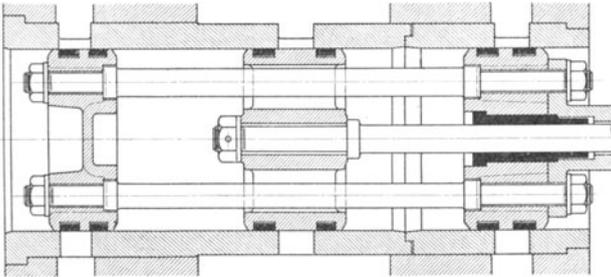


Fig. 121¹⁾.

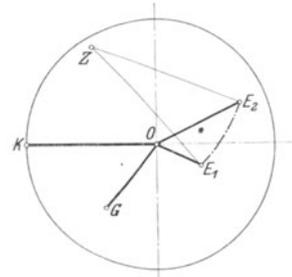


Fig. 122.

mit innerer Einströmung arbeitende Grundschieber besteht aus zwei miteinander verbundenen Kolben. Der Expansionsschieber steuert den Dampfzufluß zu dem zwischen beiden Grundschieberkolben gelegenen Dampfraum, der bis zum Schluß der vom Grundschieber gegebenen Füllung einen Teil des schädlichen Raumes bildet. Diese Ausführungsform hat den Nachteil, daß die beiden Flächen der Schieber ungleichen und plötzlich wechselnden Drücken ausgesetzt sind, was auf den Steuerungsantrieb und auf den Flachregler rückwirkt.

Fig. 122 zeigt die zu diesem Schieber gehörige Exzenteraufkeilung. Grundexzenter $O G$ eilt der Kurbel $O K$ um $90^\circ - \delta$ nach; das Expansionsexzenter wird vom Flachregler um den Aufhängepunkt Z gedreht.

¹⁾ Steuerung von E. Leutert. Halle a. S. Maßstab 1 : 5.

3. Die Ausführung und Einstellung der Doppelschieber-Steuerungen.

Bei den verhältnismäßig schmalen Expansionsplatten der Meyer-Steuerung ist besonders darauf zu achten, daß das durch die Schieberreibung verursachte Kippmoment zur Vermeidung ungleicher Abnutzung durch kleinen Abstand der Schieberstange von der Gleitfläche möglichst verringert wird. Die Mitnehmermuttern sollen so mit den Platten verbunden sein, daß diese vom Dampfdruck gegen den Grundschieberspiegel gepresst werden. Um die Mitnehmermuttern auf die entgegengesetzt geschnittenen Gewinde bringen zu können, werden sie entweder zweiteilig ausgeführt und die beiden Hälften miteinander verschraubt, oder es wird die Schieberstange zwischen den Gewinden geteilt. Mitunter werden die Gewinde mit verschiedenem Durchmesser, also ungleicher Steigung hergestellt, so daß die Mutter mit größerem Gewinde über das kleinere gestreift werden kann. In diesem Fall wird das hintere Ende der Schieberstange außerordentlich dünn, wenn die Stange vorne nicht mit übermäßig großem Durchmesser ausgeführt wird.

Besonders empfehlenswert ist die Anordnung nach Regnier, der zwei besondere Buchsen (aus Bronze) mit Gewinde durch Keile mit der glatten Schieberstange verbindet.

Auf dem oberen Grundschieberspiegel sind Leisten zur Führung der Expansionsschieber anzuordnen. Die Spiegellänge ist so zu bemessen, daß bei größter Füllung die auseinandergeschraubten Platten in den Totlagen nicht zu weit überstehen. Das Handrad, mit dem die Expansionsschieberstange verdreht wird, ist entweder auf dieser fest aufgekeilt, macht also die Stangenbewegung mit, oder ist nur auf Drehung, nicht auf Verschiebung mit der Stange gekuppelt. Ein mit dem Handrad verbundener Zeiger gibt auf einer Skala die eingestellte Füllung an.

Bei den Meyer-Schiebern mit großer Schraube, Fig. 83, wird häufig ein Spielraum von etwa 1 mm zwischen Schraube und Mutter vorgesehen. Infolgedessen gelangen diese in den Schiebertotlagen für kurze Zeit außer Eingriff, wobei der Regulator leichter verstellen kann.

Die einfachen Rider-Expansionsschieber werden von den Schieberstangen meist durch ein Blatt nach Fig. 94 gefaßt.

Um den Expansionsschieber vom Dampfdruck zu entlasten, sind die Grundschieberspiegel nach Fig. 75 mit Ausparungen zu versehen. Die Kanäle sind von zusammenhängenden Leisten zu umgeben. Die Schieberstangen sind am hinteren Ende durch Stopfbuchsen oder besondere Führungsbuchsen zu führen. Blattfedern zwischen Stange und Expansionsschieber pressen diesen auch bei Stillstand der Maschine gegen die Lauffläche.

Die einfachste Verbindung der Kolbengrundschieber mit ihrer Stange ergibt sich nach Fig. 97, wenn die Stange exzentrisch faßt. Die durch die Massendrucke auftretenden Kippmomente sind trotz der großen Führungslänge der Schieber nicht ohne Bedeutung. Zentrische Kräftwirkung wird durch Anordnung zweier Stangen, die außerhalb des Schieberkastens durch ein Querstück, an dem die Exzenterstange angreift, verbunden sind, oder durch Ausführungen nach Fig. 96 erreicht. Die Expansionsschieberstange wird durch die hohle Grundschieberstange

hindurchgeführt und am Austritt gegen diese durch eine Stopfbuchse abgedichtet.

Was die Vorzüge der einzelnen besprochenen Schieberarten betrifft, so werden die entlasteten Rider-Schieber mit Zacken, deren Abwicklung

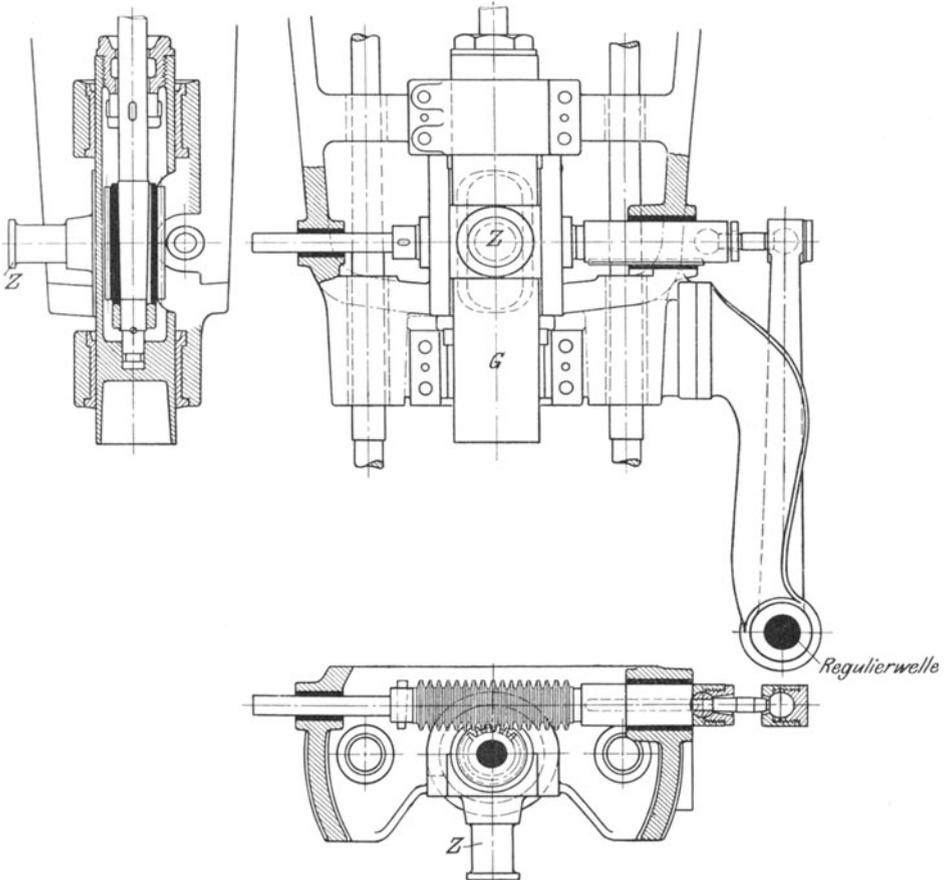


Fig. 123¹⁾.

in Fig. 100 wiedergegeben ist, wegen der ungenügenden Ausnutzung ihres Umfanges bezüglich der Kanallänge und wegen des Zurückkrümmens der Zacken bei höheren Temperaturen nur noch selten angewandt. Vor den Kolbenschiebern nach Rider haben die nach Meyer, Fig. 84—86, den Vorzug geradliniger Kanäle auch im Expansionschieber, so daß diese leichter hergestellt und zudem mit Dichtungsringen versehen werden können. Als Nachteile der Riderkolbenschieber überhaupt sind zu erwähnen: Der Expansionschieber muß ziemlich leicht gehend

¹⁾ Regulator-Angriff von G. Kuhn. Stuttgart-Berg. Maßstab 1 : 10.

eingeschliffen werden und hat dabei sehr viel undichten Umfang. Die gewundenen Stege verwerfen sich bei hohem Druck und besonders bei Überhitzung. Der Grundschieber erhält stets übergroßen Durchmesser, folglich großes Gewicht und bei Ausführung von Schleifringen sehr komplizierte Ausarbeitung. Infolge des großen Grundschiebers wird auch der Kanal zum Zylinder sehr breit und vergrößert die schädlichen Flächen; der Angriff des Regulators wird sehr teuer in der Ausführung. Von den Nachteilen, die ineinanderlaufende Schieber überhaupt haben,

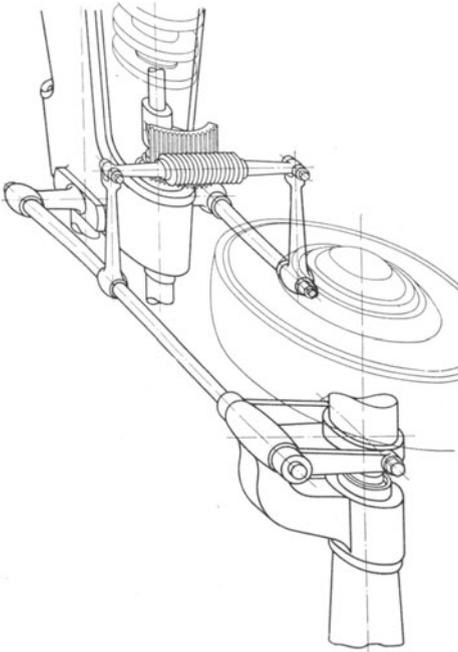


Fig. 124.

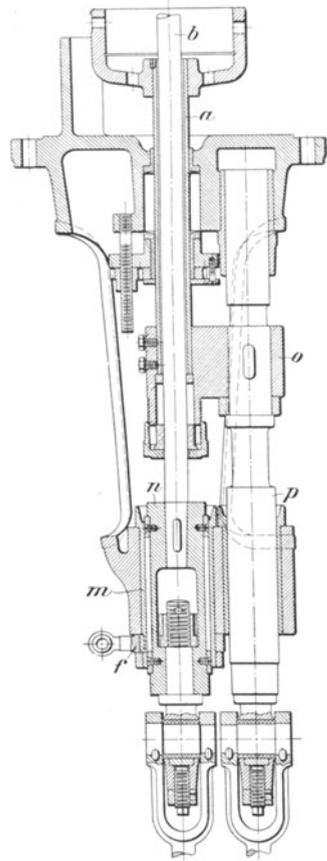


Fig. 125.

sind die Zweikammerbauarten frei, bei denen außerdem die Hintereinanderschaltung zweier Schieber die Undichtheitsverluste beschränkt. Die Schieberdurchmesser werden verkleinert, der Regulator-Angriff einfacher.

Zur Verringerung der Abnutzung wagerecht arbeitender Kolbengrundschieber können diese mit besonderen Tragflächen versehen werden.

Verschiedene Arten des Regulatoranriffes sind in den Fig. 123 bis 125 dargestellt. Da bei den Meyer-Steuerungen die Expansionschieberstange um ungefähr 180° verdreht werden muß, so verstell bei diesen der Regulator eine Zahnstange, die in ein auf der Stange sitzendes Zahnrad eingreift. In Fig. 123 wird der Zapfen *Z* des Führungsstückes *G*

von der Expansionsexzenterstange gefaßt. In dem Führungsstück ist die Expansionsschieberstange mit aufgekeiltem Zahnrad drehbar gelagert.

Infolge des kleineren Drehwinkels kann der Regler auf die Rider-Steuerungen unmittelbar einwirken. Damit in den äußersten Lagen der wirksame Hebelarm, an dem der Regler angreift, nicht zu klein wird, soll der Drehwinkel nicht mehr als etwa 60° betragen, so daß die Hebelübersetzung entsprechend einzurichten ist.

Greift die Regulatorzugstange unmittelbar an einem auf der Schieberstange sitzenden und mit dieser pendelnden Hebel an, so entsteht dadurch, daß das Ende der Stange einen Bogen beschreibt, während die Schieberstange sich geradlinig bewegt, eine Rückwirkung auf den Regulator. Die Muffe desselben wird sich entweder um die Pfeilhöhe dieses Bogens verschieben, was für die Regelung insofern nicht ungünstig ist, als bei nötig werdendem Eingriff nur die Reibung der Bewegung zu überwinden ist, oder die Muffe verharret bei reichlicher Energie des Reglers in ihrer Stellung und der Schieber führt kleine Schwingungen um seine Längsachse aus. Bei den Ausführungen nach Fig. 93 und 94 ist die vom Schiebergewicht ausgeübte, einseitige Wirkung zu beachten, die auf den Regulator im Sinne einer Erhöhung oder Verkleinerung der Umlaufzahl wirkt. Diese Wirkung kann durch Anbringung eines Gegengewichtes auf der Schieberstange oder durch Veränderung der Muffenbelastung des Reglers beseitigt werden.

In Fig. 125 ist die Schieberstangenführung einer Rider-Steuerung dargestellt, durch die eine Rückwirkung auf den Regler vermieden wird. Die hohle Grundschieberstange *a* ist durch das Querstück *o* mit der Stange *p* verbunden, die vom Grundexzenter gesteuert wird. Der Regulatorhebel *f* verdreht eine Rotgußbuchse *m*, die durch Feder und Nut mit dem Führungsstück *n* auf Drehung gekuppelt ist. Das bei dieser Führung angewandte Querstück *o* ermöglicht bei entsprechender Entfernung zwischen Grundschiebermitte und Grundexzentermitte Verkürzung der Dampfkanäle und damit Verringerung des schädlichen Raumes.

Die Grundschieber der Expansionssteuerungen sind ohne Rücksicht auf die Füllung so einzustellen, daß bei möglichst gleicher Kompression und Vorausströmung genügende bzw. nicht zu große Voreinströmung auf beiden Kolbenseiten gegeben wird.

Ist der Expansionsschieber ohne Berücksichtigung der endlichen Pleuelstangenlänge entworfen worden, so ist er in der Weise einzustellen, daß bei der Belastung, mit der die Maschine normal arbeitet, die Füllungen auf beiden Seiten gleich sind. Hierauf ist der Betrag der kleinsten und der größten Füllung festzustellen.

Zum Anfahren der Maschine geeignete, große Füllungen können ohne übermäßigen Reglerhub dadurch erhalten werden, daß der Expansionsschieber bei tiefster Regulatorlage die unteren Kanalkanten nicht mehr überdeckt und die vom Grundschieber abhängige Füllung wirkt.

Bei Verwendung derselben Exzenter Scheiben-Modelle für Grund- und Expansionsexzenter wird größerer Radius des letzteren durch Versetzung der Kernmarke auf der Scheibe erhalten.

C. Die Steuerungen mit mehrfach geteilten Schiebern.

Die Vorteile, die sich aus der Zerlegung eines einzigen Steuerungsorgans in mehrere Einzelorgane ergeben, sind auf S. 120 erwähnt. Neben den mehrfach geteilten Flach- und Kolbenschiebern kommen hauptsächlich die Steuerungen mit Rund- oder Corliß-Schiebern in Betracht, die mit zylindrischer Gleitfläche ausgeführt werden und eine schwingende Bewegung erhalten. Derartige Schieber wurden zuerst von Corliß in der Anordnung nach den Fig. 130—133 angewandt: vier Schieber, zwei für Einlaß, zwei für Auslaß, liegen im oberen und unteren Scheitel des Zylinders senkrecht zu dessen Achse. Auch die Anordnungen nach Fig. 142 mit zweifach geteiltem Drehmuschelschieber, und nach Fig. 134 mit unten liegenden Schiebern (eine Bauart, die Wheelock nachgebildet ist), werden vielfach als Corliß-Steuerungen bezeichnet.

1. Die Rundschiebersteuerungen.

Gebräuchliche Ausführungen von Rundschiebern sind in den Fig. 126—128 dargestellt. In Fig. 126 ist die Kurbel, an der die steuernde Stange angreift, auf dem als Zapfen ausgestalteten Hahngehäuse gelagert

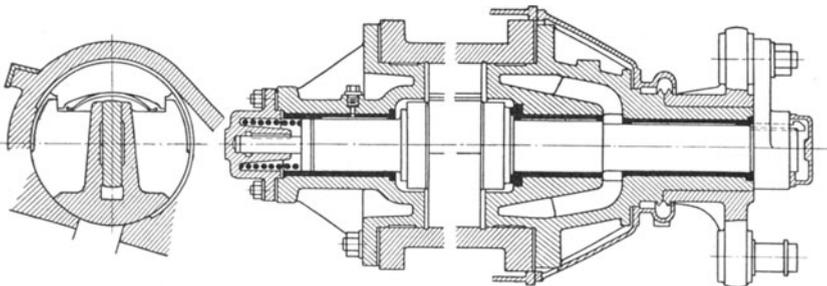
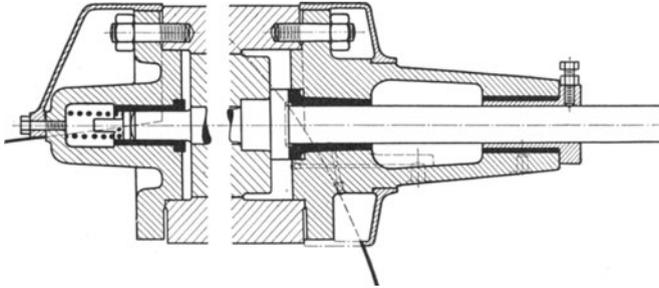


Fig. 126¹⁾.

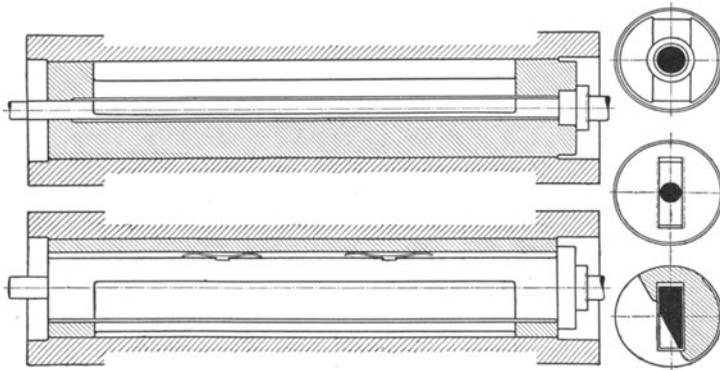
und mit dem auf der Schieberspindel sitzenden Steuerungshebel verschraubt. In Fig. 127 ist der Hebel zwischen Spindel und Gehäuse gelagert. Bei diesen Anordnungen wird die Schieberspindel nur auf Verdrehung beansprucht und von verbiegenden Kräften, die auf den Gehäusedeckel übertragen werden, entlastet. Die Stopfbuchse wird ersetzt oder auch in ihrer Wirkung unterstützt durch einen Bund an der Spindel, der sich gegen die aufgeschliffene Fläche einer die Spindel umfassenden Buchse legt. Der zur Dichtung erforderliche Druck wird durch den auf den Bundquerschnitt wirkenden Dampfdruck und durch eine in achsialer Richtung anpressende Spiralfeder erhalten. Letztere ist bei den Schiebern von Kondensationsmaschinen besonders stark auszuführen, da bei diesen während der Auspuffzeit der vom Dampf herrührende Dichtungsdruck fehlt.

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik G. K u h n. Stuttgart-Berg. Maßstab 1:15.

Die Schiebergehäuse werden selten ausgebuchtet. Die Buchsen, deren Vorteil in ihrer leichten Auswechselbarkeit besteht, verziehen sich wegen ihrer großen Länge und geben Veranlassung zu Undichtheiten.

Fig. 127¹⁾.

Wie bei dem Rider-Expansionsschieber ist auch bei dem Rundschieber die Spindel so mit dem Schieber zu kuppeln, daß dieser senkrecht zur Gleitfläche beweglich ist. Verschiedene Ausführungsarten der Spindel sind aus den Fig. 126—128 ersichtlich. Die Schieber werden an jedem Ende mit einer Scheibe ausgeführt, die zur Führung und Vergrößerung der Auflagerfläche dient. Damit sich die Schieber bei starken

Fig. 128²⁾.

Wasserschlägen abheben können, läßt man diese Führungsscheiben häufig über einen Umfang von weniger als 180° sich erstrecken.

In Fig. 130 werden zwei Blätter, die durch die runde Spindel miteinander verbunden sind, in die Führungsscheiben eingelegt, während bei den Auslaßschiebern derselben Figur das Blatt durch den ganzen Schieber geht, so daß durch diese Ausfüllung der schädliche Raum verringert wird. Denselben Zweck verfolgt die Abschrägung der Spindel

¹⁾ Ausführung der Prager Maschinenbau-A. G. Maßstab 1 : 10.

²⁾ Ausführung der Prager Maschinenbau-A. G. Maßstab 1 : 15.

bei dem Auslaßschieber in Fig. 128. In Fig. 126 und 131 sind die Führungsscheiben mit einer Kappe versehen, die das Einlegen der Blätter in radialer Richtung gestattet. Diese Ausführungsform ist besonders zweckmäßig, da sie den Schieber zuverlässig zentriert, das Abheben und „Brummen“ verhindert. Der Schieber stemmt sich oft mit der in der Bewegungsrichtung liegenden Vorderkante ein und hebt sich mit der Hinterkante auf, die Spindel federt und es stellt sich leicht eine absetzende Bewegung ein, bei der das ganze Gestänge sehr schwer arbeitet. Leichter Gang läßt sich dann nur durch sehr starke Ölzufuhr erreichen. Mitunter faßt das Blatt auch nur die vorne liegende Führungsscheibe, wobei die Spindel nicht durchzugehen braucht. In diesem Fall wird es möglich, die Blatthöhe annähernd gleich Scheibendurchmesser zu nehmen. Die Kraftverhältnisse werden günstiger, da die Spindel mittelst Kräftepaars den Schieber bewegt und mit der Blatthöhe auch der Hebelarm dieses Kräftepaars wächst. In dieser Beziehung zeichnet sich auch die

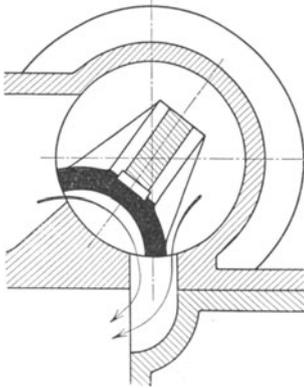
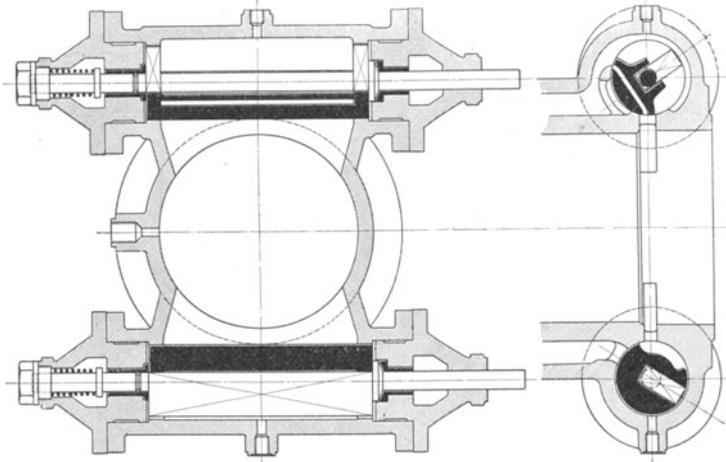


Fig. 129.

Bauart der Einlaßschieber von Bollinckx aus, Fig. 132, bei der das Blatt möglichst nahe an die Gleitfläche herangerückt ist.

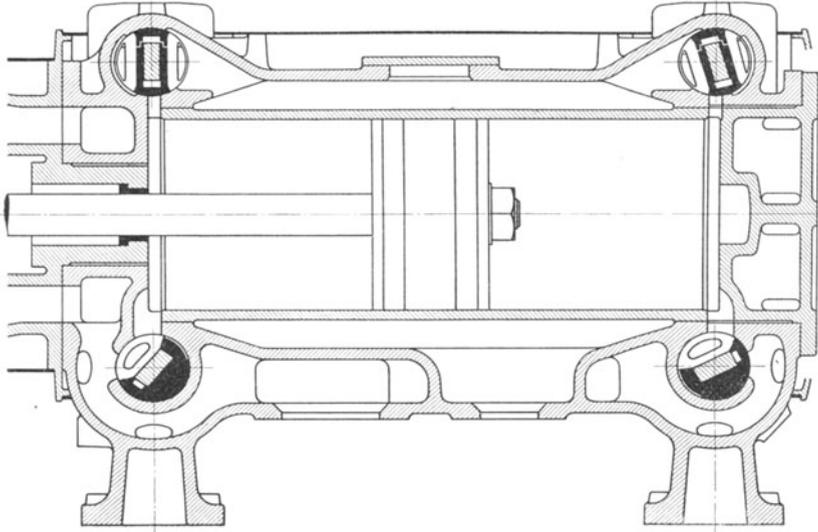
Besonders leichter Gang wird erzielt, wenn nach Doerfel der

Fig. 130¹⁾.

Mitnehmer bis unter den gleitenden Umfang des Schiebers herabgeführt wird. Die Scheiben, in welche die Mitnehmer eingelegt werden, liegen

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik Kalf & Dubbel. Aachen. Maßstab 1:10.

exzentrisch zur Gehäusebohrung. Diese Angriffsweise wirkt dem Einstemmen der vorangehenden Kante direkt entgegen. Für die Herausnahme des Schiebers müssen bei dieser Bauart beide Deckel gelöst werden.

Fig. 131¹⁾.

Blattfedern zwischen Spindel und Schieber werden vielfach ausgeführt, damit auch bei Stillstand der Maschine der Schieber gegen seine

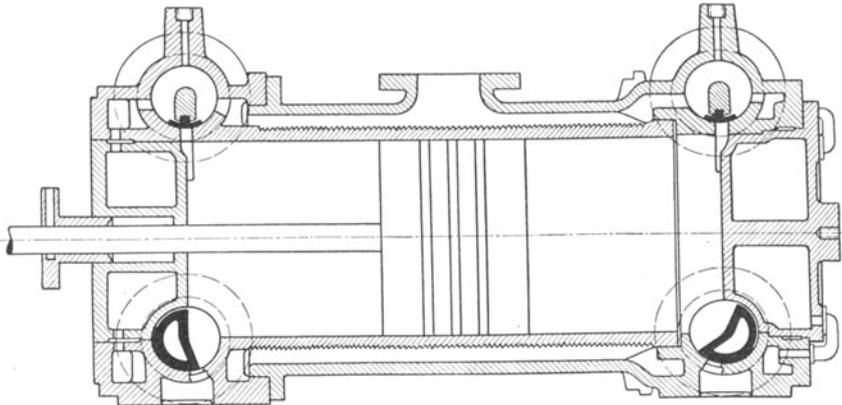


Fig. 132.

Gleitfläche gepreßt und richtiges Anliegen bei der Inbetriebsetzung gewährleistet wird. Blattfedern werden nötig, wenn, wie mitunter bei

¹⁾ Hochdruckzylinder der Elsässischen Maschinenbau-Ges. Mülhausen. Maßstab 1 : 20.

dem oberen Einlaßschieber stehender Zylinder, das Schiebergewicht nicht im Sinne des Dichtungsdruckes wirkt.

Die Spindel muß in der Weise in den Schieber eingelegt werden, daß ihre Mittellinie mit der Linie, die vom Schwingungsmittelpunkt

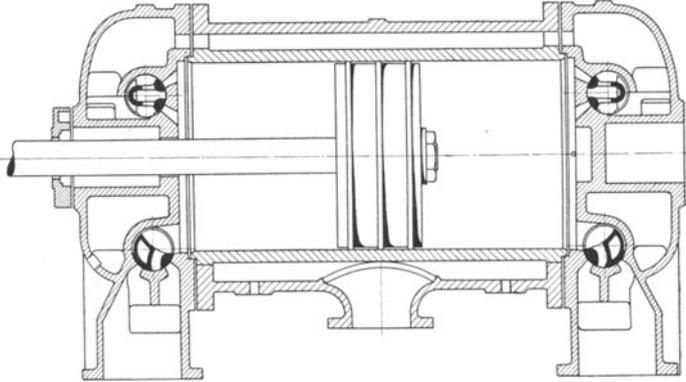


Fig. 133.

des Schiebers nach Mitte Gleitfläche zu ziehen ist, zusammenfällt Fig. 153. Bei erheblicher Abweichung beider Linien voneinander ergibt sich eine Komponente, die den Schieber gegen das Blatt der Spindel drückt,

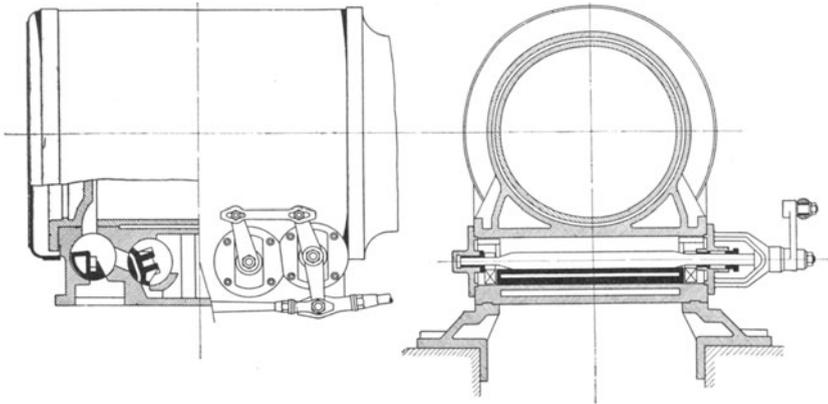


Fig. 134¹⁾.

diese auf Biegung beansprucht und durch die Reibung zwischen Blatt und Schieber des letzteren Beweglichkeit verringert.

Der Schieberquerschnitt wird in der Hauptsache von der Kupplung mit der Spindel bestimmt, ist aber stets durch Rippen zu verstärken, die den Schieber genügend widerstandsfähig gegen Verziehen machen. Bei größeren Schiebern empfiehlt sich die Anordnung von Querrippen,

¹⁾ Ausführung der Sundwiger Eisenhütte.

die senkrecht zur Schieberachse stehen und auf Stegen, die den Dampfkanal durchsetzen, laufen. Die Auflagerfläche wird dadurch wirksam vergrößert.

Um nicht durch den im Zylinder herrschenden Dampfdruck von der Gleitfläche abgedrückt zu werden, sind die Auslaßschieber in der Weise

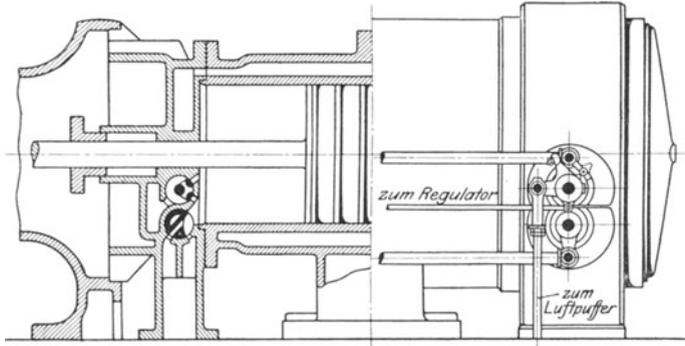


Fig. 135¹⁾.

anzuordnen, daß sie vom Druck des arbeitenden Dampfes gegen die Mündung des Auspuffraumes gepreßt werden. Gegenüber der Anordnung des Einlaßschiebers bedingt diese Lagerung des Auslaßschiebers eine

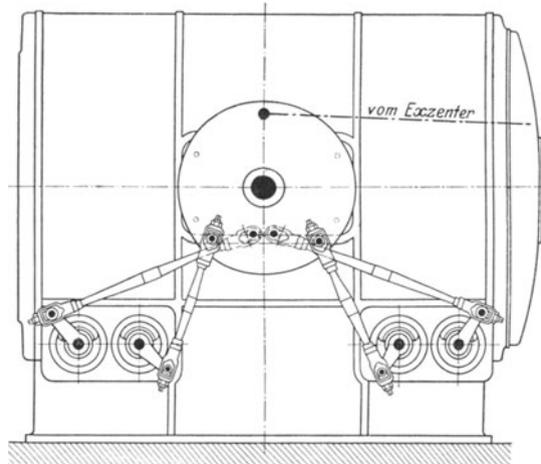


Fig. 136²⁾.

wesentliche Vergrößerung des schädlichen Raumes und der schädlichen Flächen.

¹⁾ Hochdruckzylinder der Ateliers du Thiriau. La Croyère (Belgien). Maßstab 1 : 30.

²⁾ Mitteldruckzylinder der Prager Maschinenbau-A. G.

Sowohl Ein- als Auslaßschieber können mit mehrfacher Eröffnung nach Trick oder Penn ausgeführt werden. Mehrfache Eröffnung nach Trick zeigen die Fig. 129 und 130.

In Fig. 129 fehlt die untere Begrenzung des Trick-Kanals, so daß der schädliche Raum um den Inhalt des entstehenden Muschelraumes vergrößert wird. Auch durch die mehrfache Eröffnung nach Penn in den Fig. 133 und 135 wird der schädliche Raum namentlich des Auslaßschiebers vergrößert.

Auch bei den Rundschiebern ist Durchführung vollständiger Entlastung, die aber stets zu Mißerfolgen geführt hat, versucht worden.

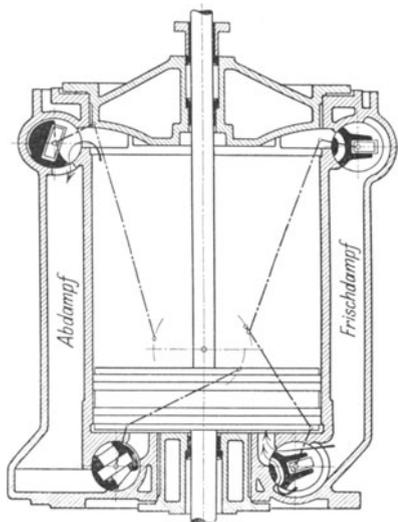


Fig. 137¹⁾.

Entlastete Rundschieber klemmen entweder oder sind bei leichtem Gang undicht. Ebensov wenig bewähren sich konische, in achsialer Richtung nachstellbare Schieber, da die infolge der verschiedenen Durchmesser voneinander abweichenden Umfangsgeschwindigkeiten ungleiche Abnutzung verursachen. Auf ausreichende Schmierung der Rundschieber ist besonders zu achten und bei höheren Dampfdrucken ist für jeden Einlaßschieber besondere Preßschmierung vorzusehen. Die Gleitflächen sind mit Ölnuten auszuführen. Auch dem sich gegen die Spindelbuchse legenden Bund ist Öl zuzuführen. Dampf- wasser, das durch diese Dichtung fließt, wird im Schiebergehäuse gesammelt und durch besondere Röhren abgeleitet.

Beispiele liegender Corliß-Zylinder zeigen die Fig. 130—135. Die Auslaßschieber sind stets unten angeordnet, um einfache und selbsttätige Entwässerung des Zylinders zu ermöglichen. In Fig. 130 wird der angegossene Dampfmantel unten vom Auspuffraum unterbrochen. Die Bauart ist jedoch für größere Maschinen nicht zu empfehlen, richtiger ist getrennte Abströmung nach unten. Eingesetzte Laufzylinder vergrößern den schädlichen Raum in geringem Maße durch die erforderlich werdende Verlängerung der Dampfkanäle. Bei der Bauart von Bollinckx in Fig. 132 sind je zwei Schiebergehäuse mit einem Zylinder aus einem Stück gegossen. Durch stehenden Guß werden die Gehäuse gleichmäßig dicht.

Besonders kleine schädliche Räume werden durch Lagerung der Schieber in den Deckeln erhalten. Das Zylindergußstück wird dadurch sehr vereinfacht, da der Zylinder selbst nur aus einem beide Deckel miteinander verbindenden Laufrohr besteht. Die Bauart Bollinckx,

¹⁾ Mitteldruckzylinder der Prager Maschinenbau-A. G. Maßstab 1 : 30.

Fig. 133, zeigt Zusammensetzung des Mittelzylinders aus Laufbuchse und Mantel. Der schädliche Raum kann nach Fig. 132 weiterhin dadurch verkleinert werden, daß durch besondere Lagerung der Auslaßschieber diese während der Auspuffperiode in den Zylinderraum hineinragen. Die Anordnung ist so zu treffen, daß bei einem Bruch im äußeren Gestänge der stehende Schieber vom Kolben geschlossen werden kann.

Bei der Bauart mit unten liegenden Schiebern, Fig. 134—136,

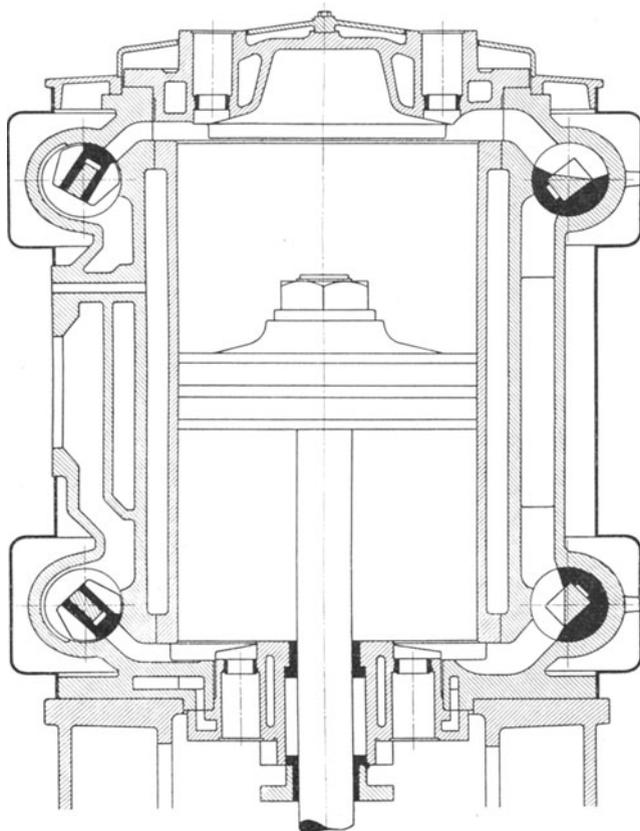


Fig. 138¹⁾.

die das Aussehen der Steuerung vereinfacht; ist besonders auf Vermeidung von Gußanhäufungen an den zu je zweien nebeneinanderliegenden Hahngehäusen zu achten. Fig. 135 zeigt die Unterbringung der Schieber in den Deckeln.

In Fig. 137—138 sind Schieberanordnungen für stehende Maschinen

¹⁾ Hochdruckzylinder der Elsässischen Maschinenbau-Ges. Mülhausen. Maßstab 1 : 20.

dargestellt. Bei der von Doerfel herrührenden Ausführung in Fig. 137 sind die beiden unteren Schieber im Deckel gelagert, die oberen Schieber in Hahngehäusen am Zylinder untergebracht. Die Bauart gibt günstig

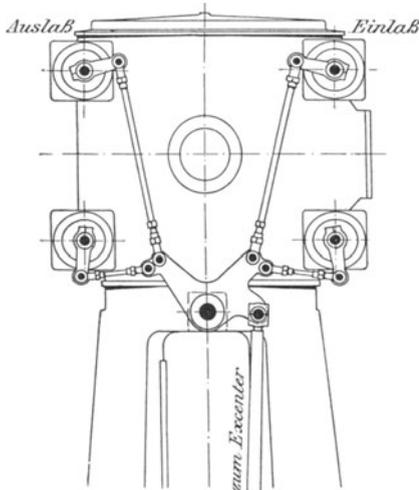


Fig. 139¹⁾.

liegende Laufflächen, bequeme Anordnung der die unteren Schieber mit den oberen verbindenden Kanäle und freie Zugänglichkeit des Kolbens.

Die Schieberhebel werden entweder unmittelbar oder unter Vermittelung einer Schwingscheibe vom Excenter angetrieben. Die verschiedenen Anordnungen der äußeren Steuerung für Schieberlagen nach Corliß und Wheelock sind in den Fig. 134—136 und 139—141 fürliegende und stehende Maschinen dargestellt. In Fig. 135 haben Einlaß- und Auslaß-Schieber getrennten Antrieb, womit aus noch zu erörternden Gründen eine Erweiterung der Füllungsgrenzen bei Ausklinkung verbunden ist. Das

Gestänge, das die Exzenterbewegung auf die Schieberhebel der Kurbelseite und von diesen auf die Hebel der Deckelseite überträgt, soll womöglich in einer Ebene liegen, um eckende Bewegungen zu vermeiden.

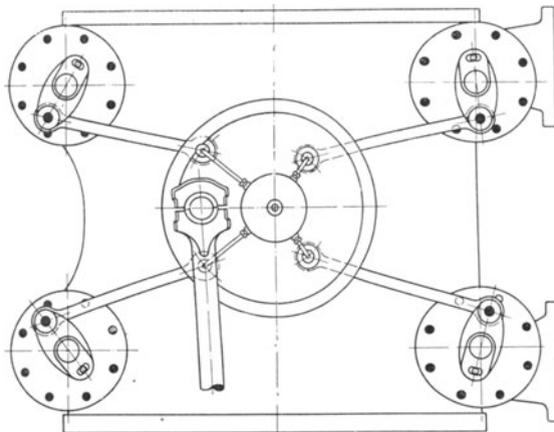


Fig. 140²⁾.

In Fig. 136 kreuzen sich die Triebstangen, so daß die Antriebszapfen der Auslaßschieberstangen hinter der Schwingscheibe unterzubringen sind.

¹⁾ Niederdrucksteuerung der Elsässischen Maschinenbau-Ges. Mülhausen.

²⁾ Niederdruckzylinder der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Werk Nürnberg.

Fig. 141 zeigt getrennten Antrieb für Ein- und Auslaß; die Voreilwinkel beider Bewegungen sind verschieden, wodurch größere Unabhängigkeit in der Dampfverteilung gegeben ist. Um bei großen Maschinen Erzitterungen der langen Exzenterstangen zu vermeiden, werden letztere durch Anordnung von Schwingen verkürzt. In Fig. 139 wird derselbe Zweck durch tiefliegende Lagerung des Schwinghebels erreicht.

In den Fig. 143—147 ist die Anwendung des Müllerschen Schieberdiagramms auf beide Antriebsarten dargestellt ¹⁾. In Fig. 143 ist die

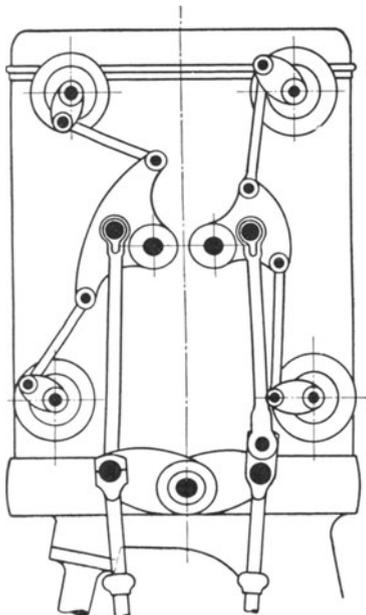


Fig. 141 ²⁾.

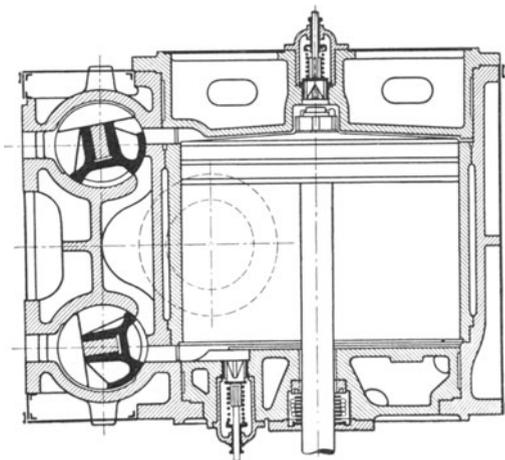


Fig. 142 ³⁾.

endliche Länge sowohl der Schub- als auch der Exzenterstange berücksichtigt, wobei angenommen ist, daß die Verbindungslinie der Endpunkte S_0 und S_0' durch den Mittelpunkt O der Exzenterbewegung geht. Werden auf dem mit dem Radius r' des Rundschiebers vom Punkt P ausgeschlagenen Kreis die Kanalbreite a und die Überdeckungen e und i im Bogen gemessen aufgetragen, so geben die Strahlen OS_1 und OS_2 den Beginn der Voreinströmung und der Expansion, bzw. der Vorausströmung und der Kompression an. Die Dauer dieser Dampfverteilungsperioden wird gefunden, indem von S_1 und S_2 Kreisbogen mit dem Radius l geschlagen werden, die auf dem Umfang des Exzenterkreises die Punkte E_1 bis E_4 festlegen. Durch Bogenprojektion dieser Punkte

¹⁾ Seemann, Z. Ver. deutsch. Ing. 1898, S. 669.

²⁾ Mitteldruck-Steuerung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Werk Nürnberg. Maßstab 1:40.

³⁾ Niederdruckzylinder von 800 mm Durchm. der Maschinenfabrik Haniel & Lueg. Düsseldorf.

auf die Kolbenweglinie $E_0 E_0'$ werden die Kolbenwege während der Expansion usw. in bekannter Weise erhalten.

In der überwiegenden Mehrzahl der Fälle kann die endliche Exzenterstangenlänge vernachlässigt werden. Wird dann das Müllersche Diagramm über den von einem Punkt des Schieberumfangs beschriebenen Bogen aufgetragen, so ergibt sich das vereinfachte Diagramm nach Fig.

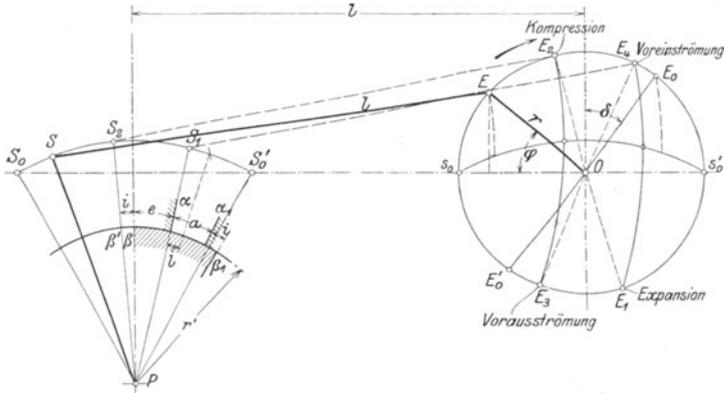


Fig. 143.

144. Dies unterscheidet sich von den früheren Darstellungen, Fig. 10, nur dadurch, daß Kanalbreite und Überdeckungen auf dem Schieberumfang, und nicht auf der Wagerechten, aufgetragen sind.

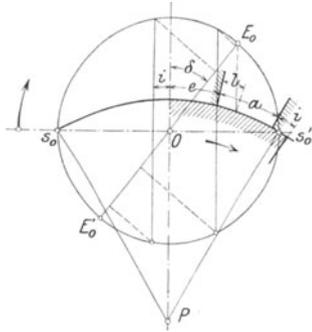


Fig. 144.

In Fig. 145 ist die Dampfverteilung für eine Steuerung mit zwei Drehmuschelschiebern nach Doerfel ermittelt. Ein- und Auslaß jeder Zylinderseite werden von nur einem Schieber gesteuert und beide Schieber von einer Schwingscheibe angetrieben. Mit dem geschränkten Antrieb wird erreicht, daß der Ausschlagwinkel des Einlaßhebels einem Schieberwege $(e + a)$, der des Auslaßhebels $(i + a)$ entspricht. Die Muschelweite braucht nur gleich der doppelten Kanalbreite plus Stegstärke zu sein. (In der Ausführung nach Fig. 145 ist die Muschelweite größer, da die Kanten den Kanal überschleifen; die Schieberwege

sind größer als $(e + a)$ bzw. $(i + a)$. Der für eine Seite wiedergegebene Schieber ist in seiner Mittellage gezeichnet, so daß er den Kanal um die Strecken e und i überdeckt. Die stärker ausgezogenen Linien des Gestänges beziehen sich auf diese Mittellage. Die Voreinstromung beginnt, wenn die Schwingscheibe um den Winkel β aus der Mittelstellung herausgeht, wobei am Schieberumfang der Weg e zurückgelegt wird. Der Überdeckung i entspricht der Winkel γ . Das Müllersche Diagramm wird über den vom Endpunkt der Exzenterstange beschriebenen Kreis-

bogen gezeichnet, woraus die Dampfverteilung in der ersichtlichen Weise folgt. Die Vorteile des geschränkten Antriebes gegenüber der einfachen Exzenterbewegung gehen aus dem für einen anderen Fall entworfenen Eröffnungsdiagramm nach Fig. 146 hervor, dessen Abszissen die Kolbenwege, dessen Ordinaten die Schieberwege darstellen.

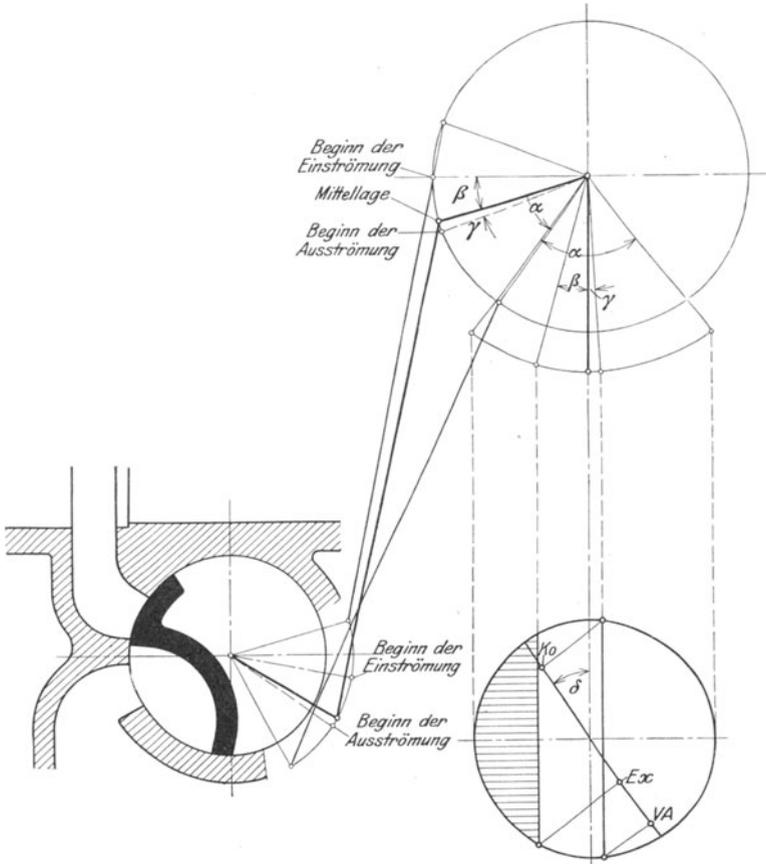


Fig. 145.

Um die verhältnismäßig kleine Niederdruckfüllung ohne allzugroße Kompression zu erreichen, wird häufig die innere Überdeckung $i = 0$ oder wie in Fig. 146 sogar negativ gewählt. Die durch die Steuerscheibe erzielten Eröffnungen während der Füllung sind fast doppelt so groß wie beim einfachen Exzenterantrieb, wie die für letzteren eingezeichnete Schieberellipse erkennen läßt. Die Anordnung der Steuerscheibe ist auch der Anwendung eines Trick-Schiebers vorzuziehen, da dieser für ähnlich günstige Einlaßbewegung größer ausfällt.

In Fig. 147 ist der Antrieb von vier Schiebern durch eine

Schwingscheibe dargestellt. Die beiden Schieber einer Zylinderseite sind für den Augenblick der Eröffnung bzw. des Schlusses wieder-

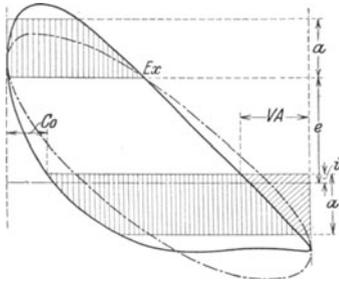


Fig. 146¹).

gegeben; zu diesen Schieberstellungen gehören die Gestängelagen 22' und IIII'. Bei den äußersten Lagen der Schieber befindet sich das Gestänge in den Strecklagen 44' und IVIV'; die Gestängemittellage ist stark ausgezogen. Aus letzterer geht die Schwingscheibe nach jeder Seite um den Winkel $\alpha = \beta$ heraus. Schlägt man aus den Punkten 3 und 4 bzw. III und IV mit den Stangenlängen 22' und IIII' Kreise, so schneiden diese auf dem vom Endpunkte des Schieberhebels beschriebenen Bogen die Punkte 4' und 3' bzw. IV' und III' ein. Die Ausschläge der Schieberhebel, von der Mittellage aus ge-

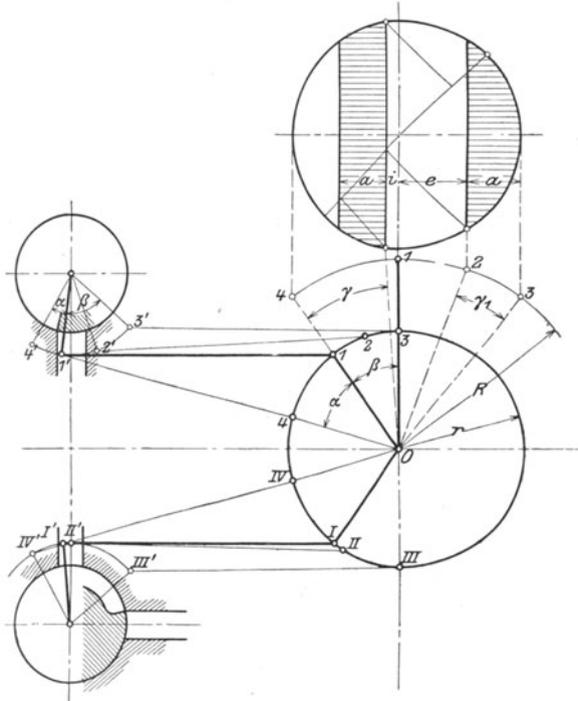


Fig. 147.

messen, weichen also stark voneinander ab, trotz der gleichen Ausschläge der Schwingscheibe.

¹) Maßstab 1 : 4.

Der Winkel γ_1 wird während der Füllung hin und zurück beschreiben, ebenso Winkel γ während der Ausströmung. Der äußeren Überdeckung e entspricht der Weg $I2$, der inneren Überdeckung i Weg $I II$.

Eine auslösende Steuerung ist in Fig. 148 dargestellt. Die Regulierstangen r werden mittelst Handrad, das durch einen Regulator

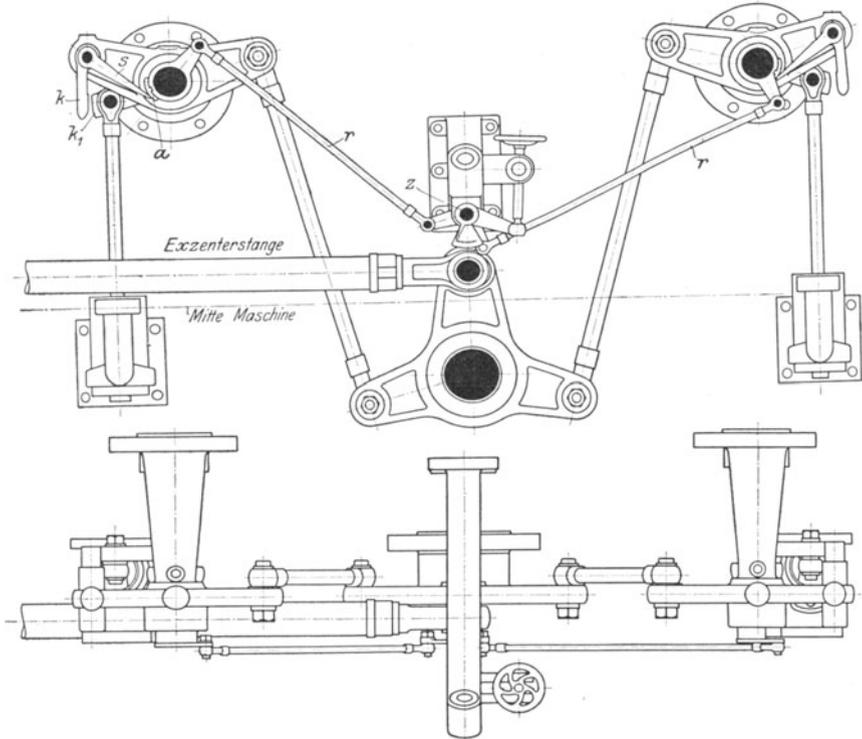


Fig. 148¹⁾.

ersetzt werden kann, um den Zapfen z gedreht. Die Klinke k faßt den Anschlag k_1 des Schieberhebels und nimmt diesen mit, bis der mit Klinke k verbundene Hebel s gegen die von den Regulierstangen r eingestellte Nase a trifft.

Treibt die Exzenterstange auch die Auslaßschieber an, was in Fig. 148 nicht der Fall ist, so muß das Exzenter OE der Kurbel um den Winkel δ voreilen, Fig. 149a. Da die Klinke nur beim Hingang des Exzenters ausgelöst werden kann, so muß die Auslösung spätestens bei der Exzenterotlage erfolgt sein, und die Füllung dauert nur während des Kolbenweges s an. Dieser Füllungsweg wird praktisch vergrößert um die Strecke, die der Kolben während der Schließzeit des Rundschieber zurücklegt. Durch entsprechende Einstellung des den Schieber nach

¹⁾ Ausklinksteuerung mit Handregulierung der Siegener Maschinenbau-A. G. Maßstab 1 : 25.

der Auslösung in die Schlußlage zurückbringenden Luftpuffers läßt sich die Füllung, wenn auch bei starker Drosselung gegen Füllungsende, vergrößern.

Zweckmäßiger ist die Anordnung zweier Exzenter, von denen das für den Auslaß nach Fig. 149a, das für den Einlaß nach Fig. 149b aufgekelt wird. c stellt diejenige Strecke dar, um die sich das Exzenter bis zum Aufsetzen der Klinke aus der Totlage herausbewegt. Wie Fig. 149b zeigt, ist der Füllungsweg s gegenüber Fig. 149a bedeutend verlängert. Fig. 149a läßt auch die Notwendigkeit der Schwingscheibe

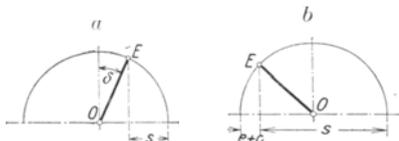
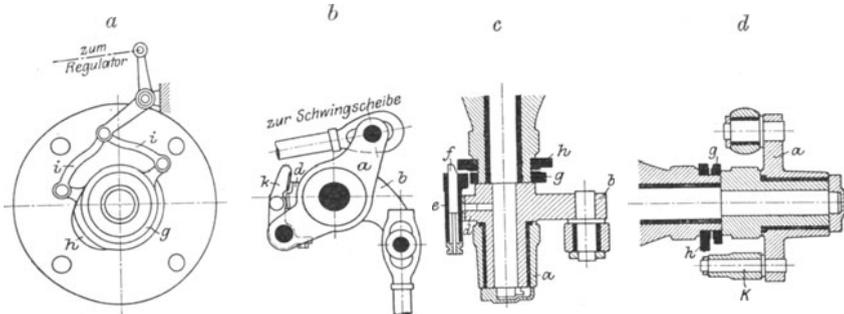


Fig. 149.

für auslösende Corliß-Steuerungen erkennen. Da die Massen der Schieber große Beschleunigungskräfte erfordern, auch der Reibungswiderstand bedeutend ist, so muß zur Vermeidung harter Stöße und unzulässiger Kräftewirkungen die Anschlagplatte von der Klinke

bei kleiner Geschwindigkeit gefaßt werden. Um dies ohne Schwingscheibe zu erreichen, müßte die Klinke kurz nach Totlage des Exzenters auftreffen und der Schieber mit einer dem Exzenterweg ($2r - s - c$) entsprechenden Überdeckung versehen werden. Die Ausführung einer Überdeckung von derartiger Länge ist natürlich unstatthaft.

Fig. 150¹⁾.

Bei der Aufkeilung nach Fig. 149b kann hingegen die Überdeckung so lang gewählt werden, als die Rücksicht auf die Abdichtung bedingt. Der negative Voreilwinkel ist durch die Strecke ($e + c$) bestimmt, und die Ausführung einer Schwingscheibe erübrigt sich. Die Art der Aufkeilung ist weiterhin auf die Anordnung eines zwangsläufigen Notschlusses von Einfluß. Beim Anlaufen der Corlißmaschinen bleiben die Einlaßschieber der auslösenden Steuerungen häufiger hängen. Der Dampf bläst durch den geöffneten Kanal und beim zweitfolgenden Hub trifft die Klinke nicht im annähernd hintersten Punkt des Schieberweges auf, sondern hat schon einen großen Teil des letzteren zurückgelegt, so daß

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik Joseph Farcot in Saint-Quen. Maßstab 1 : 20.

sie bei größerer Geschwindigkeit mit starkem Stoß aufsetzt. Bei positivem Voreilwinkel kann die Maßnahme getroffen werden, daß das rückkehrende Gestänge den Schieber (also noch während des Füllungshubes) schließt. Bei negativem Voreilwinkel ist dieser Notschluß infolge

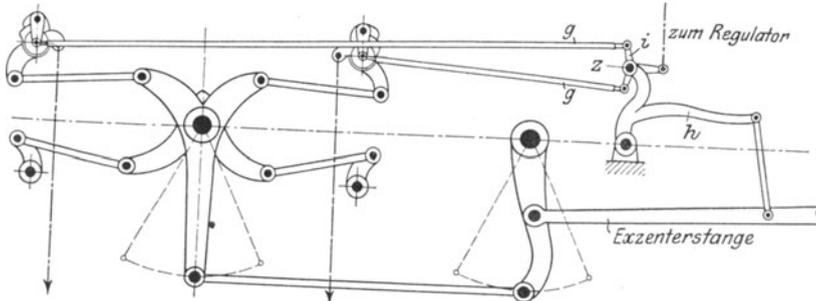


Fig. 151 1).

der während des nahezu ganzen Füllungshubes gleichbleibenden Bewegungsrichtung des Gestänges nicht ausführbar.

Dieser Notschluß wird im wesentlichen durch dieselben Mittel, wie in Fig. 293 und 295 für Ventilsteuerungen angegeben, herbeigeführt.

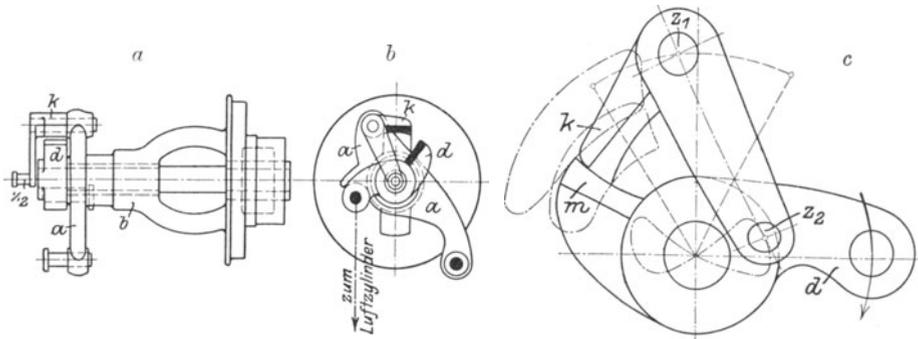


Fig. 152 2).

Beispiele von Steuerungen, die durch besondere Einrichtungen große Füllungen bei Anwendung nur eines, nach Fig. 149a aufgekeilten Exzenters ermöglichen, zeigen die Fig. 150—152.

Die Fig. 150a—d stellen die von der Maschinenfabrik Jos. Farcot gebaute Steuerung dar. Der Regulator verstellt mittelst des Gestänges *i i* die zwei Scheiben *g* und *h*, die auf dem Schiebergehäuse gelagert sind. Die Auslösung der die Schieberkurbel *d* drehenden Klinke *k* wird bei Füllungen bis zu 30 v. H. (dem Wege *s* in Fig. 149a entsprechend) durch die unrunde Scheibe *g*, bei größeren Füllungen (bis zu 80 v. H.)

1) Entwurf von Frikart. Maßstab 1 : 25.

2) Entwurf von Frikart. a—b Maßstab 1 : 12. c Maßstab 3 : 10.

durch Scheibe h bewirkt. Mit der Klinke k ist die Hülse e verbunden. Ein seitlicher Anschlag der letzteren schleift auf Scheibe g und wird in üblicher Weise je nach Einstellung von g durch den Regulator früher oder später abgedrückt, wodurch die Klinke ausgelöst wird. In Hülse e ist ein Stift f gelagert, der durch eine Feder ständig nach außen gedrückt wird, an der Herausbewegung aber bei Einstellungen bis zu 30 v. H. Füllung durch Scheibe h gehindert wird, die sich vor f legt. Stellt der Regulator auf größere Füllung ein, so wird Scheibe h so gedreht, daß Stift f aus Hülse e heraustreten und nunmehr nicht auf der Stirnseite von h , sondern auf dem unrundern Umfang gleiten kann. In dieser Weise ermöglicht Scheibe h die Auslösung während des Rückganges der Klinke.

Bei der Steuerung von Frikart, Fig. 151—152 erhält die Klinke eine selbständige Bewegung. Die geschlossene Kurve, in der sich die Klinke bewegt, wird je nach Belastung der Maschine vom Regulator geändert und gleichzeitig verlegt. Fig. 151 zeigt die Zusammenstellung der Steuerung. Die Exzenterstange versetzt den Hebel h in eine schwingende Bewegung. Im Zapfen z der Schwinde h ist der dreiarmlige Hebel i gelagert, dessen Bewegung durch die Stangen g, g auf die Klanken k , an dessen Zapfen z_2 sie angreifen, übertragen wird. An dem dritten Arm des Hebels i greift der Regulator an. Zapfen z_1 schwingt um die Schieberspindel, z_2 beschreibt eine Kurve von ∞ -Form. Je nach Stellung des Regulators setzt die derart zwangsläufig bewegte Klinke mehr oder weniger tief über Anschlag m auf und nimmt den Schieber längere oder kürzere Zeit mit. In Fig. 152c sind die Kurven für kleinste und größte Füllung eingezeichnet. Die Kurve für erstere geht an Anschlag m vorbei; der Schieber wird also überhaupt nicht bewegt. Für kleinere Füllungen hat sich die Frikart-Steuerung nicht bewährt, da die Klinkenbahn wegen der Federungen und Ausbiegungen des dünnen Gestänges zu unsicher war.

Hier sei noch erwähnt, daß Corliß-Steuerungen auch für veränderliche Füllung mit paarschlüssigem Antrieb gebaut worden sind, wobei dieselben Grundsätze, wie sie für die Ausbildung der zwangsläufigen Ventilsteuerungen maßgebend sind, zur Anwendung gelangten. Ein Erfolg ist diesen Bauarten wegen der durch die großen Bewegungswiderstände der Schieber erschwerten Regelung nicht beschieden gewesen. Einige Verbreitung haben nur raschlaufende Corlißmaschinen mit entsprechend schweren Achsenreglern erlangt ¹⁾.

Abmessungen. Die Berechnung der Kanalweite ist auf S. 9 angegeben. In Fig. 153 ist ein vom Exzenter unmittelbar gesteuerter Schieber in seiner Mittellage dargestellt, aus der er sich nach jeder Seite um die Strecke $r = e + a$ herausbewegt. Damit der Kanal rechts nicht bei der äußersten Schieberstellung eröffnet wird, muß die arbeitende Fläche im Querschnitt eine Länge $l = 2r + \sigma$ erhalten, worin σ eine Sicherheitsdeckung bedeutet, um welche die Kante vom Kanal entfernt bleibt. Der Schieberquerschnitt soll sich weiterhin über einen Winkel

¹⁾ S. des Verfassers Aufsätze in „Z. Ver. deutsch. Ing.“ 1899, S. 686 und 1901, S. 1713.

von höchstens 120° erstrecken, da bei größeren Winkeln der wie bei einem Zapfen sich verteilende Anpressungsdruck an den Enden des Querschnittes nicht mehr die für die Abdichtung erforderliche Größe hat. Aus Vorstehendem folgt:

$$l = \pi d \cdot \frac{100}{360} \text{ bis } \pi \cdot d \cdot \frac{120}{360},$$

woraus der Schieberdurchmesser d berechnet werden kann.

Für den Antrieb durch die Schwingscheibe liegen die Verhältnisse insofern anders, als bei dieser die Ausschläge des Schiebers von der Lage, die der Mittelstellung der Schwingscheibe entspricht, verschieden groß sind. Die Länge l des Schieberquerschnittes wird kleiner. Abnutzung und Reibungsarbeit werden durch die „Corliß-Schränkung“, d. h. durch die in der Nähe der Strecklage des Gestänges stattfindende Kniehebelwirkung verringert.

Als Verhältnis des Schieberdurchmessers d zur Kanalweite a gibt Doerfel an:

Konstante Füllung (Niederdruckzylinder),
Schwingscheibe mit

Corliß-Schränkung 3,5 bis 4.

Konstante Füllung (Niederdruckzylinder),
Wheelock-Antrieb mit

Corliß-Schränkung 4 bis 4,2.

Die Zahlen setzen Einlaßschieber mit
doppelter Eröffnung durch Trickspalte voraus.

Kanalweite a entspricht $u = 40$.

Nach Wahl der Schieberanordnung werden durch den Entwurf des Zylinders die geometrischen Verhältnisse der Steuerung, wie in der Fig. 147 dargestellt, festgelegt. Die Bewegungsverhältnisse werden zunächst probeweise angenommen, wobei zweckmäßig von den äußersten Schieberlagen und den dazu gehörigen Strecklagen des Gestänges ausgegangen wird. Mitunter läßt man das Gestänge noch über die Strecklage hinausgehen, um durch das entstehende „Nicken“ des Schiebers dessen Umfang weiter zu verkleinern, doch ist dies nicht zu empfehlen, weil Schwierigkeiten in Bezug auf die Schmierung auftreten.

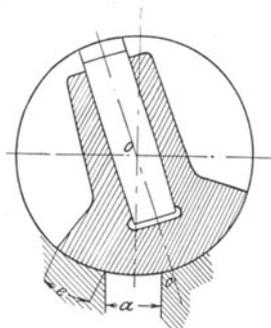


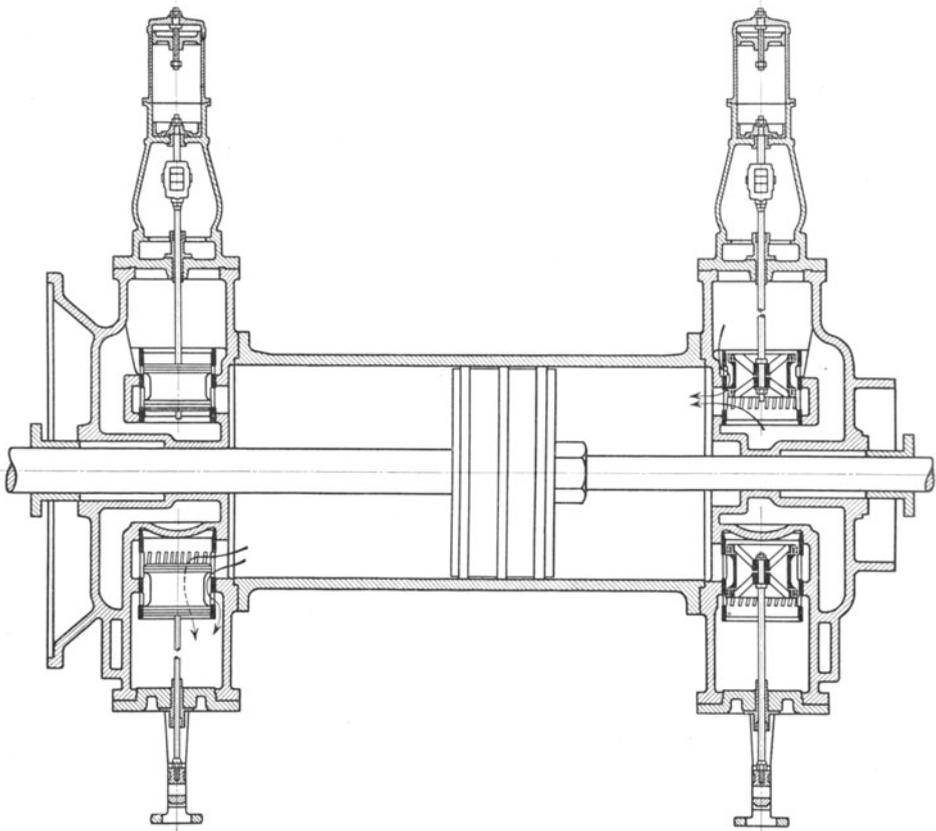
Fig. 153.

2. Die Kolbenventil-Steuerungen.

Diese sind in neuerer Zeit besonders durch die günstigen mit den Van den Kerchove-Maschinen erzielten Ergebnisse bekannt geworden. Die Steuerungsanordnung dieser Maschinen ist aus Fig. 154 ersichtlich. Die Kolbenventile sind im Deckel untergebracht, so daß einfache Dampfwege, kleine schädliche Räume und Flächen und bequeme Zu- und Abführung des Dampfes folgen. Die Zugänglichkeit des Kolbens wird dadurch erleichtert, daß der hintere Deckel in einer Grundplatte geführt und auf dieser mittels Zahnrad und Zahnstange verschoben wird.

Fig. 155—156 zeigen die von der Elsässischen Maschinenbau-Gesellschaft ausgeführte Bauart von Frikart, bei der die Kolbenventile nach Art der Corliß-Steuerung gelagert sind.

Die van den Kerchove-Schieber werden aus drei Teilen hergestellt, zwischen welche die Ringe eingelegt und die durch die Spindel zusammengehalten werden. Die Laufbuchse wird mit geradlinig verlaufenden Schlitzen versehen. In der Ruhelage der Schieber tritt durch Einkerbungen in den Kolbenringen gedrosselter Dampf hinter die Ringe, so daß diese gegen die Lauffläche gepreßt werden und zu-

Fig. 154¹⁾.

verlässig abdichten. Bei geöffnetem Kanal bläst der Dampf aus, und es gleichen sich die Drucke über und unter den Ringen aus.

Die Kolbenventile können durch jede der auf S. 17 genannten Antriebsarten gesteuert werden. Die freifallende van den Kerchove-Steuerung, in Fig. 315 dargestellt, stimmt im wesentlichen mit der Collmann-Steuerung, Fig. 293, überein. Bei freifallender Steuerung der Kolbenventile wird deren Hub durch den Pufferkolben in der

¹⁾ Hochdruckzylinder der Sächsischen Maschinenfabrik vorm. Rich. Hartmann. Chemnitz. Maßstab 1 : 20.

Ventilhaube begrenzt. Der Dampfabschluß geht sehr schnell vor sich, da die Bremsung des niederfallenden Ventils während der Zurücklegung der Überdeckung erfolgt. Die Überdeckung macht überdies gegen toten Gang unempfindlich.

Ganz besonders ist das Kolbenventil für paarschlüssigen Antrieb geeignet. Fig. 157 stellt eine diesbezügliche Bauart dar, der Schieber

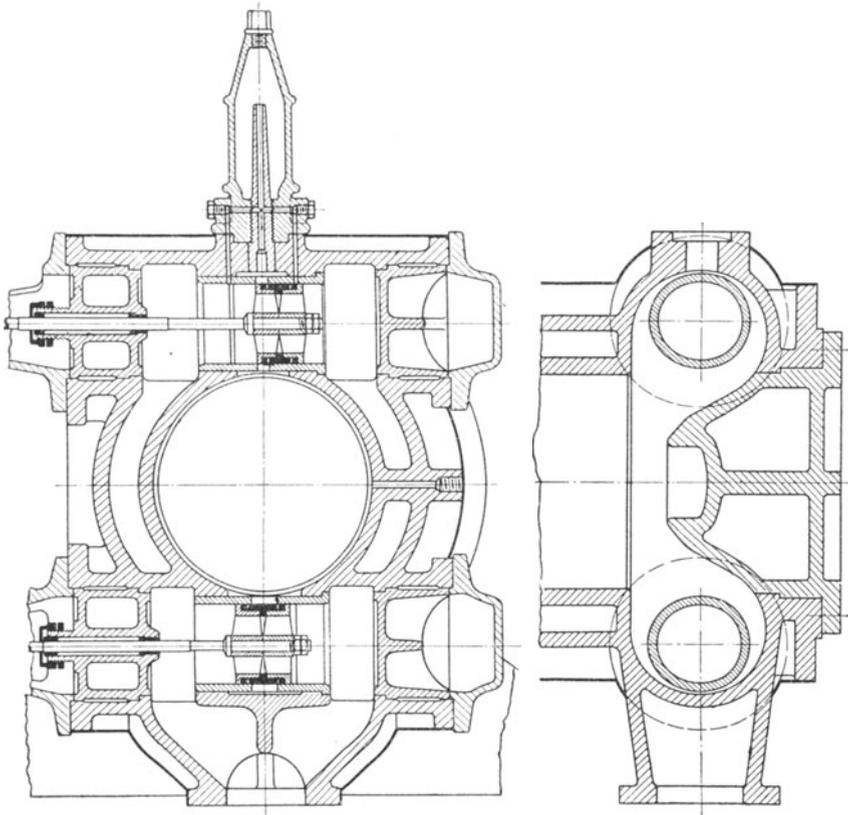
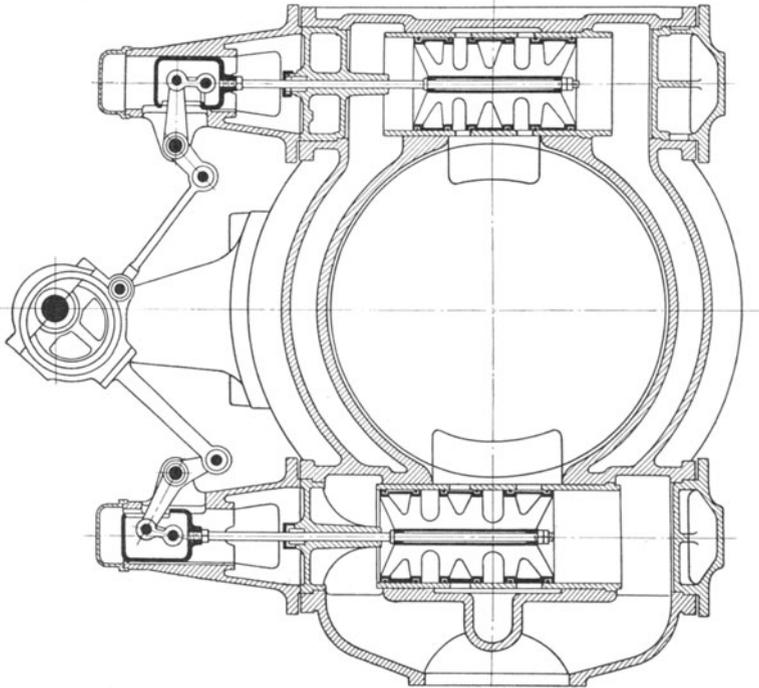
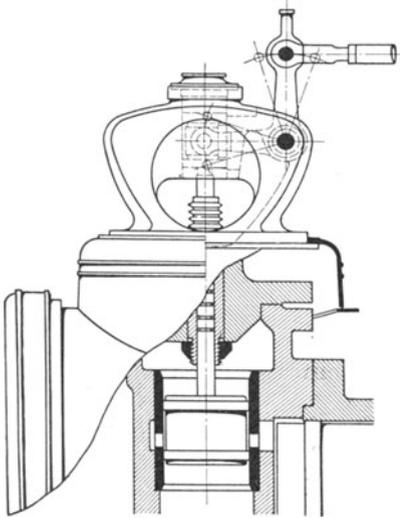


Fig. 155¹⁾.

wird mittels Winkelhebels von einem Flachregler angetrieben. Um den Schieberweg auch bei sehr hohen Kolbengeschwindigkeiten unterbringen zu können, muß mehrfache Eröffnung oder (was natürlich auch in Verbindung mit dieser von Vorteil ist) Antrieb mit starker Corliß-Schränkung oder durch Schubkurven nach Fig. 213—216 vorgesehen werden.

Besonderes Interesse bietet die in Fig. 158 dargestellte Frikart-Steuerung für Anordnungen nach Fig. 156. Die Bewegung des Einlaßschiebers wird vom Auslaßexzenter abgeleitet. Da die Steuerwelle

¹⁾ Ausführung der Elsässischen Maschinenbau-Ges. Mülhausen.

Fig. 156¹⁾.Fig. 157²⁾.

von der Kurbelwelle mit einem Übersetzungsverhältnis 1 : 2 angetrieben wird, so entspricht die Drehung von a nach b um 180° einer ganzen Kurbeldrehung. Im Schema ist der Einlaßschieber im Augenblick der Eröffnung dargestellt; die Exzenterkurbel steht im Punkte o . Bewegt sich das Exzenter in der Pfeilrichtung, so öffnet Kante f . Volle Kanaleröffnung ist vorhanden, wenn beide Kanten e und f über den Dampkanalkanten stehen. Bei der Weiterbewegung des Schiebers in derselben Richtung wird der Kanal durch Kante e geschlossen. Langt der Exzentermittelpunkt in a an, so wird die Schieberbewegungsrich-

¹⁾ Niederdrucksteuerung der Elsässischen Maschinenbau-Ges. Mülhausen. Maßstab 1 : 25.

²⁾ Steuerung einer Gleichstrommaschine der Maschinenfabrik „Jaffa“ in Utrecht (Holland).

tung umgekehrt. Es öffnet Kante *e* und später schließt Kante *f*. In gleicher Weise wird der Auslaß gesteuert.

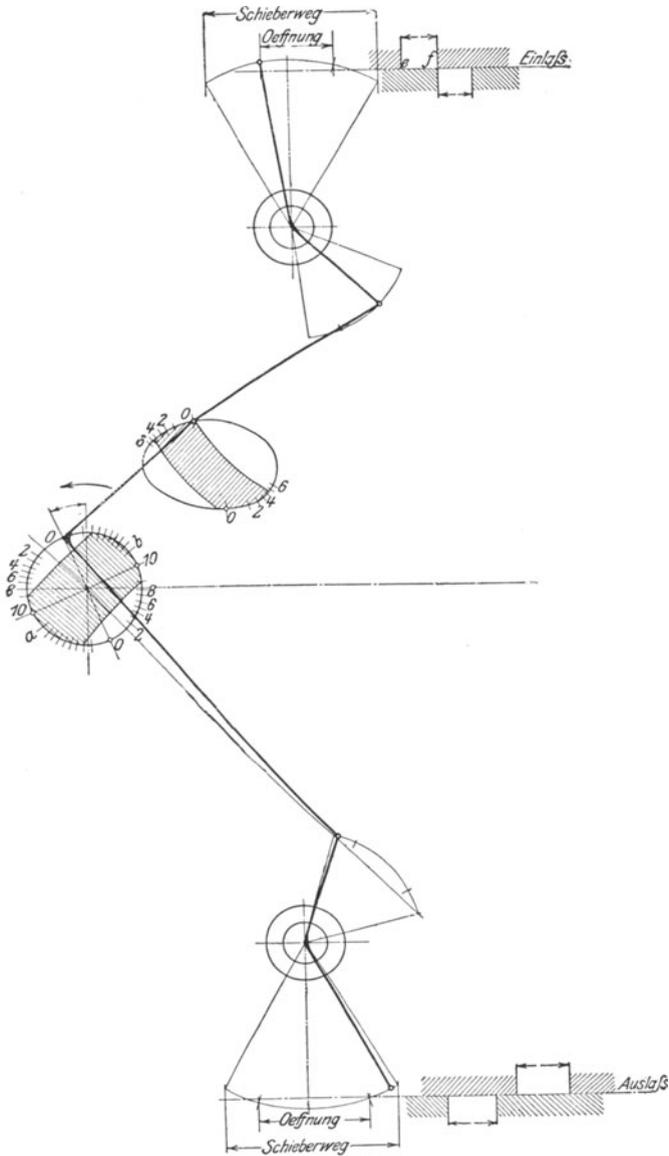


Fig. 158¹⁾.

Da der Schieber beim Öffnen und Schließen seine Bewegungsrichtung beibehält, so kommt für die Eröffnung derjenige Teil des Um-

¹⁾ Schema der Frikart-Steuerung.

fanges in Betracht, der auf dem Exzenterkreise zwischen Öffnungspunkt und Schließpunkt liegt, nicht die Pfeilhöhe dieses Bogens, so daß reichliche Eröffnungen folgen.

Die Steuerung ist besonders für sehr hohe Umlaufzeiten geeignet.

3. Die Flachschieber-Steuerungen.

Auch der Flachschieber ist vereinzelt als mehrfach geteilter Schieber zur Ausführung gelangt. Fig. 159 zeigt eine amerikanische Bauart, bei der die Schieber durch einen Flachregler gesteuert werden. Die vier Schieber sind entlastet; die Entlastungsplatte ist so gestaltet, daß mehrfache Eröffnung erreicht wird, Fig. 160.

Anwendungsgebiet. Die einfachen Schieber, d. h. der Muschelschieber und verwandte Bauarten, erhalten bei großen Zylindern so

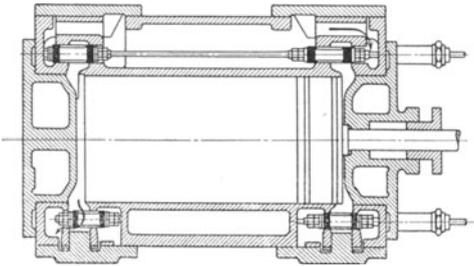


Fig. 159.

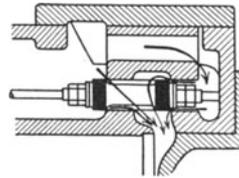


Fig. 160.

bedeutende Abmessungen, daß selbst bei den mit niedrigen Temperaturen arbeitenden Niederdruckzylindern Betriebsschwierigkeiten durch Werfen der Gleitflächen und in Bezug auf Schmierung entstehen.

Diese Schwierigkeiten treten bei mehrfach geteilten Schiebern naturgemäß in geringerem Maße auf; mehrfache Teilung erleichtert überdies die Einstellung, da jedes Organ für sich eingestellt werden kann. Der schädliche Raum wird geringer und auch die Trennung der Kanäle beeinflusst den Dampfverbrauch in günstiger, wenn auch in nicht zu überschätzender Weise (vergl. S. 15).

Von den hier behandelten Steuerungen ist auch heute noch die Corliß-Steuerung die verbreitetste und namentlich in Amerika, England, Frankreich und Belgien in Gebrauch, wenngleich auch in diesen Ländern die zunehmende Anwendung der Dampfüberhitzung die Ventilsteuerungen immer mehr an Verbreitung gewinnen läßt. In Deutschland sind aus dem genannten Grunde Corliß-Steuerungen selten. Der Corliß-Schieber findet sich hier meist an Niederdruckzylindern der Zwillingsverbundmaschinen. Besondere Verbreitung hat die von Doerfel eingeführte Niederdrucksteuerung mit unten liegenden Schiebern, sowie der ebenfalls von Doerfel herrührende Drehmuschelschieber-Antrieb mit Corliß-Schränkung gefunden. Mit der verringerten Anwendung der Zwillingsverbundmaschinen infolge der Bevorzugung der Tandemmaschine, die bei durchgehender Steuerwelle

an beiden Zylindern mit Ventilsteuerung ausgeführt wird, wird der Corliß-Schieber ebenfalls seltener. Häufiger ist seine Anordnung bei stehenden Maschinen, deren nebeneinanderliegende Zylinder meist vollständig unabhängig voneinander gesteuert werden. Als Hochdrucksteuerung kommt der Corliß-Schieber in Deutschland nur ganz vereinzelt und zwar meist an Gebläseantriebsmaschinen zur Verwendung.

Als Vorteile der Corliß-Schieber sind ihre bequeme, konstruktive Anordnung und die zuverlässige Dichtigkeit bei niedrigen Spannungen anzuführen, die im Betriebe noch zunimmt, da sich der Schieber selbst einschleift. Die Größe der schädlichen Räume ist bei den im Deckel gelagerten Schiebern klein, wird aber für die normale Anordnung am Zylinder mitunter unterschätzt. Häufig werden für den schädlichen Raum Zahlen angegeben, die noch aus der mit niedrigen Umlaufzahlen arbeitenden Zeit der allgemeinen Anwendung herrühren.

Bei höheren Drucken ist die Reibungsarbeit beträchtlich, und da auch die Massen der Schieber bedeutend sind, so treten verhältnismäßig große Gestängekräfte auf. Bei Anwendung überhitzten Dampfes wird der Schmierölverbrauch sehr bedeutend. Für Temperaturen über etwa 230° eignet sich der Corliß-Schieber auch bei bester Wartung und Ausführung nicht, da sich hierbei Schieber und Gleitfläche zu stark verziehen und außerordentliche Ölzufuhr erfordern.

Flachschieber zeigen ähnliches Verhalten wie die Corliß-Schieber. Ist die äußere Steuerung so eingerichtet — wie bei der Bauart *Leavitt*¹⁾ —, daß die Schieber nur geringe Überdeckung haben, so kann durch hohe, infolge der kleinen schädlichen Räume leicht zu erreichende Kompression der Schieber während der Eröffnungsbewegung wirksam entlastet werden.

¹⁾ Z. Ver. deutsch. Ing. 1893. S. 650.

II. Die Ventilsteuerungen.

1. Ventil und Zylinder.

Als Steuerungsorgan dient fast ausschließlich das aus Gußeisen hergestellte, doppelsitzige „Rohrventil“, das Fig. 161 in seiner ein-

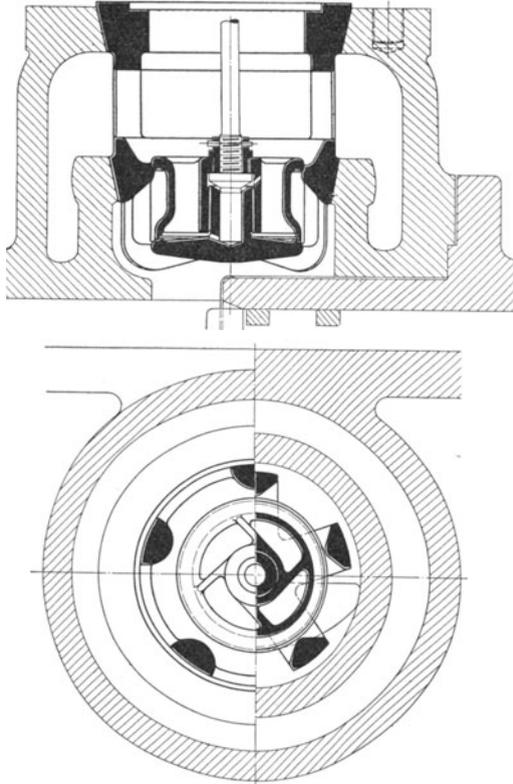
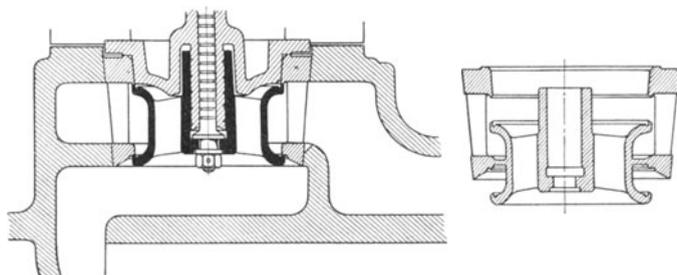


Fig. 161¹⁾.

fachsten Ausführung als Einlaßventil zeigt. Durch den Dampfdruck wird eine kreisringförmige Fläche belastet, die von dem äußersten, oberen

¹⁾ Ausführung von Scharrer & Groß. Nürnberg. Maßstab 1:5.

und dem innersten unteren Sitzdurchmesser begrenzt wird. Um diese Belastung gering zu halten, werden die Sitzbreite und der zum zwanglosen Einbringen des Ventils nötige Unterschied zwischen innerem oberen und äußerem unteren Sitzdurchmesser möglichst klein gewählt. Die Sitzbreite schwankt zwischen 2 und 5 mm. Die Wandstärke beträgt

Fig. 162¹⁾.

je nach Ventilgröße 3 bis 8 mm. Die Sitzflächen werden wagerecht oder schräg ausgeführt mit einer Neigung bis zu 60° gegen die Wagerechte. In letzterem Fall verringert sich die bei einem bestimmten Ventilhub erzielte, wirkliche Eröffnung bis auf die Hälfte. Aus diesem Grunde und wegen besserer Dichtheit (bei konischen Sitzen trägt Unrundwerden zur Undichtheit bei) sind wagerechte Sitze vorzuziehen.

Collmann legt die Sitze auf Mäntel von Kegeln mit gemeinsamer Spitze, Fig. 165. Da Kegel sich bei der Ausdehnung durch die Wärme ähnlich bleiben, so soll mit dieser Ausführungsform erreicht werden, daß sich die Sitze auf den Mantelflächen verschieben, aber nicht von diesen abheben.

Da die Ventilsitze in verschiedenen Ebenen liegen, so müssen sie äußerst sorgfältig bearbeitet werden, falls zufriedenstellende Dichtheit, die sich bei wechselnden Temperaturen und lautlosem Ventilschluß schwer erhalten läßt, erzielt werden soll. Aus diesem Grunde

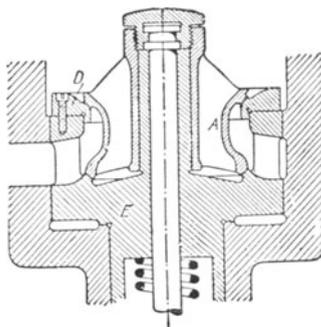


Fig. 163.

werden die Ventile vielfach mittelst besonderer Vorrichtungen unter Dampf eingeschliffen, da sich kalt bearbeitete Ventile in der Temperatur des Arbeitsdampfes verziehen und undicht werden. Besondere Formgebung zeigt das Jacobische Einlaßventil in Fig. 170; zwecks Erzielung gleichmäßiger Ausdehnung von Ventil und Korb ist dieser so gestaltet, daß er ebenso wie das Ventil auf der einen Seite der Frischdampf-temperatur, auf der anderen Seite der wechselnden Arbeitstemperatur ausgesetzt ist. Gleicher Zweck wird durch die Anordnung

¹⁾ Maßstab 1 : 10.

nach Fig. 172 verfolgt; die hohlen Stege des Korbes werden durch Frischdampf geheizt.

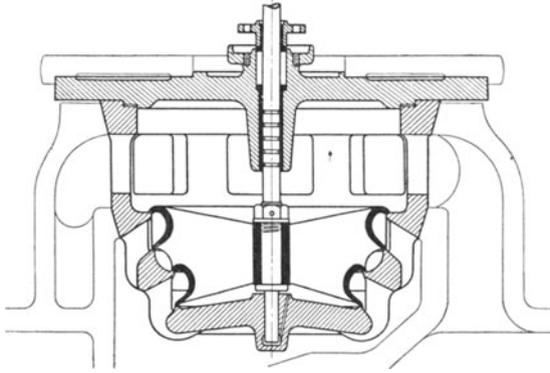


Fig. 164¹⁾.

Das Ventil wird mit der Spindel meist durch Bund und gesicherte Mutter verbunden. Verschiedenartige Ventilführungen sind in den Fig. 161—167 dargestellt. In Fig. 165 wird das Ventil durch Außenrippen geführt, die auf den Stegen des Korbes gleiten. Das Ventil muß bei dieser Führungsart stets seine Lage beibehalten und gegen Drehung gesichert sein. Zuverlässiger ist die in Fig. 161 dargestellte Führung, bei der die Ventilstange einen mit dem Korb aus einem Stück gegossenen Stift umfaßt. Ventildurchmesser und schäd-

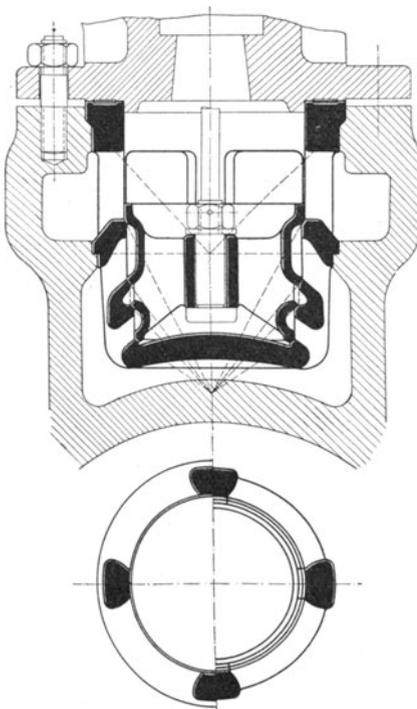


Fig. 165²⁾.

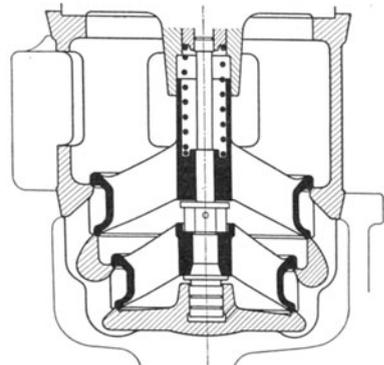


Fig. 166³⁾.

¹⁾ Niederdruckventil von J. A. Maffei, München. Maßstab 1:15.

²⁾ Ventil der Maschinenfabrik Rheydt. O. Recke. Maßstab 1:5.

³⁾ Ausführung der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt. Maßstab 1:10.

licher Raum erfahren bei dieser Ausführung eine geringe Vergrößerung. Durch die Bohrung, Fig. 161, wird die Ansammlung von Wasser, welches das Ventil nicht schließen lassen würde, in der Führung verhindert. Fig. 164 und 166 zeigen Führung der Spindel durch Bohrungen im Ventilkorb-Teller. Das Auslaßventil ist derart anzuordnen, daß es — wie der Corliß-Schieber — vom Arbeitsdruck im Dampfzylinder gegen seine Sitzfläche gepreßt wird.

Der Ventilkorb ist mit starken Stegen auszuführen, um Verziehen zu verhindern. Die Befestigung erfolgt durch die Gehäusedeckel. Die Ausführung mit wagerechten Sitzflächen nach Fig. 168 hat gegenüber der mit geneigten Flächen den Vorzug, daß der Ventilkorb leichter herausgenommen werden kann und vor allem mehr gegen seitliche Verdrückung durch die sich verziehenden Zylinderwandungen gesichert ist. Die wagerechten Auflagerflächen werden durch Asbest oder Klingerit gedichtet; die Bohrungen haben geringen Spielraum.

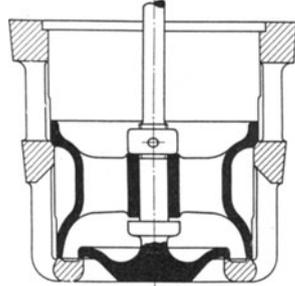


Fig. 167.

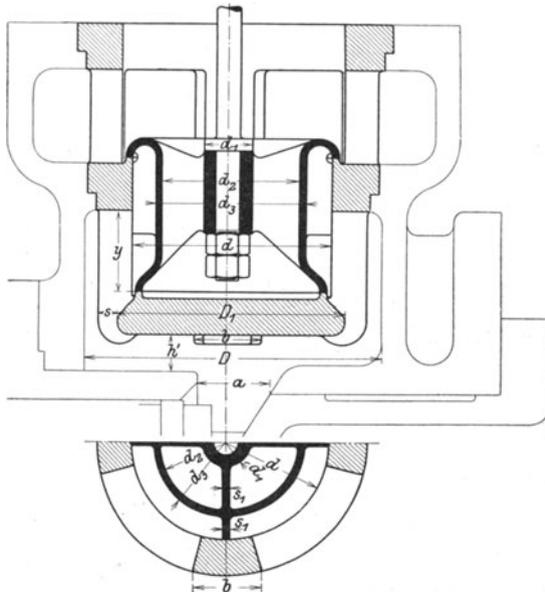
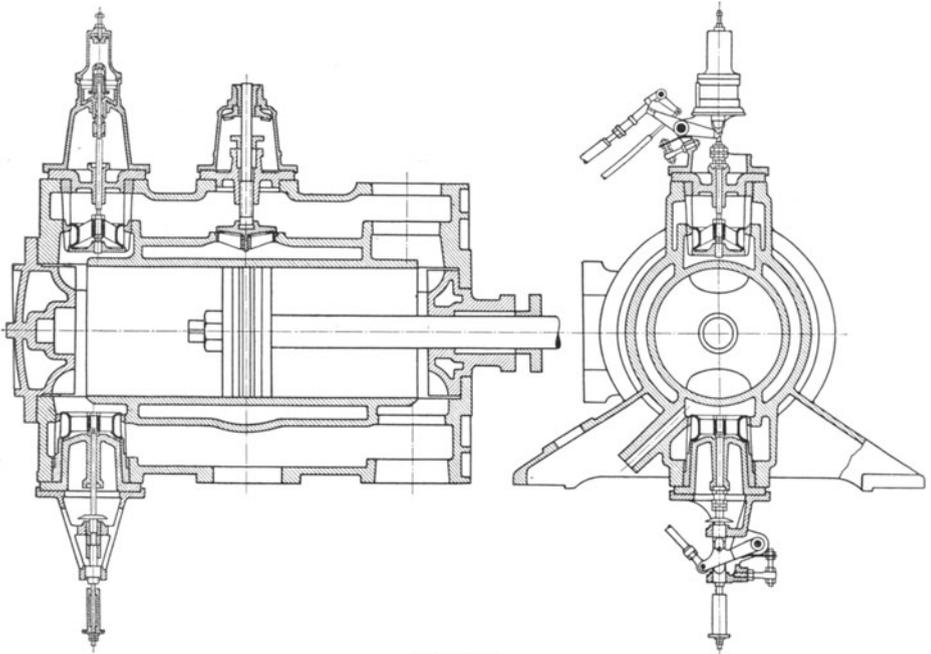


Fig. 168.

Um ein Kippen des Ventils und biegende Beanspruchung der Ventilspindel zu vermeiden, werden häufig nach Fig. 161 die mittleren Sitze des Korbes hochgezogen, so daß der Dampf in achsialer Richtung zu-treten muß.

Vollständige Entlastung und damit geringere Kräftewirkungen beim Anhub und leichtere Einwirkung des Regulators werden durch die Ventile von Radovanovic, Fig. 162 und Lentz, Fig. 163, erreicht. In Fig. 162 werden Ventilkorb und Sitz in einem Stück gegossen. Nach erfolgter Bearbeitung wird die Verbindung durch Abstechen gelöst. Beim Lentz-Ventil wird Ring *A* mit Ventil *D* zusammengegossen, so

Fig. 169¹⁾.

daß nachher — wie dargestellt — *D* durch Schrauben mit dem Korb verbunden werden muß.

Das Einlaßventil in Fig. 162 wird nach unten hin bewegt, das Ventilgewicht wird durch die Schlußfeder aufgenommen, die auch den zur Abdichtung erforderlichen Druck aufzubringen hat.

Bei größeren Maschinen werden zur Verringerung des Ventilhubes die Ventile häufig viersitzig ausgeführt, Fig. 164—166. Die Ausführung stellt an die Bearbeitung besonders hohe Anforderungen. Bezüglich Abdichtung und Herstellung bietet das in Fig. 166 dargestellte Ventil besondere Vorteile. Es besteht aus zwei getrennten, doppelsitzigen Ventilen, die nacheinander gehoben werden. Jedes der beiden Ventile wird unabhängig von dem anderen aufgeschliffen.

Fig. 167 zeigt das Hagemannsche Ventil; die Spindel ist unten zu einem Ventilteller ausgeschmiedet. Der durch hohe Kompression

¹⁾ Hochdruckzylinder von 700 mm Durchmesser der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Werk Augsburg.

zu erleichternde Anhub dieses einsitzigen Ventils geht infolge des Spielraums zwischen dem Bund und dem doppelsitzigen Ventil vor Anhub des letzteren vor sich. Die Anordnung kann auch so getroffen werden, daß zuerst das Doppelsitz-, nach diesem das Einsitz-Ventil angehoben wird. Die Bauart ist besonders für solche Fälle, in denen übermäßige Kompressionen (wie bei Gleichstrommaschinen) oder häufige Wasserschläge auftreten können, geeignet¹⁾.

Auch die Ventile üblicher Bauart öffnen bei genügend hohem Unterdruck, wenn die äußere Steuerung so eingerichtet ist, daß die

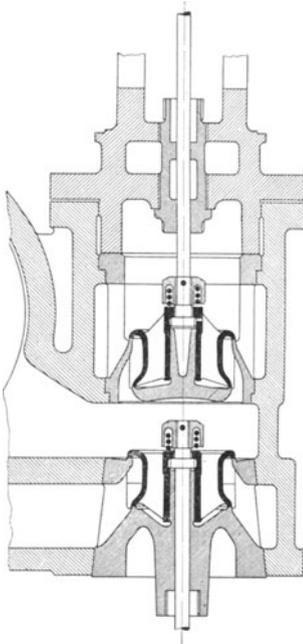
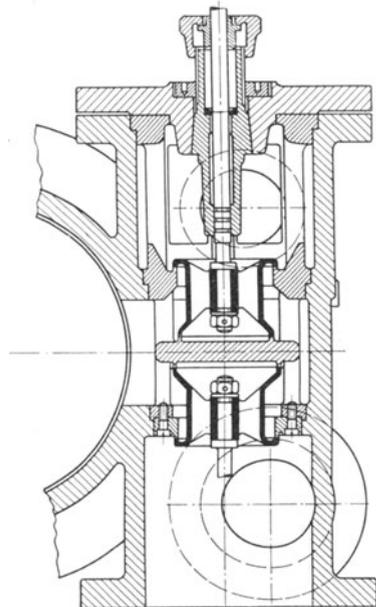


Fig. 170.

Fig. 171²⁾.

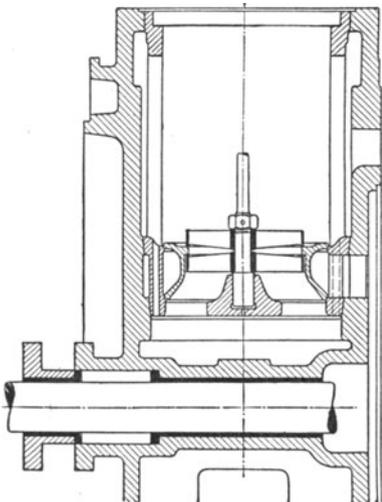
Spindel unabhängig vom Gestänge mit geringer Beschleunigungskraft gehoben werden kann und jegliche Stopfbuchsenreibung infolge Spindel-dichtung mittelst Labyrinth fortfällt.

Mitunter werden die Ventile namentlich der auslösenden Steuerungen mit „Überdeckungsringen“ nach Fig. 161 ausgeführt, so daß der Abschluß der Füllung nicht mit dem Auftreffen der Sitzflächen zusammenfällt. Die gleichen Vorteile, wie auf S. 117 für die Kolbenventile angegeben, werden indessen nicht erreicht, da der überdeckende Rand nicht dicht

¹⁾ Ein in der Zeitschrift „Glückauf“ 1910 vom Verfasser gemachter Vorschlag, die Ventile der Fördermaschinen zum Schutze gegen Wasserschlag nach der in der „Z. Ver. deutsch. Ing.“ 1905 auf S. 1925 (Fig. 4) veröffentlichten Bauart auszubilden, ist inzwischen mit Erfolg ausgeführt worden.

²⁾ Maßstab 1:8.

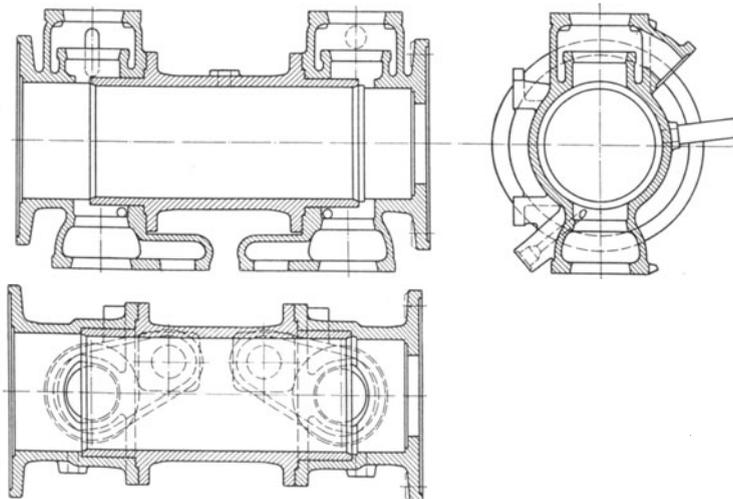
bleibt. Für zwangsläufige Ventilsteuerungen eignen sich die Überdeckungsringe überhaupt nicht, sie gelangen hier mitunter auch bei Schwingdaumen zur Verwendung, um ein langsames Anheben des Ventils zu ermöglichen. Damit wird gerade die Zeit, die vom Abschneiden der Überdeckungskanten bis zum Erreichen des Ventilsitzes verstreicht, verlängert, und beim Abschluß bläst der Dampf kräftig durch. Besonders bei kleinen Füllungen wird die Dampfverteilung wesentlich verschlechtert.

Fig. 172¹⁾.

Für die Bemessung des Ventils, Fig. 168, ist die Forderung maßgebend, daß in keinem der Querschnitte die zulässige Dampfgeschwindigkeit überschritten wird. Durchmesser d kann zunächst in überschläglicher Weise aus der Beziehung:

$$\varphi \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \frac{0 \cdot c}{u} = F$$

berechnet werden, worin durch den Koeffizienten φ die Verengung durch Nabe, Rippen und Kreisring berücksichtigt wird. Es ist $\varphi = 0,65 \div 0,85$ je nach Größe des Ventils. Bei der genaueren Festlegung der Abmessungen muß sein:

Fig. 173²⁾.

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik vorm. Riedinger. Augsburg.

²⁾ Ausführung von Scharrer & Groß. Nürnberg. Maßstab 1:20.

$$(d^2 - d_2^2) \cdot \frac{\pi}{4} - n \cdot s_1 \cdot \left(\frac{d - d_3}{2} \right) = (d_2^2 - d_1^2) \cdot \frac{\pi}{4} - n \cdot s_1 \cdot \left(\frac{d_2 - d_1}{2} \right) = \varphi \cdot \frac{\pi d^2}{4},$$

worin n = Anzahl der Rippen, s_1 = Rippenstärke innen und außen.
Weiterhin ist:

$$(D^2 - D_1^2) \cdot \frac{\pi}{4} - n' \cdot b \cdot s = F; \quad n' = \text{Anzahl der Stege am Ventilkorb.}$$

$$D \cdot a = F.$$

Mit Annäherung kann gesetzt werden: $2 D \cdot h' \sim F$, sonach $h' \sim \frac{a}{2}$.

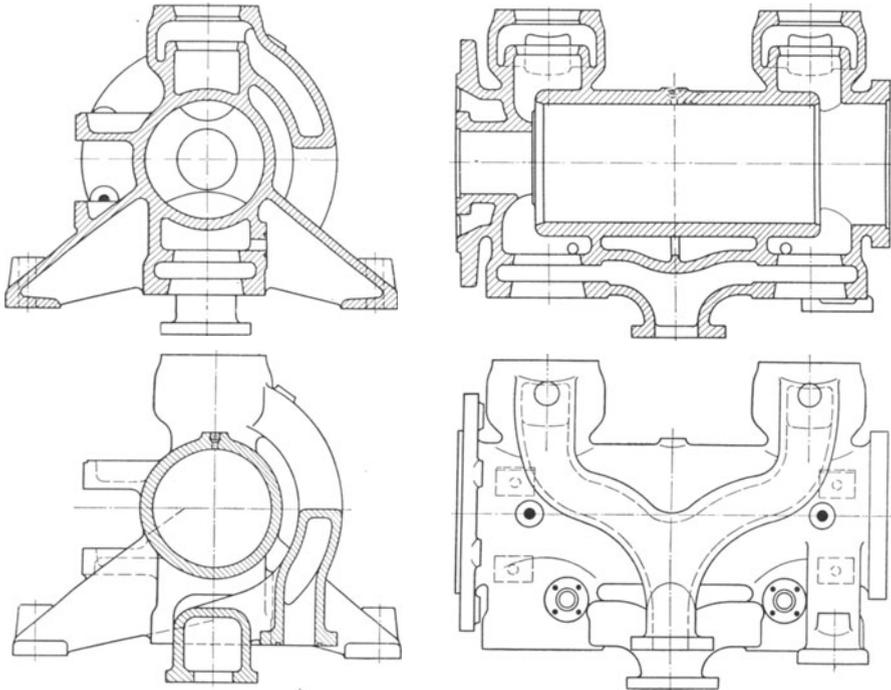
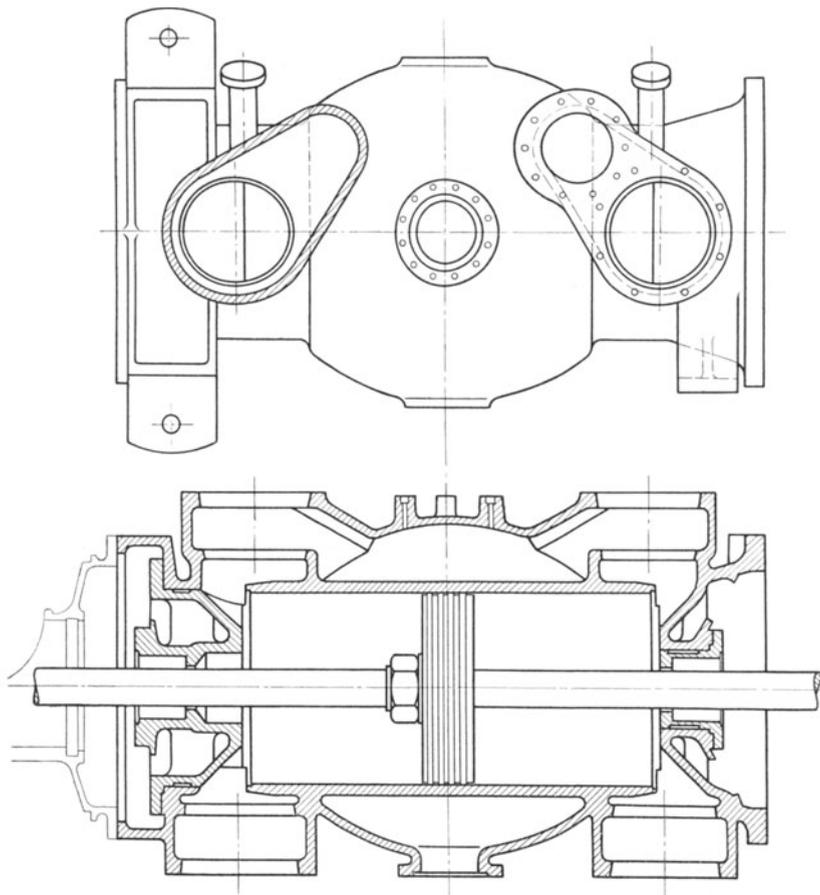


Fig. 174¹⁾.

Die bekannte Beziehung, wonach $2 d \pi \cdot h = \frac{d^2 \pi}{4}$, $h = \frac{d}{8}$ sein soll, nimmt nicht darauf Rücksicht, daß das Ventil tatsächlich nur den Durchgangsquerschnitt $\varphi \frac{\pi \cdot d^2}{4}$ hat. Doch empfiehlt sich immer, die Höhe y so zu bemessen, daß bei ganz gehobenem Ventil ein Spielraum $\frac{d}{8}$ zwischen unterer Ventilkante und Korbsitz bleibt. Der Austrittsquerschnitt wird durch die Korbstege verengt und hat die Größe $2(d \pi \cdot h - n' b \cdot h)$. Eine weitere Verengung wird durch die Abschrägung

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Werk Nürnberg.
Dubbel, Steuerungen.

der Ventilsitze verursacht. Ist α der Neigungswinkel, so wird der wirk-
same zur Dampfströmung senkrechte Durchflußquerschnitt nur die
Weite $h' = h \cdot \cos \alpha$ aufweisen. Für geneigte Sitzflächen wird sonach:
 $2 (h \cdot \cos \alpha \cdot d \pi - n' \cdot b \cdot h) = F$.

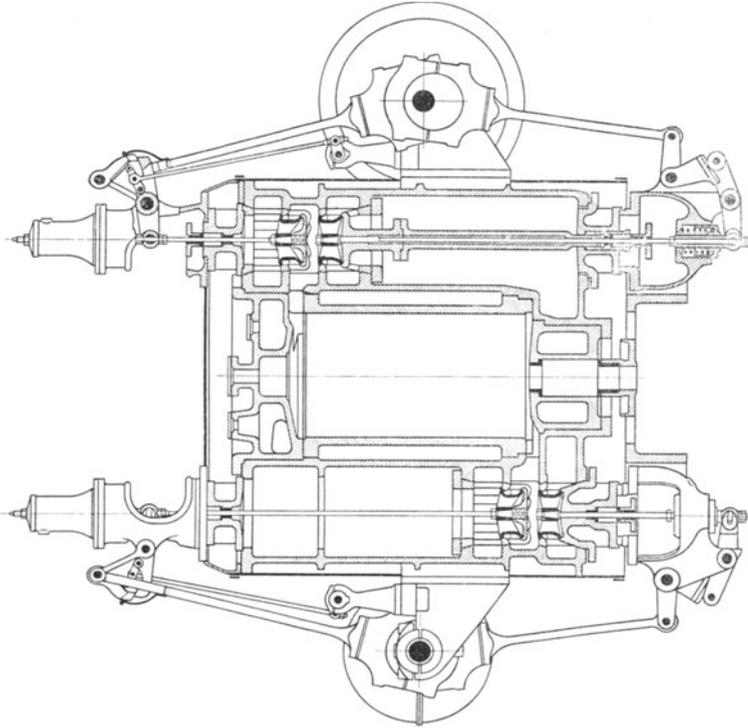
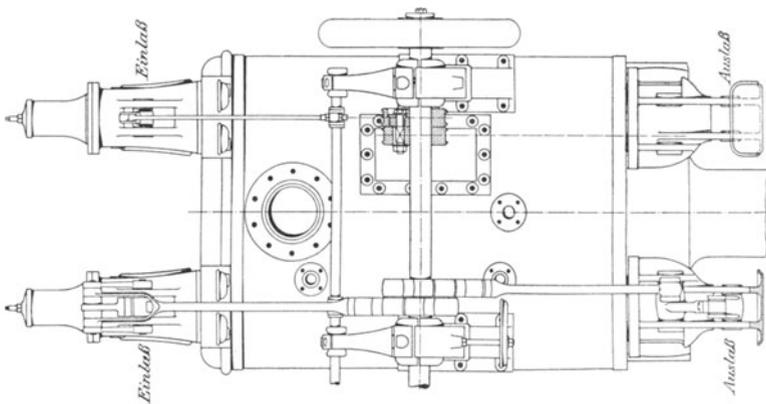
Fig. 175¹⁾.

In gleicher Weise sind die Abmessungen der Auslaßventile zu bestimmen. Die Querschnitte hinter denselben sind stets sehr reichlich und unter Beachtung der Dampfströmung zu bemessen.

Häufig werden jedoch die Abmessungen in anderer als vorstehend angegebener Weise bestimmt, und man weicht von dem Grundsatz gleicher Querschnitte ab, indem auf bestimmte für mehrere Maschinengrößen brauchbare Steuerungsmodelle Rücksicht genommen wird. Der Ventil-

¹⁾ Heißdampfzylinder von K. & Th. Möller. Brackwede. Maßstab 1:20.

durchmesser wird namentlich bei hohen Kolbengeschwindigkeiten vielfach größer als nach obigen Beziehungen gewählt, um mit kleinerem Ventilhub auszukommen.

Fig. 176¹⁾.

¹⁾ Hochdruckzylinder der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Werk Nürnberg. Maßstab 1:30.

Die gebräuchlichste Anordnung der Ventile am Zylinder ist in Fig. 169 dargestellt. Die Einlaßventile liegen im oberen, die Auslaß-

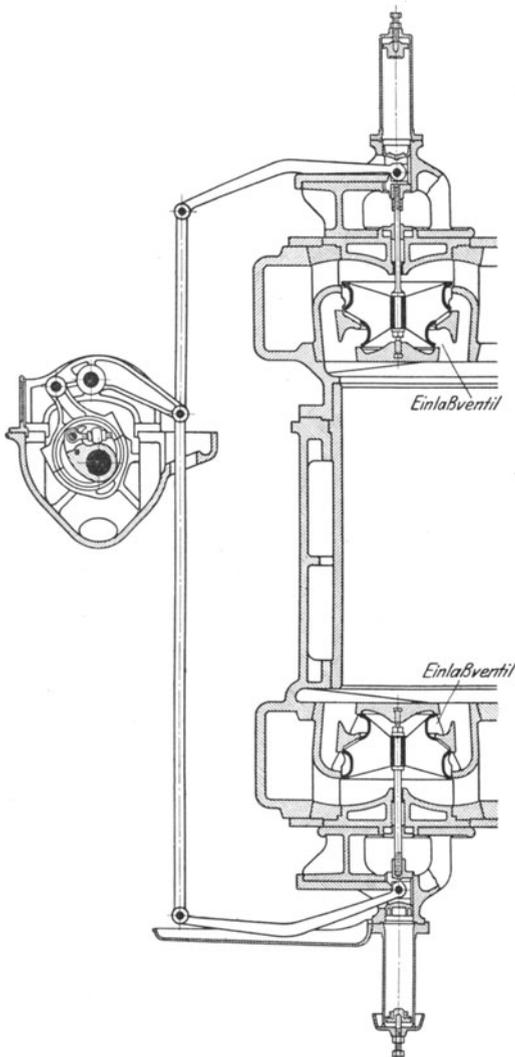


Fig. 177¹⁾.

Fig. 171 zeigt die Bauart des Verfassers. Die Querschnitte in den wagerechten Ebenen sind derart bemessen, daß dem ein- und ausströmenden Dampf die ganze Kanalhöhe zur Verfügung steht. Die Kanalweite

ventile für die bequemere Ableitung des Dampf- wassers im unteren Zylinderscheitel. In Fig. 168 liegt das Ventil über Kanalmitte, wodurch sich günstige Dampfströmung, aber eine nicht unerhebliche Verlängerung des Zylinders ergibt. Vielfach wird der Kanal nicht rechteckig, wie in Fig. 168, angenommen, sondern etwa halbkreisförmig ausgeführt, wobei der Deckel eine kugelige Aussparung erhält. Da Ein- und Auslaßventile fast stets von verschiedenen Exzentrern angetrieben werden, so wird es, wenn die Steuerung zentrische Kräftewirkung im Gestänge erfordert, nötig, Ein- und Auslaßventil gegeneinander zu versetzen.

Bei seitlicher Anordnung der Ventile nach Fig. 170 und 171 werden diese leichter zugänglich und das Fundament kann ohne Ausschnitte für die Auslaßventile ununterbrochen durchgeführt werden. Der bei der Doerfelschen Anordnung, Fig. 170, für beide Ventile gemeinsame Kanal schließt für die selbsttätige Entwässerung des Zylinders tangential an den unteren Zylinderscheitel an.

¹⁾ Niederdrucksteuerung von Gebr. Sulzer. Winterthur. Maßstab 1:35.

und die Querschnitte zwischen Ventilkorb und Zylinderwand werden für jedes Ventil nur halb so groß wie bei der gewöhnlichen Anordnung.

Fig. 172 zeigt die Lagerung der Ventile im Deckel. Kleine schädliche Räume und einfache Zylinderform sind Vorteile dieser Bauart.

Formen liegender Zylinder sind in den Fig. 169 und 173 bis 175 dargestellt. Die Bauart mit angegossenem Mantel oder kurzem Ringkanal ist nur noch bei Niederdruckzylindern zu finden, da bei höheren Temperaturen Wärmespannungen zwischen Laufbuchse und Mantel auftreten, die zu Rissen führen. Eine Ausnahme bildet die Ausführung nach Fig. 175 mit gewölbtem Mantel. Zur Ermöglichung der Ausdehnung werden Heißdampfzylinder möglichst rohrförmig ohne jeden Ansatz ausgeführt.

Ventil-Anordnungen für stehende Maschinen sind in den Fig. 176 und 177, sowie in Fig. 310 dargestellt.

Ein der Steuerung liegender Maschinen ähnlicher Ventilantrieb mit Steuerwelle wird nach Fig. 176 durch Anordnung zweier Einlaßventilhauben oben, zweier Auslaßventilhauben unten erhalten, wobei die verlängerten Spindeln in ersichtlicher Weise abzudichten sind. Eine rohrförmige Fortsetzung des Ventilkorbes dichtet die Spindel gegen den Abdampfraum, bzw. gegen den Frischdampfraum ab.

Auch bei stehenden Maschinen werden mitunter die Ventile im Deckel untergebracht. (Fig. 177.) Damit das Auslaßventil vom Arbeitsdruck gegen seine Sitzfläche gepreßt wird, muß es unten größeren Sitz erhalten oder „hängend“ angeordnet werden. Das Ventil wird im letzteren Fall entgegen seiner Gewichtswirkung von der Feder geschlossen.

2. Ventilantrieb.

Meist arbeiten die Ventilmaschinen mit Steuerwelle. Diese wird in Einzelfällen durch Exzenter-Antrieb ersetzt und zwar häufiger bei stehenden (namentlich bei der Bauart nach Fig. 310) als bei liegenden Maschinen. Exzenter-Antrieb vermeidet die Zahnräder mit ihrem häufig lärmenden Gang. Da bei den stehenden Maschinen die Steuerwelle senkrecht zur Maschinenachse liegt, so werden zweifache Zahnrad-Übertragungen nötig; die Übertragungswelle hat hierbei eine größere Umlaufzahl als die Steuerwelle. Damit die Wärmedehnung der Maschine sich nicht auf die Steuerwelle überträgt, werden besonders bei Tandemmaschinen nachgiebige Kupplungen in die Steuerwelle eingeschaltet, die überdies eine leichte Abnahme der Steuerung gestatten. Schwungräder, ebenfalls auf der Steuerwelle angeordnet, sollen die beim Ventilanhub entstehenden Kräftwirkungen von den antreibenden Zahnrädern fernhalten. Die Steuerwelle soll reichlich stark bemessen werden, da häufig Resonanzschwingungen auftreten, die besonders unruhigen Gang und Abnutzung der Zähne an bestimmten Stellen hervorrufen.

Beim Ventilanhub wird das Gestänge durch den Dampfdruck auf den Sitzflächen, den Beschleunigungswiderstand, die Stopfbuchsenreibung und das Ventiltgewicht belastet. Im Sinne des Anhubes wirkt nur der auf dem Spindelquerschnitt lastende Dampfdruck. Im Beginn der Erhebung tritt außerdem noch die Saugwirkung des das Ventil durchströmenden Dampfes auf. Den größten Teil der Belastung macht

bei höheren Umlaufzahlen der Beschleunigungswiderstand aus, so daß die Masse des Ventils und der mit dieser zu beschleunigenden Teile möglichst zu beschränken sind.

Als Ventiltrieb kommen hauptsächlich Wälzhebel, unrunde Scheiben und Schubkurven in Betracht.

a) Wälzhebel¹⁾. Der Drehpunkt des Wälzhebels wandert auf einer Wälzplatte, und das steuernde Exzenter greift zuerst an einem langen Hebelarm an, der mit fortschreitender Ventilerhebung ständig verkürzt wird (Fig. 178 bis 179). Dadurch werden die Kräftewirkungen beim Anheben verringert und die Bolzen des Steuerungsgestänges ge-

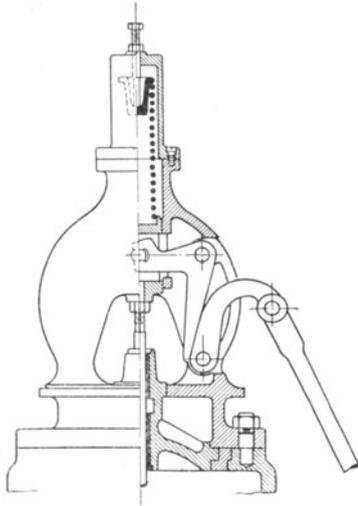


Fig. 178²⁾.

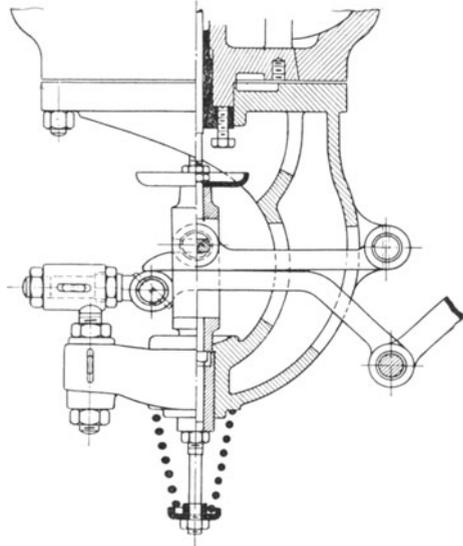


Fig. 179³⁾.

schont. Das Ventil wird anfänglich langsam, dann schneller angehoben. Beim Schluß setzt es sanft und ohne Stoß auf. Die durch das langsame Anheben bewirkte Dampfdrosselung kann durch reichliches Voröffnen verringert werden. Die Dampfdrosselung beim Ventilschluß führt zu einem mit einer Trocknung des Dampfes verbundenen langsamen Übergang der Füllungslinie in die Expansionslinie. Je nachdem die Wälzplatte festliegt oder beweglich ist, sind Wälzhebel mit beweglichem und festem Drehpunkt zu unterscheiden (Fig. 178 bis 179 und Fig. 195). Formgebung und Wirkungsweise werden im hohen Maße durch den Betrag des „Klaffens“, in Fig. 180 durch die Strecke k gemessen, beeinflusst. Ist $k = 0$, so wird das Ventil sofort mit der größten Geschwindigkeit angehoben. Je kleiner k gewählt wird, um so größer werden Übersetzung, Beschleunigung und Kräftewirkung. Meist wird k in den

¹⁾ Holzer. „Z. Ver. deutsch. Ing.“ 1908, S. 2043 u. f.

²⁾ Bauart König der Ascherslebener Maschinenbau-A. G.

³⁾ Auslaßsteuerung von Schüchtermann & Kremer. Dortmund.

Grenzen von 3 bis 8 mm ausgeführt. Wird die Endkurve bei b mit großem Radius gekrümmt, so findet noch gegen Ende der Ventilbewegung erhebliche Änderung der Übersetzung statt, während bei stark gekrümmter Kurve die Abnutzung eine größere wird.

Gleitfreies Abrollen des Wälzhebels auf der Wälzplatte und eine Anfangsübersetzung von der Größe Null sind die Forderungen, denen

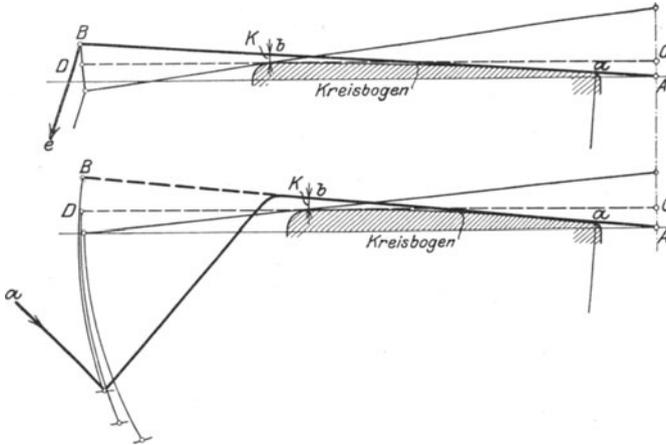


Fig. 180.

Wälzhebel möglichst entsprechen sollen. Wird das Ventil mit endlicher Geschwindigkeit angehoben — was bei praktischen Ausführungen ausschließlich der Fall ist —, so ist theoretisch die Beschleunigung unendlich groß, so daß Brüche nur durch die Elastizität des übertragenden Gestänges verhindert werden.

In Fig. 181 entspricht einer unendlich kleinen Verschiebung $a a'$ des „Hubpunktes“ a eine Senkung $b b'$ des „Treibpunktes“ b . Ist p der

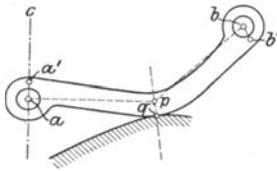


Fig. 181.



Fig. 182.

augenblickliche Pol der Bewegung, so wird das augenblickliche Übersetzungsverhältnis $a a' : b b' = ap : bp$. Das Übersetzungsverhältnis wird nur dann gleich Null, wenn $a p = 0$ wird, wenn also die Berührungsenkrechte durch den Hubpunkt a geht.

Soll das Abrollen gleitfrei sein, so muß der augenblickliche Berührungspunkt q mit dem augenblicklichen Pol p der Bewegung zusammenfallen. Gleitfreies Wälzen mit der Anfangsübersetzung Null erfordert also, daß der Anfangsberührungspunkt der Wälzbahnen auf der in der

Anfangslage a_0 des Hubpunktes zur Geradführung errichteten Senkrechten liegt und daß die Anfangsberührungssenkrechte durch a_0 geht.

Fallen Hubpunkt und Anfangsberührungspunkt nicht zusammen, so müßte das Anfangselement der Wälzbahnkurve parallel zur Spindel verlaufen, so daß auch Anfangsberührungssenkrechte und Bahnnormale zusammenfallen. Die Schnittpunkte dieser Linien werden dann unbestimmt. Die Bedingung der Anfangsübersetzung Null verlangt auch für diesen unbestimmten Fall, daß der Schnittpunkt mit dem Hubpunkt zusammenfällt. Dann muß aber der Anfangsberührungspunkt gleiten. Soll kein Gleiten auftreten, so muß auf die Anfangsübersetzung Null verzichtet werden. In diesem Falle ist der Berührungspunkt der Schnittpunkt der oben genannten, zusammenfallenden Linien.

Gleitfreier Anhub mit Anfangsübersetzung Null ist sonach bei nichtzusammenfallenden Hub- und Treibpunkt unmöglich.

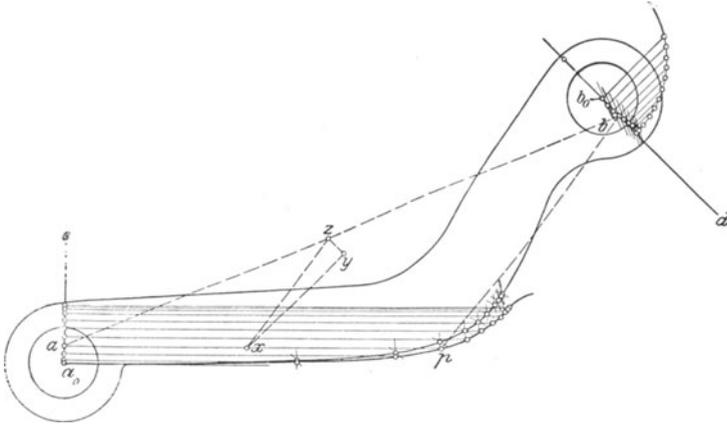


Fig. 183.

Fallen Hubpunkt und Anfangsberührungspunkt zusammen, so hat die Anfangsübersetzung von selbst die Größe Null und für die gleitfreie Bewegung müssen die Wälzkurven, die also bis zum Hubpunkt durchzuführen sind, senkrecht zur Spindel auslaufen. Da aber hierbei die Wälzkurven dauernd in Berührung bleiben müssen, ein Spielraum nicht vorhanden sein darf, so ist ein sicherer Schluß des Ventils nicht gewährleistet; auch dieser Fall ist also praktisch nicht ausführbar.

Bei dem Entwurf gleitfrei arbeitender Wälzhebel werden Länge des Wälzhebels und Größe des Exzenter gewählt. Letztere ungefähr so, daß die Pfeilhöhe des benutzten Exzenterbogens dem Ventilhub gleich ist. Damit wird die Geschwindigkeitskurve v_1 des Treibpunktes, die in die Eröffnungszeit fällt, bekannt (Fig. 182). Die v_2 -Kurve der Ventilhubgeschwindigkeit wird zunächst beliebig gewählt, doch so, daß mit fortschreitender Ventilerhebung das Verhältnis $\frac{v_2}{v_1}$ zunimmt, den Bewegungsverhältnissen der mit wanderndem Drehpunkt arbeitenden Wälzhebel entsprechend. Aus der v_2 -Kurve wird durch Integration die

Wälzbahn. de ist die Tangente für die Anfangslage $a_0 b_0$ des Wälzhebels. Die zur äußersten Wälzhebellage $a_1 b_1$ gehörige Endtangente bringt man durch Abstandskreise in die durch $a_0 b_0$ gegebene Anfangslage fg zurück, wodurch die Winkelabweichung für Anfangs- und Endlage der Tangente für einen gegebenen Treibpunkt und ein gegebenes Exzenter bestimmt ist.

Für die Anfangsübersetzung Null muß der Anfangsberührungspunkt auf der von a_0 auf de gefällten Senkrechten liegen. Bei endlicher Anfangsübersetzung wird man den Berührungspunkt h'' auf der in a_0 auf $a_0 a_1$ errichteten Senkrechten wählen.

Je weiter der zu wählende Endberührungspunkt i gelegt wird,

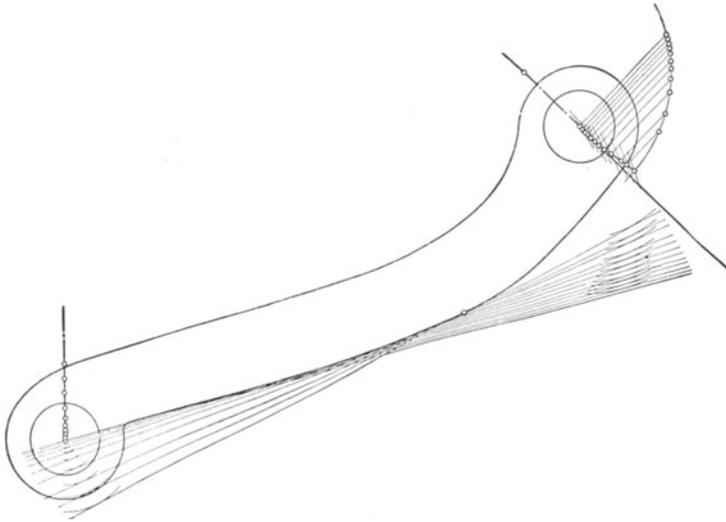


Fig. 185.

desto größer werden die schließliche Übersetzung und die von der Feder aufzubringende Beschleunigung.

In Fig. 185 ist zu einer geraden Wälzbahn eine parabolische Begrenzung des Wälzhebels entworfen, wobei die Parabel aus den Endlagen der Tangente konstruiert ist.

Fig. 186 stellt einen Wälzhebel mit festem Drehpunkt dar. c_2 ist der feste Drehpunkt des Treibhebels, c_1 der des Ventilhebels. Für diese Wälzhebel gilt der aus der Verzahnungstheorie bekannte Satz, daß die Normale im jeweiligen Berührungspunkt q die Zentrale $c_1 c_2$ im umgekehrten Verhältnis der Winkelgeschwindigkeiten teilt. Sonach muß sein:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{c_2 x}{c_1 x}.$$

Daraus folgt, daß das Übersetzungsverhältnis nur dann den Wert Null annehmen kann, wenn die Normale durch den Drehpunkt c_2 des Treibhebels geht.

Gleitfreies Abwälzen beider Kurven ist nur dann vorhanden, wenn

für eine unendlich kleine Bewegung der augenblickliche, beiden Hebeln angehörende Drehpunkt in der Zentrale liegt, da nur hier beide Punkte gleichgerichtete, zur Zentrale senkrechte Bewegungsrichtung haben.

Fallen Anfangsberührungspunkt und Drehpunkt nicht zusammen, so ist ein gleitfreies Anheben mit der Übersetzung Null nicht möglich, da die Normale mit der Zentralen zusammenfällt. Es liegen dann dieselben Verhältnisse wie bei den Wälzhebeln mit beweglichem Drehpunkt vor.

Beim Zusammenfallen von Anfangsberührungspunkt und Drehpunkt ist zwar die Anfangsübersetzung gleich Null, aber nach Obigem

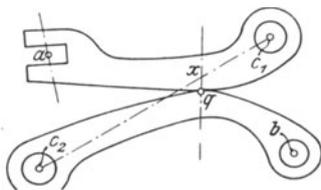


Fig. 186.



Fig. 187.

müßten die Wälzkurven im Drehpunkt tangential zur Zentrale laufen. Die Endkanten der Wälzhebel bleiben auch bei geschlossenem Ventil in Berührung, so daß der Ventilschluß nicht gesichert ist. Da die Normale durch den Drehpunkt geht, aber nicht mit der Zentrale zusammenfällt, so ist die Bewegung nicht gleitfrei.

Gleitfreies Anheben mit der Anfangsübersetzung Null läßt sich sonach nicht erreichen. Wenn Drehpunkt und Anfangsberührungspunkt

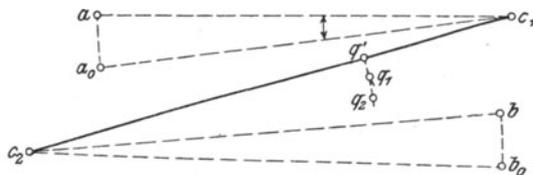


Fig. 188.

nicht zusammenfallen, so kann zwar gleitfreies Wälzen stattfinden, aber es wird mit endlicher Geschwindigkeit angehoben.

Beim Entwurf der Wälzhebel mit festem Drehpunkt wird zunächst bezüglich Fig. 187 genau so vorgegangen, wie für Fig. 182 angegeben. Aus dem Ventilerhebungsdiagramm werden zu beliebigen Lagen des Treibpunktes die zugehörigen Lagen des Hubpunktes bestimmt. In Fig. 188 ist a_0 die Anfangslage des Angriffspunktes am Ventilhebel, b_0 diejenige des Treibpunktes, während a und b die Endlagen darstellen. c_1 und c_2 sind die festen Drehpunkte. Wird nun die Zentrale $c_1 c_2$ durch Punkt q' im umgekehrten Verhältnis der bekannten Winkelgeschwindigkeiten der Punkte a_0 und b_0 geteilt, so ergeben sich die zwei, den Wälzhebeln angehörende in q' zusammentreffenden Punkte q_1 und q_2 , indem von c_1 aus mit $c_1 q'$, von c_2 aus mit $c_2 q'$ ein Kreisbogen geschlagen und

Winkel $q' c_1 q_1 = a c_1 a_0$, und $q' c_2 q_2 = b c_2 b_0$ gemacht wird. Diese Konstruktion ist in Fig. 189 durchgeführt, die auch die Ermittlung der Treibpunktgeschwindigkeit zeigt. Unter Voraussetzung sehr großer Exzenterstangenlänge im Verhältnis zur Exzentrizität ergibt sich der Treibpunktweg durch Herüberloten des Exzenterkreispunktes b senkrecht

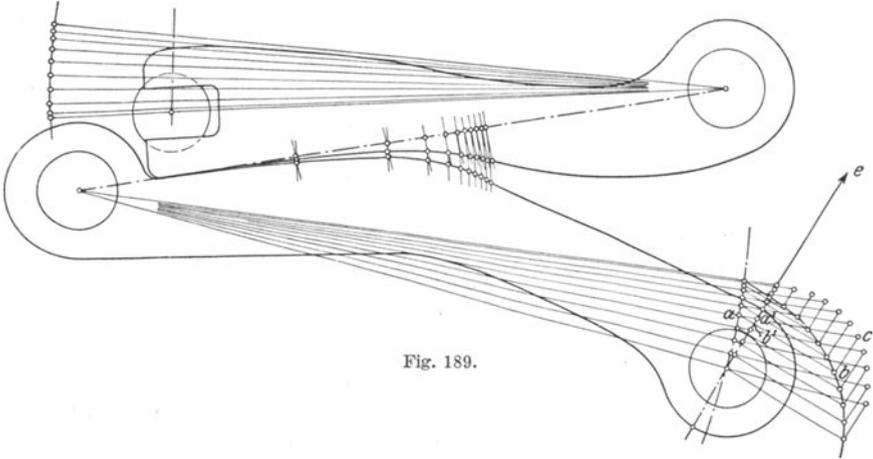


Fig. 189.

zur Stangenrichtung $b'e$ auf den Kreis der Treibpunktbahn. Die Strecke $b'b'$ stellt dabei für die Winkelgeschwindigkeit 1 des Exzentermittelpunktes zugleich die Geschwindigkeit des Punktes b' längs der Stangenrichtung der Größe nach dar.

Die Geschwindigkeit von a auf dem Treibpunktkreis ergibt sich durch Rückwärtsloten der Strecke $b'b'$ parallel zur Stangenrichtung

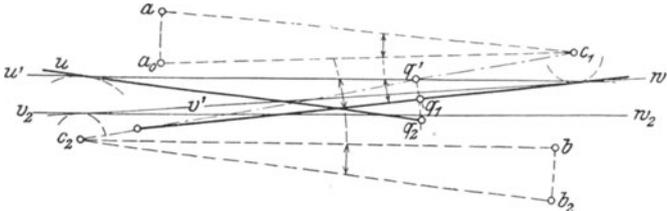


Fig. 190.

auf die zu a gehörige Richtung ac des Treibhebelarmes. Die Strecke $a'c'$ gibt demnach die Größe der augenblicklichen Geschwindigkeit des Treibpunktes a (für $\omega = 1$) wieder.

Wird im Interesse einfacherer Herstellung die Ventilhebelkurve als Gerade ausgeführt (Fig. 191) und sind infolge der Wahl von Drehpunktlage, Ventilhub usw. die Winkelausschläge beider Hebel zwischen Anhub und Endlage gegeben, so wählt man den Anfangsberührungspunkt q_0 auf der Zentralen möglichst nahe am Treibhebelrehrpunkt c_2 . Der Endberührungspunkt q' , Fig. 190, wird dem Endübersetzungsverhältnis und der Endbeschleunigung entsprechend gewählt, woraus die Punkte

q_1 und q_2 wie früher bestimmt werden. Die Strecke $q'u'$, die den von c_1 aus an die Verlängerung von $q_0 q_1$ geschlagenen Kreis tangiert, gibt die Endlage des Hebels an. Diese Endlage $q'u'$ muß aber gleichzeitig die Wälzkurve des Treibhebels in dessen Endlage tangieren. Die in die Anfangslage zurückgedrehte Endtangente der Treibhebelkurve findet

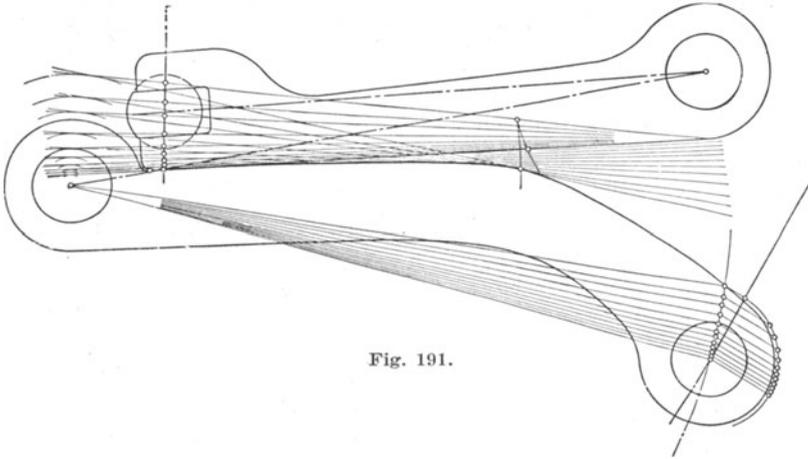


Fig. 191.

sich als Tangente durch q_2 an den von c_2 aus an $q'u'$ geschlagenen Kreis. Für die Anhublage ist $q_1 q_0$ die Anfangstangente.

Die Winkelabweichung zwischen Anfangs- und Endtangente ist gleich der Summe der gegebenen Winkelausschläge beider Hebel.

Durch die Anfangs- und Endtangente und die darauf liegenden Berührungspunkte ist die Treibhebelkurve nahezu bestimmt. Für diese wird eine von innen nach außen in der Krümmung zunehmende Kurve gewählt. Fig. 191 zeigt eine Parabel. Hierbei läßt sich das Ventilerhebungsdiagramm besonders leicht feststellen.

Ist in Fig. 190 $v_2 w_2$ eine Zwischentangente und schlägt man an diese einen Abstandskreis von c_2 aus und zieht die Linie $v'w'$, die sowohl diesen Abstandskreis als auch den von c_1 an $q_0 q_1$ geschlagenen Kreis tangiert, so gibt der Winkel zwischen $v'w'$ und $v_2 w_2$ den Treibhebelausschlag, der Winkel zwischen $v'w'$ und $q_1 q_0$ den zugehörigen Ventilerhebelausschlag, von der Anhublage an bis zu derjenigen Hebel- lage, bei der beide Hebel sich in der Tangente $v_2 w_2$ berühren.

Fig. 192 zeigt das derart festgestellte Diagramm.



Fig. 192.

Die hier angegebene Bestimmung der Wälzkurven wird in der Praxis meist durch einfachere Aufzeichnung ersetzt, die bei nicht zu großen Umlaufzahlen günstige Ergebnisse erzielen läßt. Gebräuchliche Ausführungsformen für Wälzhebel mit beweglichem Drehpunkt sind in Fig. 180 dargestellt. Die Kreisbögen der Abwälzungsbahnen tangieren bei a den geradlinigen Ventilerhebungsdiagramm in der Lage AB beim Ventilanhub und bei b den Hebel in der wagerechten Lage CD . Nach Erreichen der

letzteren Lage ändert sich infolge der starken Krümmung am Ende der Wälzplatte das Übersetzungsverhältnis nicht mehr.

Bei den Wälzhebeln mit festem Drehpunkt kann man sich deren Bewegung auch in der Weise hervorgebracht denken (Fig. 193), daß der Hebel $o_1 b$ zunächst auf der oberen kreisförmig begrenzten Wälzplatte abgerollt wird, wobei der jetzt beweglich gedachte Drehpunkt b bei der Senkung eine Zyklode beschreibt. Um die richtige Schlußlage beider Hebel zu erhalten, sind diese zusammen um Punkt o nach oben zu drehen,

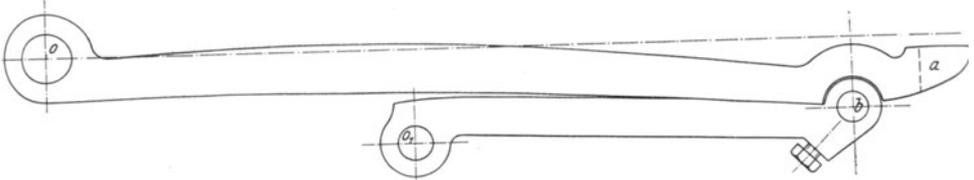


Fig. 193.

wobei Punkt b sich nunmehr auf einem Kreisbogen um o dreht. Das Gleiten wird möglichst vermieden, wenn dieser Kreisbogen mit der erwähnten Zyklode annähernd übereinstimmt.

Gleitfreie Bewegung der Wälzhebel mit beweglichem Drehpunkt würde erhalten, wenn nach Fig. 194 die Wälzbahn nach einem Kreise

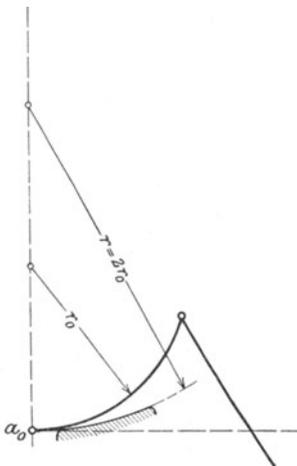


Fig. 194.

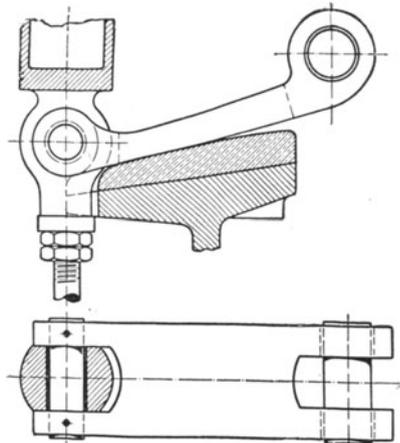


Fig. 195.

gekrümmt würde, dessen Radius $r = 2 r_0$ wäre und dessen Mittelpunkt auf der Geradföhrung liegen müßte. In diesem Falle würde die vom Endpunkt a_0 des mit Radius r_0 gekrümmten Wälzhebels beschriebene Zyklode eine Gerade werden.

Ausführungen von Wälzhebeln zeigen die Figg. 178 und 179, sowie 195 und 196. In Fig. 179 ist der feste Drehpunkt des Treibhebels in senkrechter und wagerechter Richtung verstellbar. In sämtlichen Ausführ-

rungen wird die Anfangsübersetzung Null angestrebt, da in den Fig. 178 und 179, sowie 196 der Drehpunkt zugleich Anfangsberührungspunkt ist. Zu demselben Zweck wird bei dem Wälzhebel mit beweglichem Drehpunkt nach Fig. 195 die Wälzplatte bis zur Spindelmitte durchgeführt, indem sie die Spindel gabelförmig umfaßt. Es wäre die Anfangsübersetzung Null erreichbar, wenn bei geschlossenem Ventil und weiter bewegtem Treibpunkt der Hubpunkt an der Wälzbahn anliegen würde. In Wirklichkeit muß zwischen beiden ein Spielraum vorhanden sein, damit das Ventil sicher schließt.

Bei der Ausführung nach Fig. 196 ist die Anordnung einer Rolle am Treibhebel, auf die sich der Ventilhebel nach dem Abwälzen stützt,

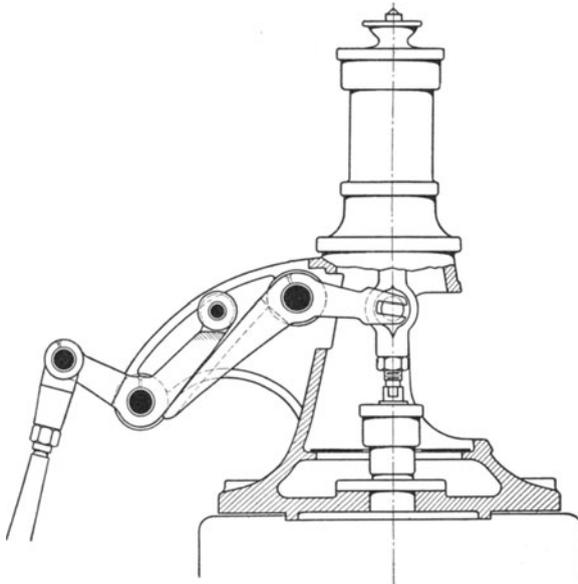


Fig. 196¹⁾.

bemerkenswert. Dadurch wird ein Gleiten des angehobenen Ventilhebels am Ende der Wälzbahn vermieden.

Für Maschinen mit hoher Umlaufzahl verdienen die Wälzhebel mit festem Drehpunkt den Vorzug gegenüber denen mit beweglichem Drehpunkt. Bei letzteren muß die Schlußfeder bei der Abwärtsbewegung des Ventils den Wälzhebel mit dem Gestänge beschleunigen, während bei den Wälzhebeln mit festem Drehpunkt das Gestänge durch den Antriebsmechanismus beschleunigt wird; die Schlußfeder kann also schwächer ausgeführt werden und belastet das Gestänge weniger stark.

b) Unrunde Scheiben. Fig. 197 stellt eine Ausführungsform dieser Steuerungsart dar. Das Ventil wird gehoben, sobald die Rolle von der „Anlaufkurve“ berührt wird. An die Anlaufkurve schließt sich

¹⁾ Bauart Radovanovic.

die „Rast“, ein zum Wellendurchmesser konzentrischer Kreis, der die Rolle in unveränderter Lage hält, so daß das geöffnete Ventil nicht weiter bewegt wird. Die „Ablaufkurve“ bestimmt durch ihre Gestaltung die von der Schlußfeder hervorgerufene Schlußbewegung.

Zwischen Nabe und Rolle ist ein Spielraum von etwa 1 mm zu lassen, damit das Ventil mit Sicherheit schließen kann. Mitunter sind Rolle und Nabe in ständiger Berührung und der Bund der Spindel, der das Ventil anhebt, hat Spiel gegenüber diesem, so daß das Ventil nach Zurücklegung des Spielraumes vom Bund mitgenommen wird. In beiden Fällen wird das Ventil, im ersten Fall auch noch das Gestänge, mit endlicher Geschwindigkeit angehoben, so daß die Anfangsbeschleunigung theoretisch unendlich groß ist und zu merklichen Stößen führen kann.

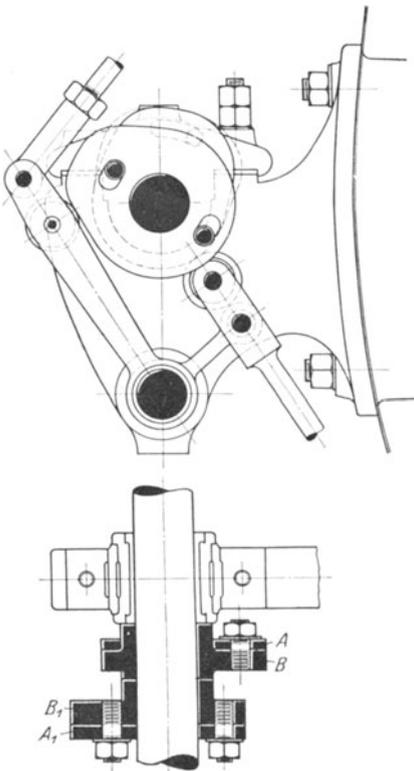
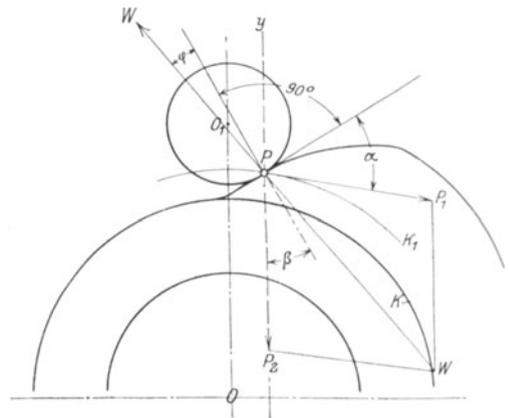
Fig. 197¹⁾.

Fig. 198.

Je steiler die Anlaufkurve gewählt wird, um so größer werden die Beschleunigung und die statischen Kräftewirkungen. Letztere sind in Fig. 198 dargestellt, wobei Verschiebung der Rolle geradlinig in radialer Richtung $O O_1$ angenommen ist. Der Berührungspunkt P wird sich dementsprechend in der zu $O O_1$ parallelen Geraden $x y$ bewegen und die in Richtung von $x y$ auftretende Kraft P_2 stellt — unter Vernachlässigung der durch die weitere Lage des Punktes P vom Drehpunkt des Rollenhebels bedingten Vergrößerung des Hebelarmes — den Widerstand der Ventilbewegung und der Schlußfeder dar. P_1 ist die zur Verschiebung der Rolle erforderliche Kraft, die tangential an den zum Nabenkreis K durch P konzentrisch gezogenen Kreis K_1 gerichtet ist. W ist die auf die

¹⁾ Niederdrucksteuerung von Gebr. Sulzer. Winterthur. Maßstab 1 : 8.

Rolle ausgeübte Rückwirkung, die um den Reibungswinkel φ von der im Punkt P zur Anlaufkurve errichteten Senkrechten abweicht. Die

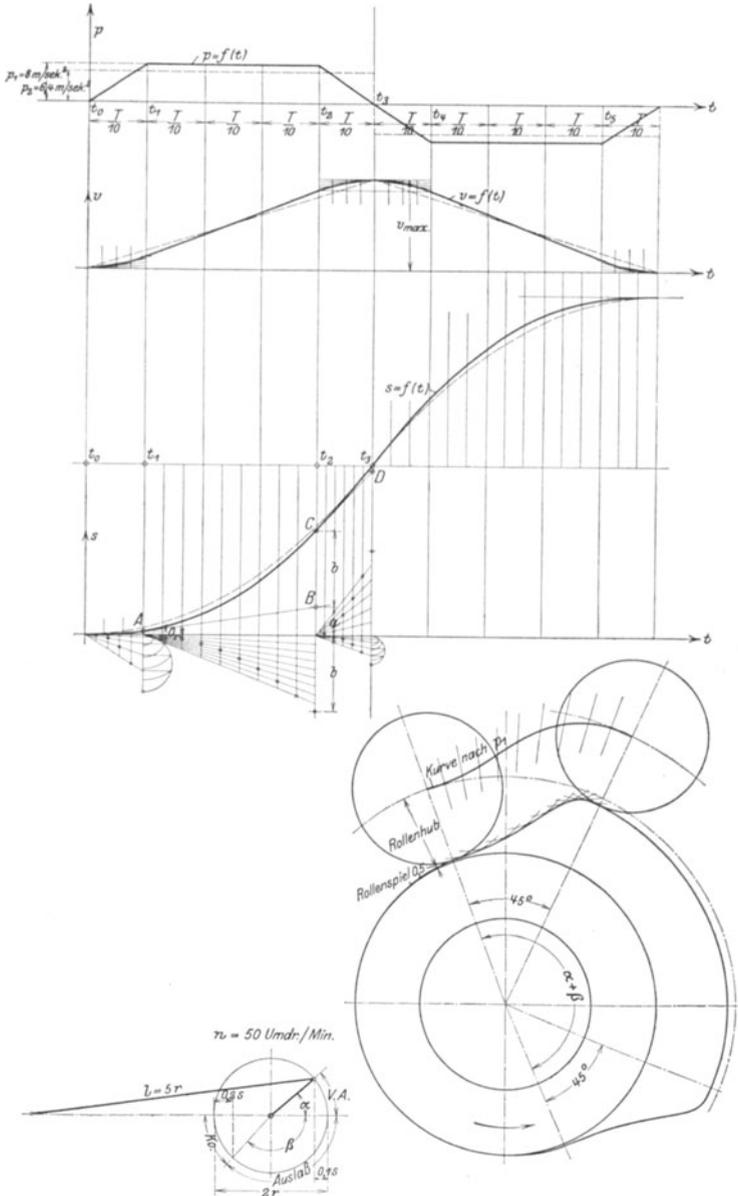


Fig. 199.

drei Kräfte W , P_1 und P_2 müssen sich in einem Punkte schneiden, wenn sie im Gleichgewicht sein sollen. Ist α der Steigungswinkel im Punkte P ,

so weichen W und P_2 um den Winkel $\beta = \alpha + \varphi$ voneinander ab. Theoretisch tritt Selbstsperrung ein, wenn $\beta > \alpha - \varphi$ ist; aber auch schon bei Annäherung an diesen Wert werden die auftretenden Kräfte unzulässig hoch. Als Höchstwert dürfte für praktische Ausführungen $\alpha = 45^\circ$ anzugeben sein, ein Wert, der aber nur für geringe Geschwindigkeiten und für radiale Rollenführung anwendbar ist.

Wird die Anlaufkurve nach einer logarithmischen Spirale gekrümmt, so bleibt der Winkel α für jeden Punkt der Kurve konstant.

In Fig. 199 ist der Entwurf einer unrunder Scheibe für bestimmte Verhältnisse wiedergegeben. Nach Wahl der Vorausströmung ($0,1 s$, wenn $s = 2r = \text{Hub}$) und der Kompression ($0,2 s$) ist der Winkel ($\alpha + \beta$) bestimmt, während dessen Zurücklegung das Auslaßventil geöffnet sein soll. In den Schenkeln dieses Winkels müssen An- und Ablaufkurve um das Rollenspiel den Nabenkreis überragen. Bei der Formgebung

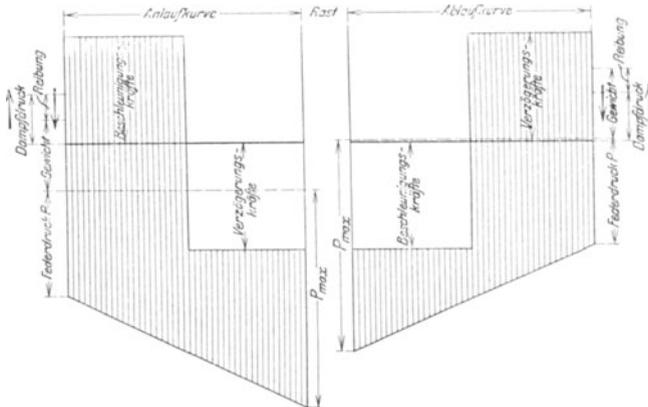


Fig. 200.

dieser Kurven wird am zweckmäßigsten von dem zu wählenden Beschleunigungsdiagramm ausgegangen, dem meistens die Form eines Trapezes oder eines Rechteckes gegeben wird. Beide Formen sind in Fig. 199 dargestellt. Die für das rechteckige Diagramm geltenden Geschwindigkeits- und Wegkurven sind punktiert, die für das trapezförmige Diagramm geltenden Kurven ausgezogen eingetragen. Im ersteren Fall setzt sich das Geschwindigkeitsdiagramm aus zwei geraden Linien zusammen. Für das trapezförmige Diagramm ist das Geschwindigkeitsdiagramm zwischen t_0 und t_1 eine quadratische Parabel, das Wegdiagramm auf derselben Strecke eine kubische Parabel. Zwischen t_1 und t_2 verläuft das Geschwindigkeitsdiagramm geradlinig, während die Strecke AC der Wegkurve wieder eine quadratische Parabel ist. Beide Kurven zeigen zwischen t_2 und t_3 denselben Verlauf wie zwischen t_0 und t_1 . Die Konstruktion der parabelförmigen Wegkurve ist in Fig. 199 angegeben.

In dieser ist angenommen, daß sich die Anlaufkurve über einen Winkel von 45° erstreckt. Die Zeit, in der dieser Winkel zurückgelegt

wird, ist aus der Umlaufzahl der Maschine bekannt, woraus sich der Maßstab für die als Ordinaten aufzutragenden Zeiten ergibt. Von t_3 ab findet eine Verzögerung der Massen statt. Das Verzögerungsdiagramm kann andere Form, muß aber gleichen Flächeninhalt wie das Beschleunigungsdiagramm aufweisen. Die Daumenform wird aus der Wegkurve in der Weise ermittelt, daß der Anlaufwinkel (von 45° in Fig. 199) in die gleiche Anzahl Teile wie die Basis des Beschleunigungsdiagramms zerlegt wird und auf den radialen Schenkeln der entstehenden Teilwinkel die Wegstrecken von dem vom Nabenkreis um den Rollradius plus Rollenspiel entfernten, konzentrischen Kreis abgetragen werden. Die Endpunkte dieser abgetragenen Strecken ergeben die Mittelpunktlagen der Rollen, von denen aus mit dem Rollendurchmesser Abstandskreise zu schlagen sind, deren Umhüllende die Daumenform ist.

Das Diagramm der Kräftewirkungen ist für den Fall des rechteckigen Beschleunigungsdiagramms in Fig. 200 wiedergegeben. Im ersten Teile der Anlaufkurve hat die unrunde Scheibe die Beschleunigungskraft aufzubringen, die Feder zusammenzudrücken, das Ventiltgewicht zu heben und die Stopfbuchsenreibung zu überwinden. Im Sinne des Anhubes wirkt beim Einlaßventil nur der Dampfdruck auf die Ventilschnecke. Als zu beschleunigende Masse kommen Ventil und Spindel, sowie die auf die Spindel zu reduzierenden Gestängemassen in Betracht, falls diese infolge einer Übersetzung am Ventilhebel eine andere Geschwindigkeit als das Ventil haben. Dem Wachsen der Federspannung entsprechend, nehmen die von der unrunder Scheibe auszuübenden Kräfte zu, bis v_{max} , Fig. 199, erreicht ist und die Geschwindigkeitsabnahme beginnt. Die bis dahin gleichmäßig beschleunigten Massen müssen nunmehr von der Schlußfeder verzögert werden, und die Wirkung des Federdruckes auf die Rolle wird um den zur Verzögerung der Massen notwendigen Betrag verringert. Ist die Schlußfeder für die Verzögerung zu schwach, so werden sich die beschleunigten Massen weiter bewegen, Rolle und Daumen trennen sich, um später mit Stoß aufeinander zu treffen. Der Sicherheit halber muß der Rollendruck stets größer als Null sein.

Nach Durchlaufen der Rast müssen die Massen im entgegengesetzten Sinne wie beim Beginn ihrer Bewegung beschleunigt werden, und zwar von der Schlußfeder. Die Kräftewirkung wird insofern eine andere, als die Stopfbuchsenreibung jetzt im entgegengesetzten Sinne wirkt. (Bei den neueren Ausführungen, bei denen Abdichtung der Spindel durch Labyrinth vorgesehen wird, kann die Spindelreibung vernachlässigt werden.) Im zweiten Teile der Ablaufkurve muß die unrunde Scheibe die Massen verzögern. Um nicht auf zu hohe Federspannungen zu kommen, wird der Übergang von der Rast zur Ablaufkurve fast immer mit größerem Krümmungsradius als am Übergang von der Anlaufkurve zur Rast angesetzt.

Unrunde Scheiben gestatten in einfachster Weise Füllungsausgleich, indem nach Fig. 199 die Winkel, über die sich die Kurven und die Rast erstrecken, für die Kurbel- und Deckelseite verschiedene Größe erhalten. Veränderung dieser Winkel wird durch die Bauart nach Fig. 197 ermöglicht. Jede der unrunder Scheiben besteht aus zwei Teilen, deren

Umfänge vollständig gleich gestaltet sind und sich in normalen Betrieb decken. Die Scheiben A und A' sind durch Klemmschrauben, die in Schlitten verstellbar sind, mit den auf der Welle aufgekeilten Scheiben B und B' verbunden. Soll die Dampfverteilung geändert werden, so sind die Scheiben A gegen B zu verdrehen, wobei z. B. für die Eröffnung die Anlaufkurven von B und B' maßgebend bleiben, während der Ventilschluß durch die neue Lage der Ablaufkurven von A und A' bestimmt

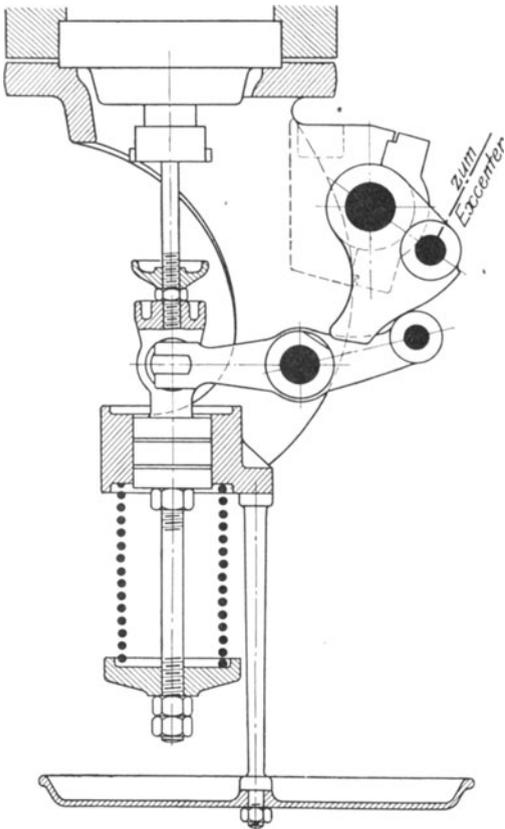
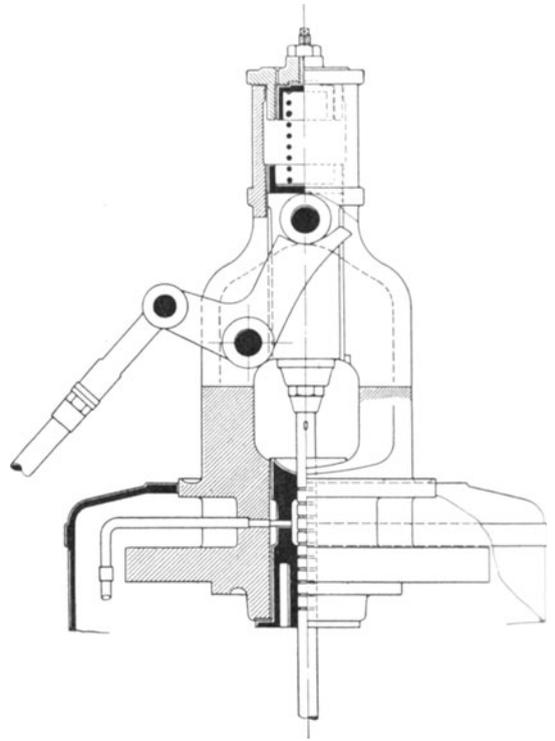
Fig. 201¹⁾.

Fig. 202.

wird. Nach dieser Verstellung laufen sonach die Rollen während des An- und Ablaufes nur auf einer Scheibe exzentrisch auf, so daß breite Lagerung der Rollenhebel vorzusehen ist.

Zentrische Wirkung wird durch die Anordnung von drei Scheiben erreicht, von denen die mittlere aufgekeilt ist, die beiden seitlichen verstellbar sind.

Die Massen, die bei Anwendung der unrunder Scheiben durch die Schlußfeder beschleunigt werden müssen, sind bedeutend, so daß bei

¹⁾ Ausführung von R. Raupach. Görlitz. Maßstab 1 : 4.

höheren Umlaufzahlen starke Federspannungen das Gestänge beanspruchen.

c) Schwingdaumen. Diese stellen im wesentlichen unrunde Scheiben dar, die statt der Drehbewegung eine Schwingbewegung durch Exzenter erhalten. Die Anlaufkurve ist zugleich Ablaufkurve. Fig. 201

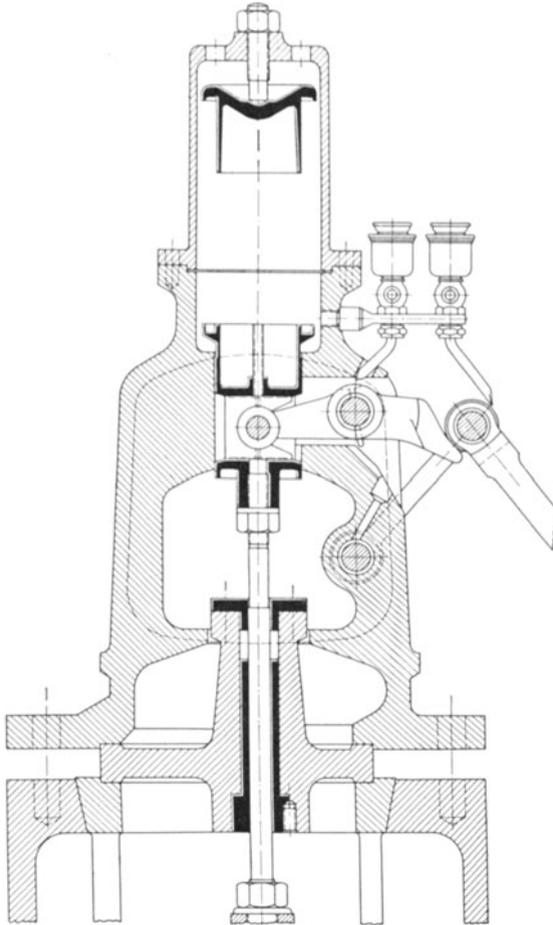


Fig. 203.

gibt die von Collmann herrührende erste Bauart wieder, die für zahlreiche, neuere Konstruktionen, von denen einige in den Fig. 202 bis 216 dargestellt sind, vorbildlich gewesen ist. Als Vorteil gegenüber der unrundern Scheibe ist die Verringerung der zu beschleunigenden Massen anzuführen, während gegenüber den Wälzhebeln übermäßige Ventilhuben vermieden werden.

Die einfachste Ausführung ergibt sich nach Lentz (Fig. 202). Der Schwingdaumen wird möglichst an die Ventilschindel herangerückt

und gleitet auf einer in der gegabelten Spindel gelagerten Rolle. Die Spindel wird — ebenso wie in den Ausführungen nach Fig. 206—208 — durch seitliche Kräfte beansprucht.

Neben dem Lentzschens Schwingdaumen haben die von Proell und Paul H. Müller größere Verbreitung gefunden. Bei der Proellschen Bauart nach Fig. 203 und 204 ist der „kritische Winkel“, d. h. der Winkel zwischen den Bewegungsrichtungen der Rolle und der Schubkurve im

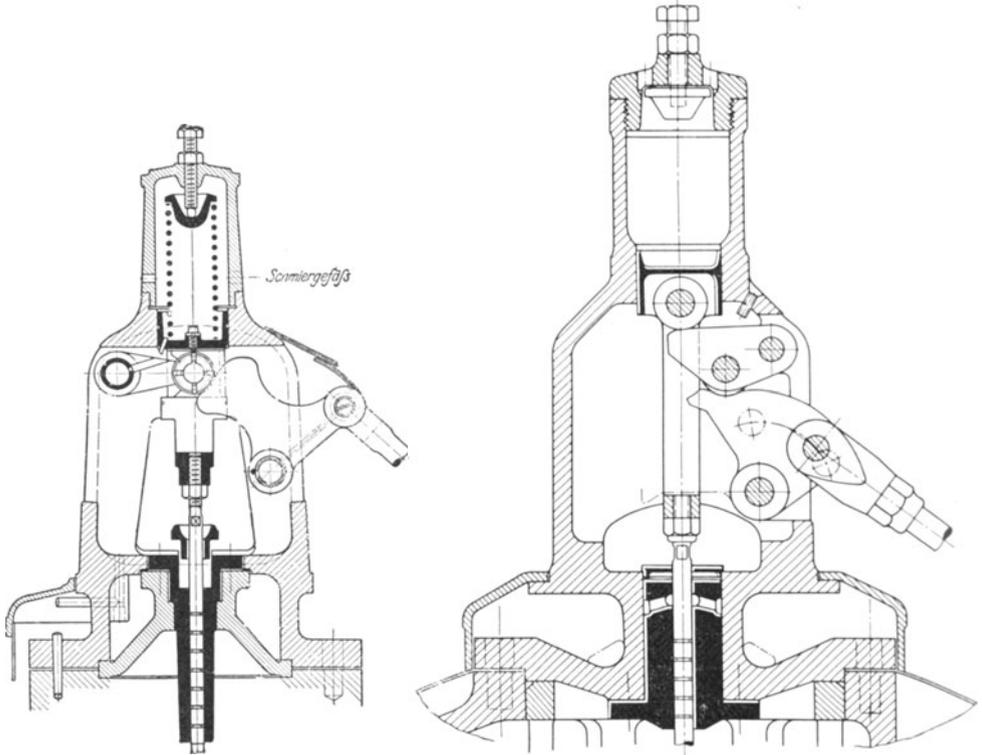


Fig. 204.

Fig. 205.

Rollenmittelpunkte ein stumpfer, wodurch sich eine Kniehebelwirkung ergibt. Die Abänderung nach Fig. 204 ist insofern vorteilhaft, als durch die Wahl des Anlenkungspunktes der Exzenterstange das Übersetzungsverhältnis leichter geändert werden kann als bei der Ausführung nach Fig. 203, bei der man aus konstruktiven Rücksichten annähernd an das Hebelverhältnis 1:1 für den zweiarmigen Ventilhebel gebunden ist. Auch die Abnutzungsverhältnisse der Bolzen gestalten sich etwas günstiger.

Der Antrieb von Paul H. Müller, Fig. 205, sieht eine doppelte Schubkurve vor; die Krümmung des Zwischenhebels beginnt an der Stelle, an der bei Ruhelage des Ventils die Rolle in der Gleitbuchse den Zwischen-

hebel berührt. Infolge der dadurch bedingten Verteilung des Ventilweges auf zwei Kurven können diese sehr flach ausgeführt werden und die für die unrunde Scheibe in Fig. 198 dargestellten und auf die Schwingdaumen entsprechend zu übertragenden statischen Kräftewirkungen werden verringert. Ebenfalls Verteilung des Ventilhubes auf zwei Schubkurven, von denen die eine festliegt, die andere mit der Ventilschindel

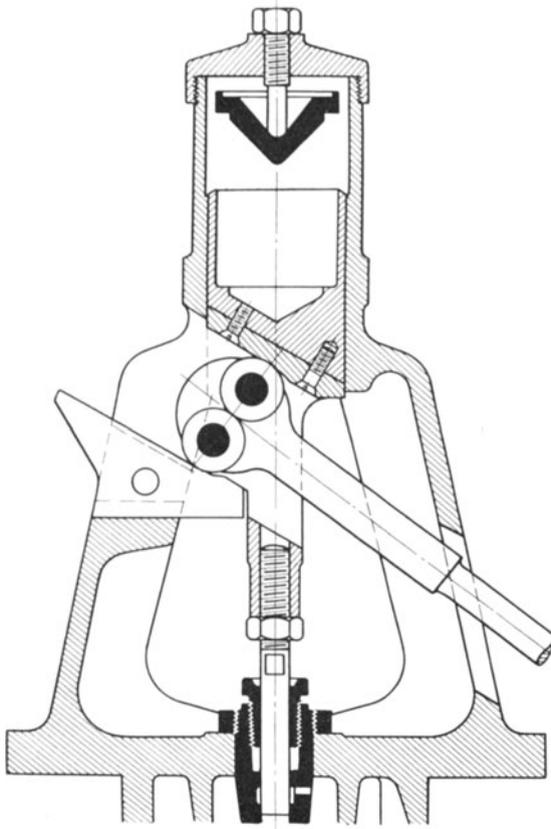


Fig. 206¹⁾.

verbunden ist, zeigt die Bauart Hunger, Fig. 206. Das Bestreben, die Anzahl der Bolzen möglichst zu verringern, hat bei der Bauart von Sauberlich, Fig. 207, zu einer Aufhängung der Exzenterstange an einem Blechstreifen geführt. Anordnung der Schubkurve an der Spindel zeigen noch die Fig. 208 und 209. Die Ausführung nach Fig. 209 mit geradliniger Führung der Rollenstange gehört zur Gleichstrommaschine Fig. 321. Auf der Welle *a* des Reckeschen Antriebes, Fig. 210, ist ein

¹⁾ Bauart Hunger der Maschinenfabrik J. E. Christoph, Niesky O.-I., Maßstab 1 : 5.

Wälzdaumen d angebracht. Die Ventilschindel umgeht hakenförmig diese Welle und endet in einem Gleitstück, an welchem in o die Stelze d_1 aufgehängt ist. Das Ventil kann bei geeigneter Profilierung der Rollflächen mit sehr kleiner Geschwindigkeit angehoben werden; für den weiteren Ventilhub sind Winkelbeschleunigung und Winkelbewegung

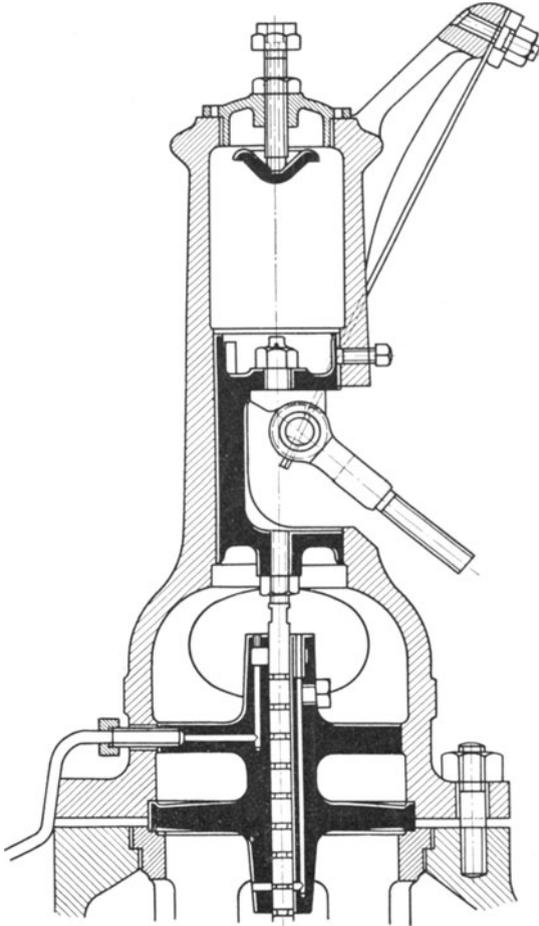


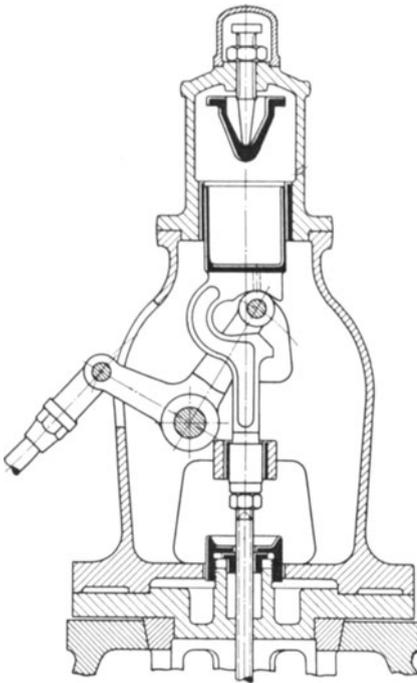
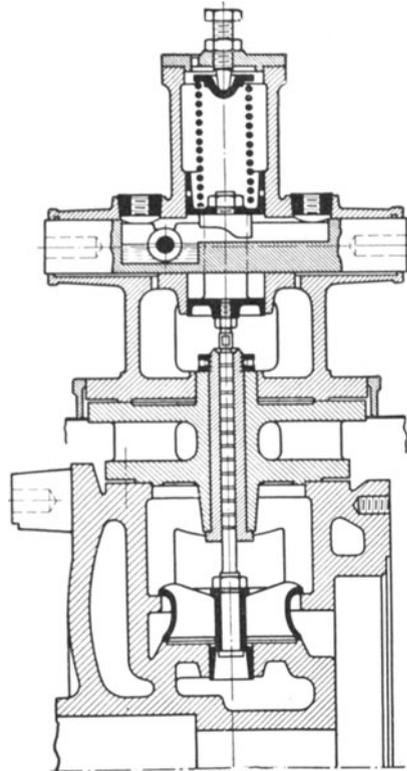
Fig. 207¹⁾.

der Stelze d_1 sehr gering. Der Führungsdruck wechselt seine Richtung nicht.

Stein führt die Rückenfläche der Schubkurvenstange mit einer ebenen, zur Bewegungsrichtung der Steuerstange parallelen Bahn aus. Im übrigen zeigen die gebrachten Beispiele, daß der Erfindungsgeist auf dem Gebiet der Schubkurvensteuerungen reichlich tätig gewesen

¹⁾ Ausführung der Werft Frerichs. Osterholz-Scharmbeck. Maßstab 1 : 5.

ist, ohne daß sich immer ein entsprechender Erfolg eingestellt hat. Die älteste Ausführung des Schwingdaumens nach Collmann, Fig. 201, gehört auch jetzt noch zu den besten Anordnungen: die Schieberspindel wird durch seitliche Kräfte nicht beansprucht, so daß Gleitbüchsen, welche die mit dem Ventil zu bewegenden Massen nicht unbeträchtlich vermehren, unnötig werden. Der Rollenhebel läßt Übersetzung zu.

Fig. 208¹⁾.Fig. 209²⁾.

In Fig. 212 bis 216 sind paarschlüssige Antriebe dargestellt, die das Ventil nicht nur öffnen, sondern auch beim Schließen abwärts bewegen. Es müssen bei diesen Bauarten besondere Vorkehrungen getroffen werden, damit einerseits das Ventil stets sicher schließt, andererseits Brüche im äußeren Gestänge vermieden werden.

Fig. 212 zeigt den Antrieb von Kuchenbecker. Der vom Exzenter bewegte Wälzhebel mit festem Drehpunkt greift nach Art einer Verzahnung in eine entsprechend gestaltete Lücke des Ventilhebels ein. Unmittelbar vor dem Aufsetzen des Ventils tritt der Zahn aus der Lücke heraus.

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik Grevenbroich. Maßstab 1 : 7,5.

²⁾ Bauart Stumpf.

Weitere Verbreitung hat in neuerer Zeit der Doerfelsche Doppel-daumen nach Fig. 213 bzw. 214 gefunden. Bei der Aufwärtsbewegung der Exzenterstange hebt die der Spindel zunächst liegende „öffnende Rolle“ das Ventil, während die schließende Rolle, in steter Berührung mit der

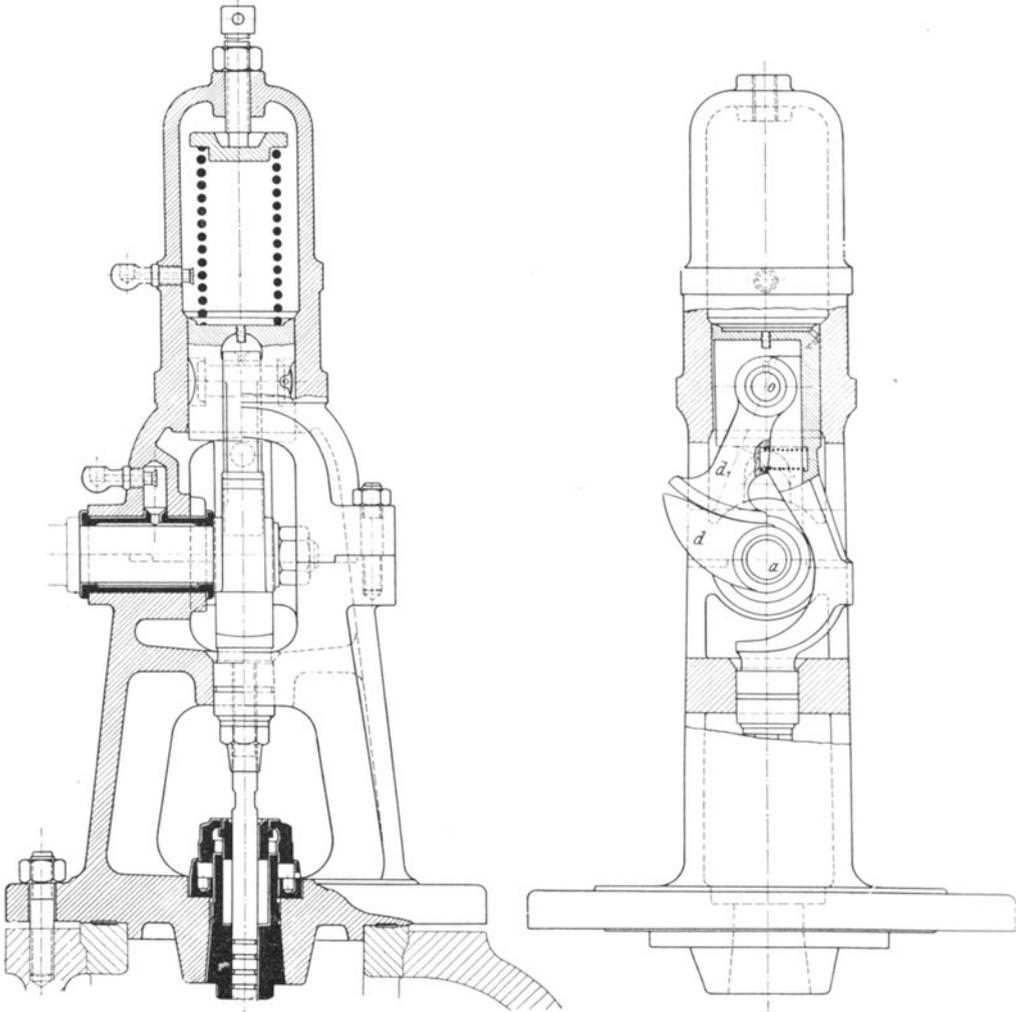
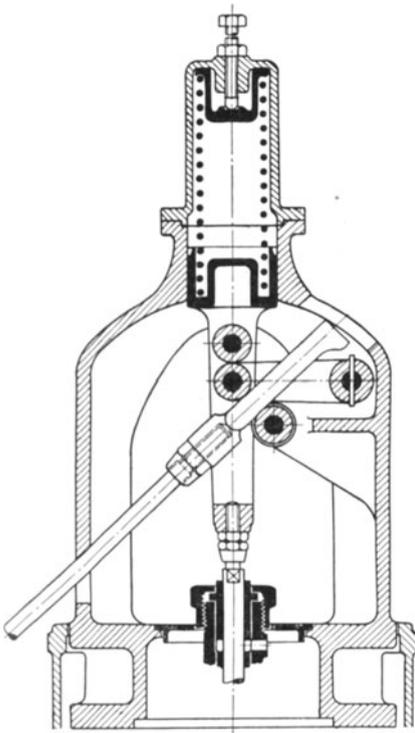
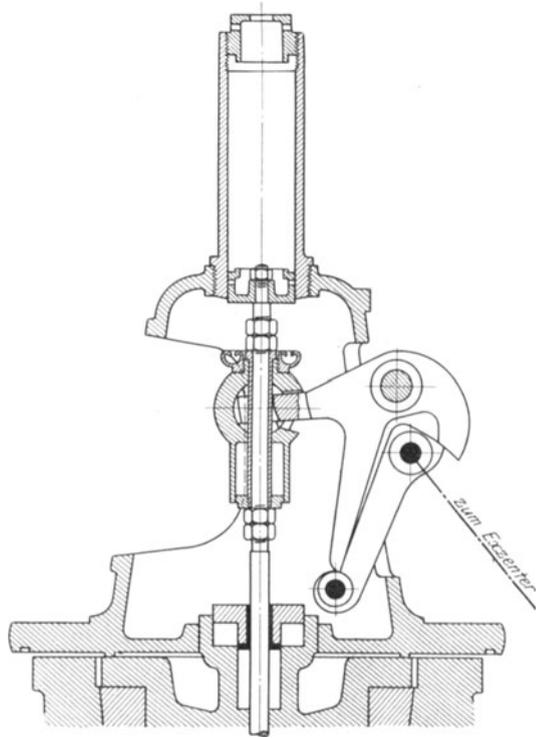
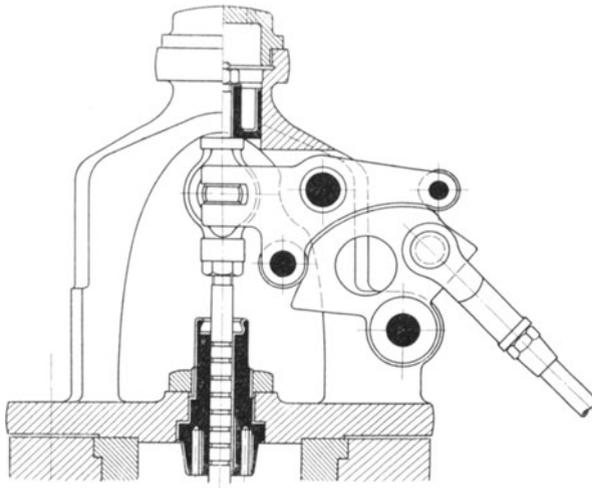


Fig. 210 ¹⁾.

zweiten Schubkurve, nach abwärts bewegt wird. Bei der Abwärtsbewegung der Exzenterstange übernimmt die schließende Rolle die Ventilbewegung, und die öffnende Rolle weicht aus. Zur Herbeiführung eines sicheren Ventilschlusses ist zwischen dem oberen Bund der Spindel

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik Rheydt. O. Recke. Maßstab 1 : 5.

Fig. 211¹⁾.Fig. 212²⁾.Fig. 213³⁾.

¹⁾ Entwurf von Zivilingenieur B. Stein. Berlin-Friedenau.

²⁾ Ausführung von G. Kuhn. Stuttgart-Berg. Maßstab 1 : 8.

³⁾ Ausführung der Sundwiger Eisenhütte, Sundwig, W. Maßstab 1 : 7.

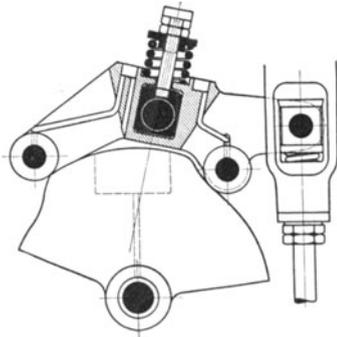
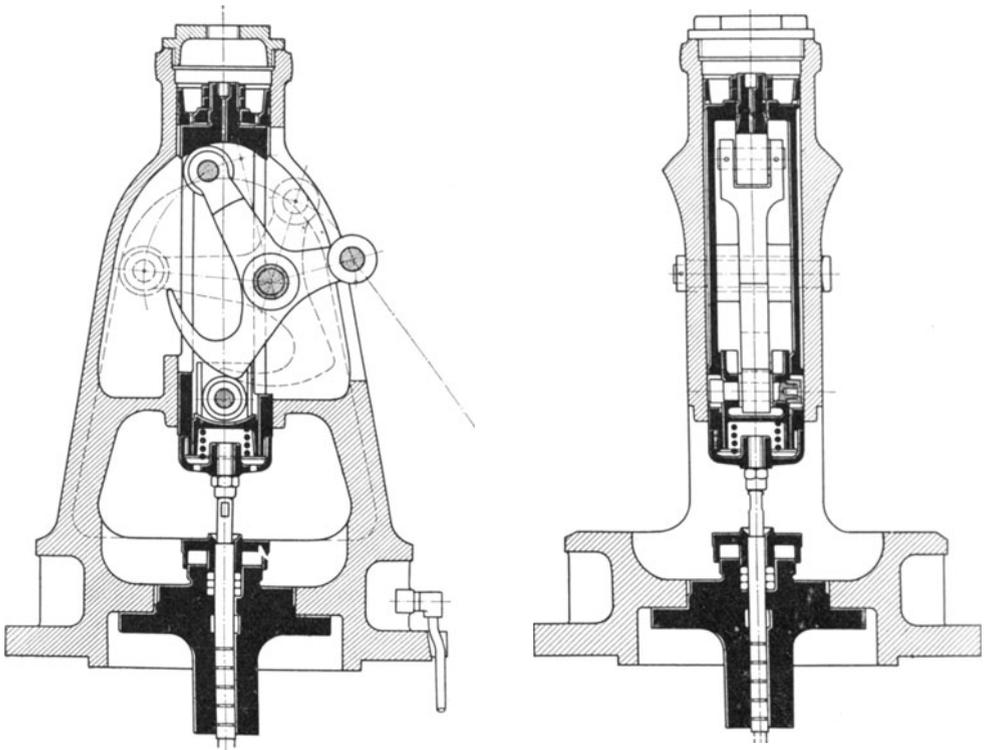


Fig. 214.

und Ventil ein Spielraum angeordnet, so daß die Spindel nach Aufsetzen des Ventils weiter abwärts bewegt werden kann. Eine Feder zwischen Ventil und oberem Bund, die bei der Weiterbewegung der Spindel zusammengedrückt wird, überträgt auf das Ventil die Beschleunigungskraft beim Schließen. Fig. 214 zeigt eine zweite Ausführungsform des Doerfelschen Doppeldäumens. Der Ventilhebel kann sich in Richtung des Vierkantes verschieben und wird durch eine Feder so gehalten, daß die Rollen gegen die Schubkurven gedrückt werden und stets anliegen. Die Feder, durch die der Spindel ein Niedergehen noch nach Ventilschluß ermöglicht wird, ist im Spindelkopf untergebracht.

In Fig. 215 tragen Ventilhebel und Ventilspindel je eine Rolle

Fig. 215¹⁾.

¹⁾ Ausführung von Schüchtermann & Kremer. Dortmund. Maßstab 1:8.

und eine Schubkurve. Auch bei dieser Bauart ist eine Feder vorgesehen, die in derselben Weise wie beim Doerfelschen Schwingdaumen wirkt.

Bei dem Ventilantrieb nach Fig. 216 ist die Schubkurve zu einer Kulisse kinematisch erweitert. Nach Aufsetzen des Ventils tritt die Rolle aus der Kulisse heraus.

Der Hebel wird in der Weise hergestellt, daß die untere Rollenbahn nach Angabe in Gußeisen gefräst wird und danach auf einer Kopiermaschine als Vorlage dient. Hier werden dann beide Rollenbahnen durch einen einzigen Fräser vom Rollendurchmesser gleichzeitig hergestellt.

Die Rolle selbst wird um $\frac{1}{10}$ mm kleiner gedreht als der Fräser.

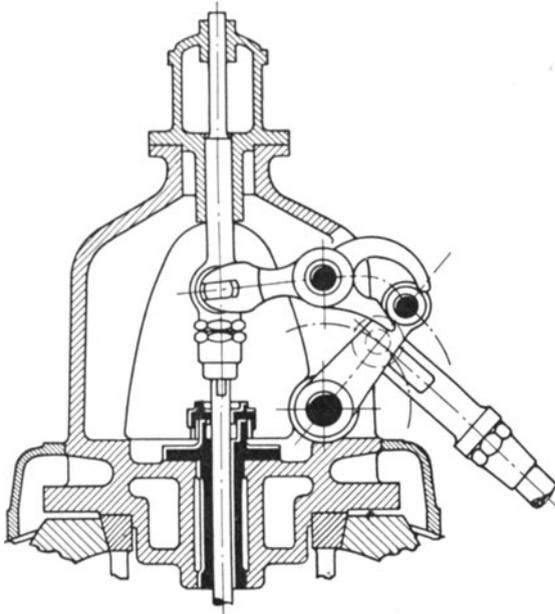


Fig. 216¹⁾.

Was die Formgebung der Schubkurven betrifft, so stimmt diese im wesentlichen mit der der unrundern Scheiben überein. Beschleunigungs- und Geschwindigkeitsdiagramm werden in gleicher Art, wie auf S. 145 angegeben, gewählt und aufgezeichnet.

Die verschiedenartige Übertragung der Wegkurve auf die Schubkurve ist in Fig. 217 dargestellt. Den einzelnen Abschnitten der Zeit-Abszisse entsprechend ist der wirksame Exzenterbogen *ab* eingeteilt, dessen Länge nach Wahl der Voreinströmung und Füllung bzw. Vorausströmung und Kompression gegeben ist. Dieser Bogen-Einteilung entsprechen jedoch nicht Drehungen gleicher Größe, wie bei der un-

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik Gebr. Pfeiffer. Kaiserslautern. Maßstab 1 : 8.

runden Scheibe, sondern Schwingungen von verschiedener Weite. Diese Ausschläge des Schwingendaumens werden bei Vernachlässigung der endlichen Exzenterstangenlänge durch die Schnittpunkte der Teillinien

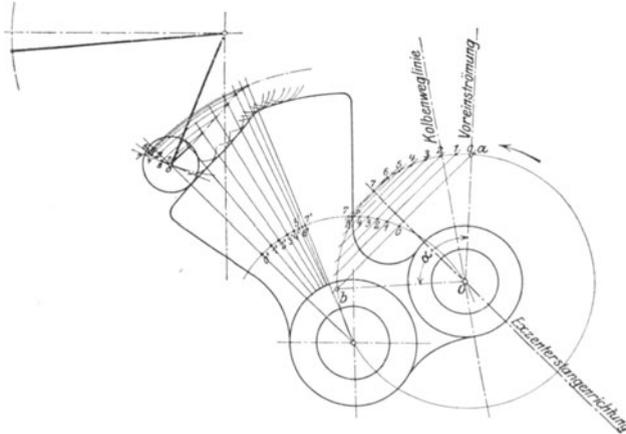


Fig. 217.

mit dem durch o geschlagenen Kreisbogen gegeben. Die Schnittpunkte $0-7$ werden nach $0', 1' \dots 7'$ übertragen. Die Wegkurve wird auf den durch $0'-7'$ gehenden Geraden aufgetragen. Wie aus Fig. 217 ersichtlich, nähern

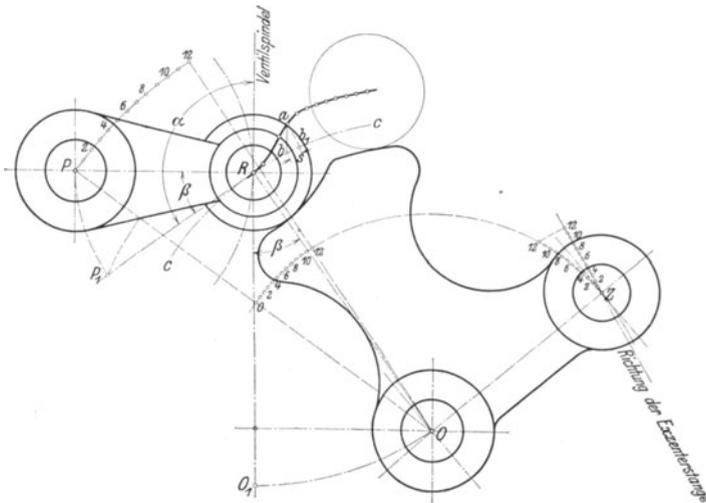


Fig. 218.

sich im Scheitel des Exzenterkreises die Teilpunkte, jedoch ist Selbstsperrung wegen der hier sehr flachen Wegkurve ausgeschlossen.

Von Bedeutung für die Bewegungsverhältnisse ist die Wahl des Winkels, der von den Bewegungsrichtungen der Rolle und des Daumens eingeschlossen wird.

Fig. 218 zeigt den Proellschen Daumen, der mit einem stumpfen Winkel $\alpha = 90^\circ + \beta$ arbeitet. Um für einen bestimmten Ausschlagwinkel des Daumens die zugehörige Erhebung der Rolle zu finden, ist Zapfen P um Punkt O um denselben Winkel, aber in entgegengesetzter Richtung relativ zur Kurve zu verdrehen. Dem Ausschlagweg 04 entspricht die Erhebung a b, denn Punkt a entspricht der Lage "4" des Daumens. Bogen a b ist vom Punkt 4 des durch P von O aus gelegten Kreisbogens aus gezogen.

Um die Verhältnisse bei einem von den beiden Bewegungsrichtungen eingeschlossenen „Übersetzungswinkel“ von 90° zu ermitteln, wäre bei gleichbleibender Lage des Führungshebels P R Punkt O nach O_1 zu verlegen, so daß die Tangente an den Bogen c c mit der Wagerechten zusammenfiel¹⁾. Die Äquidistante der Schubkurve wäre in entsprechend veränderter Lage neu aufzuzeichnen. Weniger umständlich als Verschiebung des Daumens um den Winkel β ist eine Drehung des Führungshebels um denselben Winkel, so daß P nach P_1 gelangt.

Durch P_1 wird von O aus ein Kreisbogen gelegt und von einem Punkt desselben mit P R als Radius ein Bogen a b_1 durch a gezogen. Wie ersichtlich, ist für dieselbe Erhebung ein um die Strecke s größerer Ausschlagweg erforderlich.

Ist der Winkel spitz, wie dies z. B. bei der Lentz-Steuerung, Fig. 202, der Fall ist, so muß der Ausschlagweg noch weiter zunehmen. Je stumpfer der Winkel, um so größer die Übersetzung, aber auch die Gefahr der Selbstsperrung.

Irgend einen Vorteil für die Kräftewirkungen und Erhebungen bietet die Anwendung des stumpfen Winkels nicht. Maßgebend sind in letzter Linie die zu gleichen Ausschlagwegen des Daumens gehörigen Rollenhübe, die für spitzen Winkel und steile Kurve ebenso erhalten werden können wie für stumpfen Winkel und flache Kurve.

Bei starken Übersetzungen kann wegen der bedeutenden Kraftkomponente, die senkrecht zur Ventilspindel auftritt, die Rolle nicht in letzterer gelagert werden, sondern ist nach Fig. 218 durch einen besonderen Führungshebel zu stützen. Die Rolle legt sich oben gegen den Boden der geschlitzten Gleitbüchse an, Fig. 204, um die Bewegung um Zapfen P gegenüber der geradlinigen Spindelführung zu ermöglichen.

Außer durch Übersetzungen in den Hebelverhältnissen kann der Ventilhub weiter durch Antrieb mit Schränkung vergrößert werden, so daß O Z, Fig. 218, verschiedene Ausschläge aus der der Exzentermittellage entsprechenden Stellung macht. Die in den äußersten Lagen bei größtem Exzenterhub von O Z und der Exzenterstangenrichtung eingeschlossenen Winkel sollen etwa 35° , bzw. 145° nicht unter- bzw. überschreiten, um unzulässige Kräftewirkungen zu vermeiden.

In Fig. 219 besteht die hebende Daumenseite aus den Geraden A B \perp A O und zwei Kreisbögen aus z_1 für B C und z_2 für C D.

Die Eröffnung beginnt in B mit ρ als Angriffsradius. In dem dargestellten Fall ist $\rho = 15$ mm, womit bei $n = 120$ und größter Füllung

¹⁾ Der Winkel von 90° dient nur als Beispiel und kann selbstverständlich nicht ausgeführt werden, da die Spindel neben Zapfen O liegen muß.

eine schon schwach hörbare Schlußgeschwindigkeit von 108 mm folgt. Noch ruhigeres Schließen kann durch Verkürzung der Ventilschleife erreicht werden, indem Beginn Eröffnung näher nach A hin verlegt wird. Die schließende Daumenseite ist die Umhüllende der gleichzeitigen Stellungen der Schlußrolle. Sie wird entworfen, indem man den Daumen stillstehend denkt und den Rollenhebel relativ bewegt, so daß der Drehpunkt o am konzentrischen Bogen $O_1 - O_{10}$ fortschreitet.

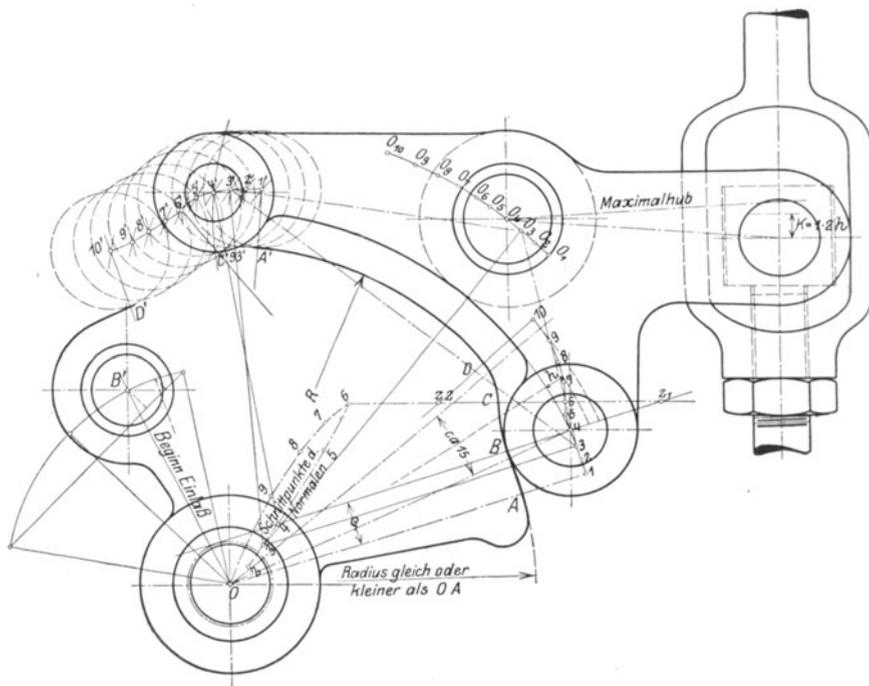


Fig. 219').

$B z_1$ muß größer als der Rollendurchmesser gewählt werden, da sonst die umhüllende Schlußbahn Rückkehrpunkte erhält.

Die öffnende Bahn CD soll nicht ganz bis D benutzt werden, damit der Berührungswinkel von der hebenden zur schließenden Rolle möglichst bei der Hubumkehr, also bei kleinster Geschwindigkeit vor sich geht.

Der Durchmesser der Schließrolle wird in der Regel kleiner als jener der öffnenden Rolle gemacht, damit die Punkte 4, 5 und 6 an der Ecke der schließenden Seite nicht zu nahe fallen. Bei der Bearbeitung ist die gleichzeitige Berührung beider Rollen von A bis D bzw. von A' bis D' anzustreben, so daß von C' bis A' die Ventilschleife nach Ventilschluß niedergedrückt wird.

Der Ausschlagwinkel des Daumens soll normal 70° betragen.

¹⁾ Entwurf von Prof. Doerfel. Maßstab 1 : 1,5.

In Fig. 220 ist eine zeichnerische Ermittlung der augenblicklichen Geschwindigkeit im Punkte B bei Beginn von Eröffnung und Schluß (nach Doerfel) wiedergegeben. Die Tangential-Geschwindigkeit in B ist gleich der Umfangsgeschwindigkeit des Exzenter-Mittelpunktes E , multipliziert mit dem Verhältnis der Polentfernungen, also $v_e = v \cdot \frac{B''P_e}{E_eP_e}$ und $v_s = v \cdot \frac{B''P_s}{E_sP_s}$. Ist z' das Hebelarmverhältnis am Ventilhebel, so folgt die Schlußgeschwindigkeit des Ventils

$$V_1 = z' \cdot \frac{q}{o B''} \cdot v_s.$$

(Bezüglich q s. S. 159 unten und Fig. 219).

Gegenüber den einfachen Schubkurven weisen die paarschlüssigen Antriebe den Vorzug auf, daß zunächst das Hängenbleiben der Ventil-

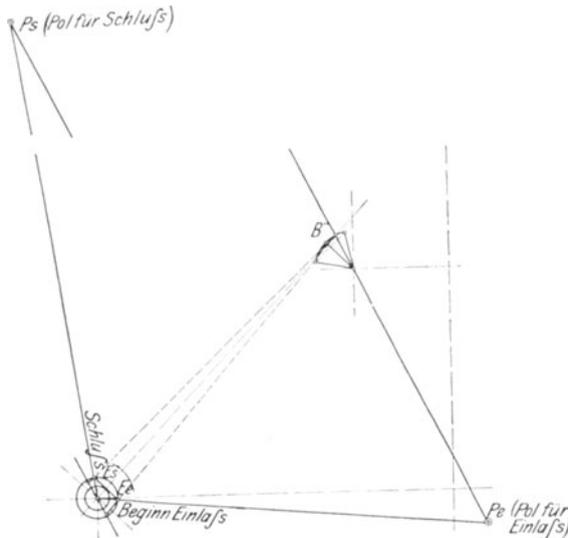


Fig. 220.

spindel verhindert wird. Die Spindel nutzt naturgemäß am stärksten an den Stellen ab, die bei den meist vorkommenden, kleinen Ventilhuben in den Dichtungsraum der Stopfbuchse gelangen, so daß bei größeren Hüben, namentlich beim Anlassen der Maschine, der nicht abgenutzte Spindelteil von größerem Durchmesser infolge der großen Reibung in der Stopfbuchse leicht hängen bleibt. Hängenbleiben der Einlaßventile kommt indessen auch bei eingeschliffener Spindel als Folge von Ölanatz an der Spindel vor und kann am Hochdruckzylinder Durchgehen der Maschine bei nicht regulierbarem Niederdruckzylinder verursachen, während beim Hängenbleiben der Niederdruck-Einlaßventile eine gefährliche Steigerung des Kondensatordruckes stattfinden kann.

Ein weiterer, wesentlicher Vorteil der paarschlüssigen Antriebe besteht in der Vermeidung der Schlußfeder. Wird diese bei den Antrieben mit Wälzhebeln oder einfachen Schubkurven nicht in einer

zur Beschleunigung der Massen hinreichenden Stärke ausgeführt, so fällt das Ventil frei nach und trifft „knallend“ auf den Sitz. Um das Knallen zu verhüten, wurden sogar bei den genannten Antrieben Luftpuffer angewandt, womit eine Wirkung, nicht die Ursache vermieden wird. Die Schlußfedern belasten stark das Steuerungsgestänge und erschweren den Eingriff des Regulators.

Den klarsten Einblick in die Wirkungsweise der Ventilantriebe gewähren die sog. „Ventilerhebungsdiagramme“, deren Abszissen die Kolbenwege und deren Ordinaten die Wege eines Punktes auf der Spindel — also des Ventils — oder des mit der Zugstange verbundenen Endpunktes des Wälzhebels darstellen. Im letzteren Fall ist die Aufzeichnung bequemer, doch fehlt das Übersetzungsverhältnis des Antriebes. An einer im Betrieb befindlichen Maschine können Ventilerhebungsdiagramme aufgenommen werden, indem ein mit der Spindel verbundener Schreibstift ein Papier beschreibt, das sich auf



Fig. 221.

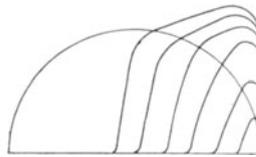


Fig. 222.

einer vom Kolben der Maschine gedrehten Trommel befindet. Wird in das Diagramm weiterhin die Ellipse der zur Vermeidung von Dampfdrosselung für jede Kolbenstellung mindest erforderlichen Ventilhöhe eingezeichnet, die nach S. 129 zu berechnen sind, so ergibt der Schnittpunkt der Erhebungsdiagramme mit dieser Ellipse den Beginn und die Dauer der Drosselung für jede Füllung.

Das in Fig. 221 dargestellte Diagramm einer Wälzhebel-Steuerung läßt nun deren Nachteile erkennen. Um bei kleinen und mittleren Füllungen genügenden Ventilhub zu erhalten, wird bei den größeren Füllungen ein übermäßig großer Ventilhub notwendig, wodurch starke, das Gestänge schwer belastende Federdrucke und vermehrte Rückwirkung auf den Regler entstehen. Vermag die Schlußfeder die erforderliche Beschleunigung nicht aufzubringen, so fällt das Ventil knallend nach, wie schon oben bemerkt.

Fig. 222 zeigt die Vorteile der Schwingdaumen. Die Ventilhöhe und Federspannungen sind infolge der „Rast“ weniger verschieden, so daß auch die Rückwirkung auf den Regler verringert wird. Gleiche Diagramme zeigen die paarschlüssigen Steuerungen.

Werden die Abszissen auf die Kurbelwege bezogen, so stellen die Ventilerhebungsdiagramme den zeitlichen Verlauf der Ventil-

Steht z. B. das Exzenter in $0 E'$ und $0 E''$, so hat das Exzenter vom Anhub an den Weg $1'7'$, das Ventil im Erhebungsdiagramm den Weg 17 zurückgelegt. Die Schnittpunkte x und z der den Kolbenlagen entsprechenden Senkrechten mit der durch Teilpunkt 7 gelegten Waagrechten sind Punkte der Ventilerhebungskurve.

3. Die Luft- und Ölpuffer der ausklinkenden Steuerungen.

Damit das nach Auslösung der Klinke von der Schlußfeder beschleunigte Ventil nicht mit hartem Stoß auf den Sitz trifft, werden Puffervorrichtungen angebracht, die die Schlußbewegung des Ventils vor dem Auftreffen verzögern. Ein mit der Ventilspindel verbundener Kolben bewegt sich schließend im Federgehäuse und komprimiert beim Abwärtsgang Luft oder verdrängt Öl, die durch einstellbare Öffnungen entweichen.

Bei den Luftpuffern sind die beim Aufwärtsgang der Spindel angesaugten Luftmengen je nach Größe des Ventilhubes sehr verschieden, woraus veränderliche Kompressionswirkungen und demnach ebenfalls veränderliche Schlußgeschwindigkeiten folgen. Bei kleinen Ventilhuben ist die angesaugte Luftmenge überhaupt nicht genügend, um die erforderliche Verzögerung hervorbringen zu können, und das Ventil schlägt hart

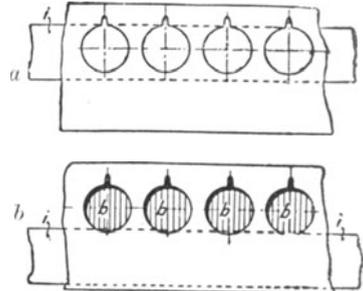
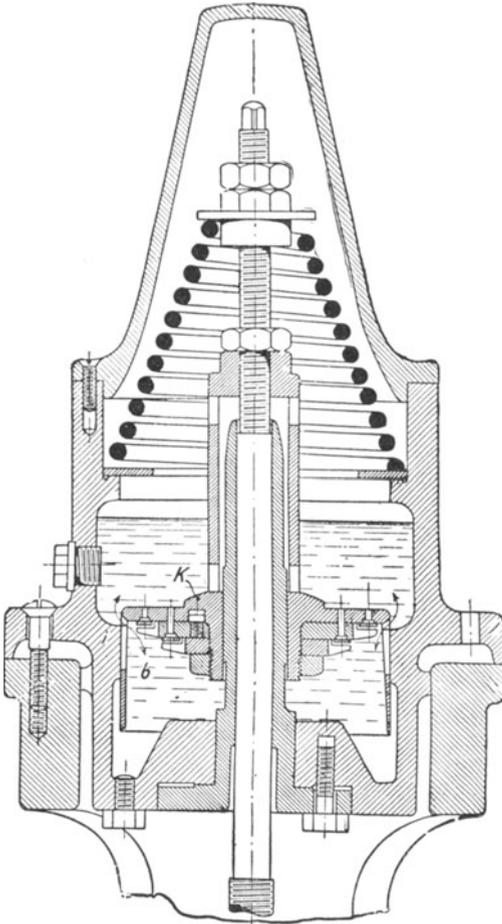


Fig. 225.

auf. Eine Verkleinerung des Austrittsquerschnittes bei kleinen Füllungen würde aber starke Dampfdrosselung bei mittleren und größeren Füllungen wegen zu langsamen Ventilschlusses verursachen.

Diese Nachteile werden ebenso wie das lästige Zurückfedern der mit Zischhahn arbeitenden Luftpuffer durch Ölpuffer vermieden. Fig. 225 zeigt den Collmannschen Ölpuffer. Am Umfange des mit der Ventilschneidspindel verbundenen Kolbens *k* ist eine Anzahl Bohrungen *b* angebracht, die nach oben spitz auslaufen. Fig. 225 a zeigt die Stellung des Kolbens gegenüber der Gleitfläche *i* des Gehäuses bei Schlußlage des Ventils; der Ölraum über dem Kolben steht mit dem Räume unter dem Kolben durch die Auszackungen von *b* in Verbindung. Wird das Ventil ange-

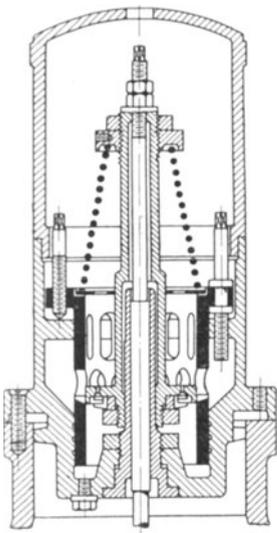
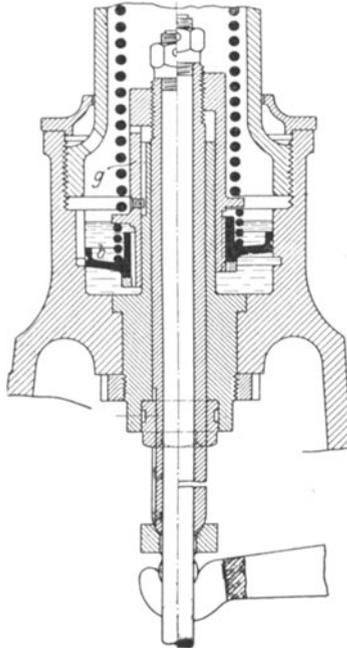
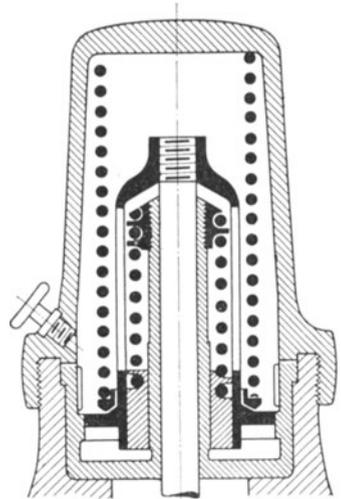
Fig. 226¹⁾.Fig. 227²⁾.

Fig. 228.

hoben, so fließt das Öl ohne Widerstand nach unten. Nach der Ausklinkung verengen sich gegen Schluß die Durchflußöffnungen mehr und mehr, das durch den Kolben von unten nach oben verdrängte Öl findet zunehmenden Durchflußwiderstand, und das Ventil wird unmittelbar vor dem Aufsetzen stark verzögert. Durch die Auszackungen sind noch nach Ventilschluß beide Ölräume miteinander verbunden, damit das Ventil sicher schließt und der Kolben *K* nicht vor Aufsetzen des Ventils vom unteren Ölspiegel an der weiteren Abwärtsbewegung gehindert wird. Die Schlußfeder ist beim Collmann-Ölpuffer im Dampfraum untergebracht. Die über dem Ölkolben angeordnete Feder trägt nur das Gewicht der Spindel und bringt die Anschlagplatte in die tiefste für das Aufsetzen der Klinke nötige Lage.

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik Schüchtermann & Kremer. Dortmund.

²⁾ Ausführung von Haniel & Lueg. Düsseldorf.

Ein Mangel der Ölpuffer ist ihre Empfindlichkeit gegen Temperaturwechsel. Bei niedrigerer Temperatur, wie sie morgens im Maschinenraum herrscht, ist das Öl dickflüssiger, und der Puffer bremsst stärker als bei der zunehmenden Erwärmung der Maschine. Wird sonach der Puffer am Tage für ruhigen Gang der Ventile eingestellt, so schließen diese morgens nicht dicht ab, umgekehrt würden die Ventile schlagen. Auch gegen Belastungsschwankungen sind die Puffer infolge der dadurch bedingten Änderungen der Ölverdrängung empfindlich.

Da während des Betriebes das Öl bei abgenommener Haube herausspritzt, so ist die Ermöglichung äußerer Einstellung bei geschlossener Haube zu empfehlen.

Der Collmannsche Ölpuffer hat einer großen Anzahl von Bauarten zur Grundlage gedient. Ihnen allen ist gemeinsam, daß zur Vermeidung einer gegen das Öl abdichtenden Stopfbuchse eine Hülse, welche die Ventilspindel umschließt, bis über den Ölspiegel hinausgeführt wird.

Fig. 226 zeigt eine Abänderung des Collmannschen Ölpuffers. Die Öffnungen, durch die das Öl fließt, sind in der Gleitbuchse des Kolbens angebracht. Nach Abheben der oberen Kappe kann während des Betriebes die Schlußgeschwindigkeit des Ventils durch Verstellen der Buchse geändert werden.

Um Prellschläge und Reißen der Spindel durch zu plötzliches Abbremsen zu verhindern, wird in den Ölpuffern von Wiegleb und Soest eine gewisse Nachgiebigkeit beim Auftreffen des Kolbens auf das Öl herbeigeführt. Bei dem Wieglebschen Ölpuffer, Fig. 227, sind die Bremsnuten in der Gehäusewand und außerdem am unteren Teile der Buchse g da angebracht, wo Kolben b auf g geführt ist. Diese letzteren Nuten stellen die ständige Verbindung zwischen den beiden Ölräumen her. Eine Feder zwischen dem Ansatz an Buchse g und dem Kolben b wirkt beim Abschluß der äußeren Bremsnuten als Puffer. Durch Verdrehung der zwischen Spindel und Buchse g angeordneten Hülse kann die Höhenlage der gegen Drehung gesicherten Buchse g , und damit die Verzögerung, geändert werden. Der Kolben des Soestschen Ölpuffers, Fig. 228, umgibt einen Einsatz, der durch die innere, oben festgehaltene Feder nach unten gepreßt wird. Beim Auftreffen des Kolbens auf den unteren Ölspiegel wird dieser Einsatz nach oben geschoben.

In dem Ölpuffer nach Hochwald-Neuhaus, Fig. 229, tritt das Öl am ganzen Umfang des Kolbens aus. Mit diesem verbunden ist ein Ventilsitz, auf dem die mit Löchern J versehene Ventilplatte E ruht, während der Kolbenboden D mit einer Anzahl Schlitze F versehen ist. Sobald bei der Abwärtsbewegung des Ventils die untere Kolbenkante in die Zylinderführung tritt, legt sich infolge des entstehenden Überdruckes unter dem Pufferkolben die Ventilplatte E gegen den Boden D . Durch Verdrehung der beiden Teile E und D gegeneinander kann der Durchflußquerschnitt in den weitesten Grenzen geändert werden.

Der Stumpfsche Ölpuffer, Fig. 230, ist dem schon früher bei Corlißmaschinen verwendeten, sog. Vakuumpuffer nachgebildet und arbeitet wie dieser ohne Schlußfeder. Geht der Kolben abwärts, so wird die Luft aus dem den Kolben umgebenden Ringraum durch ein Rückschlagventil ausgestoßen, so daß bei Aufwärtsgang des Ventils

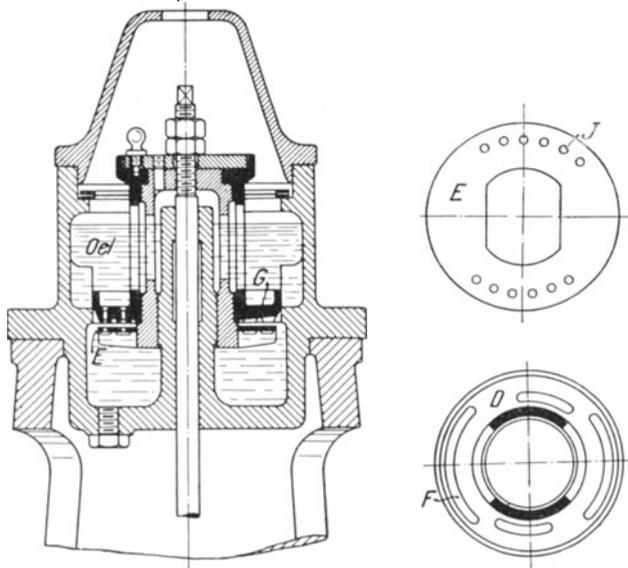


Fig. 229¹).

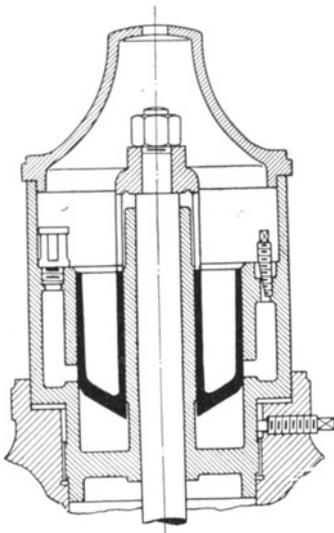


Fig. 230.

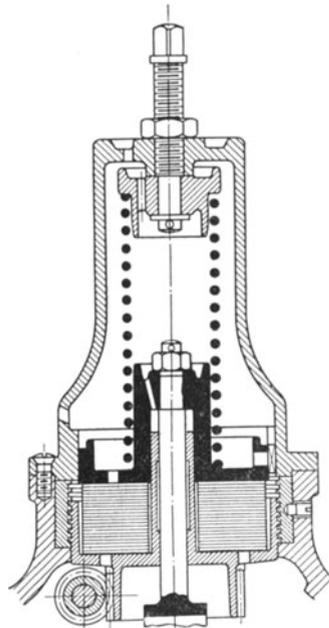


Fig. 231.

¹) Ausführung von A. Borsig. Berlin-Tegel.

eine Luftleere entsteht und das Ventil vom äußeren Luftdruck geschlossen wird.

Durch Undichtheiten des Kolbens in den oberen Raum übertretendes Öl wird durch eine besondere, einstellbare Öffnung wieder in den unteren Raum zurückgefördert. Nachteilig ist bei dieser Bauart, daß beim Anlassen der Maschine die zum Schließen des Ventils erforderliche Luftleere noch nicht vorhanden ist, so daß das Ventil leicht hängen bleibt.

Die von den besprochenen Bauarten völlig abweichende Puffervorrichtung von v. Bavier ist in Fig. 231 wiedergegeben. Unter dem Pufferkolben liegen eng übereinander eine große Anzahl von Metallplättchen, zwischen die im entlasteten Zustand bei hochgehobenem Ventil Luft tritt. Diese wird beim Schließen des Ventils durch den Pufferkolben herausgepreßt, wodurch die Ventilgeschwindigkeit rasch verzögert wird. Die Schichthöhe der Plättchen und damit die Auftreffgeschwindigkeit können durch Einstellung des unteren mit Gewinde und Schneckenrad versehenen Gehäusedeckels verändert werden.

4. Die Anordnung und Einstellung der äußeren Steuerung.

Die Ventilsteuerungen lassen sich ebenso wie die Corliß-Steuerungen bezüglich ihrer Wirkungsweise auf den einfachen Muschelschieber

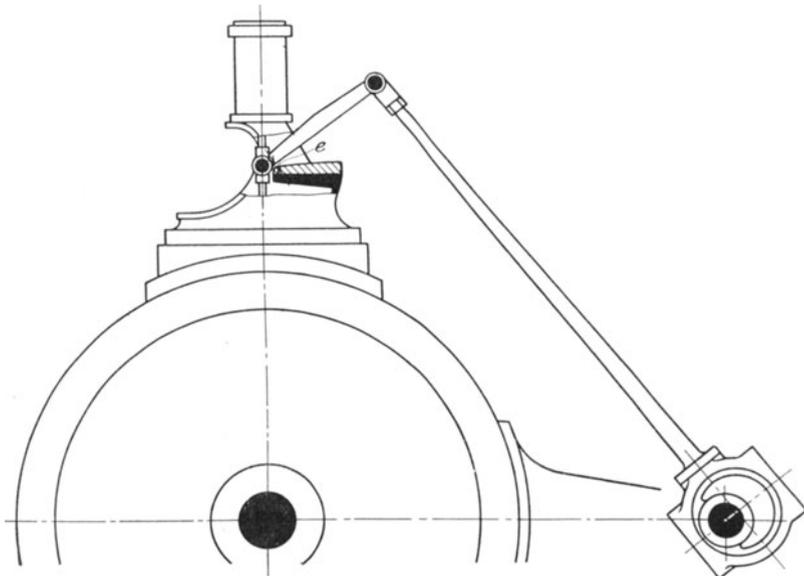


Fig. 232.

zurückführen. Grundsätzlich stimmen sie mit der in Fig. 159 dargestellten Steuerung mit vierfach geteiltem Muschelschieber überein. Ein wesentlicher Unterschied besteht nur insofern, als die Bewegung des

Ventils infolge der Anordnung des Sitzes nach Abschluß des Kanals aufhören muß, während der Schieber in diesem Falle zunächst noch in gleicher Richtung weiter gesteuert wird. Bei Anwendung gleichartiger Steuerungen muß also dem äußeren Gestänge Leergang bei geschlossenem Ventil ermöglicht werden.

Dementsprechend können die Überdeckungen nicht Teile des Ventils selbst sein, sondern treten als Zwischenräume im Steuerungsgestänge

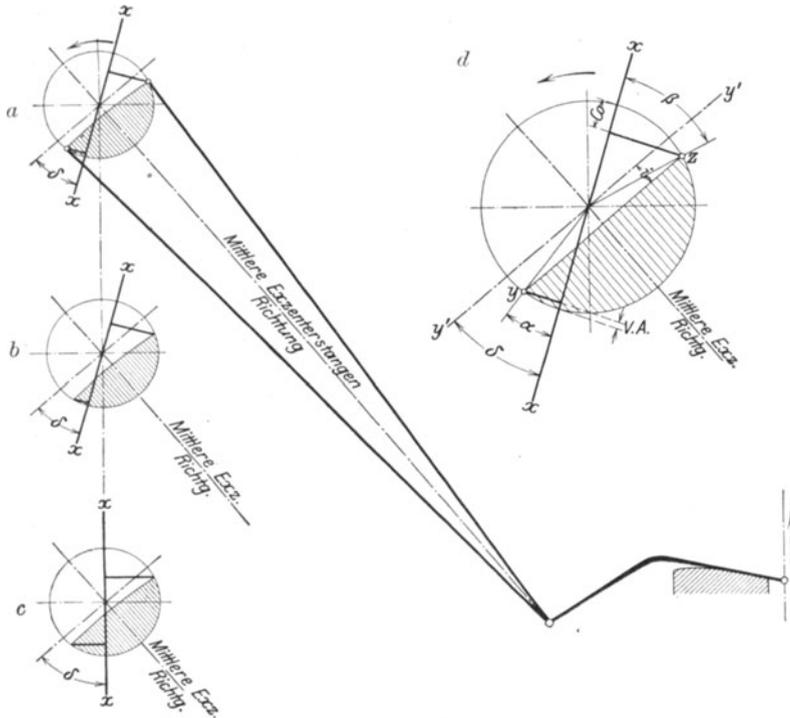


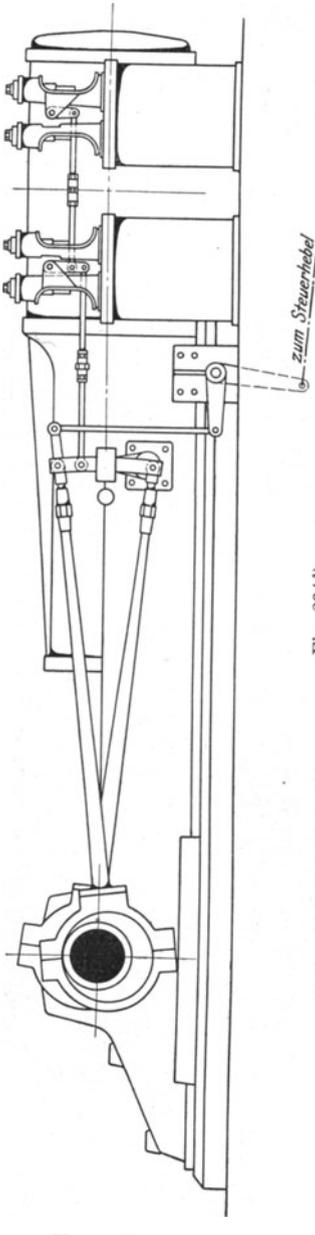
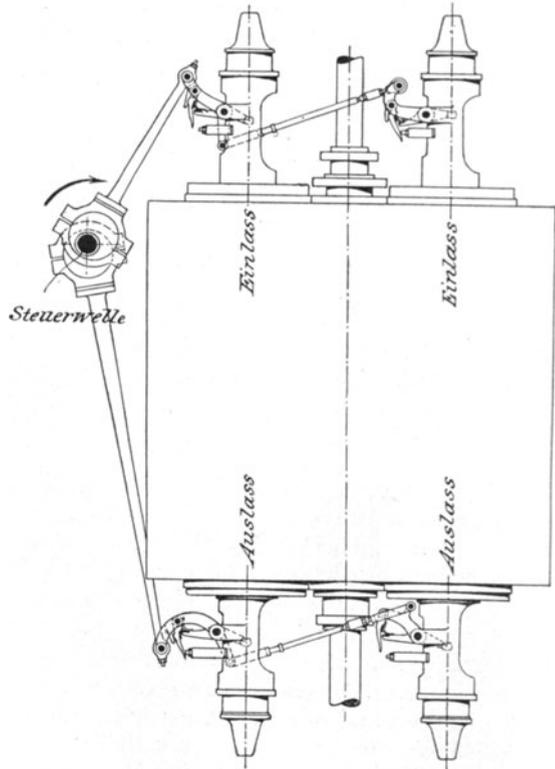
Fig. 233.

auf. In Fig. 232 ist das Einlaß-Exzenter in seiner Mittellage, die senkrecht zur mittleren Exzenterstangenrichtung steht, gezeichnet; hierbei ist der Wälzhebel um die Strecke e von der Wälzplatte entfernt. Nach Zurücklegung der Strecke e wird das Ventil angehoben, so daß e als „äußere Überdeckung“ bezeichnet werden kann.

In Fig. 233 ist schematisch eine Auslaß-Steuerung wiedergegeben und die Anwendung des Müllerschen Schieberdiagramms auf diese gezeigt. Fig. 233 d stellt den Exzenterkreis der Fig. 233 a in vergrößertem Maßstabe dar. $y'y'$ ist die zur mittleren Stangenrichtung senkrechte Mittellage des Exzenters. yz ist der bei Schlußlage des Ventils vom unteren Wälzhebel-Endpunkt mit der Exzenterstangenlänge geschlagene (hier durch eine Gerade ersetzte) Kreisbogen, der von $y'y'$ um eine mit der „inneren Überdeckung“ gleichbedeutende Strecke i entfernt ist.

Bei Unterschreitung des Bogens bzw. der Geraden yz wird das Ventil angehoben. Die Länge des Exzenterkreisbogens yz ist durch die Wahl des Vorausströmungs-Winkels α und des Kompressions-Winkels β bestimmt. xx gibt die Lage des Exzenter bei der Kurbel-totlage an. In den Teilfiguren b und c ist die Veränderung der Dampfverteilung dargestellt, die stattfindet, wenn — wie in Fig. b — bei gleichbleibendem Winkel δ die Strecke i oder — wie in Fig. c — bei gleichem i der Voreilwinkel geändert wird.

Gleiche Verhältnisse sind bezüglich δ , e , Voreinströmung und Füllung bei der Einlaß-Steuerung vorhanden. Diese Anordnung der Steuerung, bei der jedes Ventil von einem besonderen Exzenter gesteuert wird, wird meist ausgeführt, da jedes Ventil unabhängig von den anderen eingestellt

Fig. 234¹⁾,Fig. 235²⁾.

¹⁾ Ausführung der Dingerschen Maschinenfabrik. Maßstab 1 : 40.

²⁾ Niederdrucksteuerung von A. Borsig. Berlin-Tegel. Maßstab 1 : 50.

werden kann. Die Exzenter werden hierbei vielfach um 180° gegenüber aufgekeilt, so daß beide Einlaßventile und beide Auslaßventile mit demselben Voreilwinkel gesteuert werden. Doch finden sich

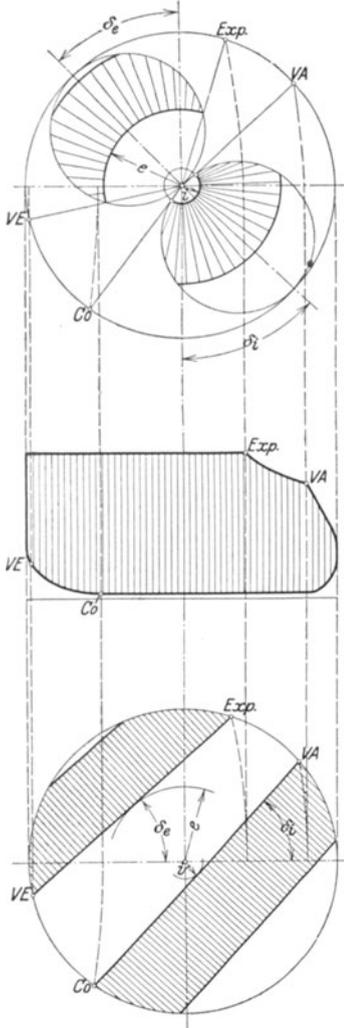


Fig. 236.

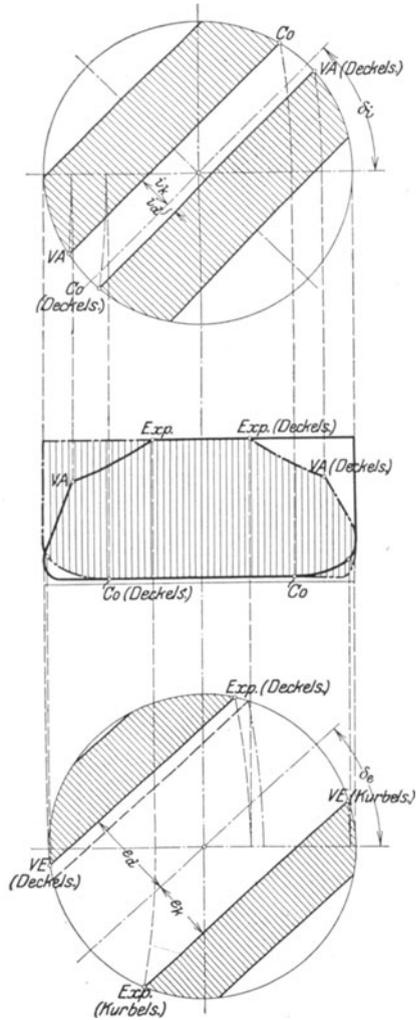


Fig. 237.

auch Abweichungen von dieser Regel, um durch verschiedene Voreilwinkel besseren Ausgleich der Dampfverteilung zu erhalten.

Fig. 234 stellt eine Fördermaschine mit seitlich liegenden Ventilen dar, die gemeinsam von einer Kulissensteuerung angetrieben werden. Die beiden Exzenter dieser Steuerungen können in ihrer Wirkung durch ein resultierendes Exzenter ersetzt werden, dessen Voreilwinkel in

derselben Weise wie beim Muschelschieber für eine gewünschte Dampfverteilung zu bestimmen ist. Änderung des Voreilwinkels ändert die ganze Dampfverteilung. Verschieden große Überdeckungen, die hier als Spielräume zwischen den wagerechten Ventilhebeln und den Anschlägen auf den Spindeln auftreten, treten an die Stelle der Überlappungen, die das Diagramm Fig. 22 auf S. 30 für die Muschelschieber-Steuerung angibt.

Werden hingegen nach Fig. 235 das Einlaßventilpaar und das Auslaßventilpaar je von einem besonderen Exzenter gesteuert, so kann für das Auslaßexzenter ein anderer Voreilwinkel (δ_i) als für das Einlaßexzenter (δ_e) gewählt werden. Die Dampfverteilung ist dieselbe, wie bei dem Corliß-Triebwerk nach Fig. 141. Unabhängiger Antrieb der

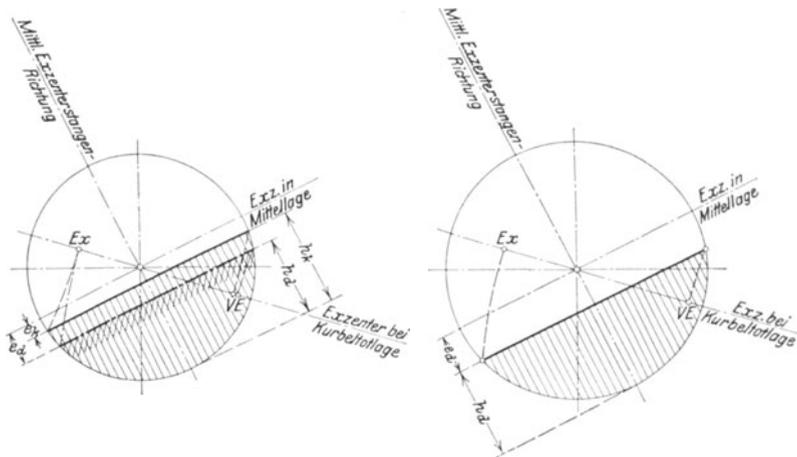


Fig. 238.

Ventilpaare ist in Fig. 236, unabhängiger Antrieb jedes Einzelventils in Fig. 237 behandelt.

Wird Füllungs-Ausgleich durch Verlängerung der hinteren Exzenterstange angestrebt, so werden bei genau entgegengesetzt aufgekeilten Exzentern von gleicher Größe Voreintritt, Füllung und Ventilhub auf der Deckelseite kleiner. Durch die Verlängerung der Stange wird die Überdeckung e_d auf der Deckelseite größer als e_k auf der Kurbelseite, und der Ventilhub hat nur die Größe h_d auf der Deckelseite gegenüber h_k auf der Kurbelseite. Durch Vergrößerung der Exzentrizität auf der Deckelseite kann, wie Fig. 238 zeigt, der Unterschied in den Ventilhuben beseitigt werden. Zweckmäßig ist die Aufstellung von Zahlentafeln, in denen die für Einstellung bestimmter Füllungen vorzunehmenden Änderungen der Stangenlänge angegeben sind. In der folgenden Zahlentafel und in Fig. 239 ist die bei Einstellung der Dampfverteilung zu bewirkende Änderung der Stangenlänge und des Voreilwinkels für Niederdruckexzenterstangen für einen bestimmten Fall als Beispiel enthalten. Die Ventile arbeiten mit Überdeckung, so daß die Füllung vor Aufsetzen der Ventile aufhört. Als Ausgangspunkt ist eine Füllung von 40 v. H.

angenommen. Nach Fig. 239 haben die Exzenter gleiche Radien, aber verschiedene Voreilwinkel, die durch Sehnen von 48,6 und 52,4 mm Länge gemessen werden. Soll eine andere Füllung als 40 v. H. eingestellt werden, so ist der Voreilwinkel, gemessen in mm auf dem Umfang der Steuerwelle, von 40 v. H. als Ausgangspunkt gerechnet, zu ändern und zwar bedeuten die positiven Vorzeichen der Zahlentafel, daß das Exzenter im Sinne der Drehrichtung zu verstellen ist, umgekehrt die negativen Vorzeichen. Die Exzenterstange ist zu verlängern, wenn das

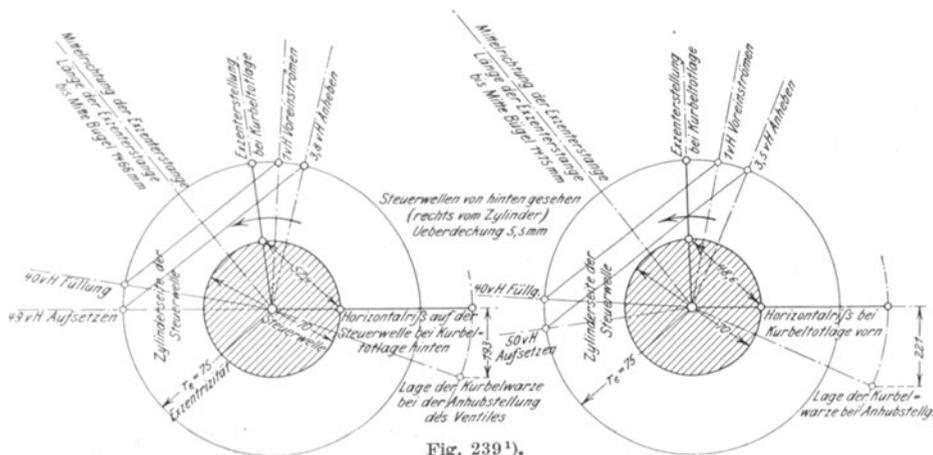


Fig. 239¹⁾.

angegebene Maß positiv ist, und umgekehrt. Soll z. B. die Füllung von 40 auf 50 v. H. vergrößert werden, so ist nach der Zahlentafel „vorn“ die Exzenterstange um 6, „hinten“ um 5 mm zu verlängern. Gleichzeitig ist der Voreilwinkel so zu ändern, daß das Exzenter „vorn“ 3,6, „hinten“ 3,4 mm dem Drehsinn entgegengesetzt gedreht wird.

Ausgangsstellung 40 v. H. Füllung.

Füllung vorn und hinten	Voreinströmen		Aufsetzen des Ventils		Voreilwinkel		Stangenlänge	
	vorn	hinten	vorn	hinten	vorn	hinten	vorn	hinten
35 v. H.	1 v. H.	1 v. H.	45 v. H.	>44v.H.	+ 1,8	+ 1,7	- 3	- 2,4
45 v. H.	1	1	55	53,5	- 1,8	- 1,7	+ 3	+ 2,4
50 v. H.	1	1	59,5	58,5	- 3,6	- 3,4	+ 6	+ 5
55 v. H.	1	1	64,5	>63	- 5,4	- 5,1	+ 9	+ 8
60 v. H.	1	1	69	<67	- 7,1	- 6,8	+ 12	+ 11

Über die Einstellung der Steuerungen mit veränderlicher Füllung s. weiteres auf S. 187, 217 und 235.

In den Fig. 240 und 241 sind Einzelteile des äußeren Gestänges dargestellt. Um für die Einstellung der Steuerung die Länge der Ex-

¹⁾ Angaben von K. & Th. Möller. Brackwede (Westf.).

zenterstange ändern zu können, ist letztere aus zwei Teilen, Fig. 229 a, hergestellt, die durch eine Muffe mit Rechts- und Linksgewinde verbunden sind. Durch Drehen der Muffe wird die Stangenlänge geändert.

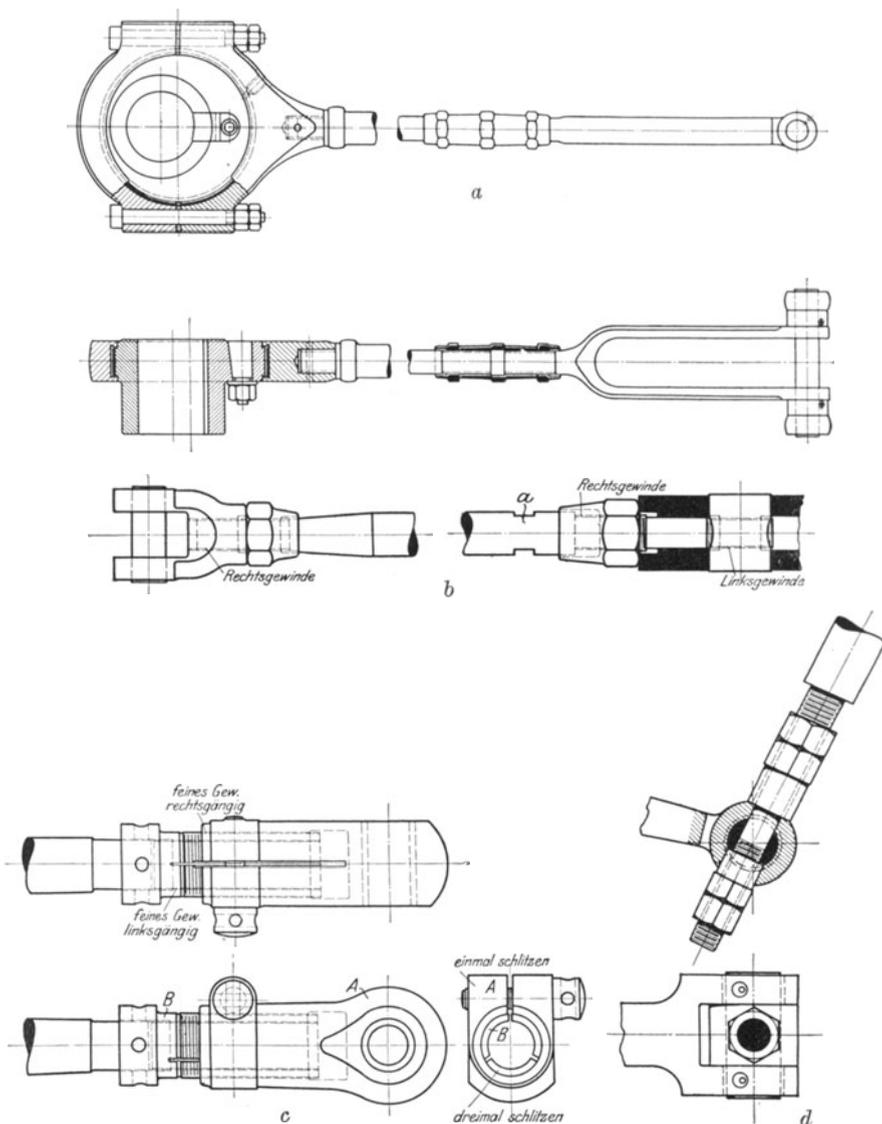


Fig. 240 a—d¹⁾.

¹⁾ a Ausführung von Schüchtermann & Kremer. Dortmund. Maßstab 1:8. b Ausführung von A. Borsig. Berlin-Tegel. Maßstab 1:7,5. c Entwurf von A. Radovanovic. Zürich. Maßstab 1:4. d Ausführung von Gebr. Sulzer. Winterthur. Maßstab 1:8.

Verlängerungen der Muffe verdecken das Gewinde. Das Exzenter ist mit der Welle durch einen Zahnkeil verbunden, damit der Voreilwinkel bequem geändert werden kann. Eine an der Stirnfläche geriffelte und in der Exzenterseibe gleitend angeordnete Beilage wird mittelst Druckschraube gegen die fein genutete Steuerwelle gepreßt.

Bei der Ausführung nach Fig. 240 b ist nach Lösung der Gegenmutter die Stange zu drehen, was durch die angefrästen Flächen bei *a* erleichtert wird. Das Stangenende ist in einen in den Exzenterbügel eingetriebenen Zapfen eingeschraubt, um gußeisernes Gewinde zu vermeiden. Werden die Stangen nur an einem Ende mit Gewinde ver-

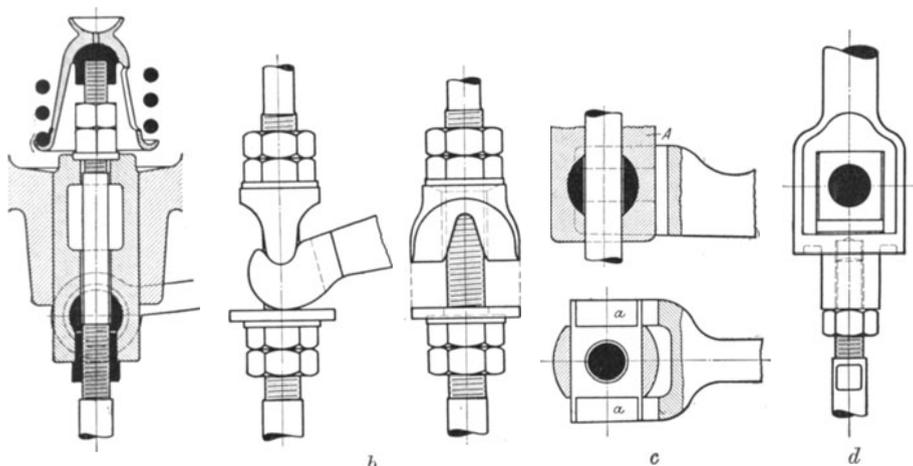


Fig. 241 a—d¹⁾.

sehen, so müssen sie bei Änderung der Länge jedesmal um 180° gedreht werden, was genauere Einstellung unmöglich macht.

Das seitliche Zerren beim Anziehen und Lösen der Gegenmutter entfällt bei dem in Fig. 240 c dargestellten Stangenkopf. Die einmal geschlitzte Hülse *B* hat innen feines Rechtsgewinde, mit dem sie die dreimal geschlitzte Mutter *A* umschließt, die durch Linksgewinde mit dem Stangenende verschraubt ist.

Genauere Änderung der Stangenlänge mit Verstellvorrichtung nur an einem Stangenende zeigt Fig. 240 d. Der Zapfen ist in der Gabel gleitbar angeordnet und wird von der Stange durchsetzt. Letztere setzt sich auf einem den Zapfen umschließenden Ring auf.

Die Stangen werden vielfach in Röhrenform ausgeführt, um die zu bewegenden Massen zu verringern.

Auch die Ventilspindellänge muß geändert werden können, damit der Wälzhebel oder Ventilhebel in die richtige Lage für den Ventilanhub gebracht werden kann. Die Fig. 241 a—d geben verschiedene Aus-

¹⁾ a Ausführung von Gebr. Sulzer. Maßstab 1:5. b Ausführung von A. Borsig. Maßstab 1:4. c Ausführung von Gebr. Sulzer. Maßstab 1:5. d Ausführung der Prager Maschinenbau-A. G. Maßstab 1:3.

führungsformen der Spindelgelenke wieder. Die einfachste Bauart ergibt sich bei Anwendung von Wälzhebeln, die durch einen festen Zapfen mit der Spindel zu verbinden sind. Ist hingegen der Ventilhebel in einem festen Drehpunkt gelagert, bewegt sich also sein Endpunkt in einem Kreisbogen, so muß das Spindelgelenk seitliche Verschiebung zulassen. Gebräuchliche Ausführungen dieser Art sind in den Figg. 241 b—d dargestellt. In Fig. 241 b legt sich der vom Ventilhebel gefaßte Reiter oben gegen eine Kugelfläche. In Fig. 241 c ist der drehbar in der Spindel gelagerte Zapfen an den vorstehenden Enden abgeflacht. Die Ausführung nach Fig. 241 d sieht einen Gleitklotz vor, der sich in der Aussparung des Spindelkopfes verschieben kann.

Zu beachten ist die Verbindung der Spindel mit der Feder nach Fig. 241 a, wodurch zentrische Kräftewirkung gesichert wird.

Die Abdichtung der Spindeln erfolgt bei neueren Ausführungen ausschließlich durch Labyrinthnuten, die in die zur Buchse passend geschliffene Spindel eingedreht werden. (Vgl. Fig. 202 u. f.) Letztere wird vielfach von einem Hohlraum umgeben, der mit dem Kondensator in Verbindung steht, so daß Dampfschwaden nicht nach außen treten können und das Schmiermittel unter dem Einflusse des atm. Druckes sicher zufließt.

Das Entweichen von Dampfschwaden wird bei der Ausführung von „Jaffa“ (Fig. 157) dadurch verhindert, daß die Ventilschnecke an dem Austritt aus der Dichtungsbuchse von einem Rippenkühler umgeben ist.

5. Die zwangsläufigen und paarschlüssigen Ventilsteuerungen.

Die für den Antrieb der zwangsläufigen und paarschlüssigen Ventilsteuerungen geeigneten Triebwerke lassen sich in drei Gruppen einteilen. Bei den Steuerungen der ersten Gruppe wird das Antriebsexzenter unmittelbar vom Regulator, der fast ausschließlich als Flachregler ausgebildet wird, verstellt, während bei der zweiten Gruppe der Regulator die Bewegung der Teile beeinflusst, welche die Exzenterbewegung auf das Ventil übertragen. Die dritte Gruppe arbeitet mit unrunder Scheiben.

a) Die Steuerungen mit Flachregler. Die Eignung des Flachreglers für Ventilsteuerungen folgt ohne weiteres aus dem Umstande, daß diese Steuerungen in der Wirkungsweise grundsätzlich mit dem Muschelschieber übereinstimmen. Die Flachregler-Ventilsteuerungen weichen nur insofern von den auf S. 60 ff. behandelten Steuerungen ab, als durch die Teilung in vier Einzelorgane die Auslaßventile unveränderlich gesteuert werden, während der Flachregler nur die Einlaßventile beeinflusst, so daß bei unveränderlicher Füllung Kompression und Vorausströmung konstant bleiben können.

In Fig. 242 ist vorausgesetzt, daß die Scheitelkurve geradlinig ist und daß bei den gezeichneten Exzenterstellungen $O E_1$, $O E_2$ und $O E_3$ die Kurbel um den Winkel γ vor der Totlage steht. Bei der größten Exzentrizität $O E_1$ dauert die Ventilerhebung während des Kurbelwinkels α , die Füllung während des Winkels $(\alpha - \gamma)$ an. Für die Ex-

zentrizität $O E_2$ sind β und $(\beta - \gamma)$ die entsprechenden Werte, wenn von der sehr geringen Abweichung der geradlinigen Scheitelkurve von dem durch E_1 mit der Exzenterstangenlänge geschlagenen Kreisbogen abgesehen wird. Mit dem Exzenter $O E_3$ wird das Ventil überhaupt nicht mehr angehoben, es ergibt sich absolute Nullfüllung. Da beim Ventilanhub die Scheitelkurve, in deren Richtung der Regulator verstellt, annähernd senkrecht zur Ventilzugstange steht, so bleiben Kräfte in letzterer ohne Wirkung auf den Regulator.

Die dem Rückdruck der Steuerung proportionale Exzenterreibung tritt periodisch während des Ventilhubes auf. Bei den geführten Einzelexzentern nach Fig. 68 a und b ist dieser Rückdruck am größten, wenn die Stangenkraft in die Richtung der Führung fällt. Bei den Drehexzentern wirkt die am Exzenterumfang auftretende Reibung einer Verdrehung durch die Rückwirkung entgegen. Während der Zeit, daß keine Füllung gegeben wird, sind die Steuerungen annähernd rückdruckfrei und können vom Regler leicht verstellt werden.

Gebräuchliche Steuerungen mit Flachregler für liegende und stehende Maschinen sind in den Fig. 243—256 dargestellt. Fig. 243 zeigt die häu-

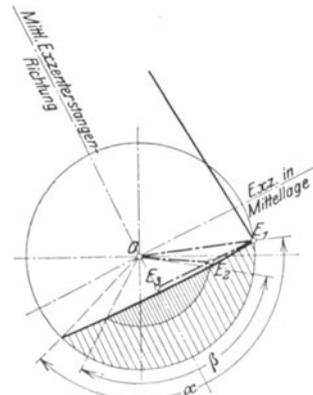


Fig. 242.

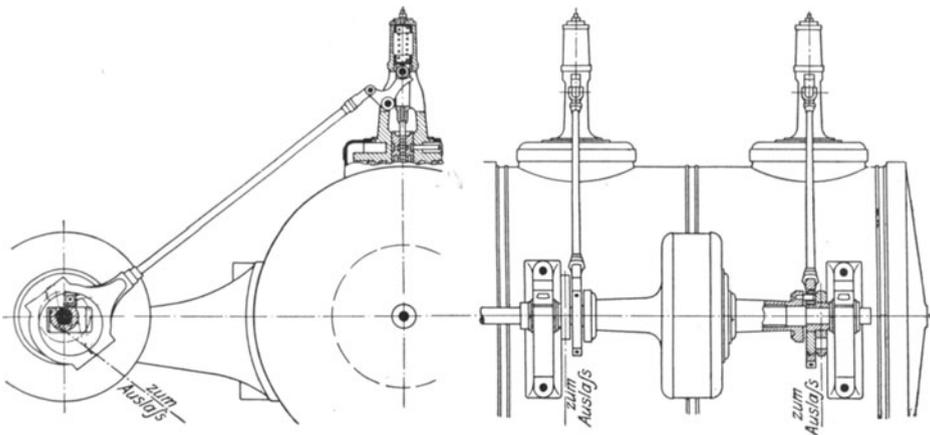


Fig. 243.

figste Regleranordnung. Der Regler ist in der Mitte zwischen den am Zylinder befestigten Konsollagern gelagert, eine Anordnung, die ursprünglich von Proell herrührt. Fig. 243 stellt die Lentz-Steuerung dar.

Die Art der Exzenterverstellung nach Lentz ist in Fig. 244 wiedergegeben. Rohrförmige, die Steuerwelle umschließende Ansätze des Reglers erweitern sich an den Enden zu Scheiben, an denen sich Zapfen

z befinden. Jeder dieser Zapfen z greift in einen Stein ein, der sich im Einlaßexzenter verschieben kann. Das Exzenter wird auf einem

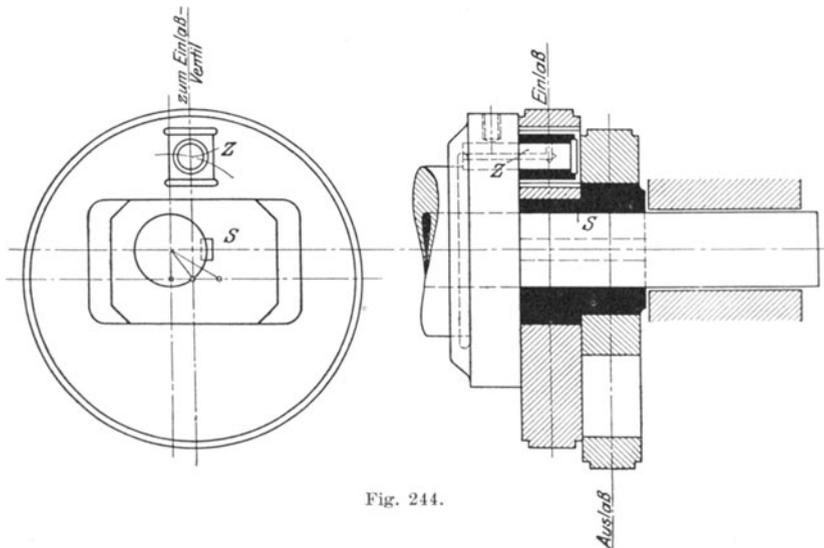


Fig. 244.

mit der Welle fest verbundenen Vierkant S verschoben, wenn Zapfen z vom Regulator um das Wellenmittel gedreht wird. Hierbei stimmt die Drehrichtung mit der Wirkung der rotierenden Beharrungsmasse. Neben dem Vierkant ist auf einem zylindrischen Ansatz des Stückes S das Auslaßexzenter befestigt.

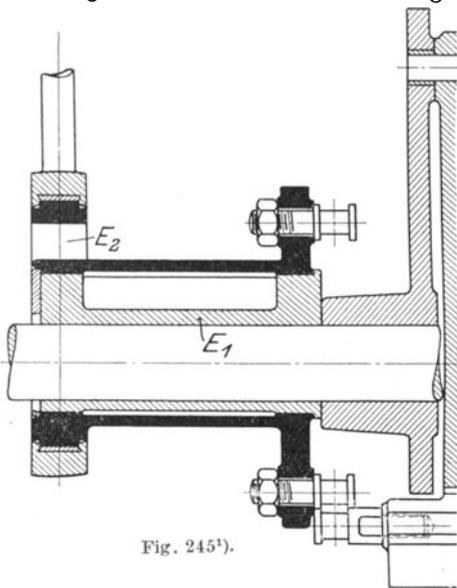


Fig. 245¹).

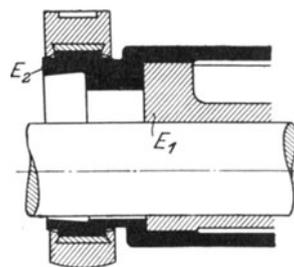


Fig. 246²).

¹) Entwurf von Dr. Proell. Dresden. Maßstab 1 : 7.

²) Entwurf von Dr. Proell. Dresden. Maßstab 1 : 6.

Die Proellsche Bauart sieht zwei Exzenter nach Fig. 68c vor, so daß die Scheitelkurve bogenförmig wird. Die „Drehexzenter“ sind durch Zugstangen mit den Schwunggewichten zu verbinden, so daß die Gewichte dadurch gekuppelt sind und gleiche Ausschläge machen müssen. Auf der anderen Zylinderseite ist hingegen nur eine Zugstange anzuordnen, da hier eine zweite Kupplung Klemmungen verursachen würde. Die von dem zweiten Exzenter ausgehenden Kräftewirkungen werden sonach durch die einzige Zugstange einseitig auf den Regulator übertragen.

Fig. 245 zeigt die Exzenterverstellung der Proell-Steuerung. Das Stellrohr, an dem beide Zapfen (oder nur einer) von den Zugstangen des Reglers gefaßt werden, besteht mit dem Drehexzenter aus einem Stück und ist unmittelbar auf dem Grundexzenter E_1 gelagert. Bei der neueren Ausführungsform nach Fig. 246 ist das Grundexzenter nicht bis unter das Drehexzenter geführt, sondern die Abstützfläche liegt außerhalb der Exzenterenebene, so daß einerseits die Wandung des Drehexzenters unmittelbar an die Welle herangerückt ist, andererseits sich ein selbst-sperrendes Moment dadurch ergibt, daß das Drehexzenter die Pressung auf die Lauffläche des Grundexzenters erhöht. Rückdrücke auf den Regler werden dadurch verringert.

Die Doerfelsche Bauart verlegt den Flachregler in die Nähe des Konsollagers nach dem Rahmen hin, wobei der Regler mittelst zweier Zugstangen eine zur Welle konzentrische Stellröhre verdreht, die mit den Drehexzentern beider Zylinderseiten gekuppelt ist.

Fig. 247 zeigt die meist ausgeführte Anordnung, die besonders leichte Abnahme der Stellröhre gestattet. Einzelheiten sind in der Fig. 248 dargestellt. Ein- und Auslaßexzenter sitzen auf demselben Grundexzenter G . Auf der Stellröhre R sind die Mitnehmerkurbeln k angebracht, deren durch Klemmung festgehaltene Zapfen die Einlaßexzenter um das Grundexzenter drehen. Gleichzeitig werden die Auslaßexzenter nach Fig. 259—262 verdreht. Die dadurch bedingte Änderung der Auslaßdampfverteilung verhindert die Überkompression und Schlingenbildung, die an den Hochdruckseiten von Verbundmaschinen bei großen Füllungen und den dadurch erhöhten Aufnehmerspannungen sonst auftreten. Die Auslaßexzenter sind verstellbar, so daß mit mäßigen Änderungen in der Kompression gearbeitet werden kann, was besonders bei Einstellung der Steuerung für verschiedene Eintrittsdrücke von Vorteil ist. Im Bedarfsfalle lassen sich die Auslaßexzenter auch nach Lösung der Kupplung in gewünschter Lage für feste Kompression einstellen. Hierzu dient der in Fig. 249 gezeichnete Zahnkeil.

In Fig. 249 ist eine bei sehr großen Maschinen übliche Anordnung dargestellt, bei welcher der Regulator unmittelbar vor dem ersten Konsollager am Zylinder sitzt, so daß sein Gewicht noch besser aufgenommen werden kann. Dabei bleibt die vordere Seite für den Angriff der Tourenverstellung frei. Das erste dem Regler zunächst sitzende Grundexzenter ist als exzentrisches Rohr ausgebildet, das zweite Grundexzenter kann aufgekeilt werden; Doerfel empfiehlt jedoch, dasselbe auf Feder und Nut verschiebbar zu machen und durch einen Hals mit Bunden vom benachbarten Lager halten zu lassen, so daß es der Dehnung des Zylinders

folgen kann. Bei Anordnung der Ventile im Deckel schiebt man diesen mit der zugehörigen Steuerung ab.

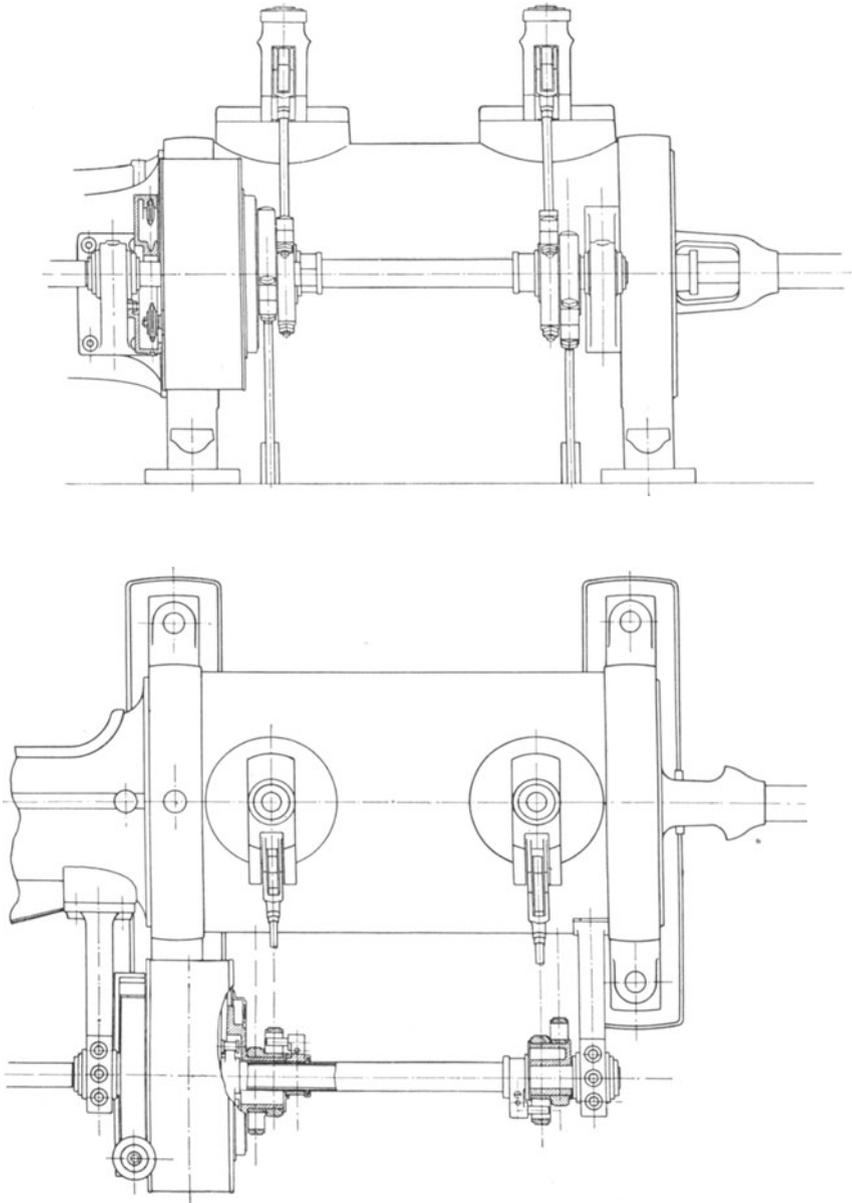


Fig. 247.

Fig. 250 zeigt eine Ausführung von R. Raupach-Görlitz mit oszillierender, einseitig angetriebener Daumenwelle zur Ventilbewegung,

womit eine schon früher von Collmann angegebene Steuerungsform wieder aufgenommen wird. Ähnliche Lösungen verwendet auch die

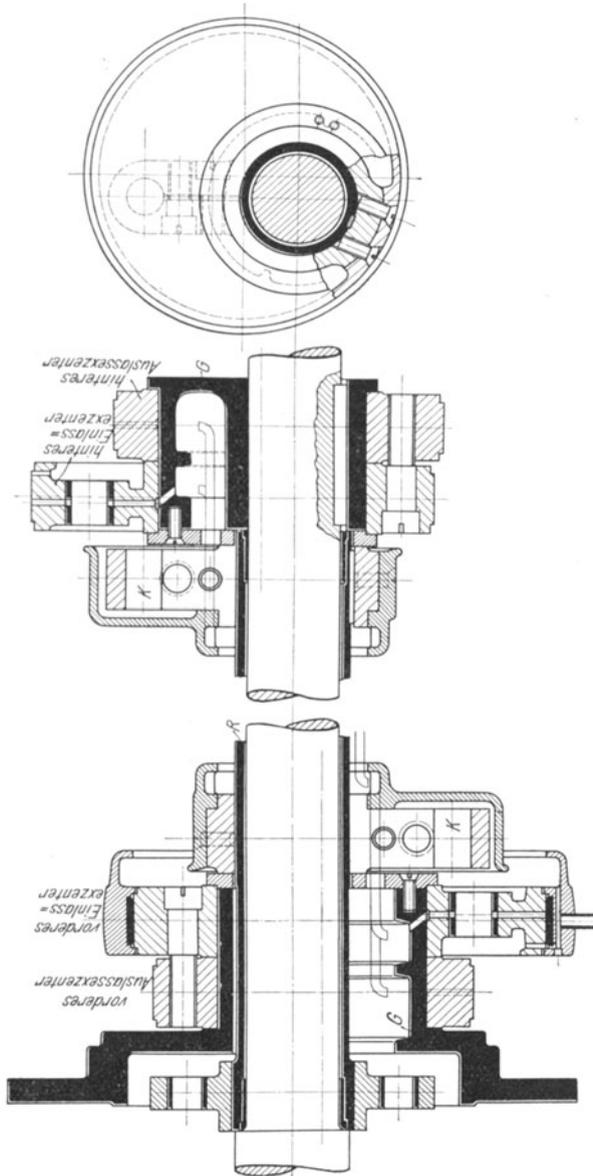


Fig. 248¹⁾.

Görlitzer M. A. G. und die Maschinenfabrik Nürnberg, letztere mit seitlicher Welle und horizontal gelagerten Ventilen. (Fig. 325.)

¹⁾ Entwurf von Prof. Doerfel, Prag. Maßstab 1 : 5.

Für den Füllungsausgleich wird die von Doerfel eingeführte, kurze schräg ziehende Exzenterstange verwendet. Der Endpunkt der Exzenterstange, die etwa fünf- bis sechsmal so lang als die Exzentrizität ist, wird auf einer Schwinne geführt, von der aus die Zugstange nach

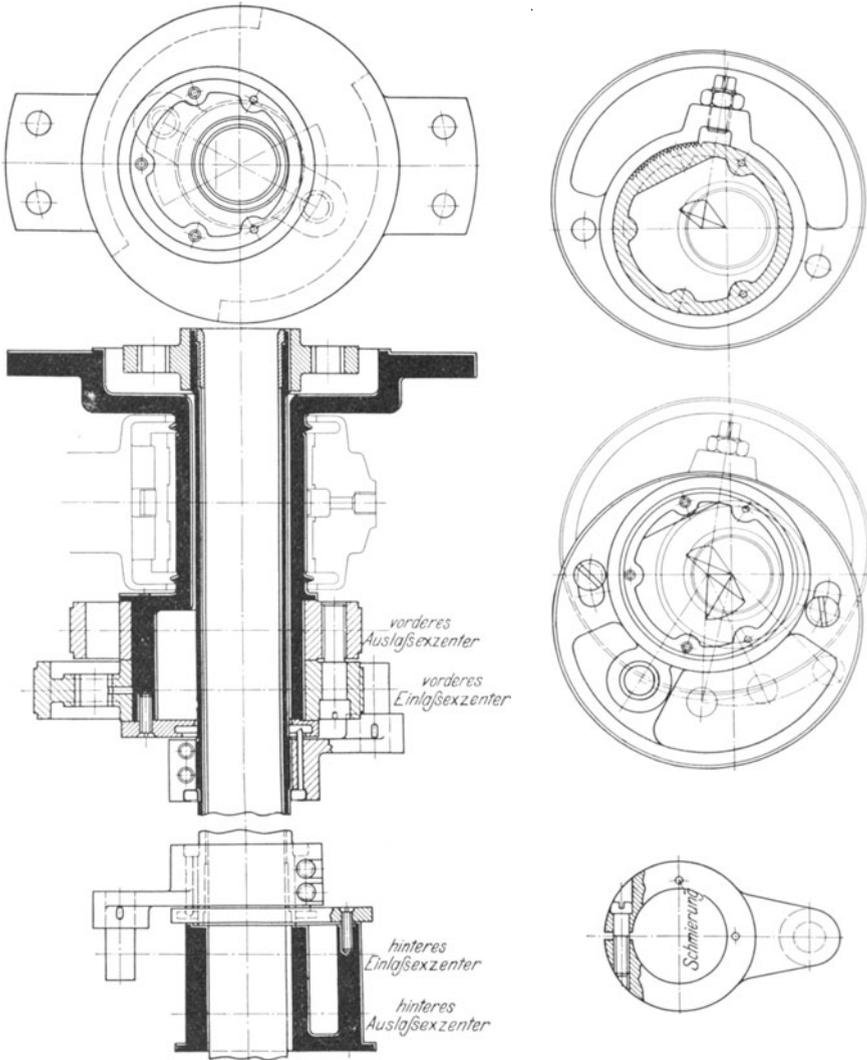


Fig. 249.

dem Einlaßventil geht. Durch die bestimmte Länge der Schwinne und die kurze Exzenterstange werden auf Kurbel- und Deckelseite praktisch gleiche Füllungen bei gleichen Ventilerhebungen erzielt, ohne daß die Schwingendaumen mit ungleichen Kurven ausgeführt werden müssen. In Fig. 251 sind für die verschiedenen Füllungen die Ventilerhebungs-kurven eingetragen.

Der Regulator verdreht mittelst einer durch das hohle, fest aufgekeilte Auslaßexzenter hindurchgehenden Stellröhre das innere Exzenter E , während das äußere Exzenter durch den Lenker $K P$ mit dem rotierenden Festpunkt K verbunden ist.

Die Steuerung benutzt die offene Schubkurbel. Der mit dem Exzenter verbundene Bolzen P schwingt bei der Verstellung des Innen-

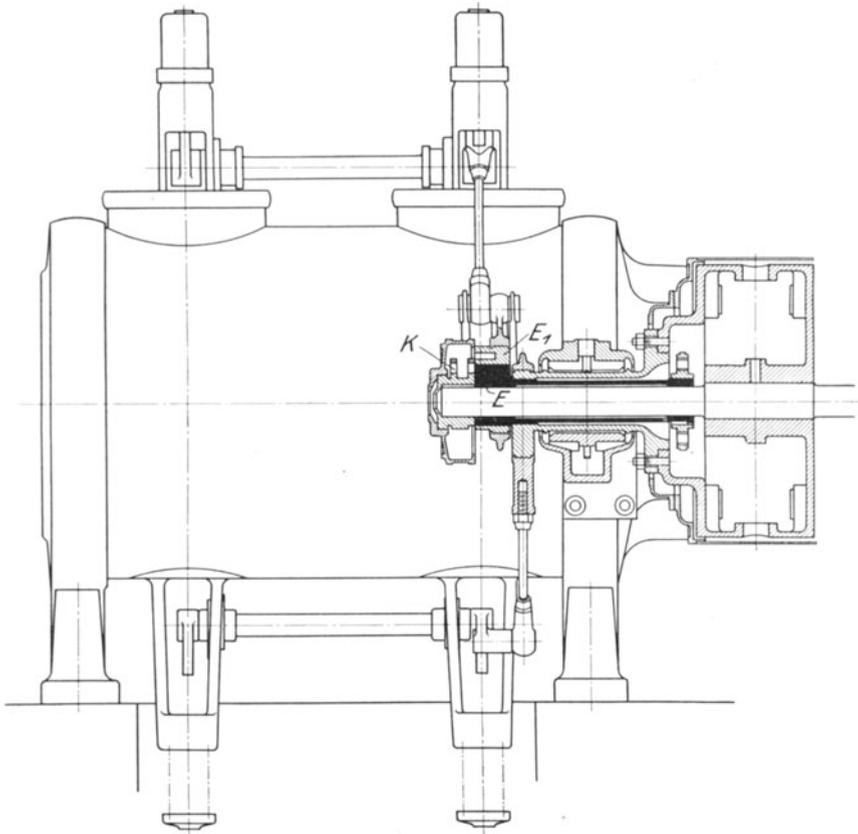


Fig. 250.

exzenters um den Festpunkt K und kann in der Ebene des Exzenters gestützt werden. Infolge der kurzen Entfernung zwischen Mittelpunkt des Innenexzenters und Aufhängepunkt P des Außenexzenters und durch die Vereinigung der Drehung des ersteren um den Wellenmittelpunkt mit der Schwingung des letzteren um K entsteht eine Scheitelkurve, die an dem Nullfüllungsende stärker gekrümmt ist. Sie führt also dort rasch zur vollständigen Nullfüllung, während das Eintrittsvoröffnen schnell zunimmt und bei den größeren Füllungen wieder abnimmt.

Fig. 252 stellt die Anordnung von Paul H. Müller dar. Das Ge-

häuse des Reglers dient als Beharrungsmasse und ist mit dem verdrehbaren, inneren Exzenter unmittelbar verbunden. Durch Verstellung dieses inneren Exzenters wird das äußere Einlaßexzenter um einen Bolzen gedreht, der im Auslaßexzenter gelagert ist und durch einen Kulissenstein nur eine kleine, radiale Bewegung zuläßt. Das Auslaßexzenter ist zweiteilig, damit bei einer Veränderung der Kompression die Lage des Festpunktes dieselbe bleibt. Zu diesem Zweck ist der den Bolzen tragende Teil fest auf der Steuerwelle aufgekeilt.

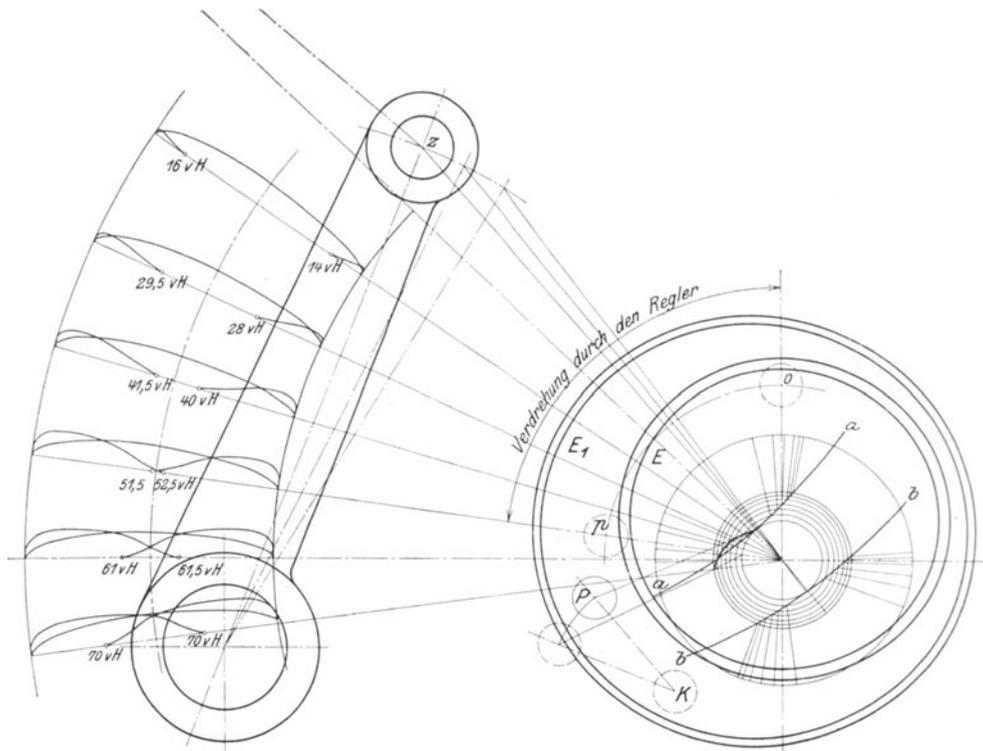


Fig. 251.

Bei der Steuerung von Recke, Fig. 253, werden beide Einlaßventile und beide Auslaßventile gemeinsam von je einem Exzenter angetrieben. Die Ventilantriebe sind nach Fig. 210 ausgeführt.

Die Fig. 254—256 zeigen Ausführungsformen stehender Ventilmaschinen mit Flachregler, deren Ein- und Auslaßventile ebenfalls meist durch je ein Exzenter gesteuert werden.

Die in Fig. 254 dargestellte Bauart nach Doerfel zeigt einen besonderen Zwischenhebel, so daß wieder zum Zwecke des Füllungsausgleiches kurze, schrägziehende Exzenterstangen angeordnet werden können. Die Lentz-Maschine nach Fig. 255 arbeitet mit zwei kurzen Schwingwellen, die senkrecht zur Zylinderachse liegen

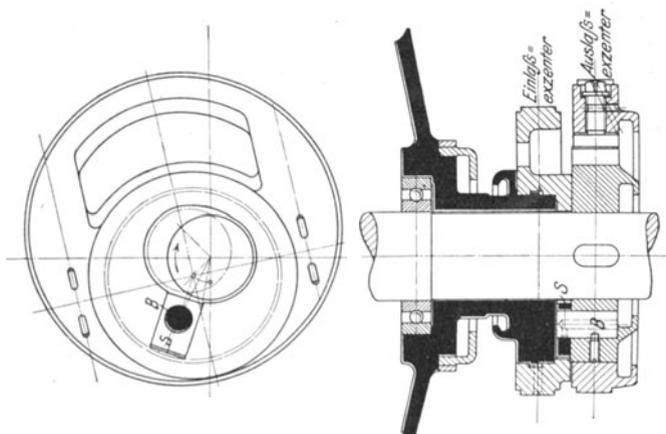


Fig. 252¹⁾.

und von den Exzentrern gesteuert werden. Diese Schwingwellen tragen für die Ein- und Auslaßsteuerung zwei Scheiben mit Schubkurven,

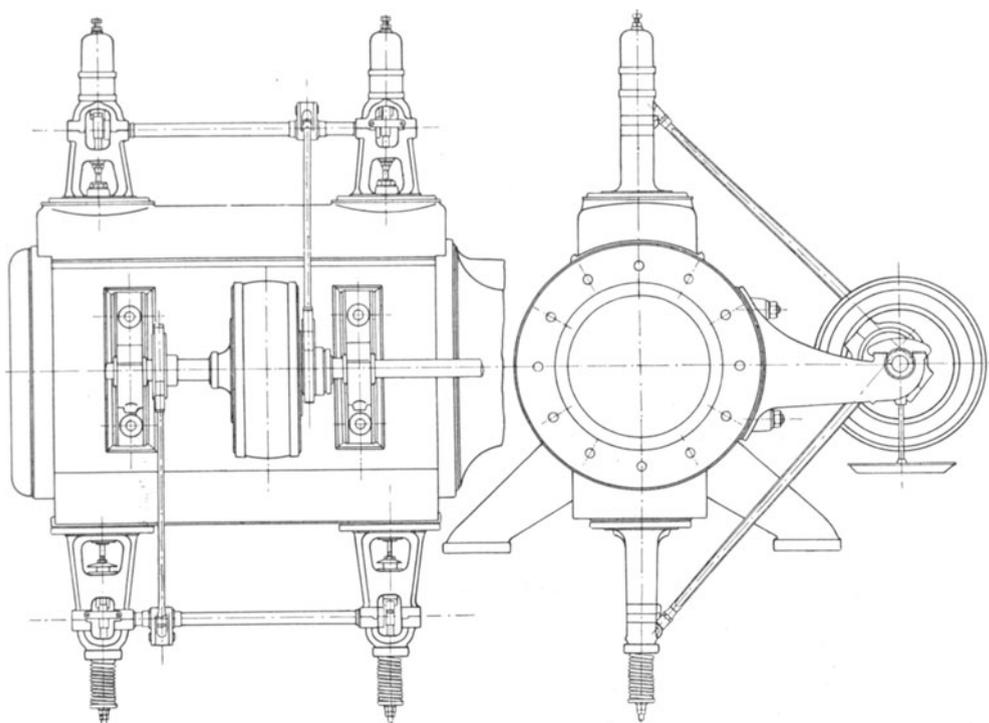


Fig. 253.

¹⁾ Entwurf von Paul H. Müller, Hannover. Maßstab 1 : 6.

auf denen die Rollen der Ventilspindeln laufen. Das ganze Steuerungs-
triebwerk wird von einer Verkleidung umgeben.

Fig. 256 zeigt eine Ausführung mit verlängerten Spindeln. Beide
Einlaßventilgehäuse befinden sich mit ihrem Triebwerk oben auf dem
Zylinder, ebenso die Auslaßventilgehäuse unten.

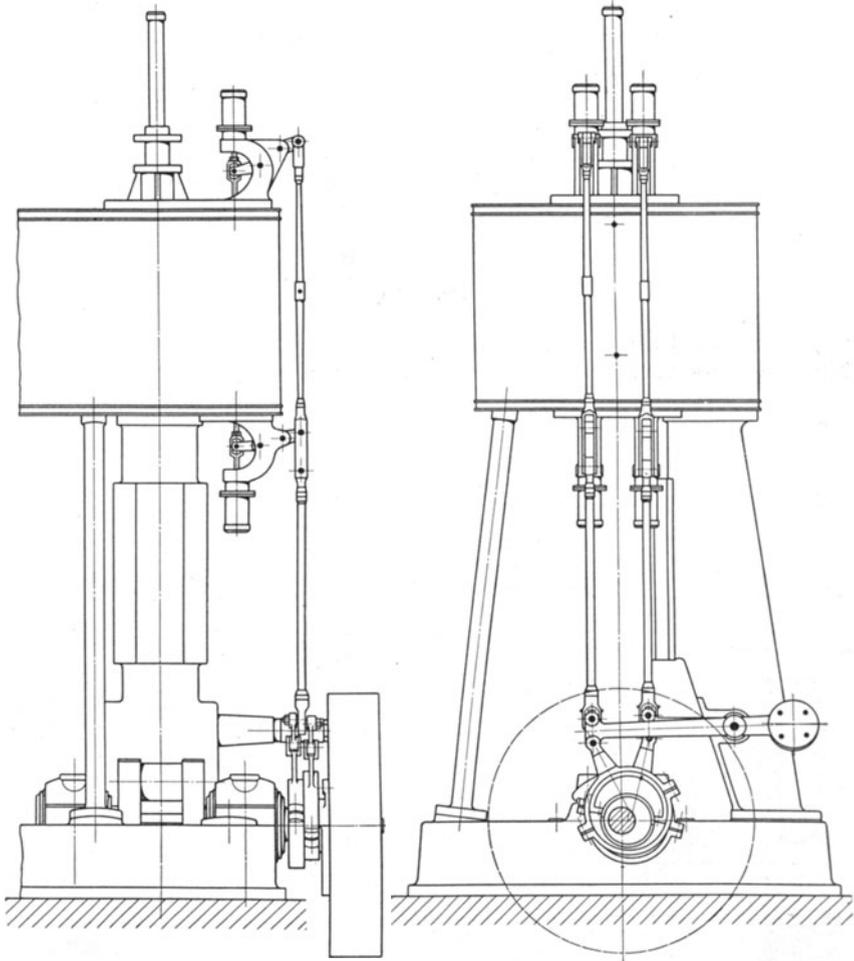
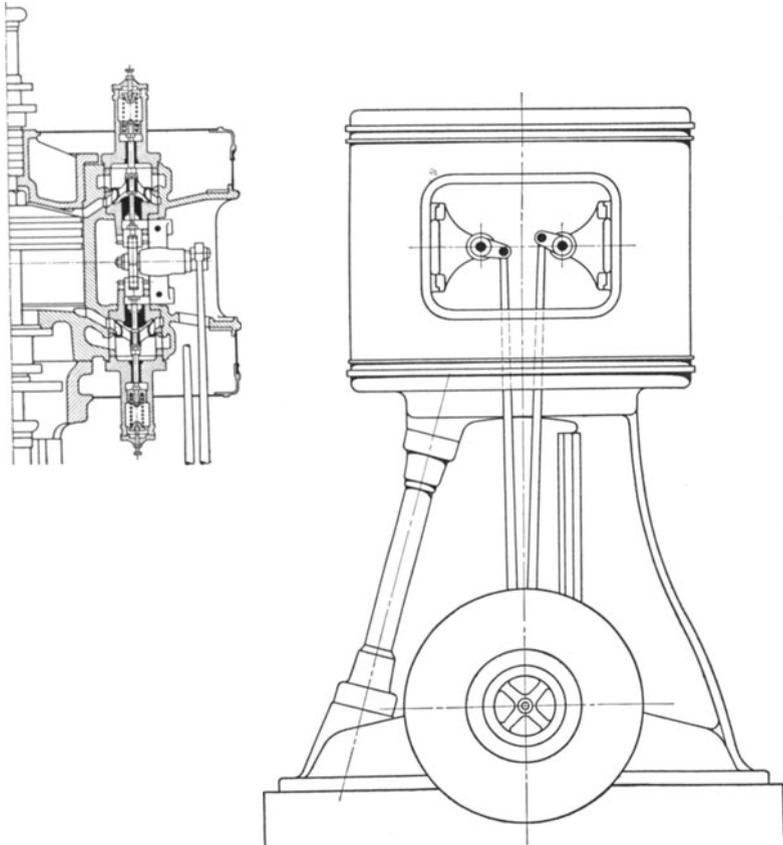


Fig. 254¹⁾.

Mitunter findet sich auch zwecks bequemerer Einstellung der
Dampfverteilung die Anordnung, daß bei stehenden Verbundmaschinen
jedes Einlaßventil des Hochdruckzylinders von einem besonderen
Exzenter untes Benutzung hochliegender Steuerwellen gesteuert wird.

¹⁾ Hochdrucksteuerung nach einem Entwurf von Prof. Doerfel, Prag.
Maßstab 1:40.

Bei den Flachreglersteuerungen kann Füllungsausgleich mit verschiedenen Mitteln erhalten werden. Zunächst sei auf die in den folgenden Figuren angewandte Darstellungsweise eingegangen ¹⁾. In Fig. 257 ist MA das fest aufgekeilte Grundexzenter, $AB = AC$ das Drehexzenter, so daß BC die Scheitelkurve darstellt. Ist MF eine Zwischenlage des wirksamen Exzenters, DBE der bei geschlossenem Ventil

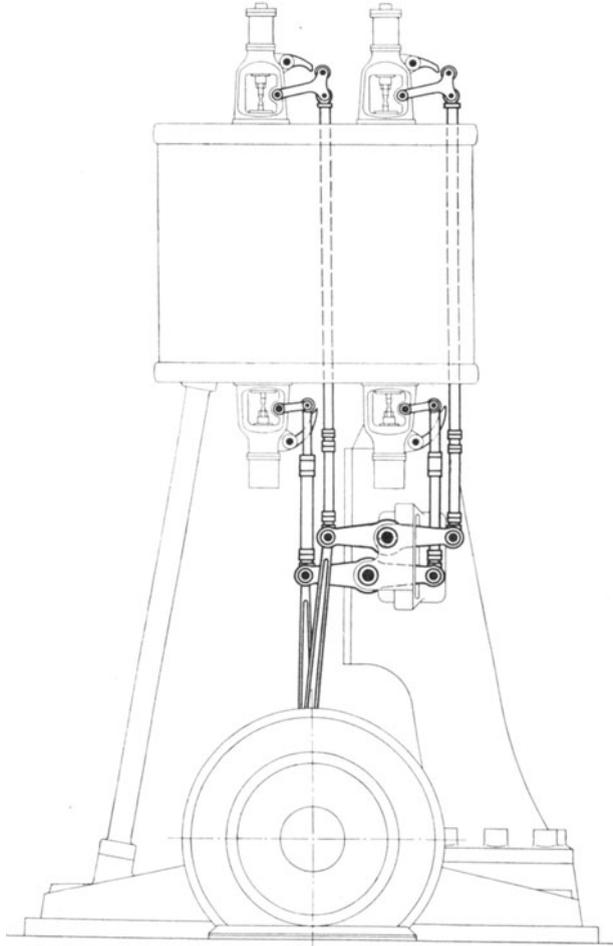
Fig. 255 ²⁾.

mit der Länge der Zugstange geschlagene Kreisbogen, so wird während des Exzenterweges $G F H$ das Ventil gehoben. Da $B F C$ die Lage der Scheitelkurve bei Kurbelotlage angibt, so ist $M F$ die der letzteren entsprechende Exzenterstellung, so daß Winkel $G M F$ den Voreinstromungswinkel darstellt, während Füllung auf dem Wege $F H$, dem Kurbelwinkel $F M H$ entsprechend, gegeben wird. Statt nun das

¹⁾ Dr. Proell, Z. Ver. deutsch. Ing. 1907, S. 132 ff.

²⁾ Ausführung der Maschinenbau-A. G. vorm. Ph. Swiderski. Leipzig-Plagwitz.

Exzenter $M F$ in der Pfeilrichtung zu drehen und die Größe der Füllung durch Loten des Punktes F auf $H M$ zu finden, ist es übersichtlicher, umgekehrt die Gerade $D B E$ in entgegengesetztem Sinne um den Winkel $F M H = B L M$ zu drehen, so daß sie in die Lage $F L K$ gelangt. Die Strecke $B N$ ergibt in ihrem Verhältnis zu $B P$ die Füllung in v. H.

Fig. 256¹⁾.

des Kolbenweges. Um in gleicher Weise die Dauer der Voreinströmung festzustellen, wird die Gerade $D B E$ um den Winkel $F M G$ in der dem Uhrzeigersinn entgegengesetzten Richtung gedreht.

Durch diese Darstellung wird weiterhin die Aufzeichnung des Ventil-erhebungsdiagramms vereinfacht. Die kürzeste Entfernung zwischen

¹⁾ Ausführung von Breitfeld, Danek & Co., Maßstab 1 : 30.

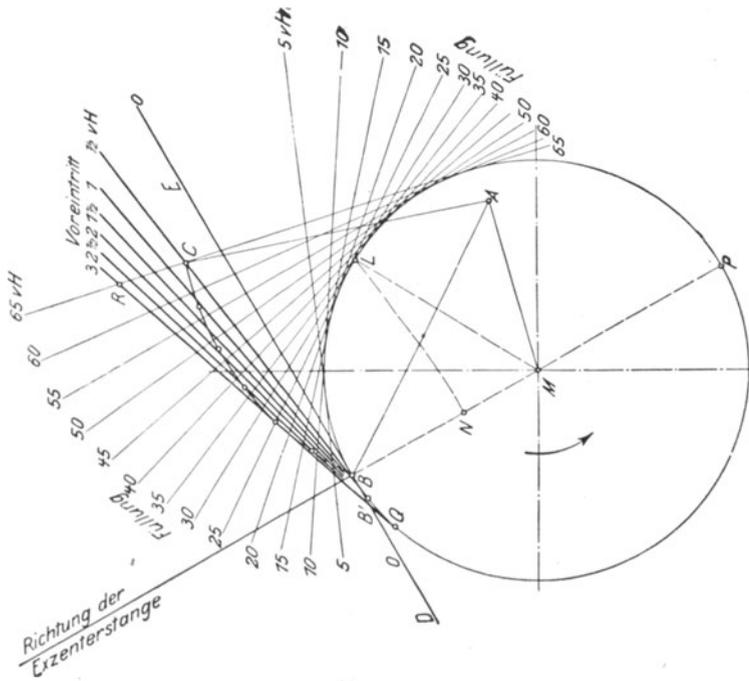


Fig. 258.

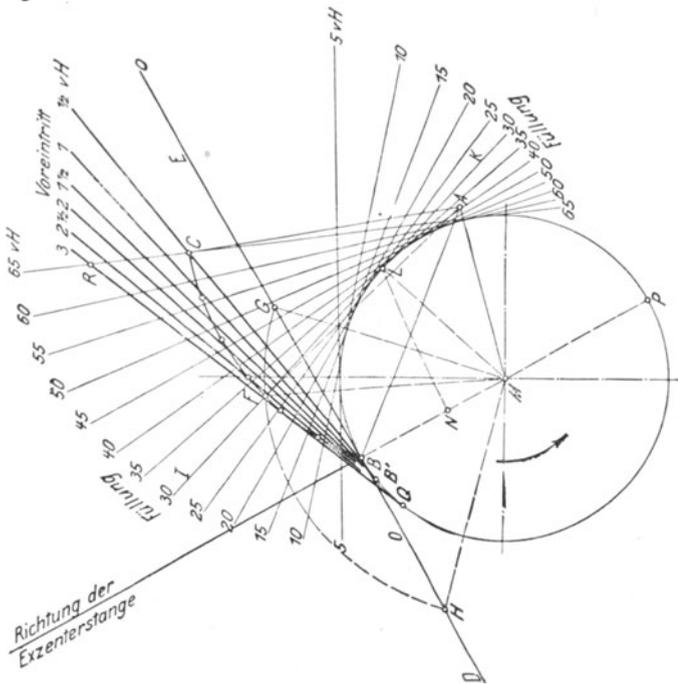


Fig. 257.

einem, einer bestimmten Füllung entsprechenden Punkt der Scheitelkurve und dem Kreisumfang bedeutet die größte Ventilerhebung, die bei der betreffenden Füllung vorkommt. Für 65 v. H. Füllung wird beispielsweise der größte Ventilhub im Abstand des Punktes *C* vom Kreisumfang gefunden. Der Abstand dieses Punktes von der Geraden

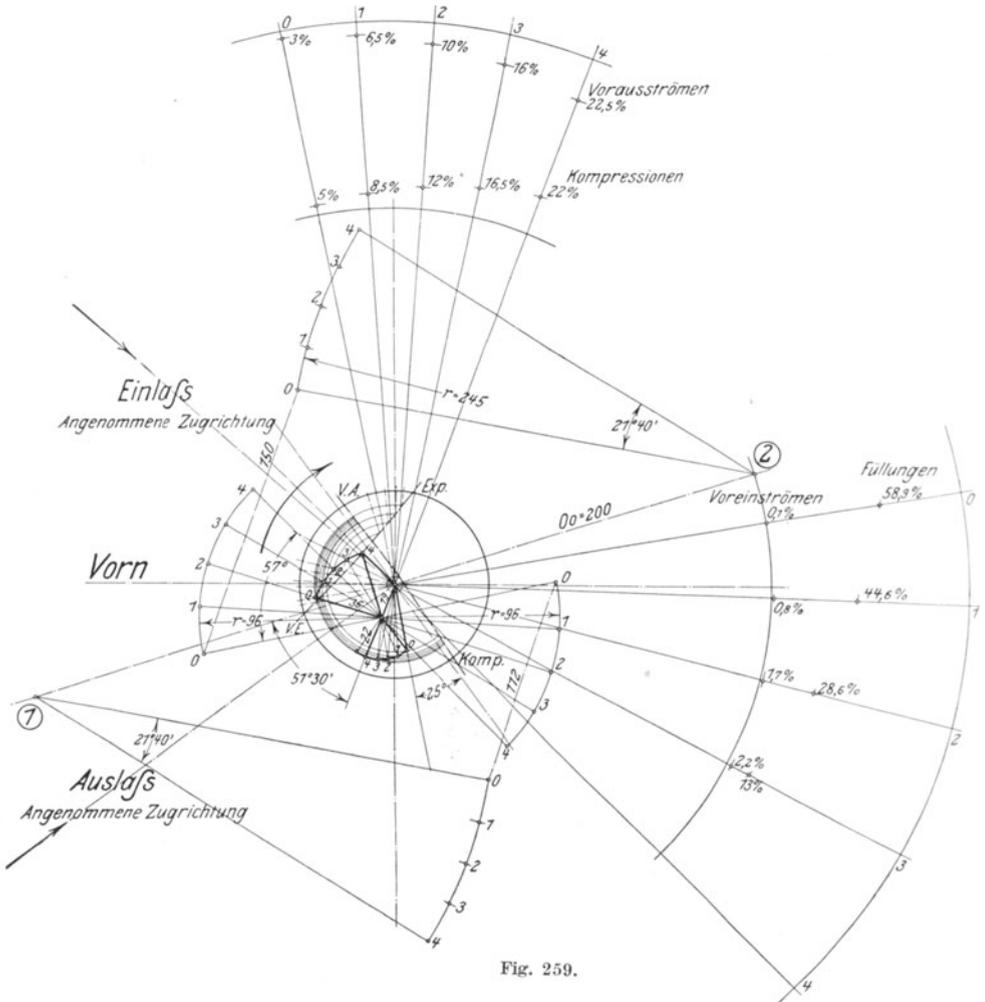


Fig. 259.

F L K gibt die Ventilerhebung an, die bei der Einstellung auf 65 v. H. Füllung nach 30 v. H. Kolbenweg vorhanden ist.

In den Darstellungen der Drehexzenter nach Fig. 257—258 wird Füllungsausgleich dadurch erhalten, daß bei gleich großen und um 180° entgegengesetzt aufgekeilten Grundexzentern der Drehexzenterradius auf der Deckelseite größer als auf der Kurbelseite ist, während die

Sehnen der Verstellbogen *BC* auf beiden Zylinderseiten von gleicher Länge sind. Der Verstellwinkel wird sonach auf der Kurbelseite größer als auf der Deckelseite.

Die Fig. 259—261 geben den Füllungsausgleich nach Doerfel wieder. In Fig. 259—260 für Regler auf Mitte Zylinder (Proellsche

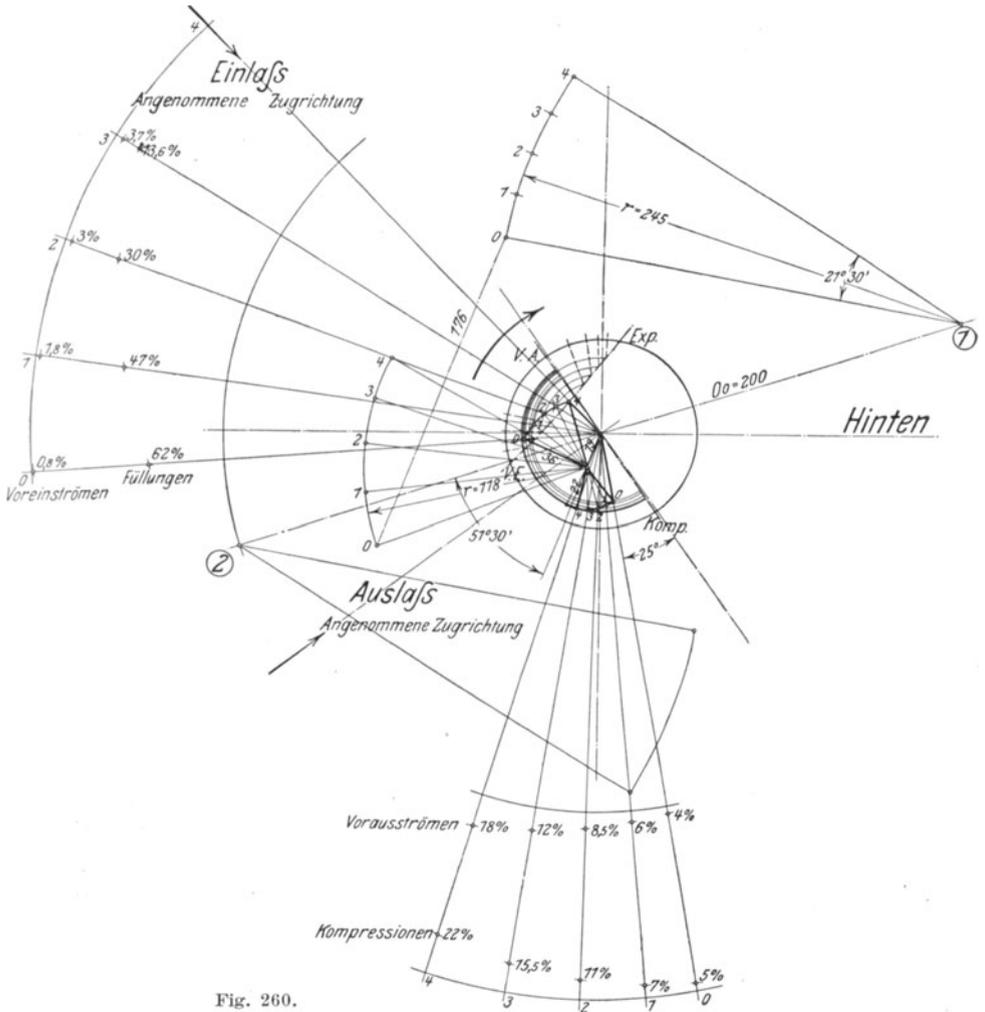


Fig. 260.

Anordnung) sind die Grund- und Drehexzenter für beide Seiten von gleicher Größe und nur der Verdrehwinkel ist vorne größer als hinten, wo auch die Kuppelstange etwas schränkt. In Fig. 261—262 für Doerfelsche Regleranordnung und konzentrisches Stellrohr sind die Drehexzenter ebenfalls mit gleicher Exzentrizität ausgeführt, hingegen sind die Radienverhältnisse und Lagen der Mitnehmerkurbeln entsprechend verschieden,

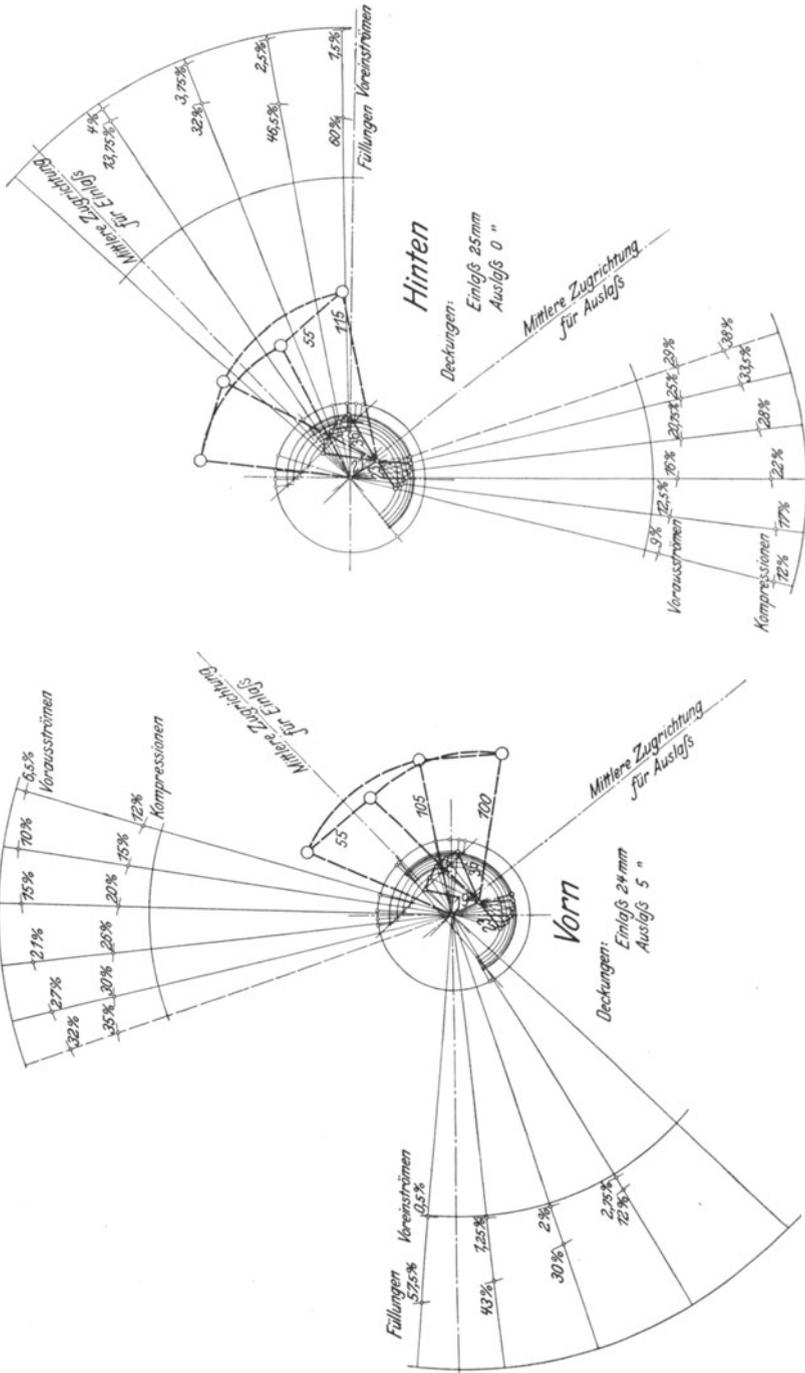


Fig. 261.

Fig. 262.

so daß bei gleichem Verdrehwinkel der Stellröhre für beide Exzenter ungleiche, kurbelseitig größere Verdrehwinkel folgen. Zum Verständnis beachte man die Lage des Schlepplglieds bei kleinen und großen Füllungen vorn und hinten und die hieraus erkennbare, ungleiche Verdrehgeschwindigkeit der Exzenter bei gleichen Stellrohrverdrungen.

In Fig. 263 ist der Füllungs- ausgleich der Lentzsteuerung wieder- gegeben. Die Exzentersteine sind nicht unter 180° , sondern unter einem um α kleineren Winkel gegenein- ander aufgekeilt; die Scheitelkurven liegen also nicht parallel. Um mög- lichst gleiche Ventilerhebungen zu erhalten, sind Exzentrizität und Ver- schiebung für die Deckelseite größer als für die Kurbelseite. Die Scheitel- kurve der Deckelseite ist demnach länger als die der Kurbelseite.

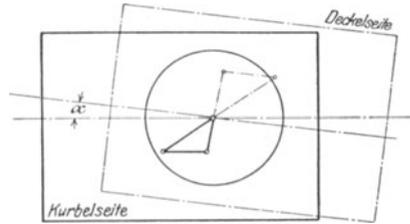


Fig. 263.

In den Müller-Reuleauxschen Diagrammen nach Fig. 264 und Fig. 265 ist die Dampfverteilung für abhängigen und unabhängigen

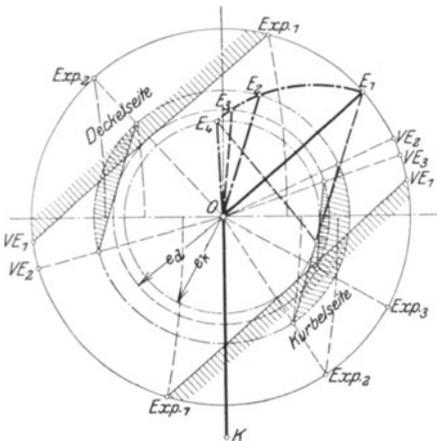


Fig. 264.

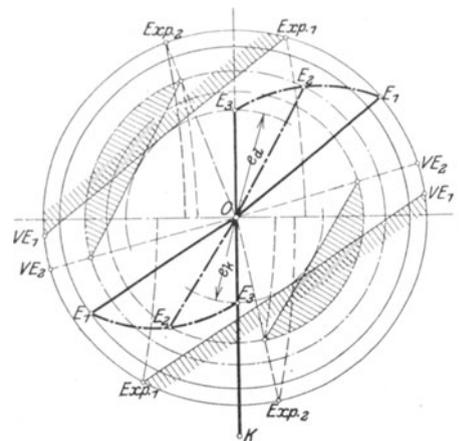


Fig. 265.

Betrieb der Einlaßventile dargestellt, den Anordnungen nach Fig. 253 und Fig. 243 entsprechend. In Fig. 264 sind die Überdeckungen ungleich gewählt, ein Mittel, das hier infolge der gleichen Voreilwinkel und Exzentrizitäten allein in Anwendung kommen kann. Damit läßt sich annähernder Ausgleich nur bei sehr verschiedenen Voreinströmungswinkeln und Eröffnungswerten erhalten. Bei der Exzentrizität $O E_3$ erhält nur noch die Kurbelseite Füllung, da $O E_3 = e_d$. Vollständige Nullfüllung auch auf der Kurbelseite wird mit $O E_4 = e_k$ erhalten.

In Fig. 265 sind die Verstellbogen $E_1 E_2 E_3$ von gleicher Länge, aber ungleicher Lage gewählt; die Verdrehungswinkel weichen von- einander ab, womit sich ein günstigerer Ausgleich durchführen läßt. Der Voreilwinkel ist auf der Deckelseite bei den größeren Füllungen

größer als auf der Kurbelseite. Die Abweichung wird bei den kleineren Füllungen geringer. Absolute Nullfüllung wird auf beiden Seiten mit dem Voreilwinkel $\delta = 90^\circ$ erhalten, wobei die Exzentrizitäten wieder gleich den Überdeckungen sind.

Exzenterwege bei verschiedenen Füllungen in v. H. des größten Exzenterweges bei 65 v. H. Füllung. (Nach Proell)

Kurbelseite

Füllung in v. H.	5	10	20	30	40	50	60	65
Linie B'C (V E. = $\frac{1}{2}$ v. H.) . .	4,1	10	19	30	43	61	85	100
Linie QR (V E. = 3 v. H.) . .	6,7	11	19	29	41	59	83	100
Kreisbogen B'F C.	8,5	15	30	43	58	58	91	100

Deckelseite

Linie B'C (V E. = $\frac{1}{2}$ v. H.) . .	5,7	10	19	30	43	60	84	100
Linie QR (V E. = 3 v. H.) . .	7,5	10	20	31	43	60	83	100
Kreisbogen B'F C.	8,0	15	28	42	57	72	90	100

Was die Ausführung der Ventilsteuerungen betrifft, so sind zunächst die Exzenterdurchmesser möglichst klein zu wählen, um die Umfangsreibungen zu verringern. Diese beeinflussen den Gang der Maschine insofern, als die Exzenter bei der Inbetriebsetzung infolge des weniger warmen und deshalb dickeren Öles einen „Klebrigkeitswiderstand“ aufweisen, der bei Flachreglern gewöhnlicher Bauart belastend wirkt, sich zur Federspannung addiert und verursacht, daß die Maschine etwas schneller läuft. Wird infolge des Betriebes das Exzenter wärmer, das Öl demnach dünnflüssiger, so geht die Umlaufzahl der Maschine zurück. Trotz der größeren Leistung bei Beginn der Betriebszeit beobachtete Doerfel Zunahme der Umlaufzahl bis zu 1 v. H.

Die bogenförmige Scheitelkurve ist insofern vorteilhafter als die geradlinige, weil die Ventilerhebungen bei gleichem größten und kleinsten Exzenter um die Pfeilhöhe des Bogens größer werden. Ein Vergleich beider Kurven ist in der Zahlentafel enthalten. Es ist angenommen, daß in den Fig. 257 und 258 die Bogen einmal durch eine Verbindungslinie QR , das andere Mal durch $B'C$ ersetzt werden. Im ersteren Fall beträgt die Voreinströmung 3 v. H., im zweiten Fall $\frac{1}{2}$ v. H.

b) Die Steuerungen mit Verstellung der übertragenden Teile.

Im Gegensatz zu den Steuerungen mit Flachregler, bei denen die Füllung durch direkte Einwirkung des Reglers auf das Exzenter geändert wird, ist bei den folgenden Gruppen von zwangsläufigen Steuerungen zwischen Exzenter und Ventilantrieb ein besonderes Triebwerk ein-

geschaltet, das vom Regler verstellt wird. Je nach Lage der Reglermuffe wird die Wirkung des auf der Steuerwelle aufgekeilten Exzentrers verändert auf den Endpunkt der Ventiltzugstange übertragen, der dabei von einem ideellen „Ersatzexzenter“ angetrieben erscheint, dessen Größe und Voreilwinkel für jede Füllung aus dem geometrischen Zusammenhang der Steuerung ermittelt werden können. Während bei den Flachreglersteuerungen durch die Verstellung von Voreilwinkel und Exzentrizität die Füllung beeinflusst wird, ist bei den zu besprechenden Steuerungsgruppen hauptsächlich die Veränderung des Voreilwinkels des Ersatzexzentrers von Bedeutung. Die Füllung wird durch die Änderung der Größe des Ersatzexzentrers, die hier auch mit wachsendem Voreilwinkel zunehmen kann, nur in geringem Maße beeinflusst.

Im Gegensatz zu den Schiebersteuerungen, die meist auf konstantes, lineares Voreilen eingestellt werden, wird bei den hierhin gehörigen Ventilsteuerungen der Voreinströmungswinkel konstant gehalten, d. h. das Ventil wird für alle Füllungen bei derselben Kurbelstellung, die um den Voreinströmungswinkel vor der Totlage liegt, angehoben. Infolge dieser Anordnung wird — wie bei den einzelnen Steuerungsarten gezeigt wird — theoretisch eine Rückwirkung auf den Regulator durch die gerade beim Ventilanhub größten Kräftewirkungen vermieden. Die wirkliche Einstellung der Steuerung ergibt mehr oder weniger Abweichung von diesen günstigsten Verhältnissen.

Da sonach die Voreinströmung stets bei derselben Kurbellage beginnen soll, so ist in dem Müllerschen Diagramm nach Fig. 266 der Punkt VE nur mit den Punkten Ex_1 , Ex_2 und Ex_3 zu verbinden, um den Voreilwinkel des Ersatzexzentrers für die in den Dampfdiagrammen angegebenen Füllungen zu erhalten. Die Größe des Ersatzexzentrers ist zunächst unbestimmt, wie aus Fig. 266 daraus folgt, daß z. B. zu dem Winkel δ_2 beliebig viele Exzentrizitäten gehören können.

Die Ermittlung auch der Größe des Ersatzexzentrers ist in vielen Fällen sehr umständlich und allgemein nur bei den Umsteuerungen gebräuchlich.

1. Steuerungen mit verstellbarem Lenker. Die Kurve, von

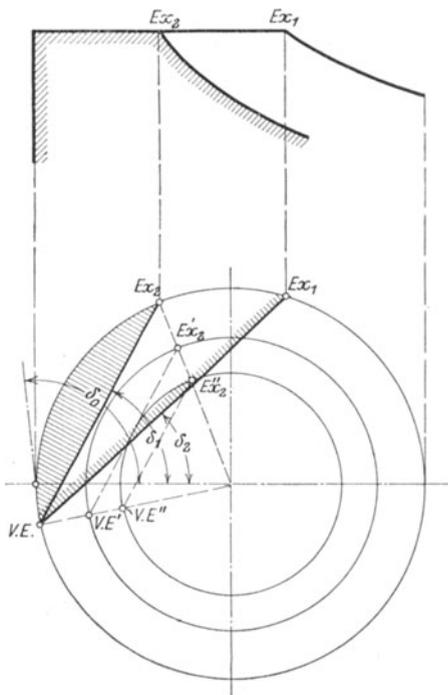


Fig. 266.

bare Benutzung des Exzenterkreises, sondern es wird meist die Bewegung von einem Punkte des Exzenterbügels abgeleitet; das Exzenter steuert den Auslaß.

Die Widmann-Steuerung, Fig. 268 und 269, gehört zu den einfachsten Steuerungen dieser Gruppe. Exzenterkreis und Exzenterstange der Fig. 267 sind hier durch die Bahn eines Bügelpunktes und

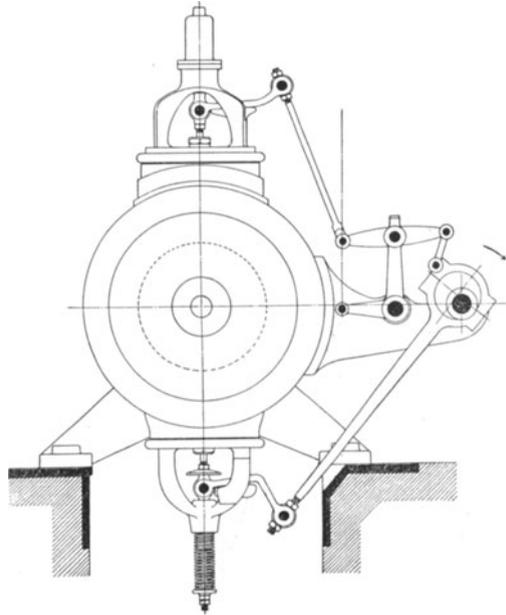


Fig. 268¹⁾.

durch einen kurzen Lenker ersetzt, der an einem Querhebel angreift. Dieser ist an seinem anderen Ende mit der Ventilzugstange verbunden und in einer vom Regulator verdrehbaren Stelze gelagert. Im Schema, Fig. 269, sind drei Lagen der Stelze $e d$ für 0, 30 und 70 v. H. Füllung angegeben. Die von der Voreilstellung f des Lenkerendpunktes mit der Lenkerlänge geschlagenen Kreisbogen schneiden von der Kurve die für die Ventilerhebung benutzten Umfangsstrecken ab; die deren Endpunkten (hier 3 und 7) entsprechenden Lagen des Exzentermittelpunktes werden ermittelt, womit die Dauer der Füllung bestimmt ist.

Rückwirkung auf den Regulator im Augenblick des Ventilhubes wird dadurch vermieden, daß sich bei allen Füllungen in der Voreilstellung des Gestänges die Mittellinien des Lenkers, der Stelze und der Ventilzugstange in einem Punkte schneiden, so daß in Bezug auf die Regulierwelle kein Hebelarm, an dem Kräfte angreifen könnten, vorhanden ist.

¹⁾ Maßstab 1 : 30.

Für unveränderliche Voreinströmung sind die einzelnen Glieder des Triebwerkes so zu wählen, daß bei einer Drehung der Stelze $d e$ der

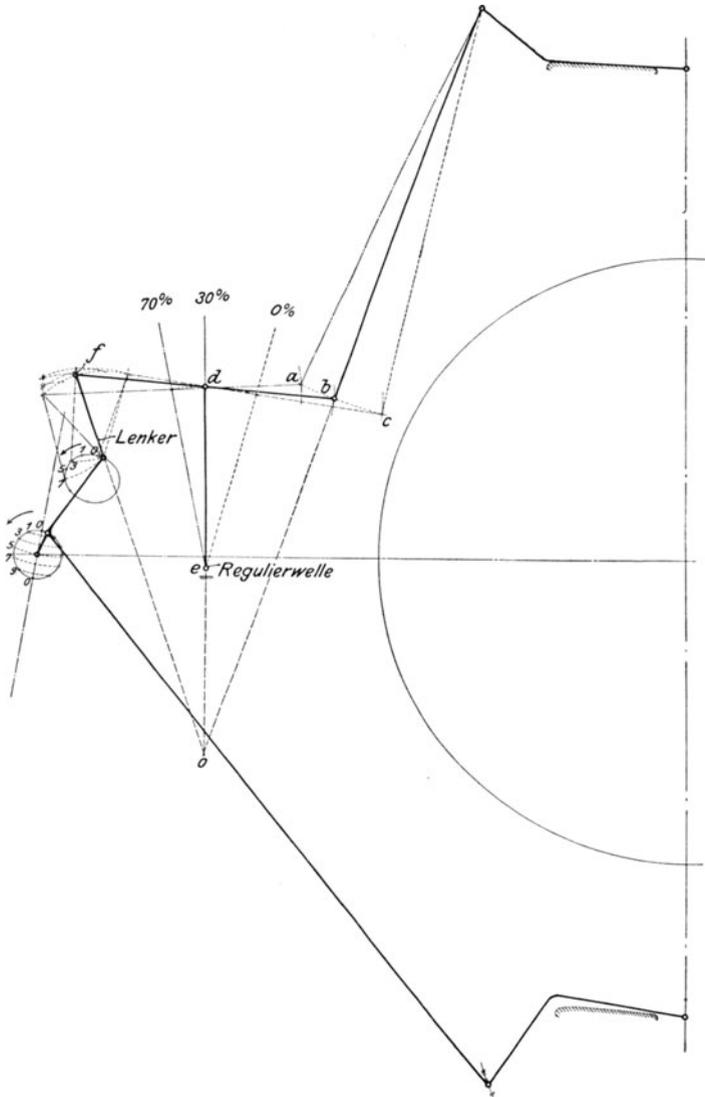


Fig. 269.

Punkt b sich auf einem Kreisbogen bewegt, dessen Radius gleich der Zugstangenlänge ist.

Wie Fig. 269 zeigt, stehen bei der Nullfüllung die Zugstange und der Lenker annähernd senkrecht zum Querhebel $f d b$, so daß bei den

kleineren Füllungen günstigere Verhältnisse bezüglich der Ventilerhebung als bei größeren Füllungen vorhanden sind. Die Ersatzexzenter zeigen infolgedessen keine großen Verschiedenheiten.

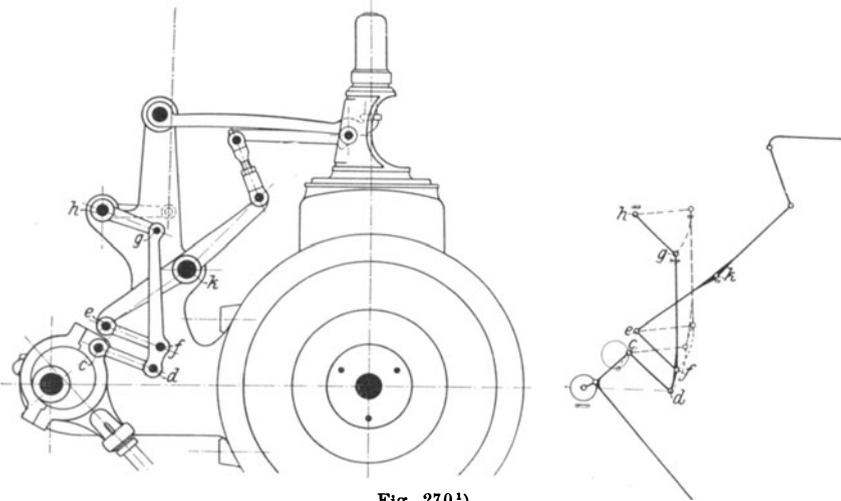


Fig. 270¹⁾.

Bei der in Fig. 270 dargestellten Recke-Steuerung überträgt der Lenker cd seine Bewegung auf den im Punkt g gelagerten Hebel gfd ,

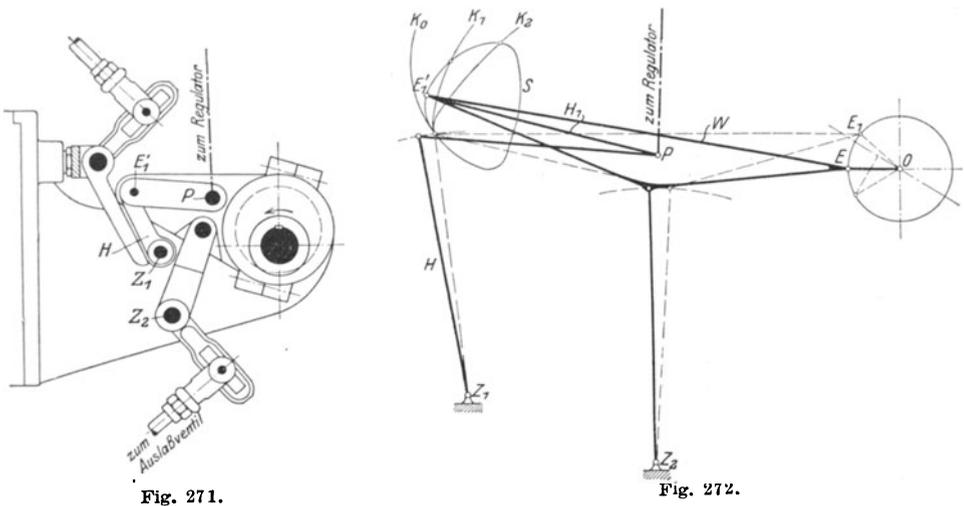


Fig. 271.

Fig. 272.

der mittelst Lenkers den im Festpunkt k gelagerten Hebel und damit das Ventil steuert. Der Punkt g des vom Regulator verdrehbaren

¹⁾ Maßstab 1 : 30.

Hebels hg dient als Stützpunkt für die ganze Bewegungsübertragung von dem Exzenterbügel auf das Ventil, und seine Verstellung durch den Regulator führt mehr oder weniger große Schrägstellung des Lenkers

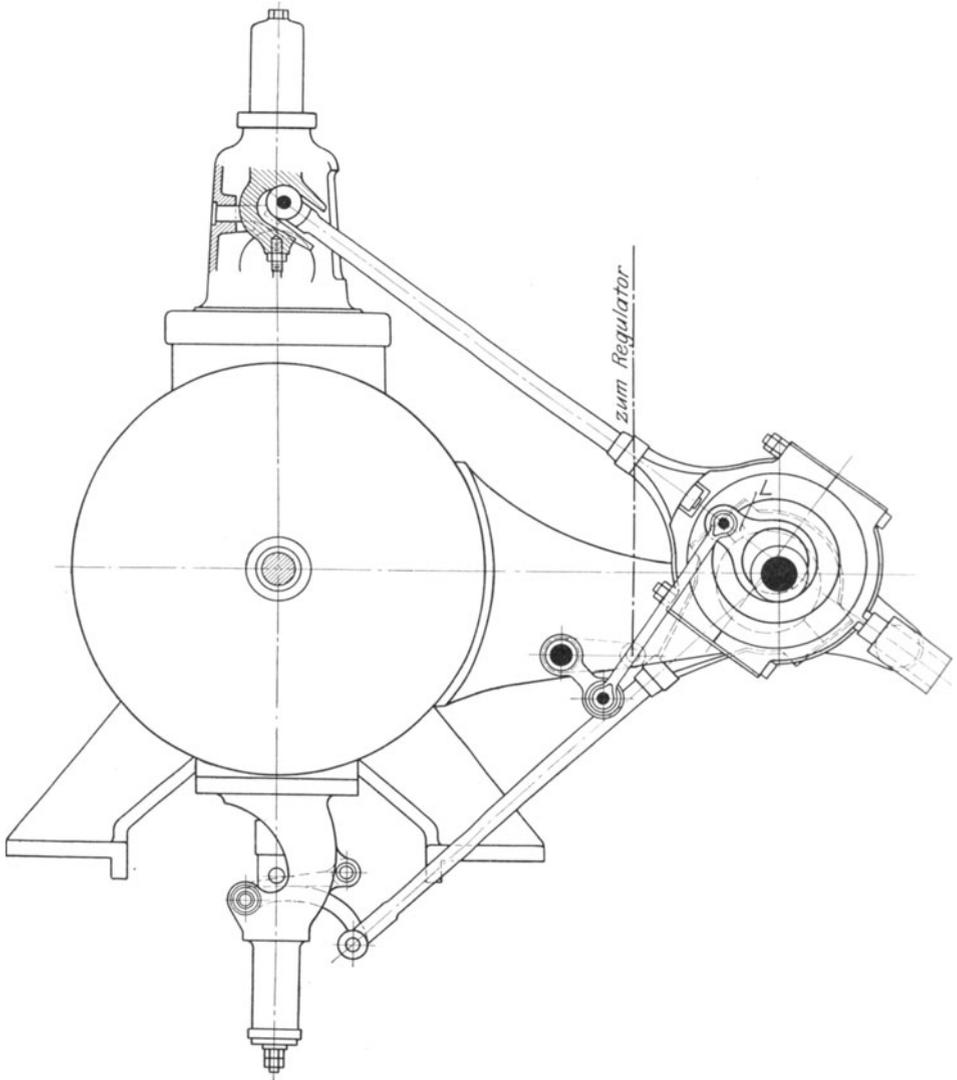


Fig. 273 ¹⁾.

cd gegenüber der Ableitungskurve herbei. Die Voreinströmung ist unveränderlich, da die Lenker cd , ef und hg gleiche Länge haben und in der Voreinstellung parallel gerichtet sind. Bei einer Verstellung der

¹⁾ Elsner-Steuerung der Cottbuser Maschinenbau-Anstalt. Maßstab 1:5.

Reglermuffe beschreibt sonach jeder Punkt auf dem Hebel gfd eine Kreisbahn mit dem Radius $cd = ef = hg$ und Punkt e bleibt unbewegt. Bei kleineren Füllungen wird das Gelenk f dem Drehpunkt k genähert, so daß das Übersetzungsverhältnis für die Ventilbewegung vergrößert wird und Ventilhub wie auch die Ventilschlußgeschwindigkeiten für die verschiedenen Füllungen gleichmäßiger werden.

In den Fig. 271—272 ist die ältere Proell-Steuerung dargestellt. Ein Punkt der Exzenterstange w wird durch eine Schwinde, die in Fig. 271 das Auslaßventil steuert, auf einem Kreisbogen um den Zapfen z_2 geführt, so daß der Endpunkt E_1' eine geschlossene Kurve S beschreibt, von der die Bewegung abgenommen wird.

Die Neigung des Lenkers H_1 gegenüber dieser Kurve wird vom Regulator eingestellt und je nach Lage der Reglermuffe werden für die Ventilerhebung die durch die Kreisbogen K_0, K_1, K_2 abgeschnittenen Teile der Kurve für die Ventileröffnung nutzbar gemacht, indem die Bewegung des Lenkers H_1 durch den im Gelenk P angeschlossenen, zweiten Lenker auf den im Festpunkt z_1 drehbar gelagerten Wälzhebel H übertragen wird. Steht das Exzenter in der Voreilstellung OE_1 , so fallen E_1' und der obere Endpunkt des Wälzhebels H zusammen.

Dadurch, daß die Kurve und der vom Endpunkt des Lenkers beschriebene Kreisbogen gleich gekrümmt sind, werden die Ventilerhebungen verhältnismäßig klein.

Die Elsner-Steuerung, Fig. 273—274, läßt die Anwendung des Grundsatzes von der veränderlichen Ableitungsrichtung nicht so klar erkennen, wie die vorhergesprochenen Steuerungen. Die Steuerwelle trägt eine Exzenterzscheibe, die der Lenker L umschließt, der seinerseits wieder vom äußeren Exzentering umfaßt wird. Dieser wird in einer drehbar gelagerten Gleitbahn geführt, damit eine Drehung des Exzenteringes um den oberen Endpunkt der Exzenterstange verhindert wird. In Fig. 274 sind die vom Exzenterkreis abgeschnittenen Teile des Umfanges für $\frac{1}{2}$, 30 und 65 v. H. Füllung ermittelt.

2. Steuerungen mit verstellbarer Führung eines Exzenterstangenpunktes. Fig. 275 zeigt schematisch eine Steuerung dieser Art. Ein Punkt der Exzenterstange ist gelenkig mit einem Gleitstück verbunden, das in einer Geradführung gleitet. Diese wird vom Regler verstellt und je nach der Neigung der Führung erhält die vom Endpunkt der Exzenterstange beschriebene Kurve eine andere Gestalt. In Fig. 275 arbeitet die Zugstange auf Druck, und die Füllung dauert so lange an, als der mit der Länge der Ventilstange um deren oberen Endpunkt bei geschlossenem Ventil geschlagene Kreis von den Kurven überragt wird.

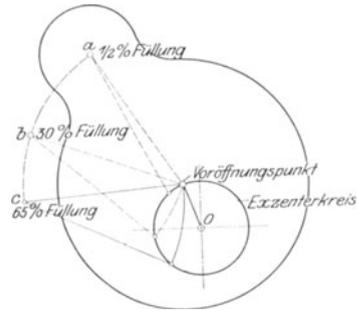


Fig. 274¹⁾.

¹⁾ Schema der Elsner-Steuerung. Maßstab 1 : 8.

Die Voreinströmung ist konstant, wenn bei der Voreilstellung des Exzenters Mitte Stein mit Mitte Führung zusammenfällt. In diesem Fall wird sich der Stein mit der vom Regler verstellten Führung drehen,

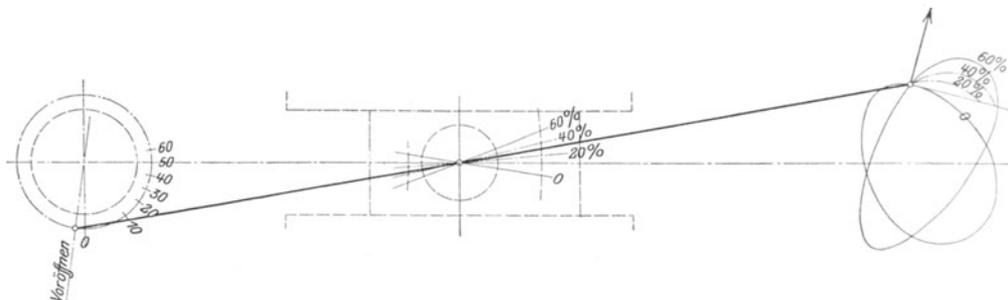


Fig. 275¹⁾.

ohne das äußere Gestänge zu bewegen. Fallen aber beide Mittelpunkte zusammen, so hat die in der Mitte des Steines auftretende Kraft keinen Hebelarm in bezug auf die Regulierwelle, und eine Rückwirkung auf den

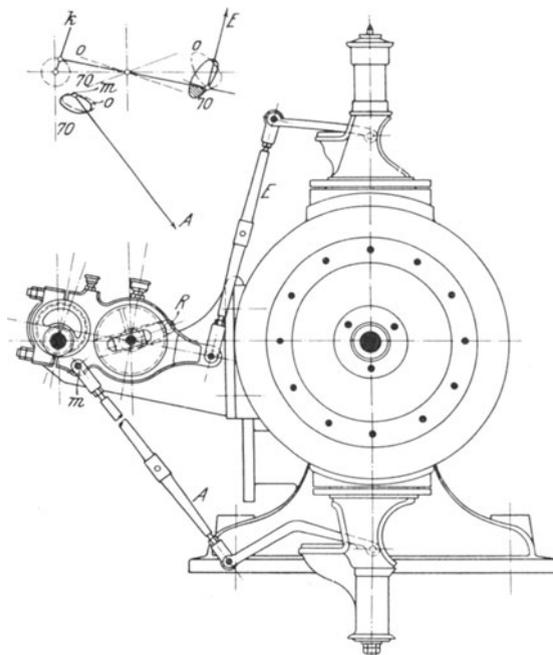


Fig. 276.

Regulator ist ausgeschlossen. In Fig. 275 sind noch die beiden äußersten Lagen des Steines durch Kreisbögen bezeichnet, die von den Exzenter-

¹⁾ Schema der Radovanovic-Steuerung. Maßstab 1:5.

eines Parallelogramms dargestellt wird, dessen beide Seiten Exzenter sind. Das eine dieser Exzenter ist das auf der Welle aufgekeilte, während das

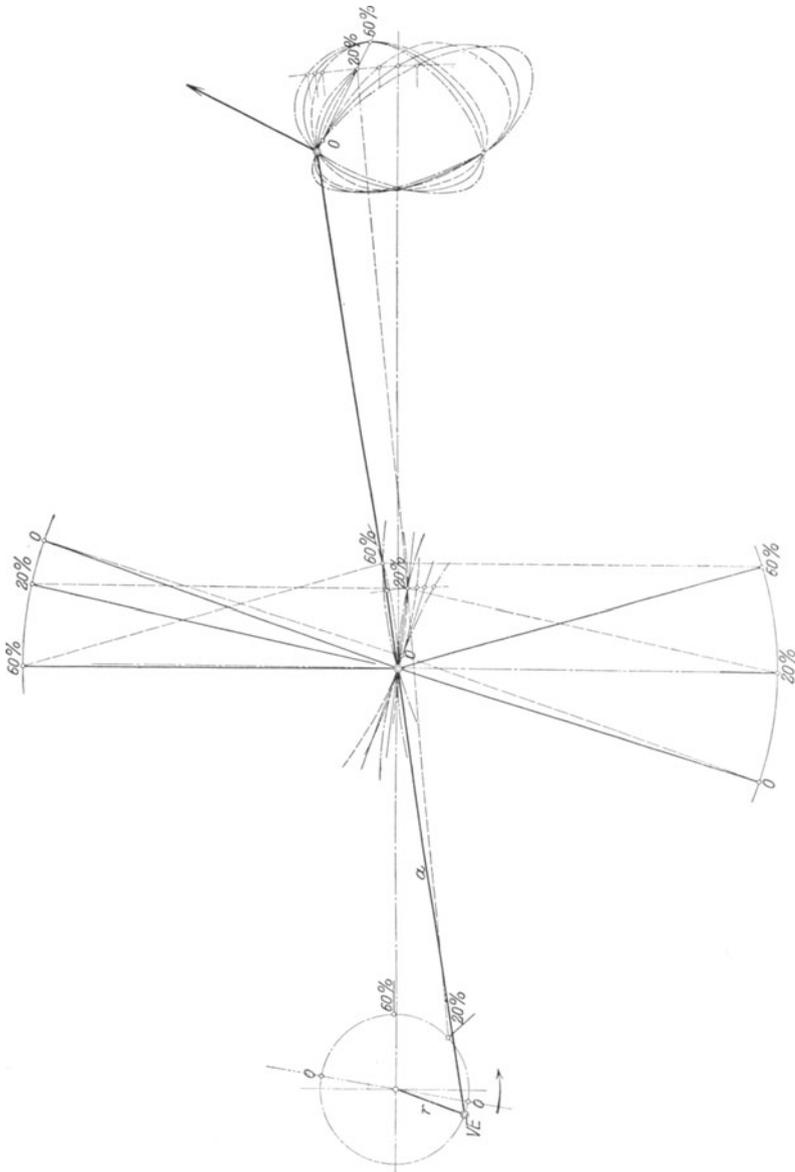


Fig. 279¹⁾.

zweite nach Fig. 385—386 durch die Bewegung des Steines in der Kulissee entsteht und je nach Neigung der Führungsbahn veränderliche Größe

¹⁾ Maßstab 1 : 3.

bei gleichbleibendem Voreilwinkel hat. Das Diagramm Fig. 389 zeigt die Entstehung der verschiedenen Ersatzexzenter für zwei Drehrichtungen.

Die Fig. 275 ist das Schema der Radovanovic-Steuerung, die in Wirklichkeit verschieden von der vorstehend gegebenen Beschreibung des Schemas ausgeführt wird und in Fig. 276 dargestellt ist. Die Exzenterstange ist nicht an den Stein, sondern an die als Kulisse ausgebildete Führung angeschlossen. Der Stein ist auf der Reglerwelle, die vom Regulator mittelst des Hebels *R* verdreht wird, aufgekeilt. Läßt man den Drehzapfen, der die Exzenterstange mit der Kulisse verbindet, wachsen, bis er letztere ganz umschließt, so entsteht eine kreisrunde Scheibe, die von der Exzenterstange umfaßt wird. Durch diese Anordnung wird erreicht, daß die Kraftwirkungen zentrisch aufgenommen werden und die Reglerwelle nicht abgesetzt oder gekröpft zu werden braucht.

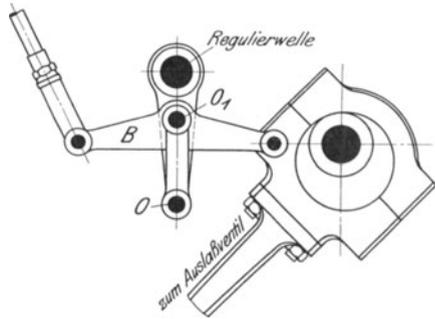


Fig. 280¹⁾.

Das Einlaßtriebwerk steuert nach Fig. 276 auch den Auslaß, der durch die Verstellung der Führung nur in geringer Weise beeinflusst wird, da die vom Ableitungspunkt *m* beschriebene Kurve fast unveränderlich bleibt.

Fig. 277 zeigt eine andere Ausführungsform der Radovanovic-Steuerung, bei der ebenso wie bei den nachfolgend behandelten Steuerungen dieser Gruppe der Exzenterstangenpunkt in einem Kreisbogen geführt wird. Die Einlaßsteuerung wird vom Auslaßexzenter abgeleitet. Die Reglerwelle *W* trägt fest aufgekeilt den Hebel *WP*, in dessen Punkt *P* eine vom Bügel *B* umfaßte Scheibe drehbar gelagert ist, so daß diese einen Kreisbogen um *P* beschreibt. In der Voreinstellung des Triebwerkes fällt der Mittelpunkt der Scheibe mit dem der Reglerwelle zusammen, so daß die Voreinströmung konstant ist und eine Rückwirkung auf den Regler nicht stattfindet. In Fig. 278 ist die von der Steuerung eingestellte Dampfverteilung am Schema dargestellt.

Eine dritte Ausführungsform, die meist bei Umkehrmaschinen Verwendung findet, zeigt Fig. 407 auf S. 303.

In Fig. 279 ist der Einfluß der Führungsbahn auf die Ventil-erhebungskurven für 0,20 und 60 v. H. Füllung dargestellt. Es ist geradlinige Führung durch Kulisse, sowie bogenförmige Führung einmal durch einen oben, das andere Mal durch einen unten aufgehängten Lenker angenommen. Die günstigste, strichpunktierete Erhebung ergibt sich bei unten aufgehängtem Lenker, die ungünstigste Kurve entspricht der Lenker-Aufhängung oben.

Die König-Steuerung, Fig. 280 und 281, hat mit der in Fig. 282

¹⁾ Ausführung der Ascherslebener Maschinenbau-A. G.

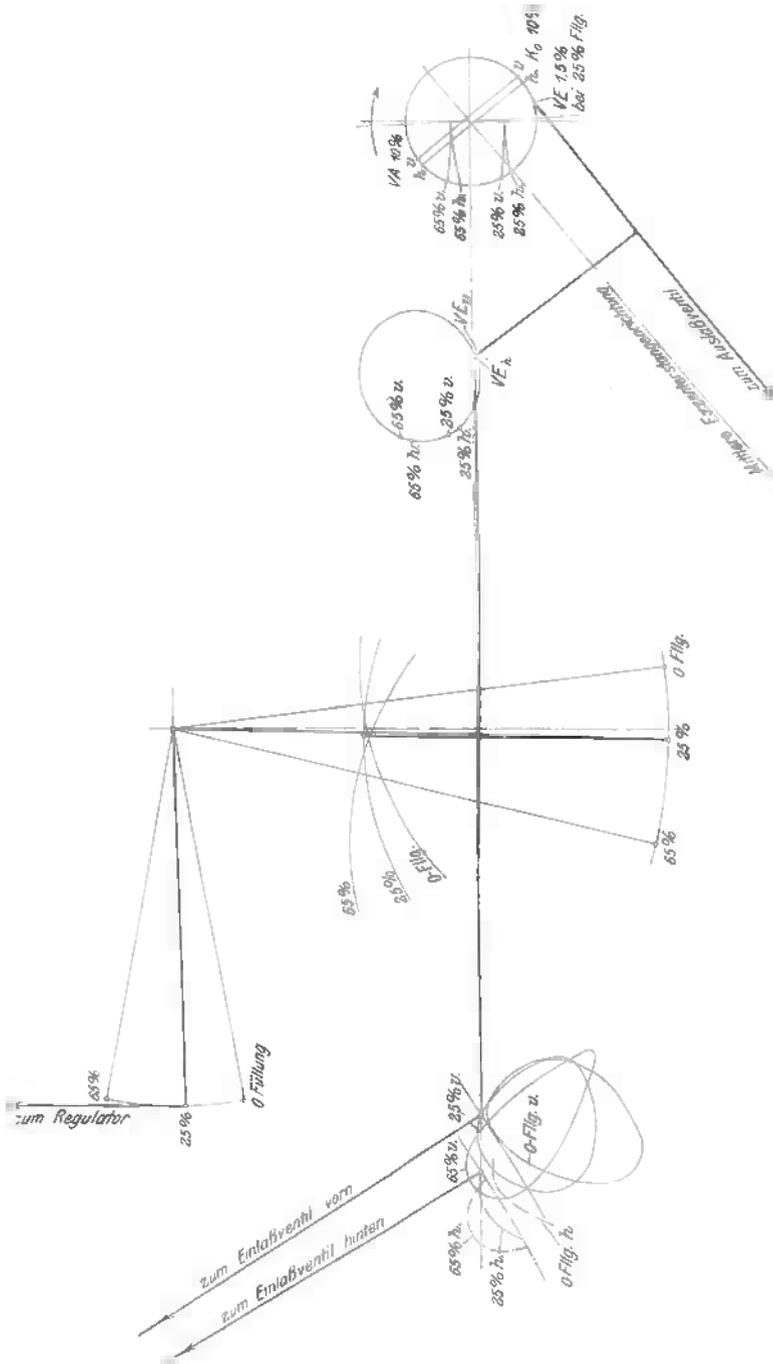
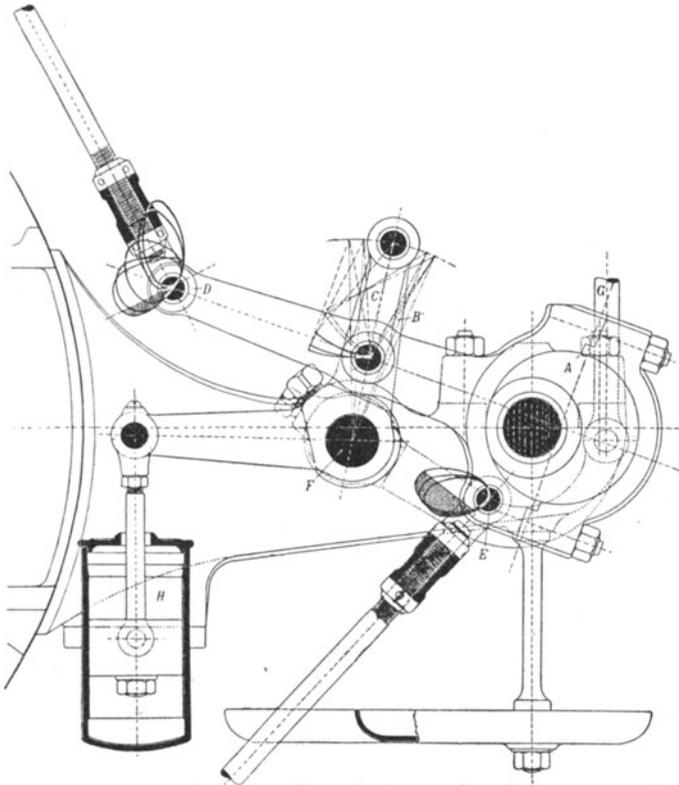


Fig. 281 1).

1) Schema der König-Steuerung. Maßstab 1 : 5.

wiedergegebenen Steuerung von Bromley gemeinsam, daß Regulierhebel und Lenker von verschiedener Länge sind, um in dieser Weise eine Unterbrechung der Regulierwelle zu vermeiden. Wird in Fig. 280 in der Voreinstellung der Steuerung die Regulierwelle gedreht, so beschreibt der Zapfen O des Regulierhebels einen Kreisbogen um den Mittelpunkt der Regulierwelle und da der Aufhängepunkt O_1 nicht mit diesem Mittelpunkt zusammenfällt, so wird eine kleine Bewegung des über-

Fig. 282¹⁾.

tragenden Hebels B entstehen, durch welche die Voreilung geändert wird. Die Voreinströmung wird um so verschiedener für die verschiedenen Füllungen ausfallen, je stärkere Abweichung die von O_1 und von O aus gezogenen Kreisbogen zeigen. In gleicher Weise verhält sich die in Fig. 282 dargestellte Bromley-Steuerung. Rückwirkung auf den Regulator im Augenblick des Ventilanhubes wird für beide Steuerungen dadurch verhindert, daß in der Voreinstellung die Mittellinien des Lenkers und des Regulierhebels zusammenfallen.

Die Steuerungen von Radovanovic, König und Bromley

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik Gebr. Bromley, Moskau.

stellen Abänderungen der in Fig. 384 wiedergegebenen Umsteuerung von Hackworth-Klug dar. Auch die Hackworth-Bremme-Steuerung nach Fig. 383, bei der die Schieberstange ungefähr in der Mitte der Exzenterstange angreift, während deren Endpunkt in Bahnen von veränderlicher Neigung geführt wird, ist Vorbild für Ventilsteuerungen gewesen.

Eine besondere Abart der letzteren Steuerungsgruppe ist die

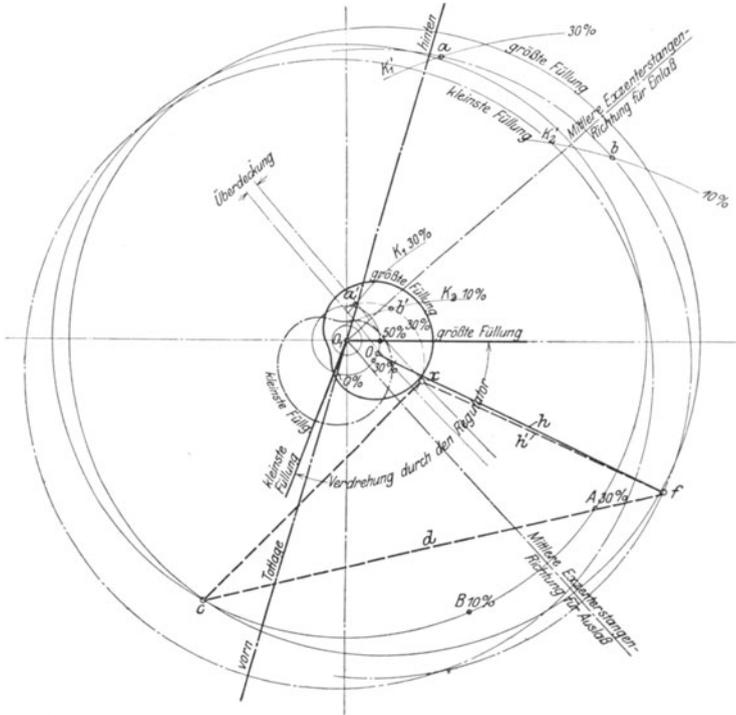


Fig. 283¹⁾.

Salingré-Steuerung insofern, als bei ihr die Mitten von Regulierwelle und Steuerwelle zusammenfallen.

Fig. 283 zeigt das Schema dieser Steuerung. Endpunkt c der Koppel d wird unveränderlich auf einem Kreisbogen um den Wellenmittelpunkt o_1 geführt, während der andere Endpunkt f mittelst der Schwinge h um Punkt o geführt wird, dessen Lage vom Regler geändert wird. Der mit der Koppel d fest verbundene Punkt x , von dem die Ventilbewegung abgenommen wird, beschreibt herzförmige Kurven, deren Lage je nach Stellung des Punktes o geändert wird. Füllung wird gegeben, sobald diese Kurven über den mit Exzenterstangenlänge geschlagenen Kreisbogen aa hervorragen.

¹⁾ Schema der Salingré-Steuerung. Maßstab 1 : 3.

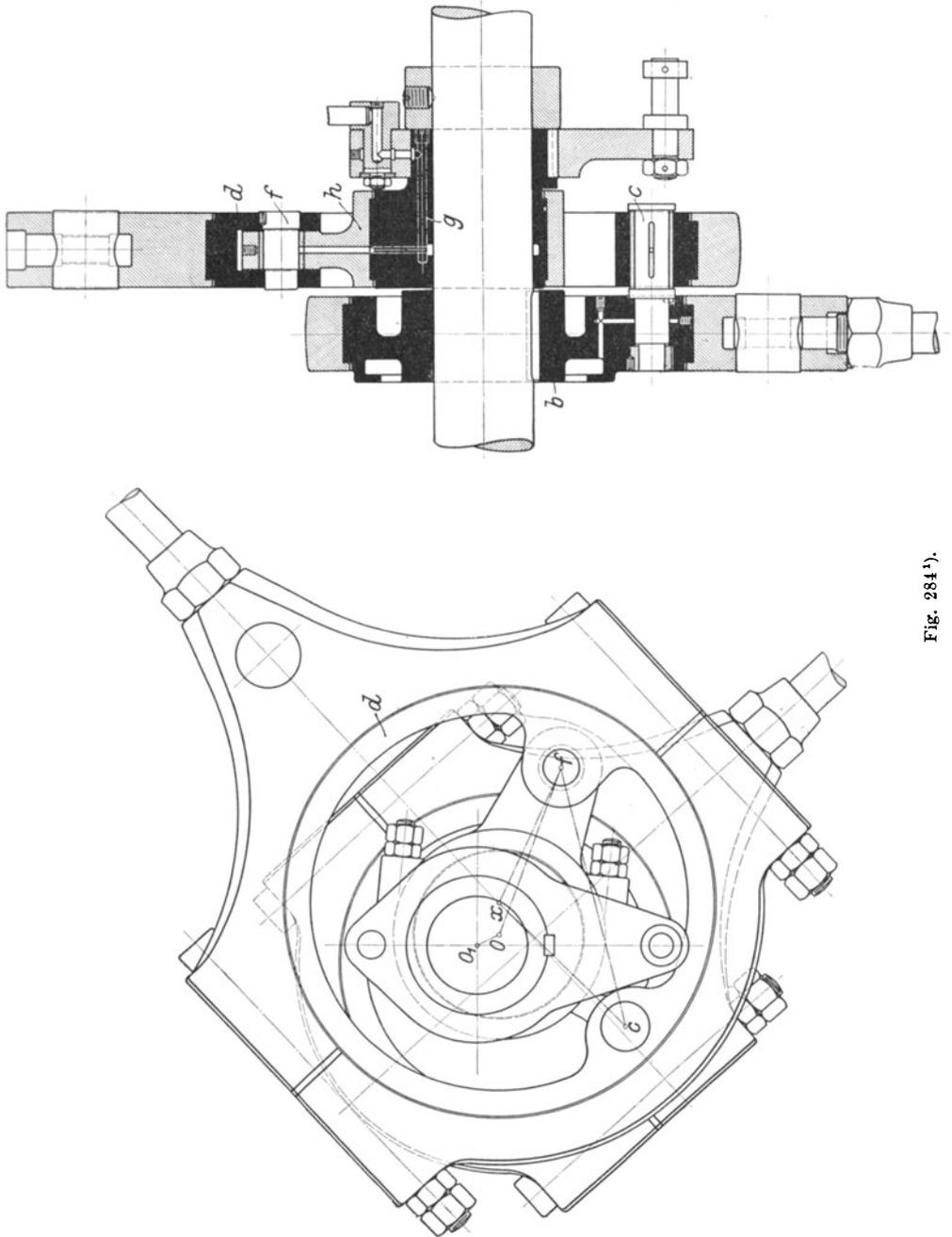


Fig. 284¹⁾.

¹⁾ Salingré-Steuerung von A. Borsig. Berlin-Tegel. Maßstab 1 : 5.
Dubbel, Steuerungen.

In Fig. 284 ist die bauliche Durchbildung der Steuerung wieder gegeben. Die Koppel d des Schemas ist durch den vom Exzenterbügel umfaßten Ring d ersetzt, der durch den Zapfen c mit dem Auslaßexzenter verbunden ist. Der Regler verstellt das vom Bügel h umschlossene Exzenter g .

Im Schema, Fig. 283, das die Kurven für 0 v. H., 30 und 50 v. H. Füllung enthält, ist der Entwurf dieser Kurven angedeutet. Als Kurbelkreis dient der vom Punkt c um O_1 beschriebene Kreis, der entsprechend einzuteilen ist. Die geometrischen Orte für den Punkt f sind die mit der Länge der Koppel d um die jeweilige Lage von c und die mit der Länge

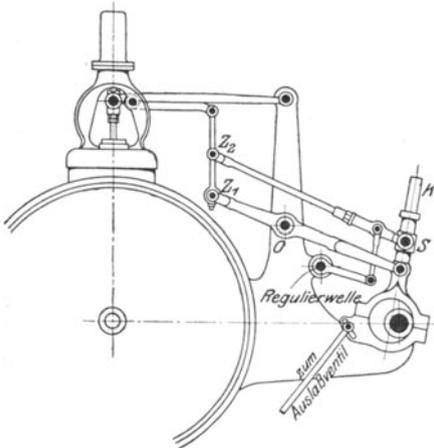
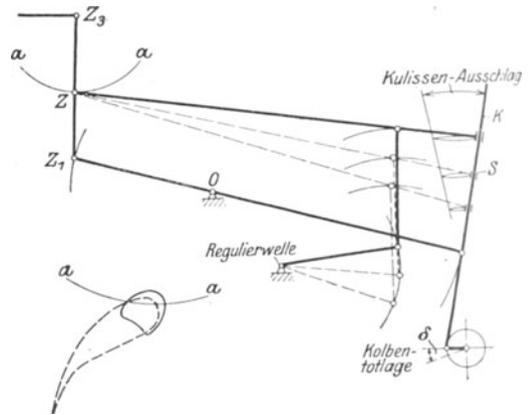
Fig. 285¹⁾.

Fig. 286.

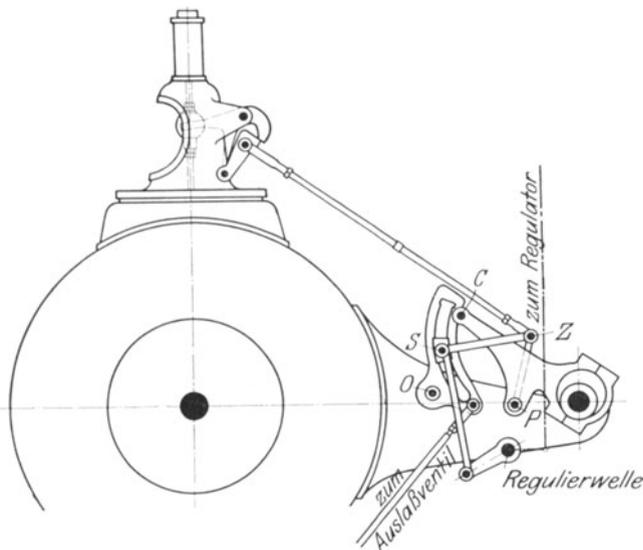
der Schwinge h um o geschlagenen Kreise. Geometrische Orte für Punkt x sind die mit cx um c und mit h' um f geschlagenen Kreise.

In Fig. 283 sind aus den Punkten A und B die Kreisbögen K_1 und K_2 mit h' als Radius und K_1', K_2' mit d als Radius gezogen. Kreisbögen aus a und b mit h' als Radius geben auf den Bögen K_1 und K_2 die Punkte a' und b' der Kurve für 30 v. H. Füllung an.

3. Steuerungen mit zwei Exzenterantrieben. Wie die zweite Gruppe eine Abänderung der Lenkerumsteuerungen darstellt, so zeigt die hier zu behandelnde, dritte Gruppe grundsätzlich Verwandtschaft mit den auf S. 258 behandelten Kulissensteuerungen. Es treten zwei Exzenterbewegungen auf, die von zwei getrennt ausgeführten Exzentern herrühren, oder auch von einem und demselben Exzenter nach verschiedenen Richtungen abgeleitet werden können. Der Regulator verändert die Größe beider Bewegungen oder auch nur einer derselben, während der Voreilwinkel konstant bleibt. Beide Bewegungen werden in einem Gelenk vereinigt, das veränderliche Kurven beschreibt und von dem die Ventillbewegung abgenommen wird. Die Ausschläge dieses Gelenkes sind gleich der algebraischen Summe der von beiden Bewegungen herrührenden Ausschläge.

¹⁾ Ausführung der Görlitzer Maschinenbauanstalt und Eisengießerei.

Fig. 285 stellt die Collmann-Steuerung dar, durch die zuerst der Grundsatz der zwangläufigen Bewegung auf die Ventilsteuerungen übertragen wurde. Die Hauptbewegung des Exzenters, von dem auch das Auslaßventil gesteuert wird, wird durch den im Drehpunkt o gelagerten Hebel auf den Zapfen z_1 unveränderlich übertragen. Die zweite Bewegung wird von der mit dem Exzenterbügel aus einem Stück bestehenden, zylindrischen Kulisse abgeleitet und hat je nach der Lage des vom Regler eingestellten Kullisensteines S verschiedene Größe. Dadurch, daß z_1 sich um o dreht und sich das Gelenk z_2 gleichzeitig in Kreisbogen von mehr oder weniger starker Ausdehnung um z_1 bewegt, beschreibt

Fig. 287¹⁾.

Punkt z_2 geschlossene Kurven, die im Schema Fig. 286 als Ergebnis der Vereinigung beider Einzelbewegungen dargestellt sind. Überschreiten diese Kurven den von z_3 aus mit $z_2 z_3$ als Radius gezogenen Kreisbogen $a a$, so findet Füllung statt. Auf die Veränderlichkeit letzterer läßt auch ohne weiteres Fig. 285 schließen. Die unveränderliche Bewegung des Zapfens z_1 ist auf Erhebung des Ventils gerichtet. Die kreisbogenförmige Bahn, die Gelenk z_2 um Zapfen z_1 beschreibt, setzt sich aus einer seitwärts gerichteten und ohne Einfluß auf das Ventil bleibenden Bewegungskomponente und einer abwärts gerichteten Komponente zusammen, die der Aufwärtsbewegung des Zapfens z_1 entgegenwirkt und — ebenso wie die seitwärts gerichtete Bewegung — um so größer ist, je höher der Stein S steht.

Die Voreinströmung der Collmann-Steuerung wäre konstant, wenn die Kulisse K nach einem mit der Länge der Stange $z_2 S$ von z_2

¹⁾ Hochdrucksteuerung der Maschinenfabrik Kuhn. Stuttgart-Berg. Maßstab 1 : 30.

aus gezogenen Kreisbogen gekrümmt wäre. Doch würden dann für bestimmte Füllungsgrenzen weit größere Verstellwege nötig werden; es wird daher die Kulisse geradlinig ausgeführt, was ansehnliche Änderungen des Voreilens bedingt. Im Augenblick des Ventilanhubes stehen die drei Zapfen z_1 , z_2 und z_3 annähernd in einer Geraden, so daß auf den Regulator keine rückwirkende Kraft ausgeübt werden kann.

Das veränderliche Exzenter, durch das man sich die von der Kulisse ausgehenden Bewegungen hervorgebracht denken kann, steht in seiner Mittellage, wenn die Exzenterstange, bzw. die Kulisse K die Lage ihrer mittleren Richtung, von der aus nach jeder Seite die Ausschläge der Kulisse erfolgen, einnimmt. Die Mittellage des die Hauptbewegung verursachenden, wirklich ausgeführten Exzenters steht senkrecht zu jener

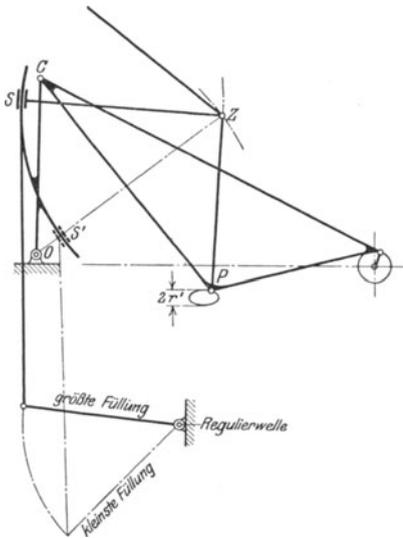


Fig. 288.

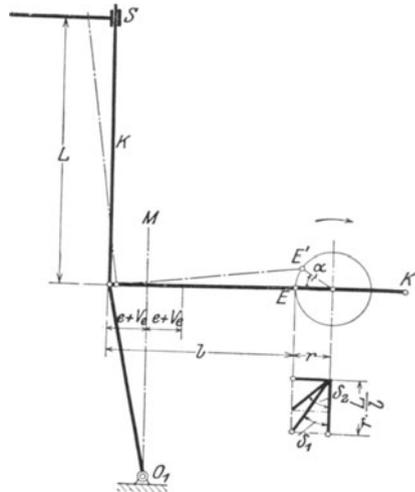


Fig. 289.

mittleren Exzenterstangenrichtung, so daß die Einzelexzenter einen Winkel von 90° miteinander einschließen. Das Ersatzexzenter, das die Diagonale des aus den Einzelexzenter bestehenden Parallelogramms ist, kann jedoch nicht am Gelenk z_2 angreifend gedacht werden, da — abgesehen von den sonstigen im Triebwerk vorkommenden Übersetzungsverhältnissen — das veränderliche Exzenter infolge der Schrägstellung der Stange $z_1 z_2$ an wechselnden Hebelarmen wirkt, so daß ein vom Exzentergesetz abweichender Verlauf der Bewegung stattfindet.

Fig. 287 stellt die Kuchenbecker-Steuerung dar, die auf gleichem Grundsatz beruht. Der Endpunkt C der Exzenterstange greift an einer Kulisse an, die um den Festpunkt O schwingt. Der an die Exzenterstange in P angelenkte Hebel ist durch Gelenk Z mit der Ventilzugstange und außerdem mit dem Stein S verbunden, der vom Regulator in der Kulisse verschoben wird. Die Bewegung des Punktes Z setzt sich also aus den Bewegungen der Punkte P und S zusammen. Steht der Stein S

in seiner tiefsten Lage, so fällt die Richtungslinie $S'O$ zusammen mit $S'Z$, sie steht also senkrecht zu dem Kreisbogen, in dem sich die Kulisse bewegt. Fig. 288. Die Kulisse gleitet über den Stein, ohne diesen zu bewegen, und Gelenk P steuert allein das Ventil. Die Ventilerhebungen sind gering, da der Hebel $S'Z$ annähernd senkrecht zur Ventilstange steht. Bei höheren Lagen des Steines S fällt die Richtung der Stange SZ mehr und mehr in die mittlere Exzenterstangenrichtung, so daß infolge dieses Umstandes und der größeren Schwingungen des Steines die Ventilerhebungen zunehmen.

Die von P ausgehende Exzentrizität hat die Größe $2r'$, Fig. 288, und wie aus den Mittellagen dieses und des wirklich ausgeführten Exzenters folgt, schließen beide wieder einen Winkel von 90° ein. Eine Abweichung von der Wirkungsweise der Collmann-Steuerung liegt aber hier insofern vor, als mit der Verkleinerung der einen Exzentrizität eine Vergrößerung der anderen — und umgekehrt — verbunden ist. Der Endpunkt Z der Ventilstange muß sich um den im Beharrungszustand der Maschine in der Kulisse festgehaltenen Kulissenstein S drehen. Steht z. B. Stein S in der tiefsten Lage, ist also die von S ausgehende Seitenbewegung klein, so nähert sich die Richtung der Stange SZ der des Hebels PZ , so daß die Bewegungen des Zapfens P wirksamer auf Gelenk Z übertragen, die von P ausgehende Seitenbewegung größer wird als bei höchster Lage von S , bei der SZ nahezu senkrecht zu PZ steht und nur geringen Richtungsunterschied gegen die Ventilstange aufweist.

Unveränderliche Voreinströmung wird dadurch erhalten, daß die Bogenkulisse nach einem Radius gleich der Lenkerlänge SZ gekrümmt ist.

Wird die Kulisse unter Beibehaltung von Anfang und Ende nach einem kleineren Radius gekrümmt, so ergeben sich bessere, der bogenförmigen Scheitelkurve entsprechende Ventilerhebungen.

4. Steuerungen mit veränderlicher Lage des Antriebspunktes. In Fig. 289 ist das Schema dieser von der Finkschen Kulisse abgeleiteten Steuerung dargestellt. Die Exzenterstange trägt an ihrem Endpunkt, der in einem Kreisbogen um den festen Drehpunkt O_1 geführt wird, eine senkrechte Kulisse K , deren Stein S vom Regler verschoben wird. Stein S steuert das Einlaßorgan. Füllung wird erst dann gegeben, wenn die Entfernung des Steines S von der Mittellinie MO_1 größer als die äußere Überdeckung e wird. In Fig. 289 ist $r = e + V_e$. Stellung des Steines S im Endpunkt der Exzenterstange würde sonach kleinste Füllung zur Folge haben.

Dreht sich Exzenter OE um den Winkel α , so schwingt die Kulisse K um denselben Winkel. Je höher Stein S steht, um so mehr nimmt sein seitlicher Ausschlag an Weite und Dauer zu. Schieberhub und Füllungszeit werden größer.

Fig. 289 zeigt auch die Ermittlung des Ersatzexzenters. Der Ausschlag des Antriebspunktes S setzt sich aus der unveränderlichen Bewegung des Exzenterstangen-Endpunktes mit der Schwingungsweite $2r$ und aus einer zweiten von den senkrechten Ausschlägen des Exzenterpunktes E herrührenden Bewegung zusammen, deren Größe mit der Entfernung L des Steines S vom Endpunkt der Exzenterstange wächst. Hat letztere

die Länge l , so wird das die zweite Bewegung erzeugende ideelle Exzenter die veränderliche Größe $r \cdot \frac{L}{l}$ haben. Das Ersatzexzenter setzt sich aus diesem ideellen Exzenter und dem wirklichen Exzenter $OE = r$ zusammen.

Bei endlicher Schieberstangenlänge ist zur Erzielung unveränderlichen Voreilens die Kulisse nach einem Radius gleich Schieberstangenlänge zu krümmen, damit bei Voreilstellung der Kurbel eine Verschiebung des Steines auf der Kulisse keine Bewegung des Steuerungsorgans verursacht ¹⁾.

Fig. 290 zeigt die hierhingehörige König-Steuerung. Der Punkt E_1 des Exzenterbügels schwingt um den Festpunkt O_1 . Die Kulisse

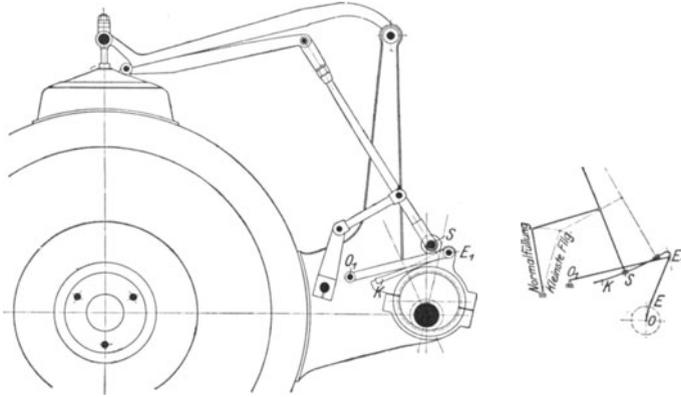


Fig. 290 ¹⁾.

ist als offenes mit der Ventilstangenlänge als Radius gekrümmtes Lineal ausgeführt, gegen das sich Rolle S legt.

5. Steuerungen mit verstellbaren unrundern Scheiben. Steuerung von Zwonicek. (Fig. 291.) Der Bügel C des auf der Steuerwelle A sitzenden Exzenters B ist zu einer unrundern Scheibe mit dem konzentrischen Teil mn ausgebildet und wird von dem am Zapfen c angreifenden Regler verstellt. Das Ventil wird angehoben, sobald die Rolle g der Ventilstange T mit dem Teil mn in Berührung gelangt und geht in derselben Weise vor sich, als ob Rolle g unmittelbar vom Exzenter B gesteuert würde. Läuft die Rolle an der Kurve no ab, so wird das Ventil geschlossen, was nach der durch den Regulator bewirkten Verdrehung des Bügels C früher oder später der Fall ist.

Die Kraft zur Bewegung des Ventils wirkt, solange als sich die Rolle am konzentrischen Teil des Exzenteringes befindet — abgesehen vom

¹⁾ Bei gerader Kulisse ist nach der Ausführung von Hunaeus unveränderliches Voröffnen dann möglich, wenn neben der Verschiebung des Antriebspunktes S noch der Exzentering verdreht wird, so daß die Kulisse andere Neigung erhält. (Vgl. Proell, Z. Ver. deutsch. Ing. 1890, S. 669.)

²⁾ Hochdrucksteuerung von Sack & Kiebelbach. Düsseldorf-Rath. Maßstab 1 : 35.

an den Wälzhebeln und Schubkurven. Die Abmessungen des Triebwerkes, das die Verbindung zwischen diesen Angriffspunkten und der Steuerwelle herzustellen hat, werden nun zunächst probeweise angenommen und die Zweckmäßigkeit der getroffenen Wahl wird — unter Vermeidung der umständlicheren Feststellung der Ersatzexzenter — am Schema geprüft. Derartige Aufzeichnungen des Steuerungs-Gerippes finden sich in den schon besprochenen Figuren.

In Fig. 269 sind verschiedene Lagen des Punktes f angenommen und durch Schlägen von Kreisbogen mit der Lenkerlänge als Radius die Punkte 0, 3 und 7 auf der vom Bügelpunkt beschriebenen Kurve ermittelt. Indem von diesen Punkten mit der Entfernung des Exzentermittelpunktes vom Ableitungspunkt wiederum Kreisbogen geschlagen werden, werden auch die den Kurvenpunkten entsprechenden Punkte auf dem Exzenterkreisumfang gefunden, womit die Exzenter- bzw. Kurbelwinkel, während deren Zurücklegung Eröffnung des Ventils stattfindet, bekannt sind. Nach Abzug des konstanten Voreinströmungswinkels ergeben sich die Füllungswinkel.

Die Länge des Regulierhebels de wird so gewählt, daß der vom Zapfen d beschriebene Kreisbogen sich möglichst der Kurve nähert, die d ohne Regulierhebel beschreibt, wenn der Endpunkt f des Lenkers um den Ableitungspunkt und der Endpunkt b der Zugstange auf dem Kreisbogen abc bewegt wird.

In den Fig. 275, 278 und 281 sind mit den probeweise angenommenen Hebellängen der Exzenterstange und der Größe der Exzentrizität die Kurven des Exzenterstangen-Endpunktes festgestellt worden, die durch die Höhe der Übertagung über den mit der Zugstangenlänge gezogenen Kreisbogen ein Maß für die Größe der Ventilerhebung geben. Aus dem Schnittpunkt der Kurven mit genanntem Kreisbogen wird rückwärts die in diesem Zeitpunkt vom Exzentermittelpunkt eingenommene Lage und damit der Füllungswinkel ermittelt.

Umständlicher ist die Ermittlung des Schemas bei den mit zwei Exzenter-Antrieben arbeitenden Steuerungen, die nicht nur äußerlich, sondern auch im Entwurf verwickelter als die vorbehandelten Steuerungsarten sind, wie das Schema der Collmann-Steuerung in Fig. 286 erkennen läßt.

In allen Fällen ist zu berücksichtigen, daß die Ventil-Eröffnung infolge der Übersetzung durch Wälzhebel oder Schwingdaumen wesentlich anders verläuft als die Hebung des oberen Endpunktes der Zugstange. Werden größere Ventil-Erhebungen erwünscht, als sie sich nach dem probeweise aufgezeichneten Schema ergeben, so kann dies einerseits durch andere Wahl des Ventilantriebes — steilerer Verlauf der Schubkurve oder geringerer Betrag des „Klaffens“ bei Wälzhebeln —, andererseits dadurch erreicht werden, daß die Abmessungen der äußeren Steuerung in linearem Verhältnis vergrößert werden.

Die Ventilerhebungsdiagramme nach Fig. 221 und 222 werden in erster Linie durch die Wahl des Antriebes — Wälzhebel oder Schwingdaumen — beeinflusst, doch ist auch das Steuerungstriebwerk von Bedeutung. Während bei den Flachregler-Steuerungen die Größe des wirksamen Ersatzexzenter mit der Füllung abnimmt, ist es bei einigen

Steuerungen möglich, durch Wahl der Übersetzungsverhältnisse Ersatzexzenter von ungefähr gleichbleibender Größe zu erhalten, wie insbesondere für die Recke-Steuerung auf S. 199 bemerkt worden ist.

Die Rückwirkung auf den Regler ist bei den zwangsläufigen Steuerungen beträchtlich, während sie bei den paarschlüssigen Steuerungen infolge des Wegfalls starker Schlußfedern geringer ausfällt. Nach Ventilanhub (bei dem, wie für einzelne Steuerungen gezeigt wurde, die Rückwirkung gleich Null ist) treten noch die Beschleunigungskräfte und die Saugkraft des das Ventil durchströmenden Dampfes auf, die in Bezug auf die Regulierwelle an einem schnell zunehmenden Hebelarm angreifen, so daß kräftige Regler erforderlich werden. Bemerkenswert ist die Eigenschaft einiger Flachregler-Steuerungen und der Radovanovic-Steuerung, durch die starke Rückwirkungen durch das Triebwerk selbst vermieden werden. Bei der letzteren Steuerung wirkt nämlich die am Umfang der beiden großen Kulissenscheiben zugleich auftretende Reibung der Rückwirkung entgegen. Wird z. B. eine Steuerungsseite abgehängt, so daß die Maschine einfachwirkend arbeitet, so ist die Rückwirkung auf den Regler selbst beim Leerlauf der Steuerung bedeutend größer als beim normalen Betrieb mit zwei Steuerungsseiten.

Die Ventilstangen werden meist auf Zug, seltener auf Druck beansprucht. Im letzteren Fall tritt ein Druckwechsel nicht ein; Zapfen und Buchse liegen stets an derselben Seite an, so daß ein „Aus schlagen“ nicht zu befürchten ist. Die sich summierende Abnutzung vermindert aber den erzielten Ventilhübe sehr bald und umsomehr, je höheren Pressungen die Bolzen ausgesetzt sind und je öfter totter Gang in Frage kommt. Hierdurch kann die Entlastung des Reglers im Augenblicke des Ventilanhebens verloren gehen, so daß der Regler unruhig wird. Auch das Voröffnen wird merklich verringert. Ersatz der Bolzen und Buchsen durch neue schafft dann wieder günstige Verhältnisse.

Paarschlüssige Steuerungen arbeiten zwar mit Druckwechsel, der an sich stärker ist als bei den zwangsläufigen Steuerungen, doch sind infolge Wegfalls der Schlußfeder die Bolzen weit weniger belastet und schmieren sich auch besser.

Toter Gang paarschlüssiger Steuerungen vergrößert die Füllung, was aber selbst nach jahrelangem Betrieb nicht zu merken ist.

7. Einstellung der Steuerungen. In vielen Fällen werden die Exzenter von gleicher Größe ausgeführt und um genau 180° gegeneinander versetzt aufgekeilt. Die Steuerung wird dann in der Weise eingestellt, daß sich durch Änderung der Stangenlängen bei normaler Füllung vorn und hinten gleiche Werte ergeben. Für die größten und kleinsten Füllungen ergeben sich dann beträchtliche Abweichungen. Auf der Deckelseite werden Voreintritt, Füllung und Ventilhübe kleiner.

Weitgehenderer Ausgleich läßt sich bei symmetrisch ausgeführten und aufgekeilten Exzentern durch ungleiche Ausführung der vom Regler verstellten Übertragungsteile erreichen. Bei der Widmann-Steuerung, Fig. 269, z. B. werden die Regulierhebel nicht in einer Ebene, sondern so aufgekeilt, daß die normale Füllung auf beiden Zylinderseiten von gleicher Dauer ist. Die übrigen Füllungsgrade sind am gleichmäßigsten, wenn Ausgleich bei etwa 10 v. H. Füllung vorhanden ist.

Wirksamer ist die Wahl einer größeren Exzentrizität auf der Deckelseite, wie in Fig. 238 gezeigt. Die Ventilhübe werden dabei beiderseits weniger verschieden. Die Anwendung dieses Mittels auf die Widmann-Steuerung z. B. hat hingegen den Nachteil, daß die Auslaßventilhübe nunmehr ungleicher werden. Verschiedene Wölbung der Wälzplatten, also Änderung der Übersetzung im Ventilantriebe, verringert diesen Nachteil. Bei der Radovanovic-Steuerung wird Füllungs- ausgleich durch Verstellung der Exzenter oder der Führungssteine gegeneinander erzielt; diese werden also nicht unter 180° gegeneinander versetzt aufgekeilt. Der dadurch erhaltene Füllungs- ausgleich ist praktisch vollkommen, wie aus der folgenden Zusammenstellung hervorgeht.

Füllung auf der Kurbelseite in v. H.:	0	10	20	30	40	50	60
Füllung auf der Deckelseite in v. H.:	0	9½	20½	32	42	53	63
Füllung auf der Deckelseite ohne Aus- gleich:	0	14	27	39	50	60	70

Auch bei Einstellung der Kompression und Vorausströmung wird meist die Stangenlänge geändert. Um die Kompression ohne Verstellung der Steuerung selbst ändern zu können, gibt Widmann den zum Wenden eingerichteten Auslaßhebelsätteln oben und unten je eine Wälzbahn von verschiedener Wölbung.

6. Die freifallenden Ventilsteuerungen.

Je nach dem Aufsetzen und der Bewegung der Klinke unterscheidet man Steuerungen mit kleinem und mit großem Einfallweg der Klinke, sowie Steuerungen mit zwangsläufiger Klinkenbewegung. Bei den ersteren bewegt sich die Klinke in einer meist kreisförmigen, beiderseits abgebrochenen Bahn, während bei den letzteren die Klinke eine geschlossene Kurve durchläuft.

a) Steuerungen mit kleinem Einfallweg der Klinke. In den Fig. 293—294 sind die einfachsten der hierhin gehörigen Bauarten dargestellt. Bei der Collmann-Steuerung, Fig. 293, wird das Ende der Exzenterstange durch einen Lenker geführt, der auf dem Drehzapfen des Ventilhebels gelagert ist. An dem geführten Ende hängt die Klinke, die in der oberen Totlage der Exzenterstange die Anschlagplatte des Ventilhebels faßt und diesen mitnimmt, bis die Verlängerung der Klinke gegen einen vom Regulator eingestellten Daumen stößt. Das Einfallen der Klinke wird durch ihr Gewicht oder durch eine besonders angebrachte Feder bewirkt. In Fig. 293 bewegt sich der Ventilhebel in einer Aussparung der verlängerten Klinke, so daß beim Hängenbleiben des Ventils der Ventilhebel von der Klinke beim Aufwärtsgang der Exzenterstange mitgenommen wird.

Die Anschlagplatte der Bavier-Steuerung, Fig. 294, ist unmittelbar an der Ventilschraube angebracht, so daß die mit dem Ventil zu beschleunigenden Massen gegenüber der Ausführung nach Fig. 293 weiter verringert sind. Die Regulierwelle ist gleichachsig mit dem Drehzapfen des das Exzenterstangenende führenden Lenkers angeordnet.

b) Steuerungen mit großem Einfallweg der Klinke. Diese Bauarten stimmen im wesentlichen mit denen der vorigen Gruppe über-

ein. Die größere Einfalltiefe wird dadurch ermöglicht, daß der Klinke während des Aufsetzens eine zweite die Auslösung bewirkende Bewe-

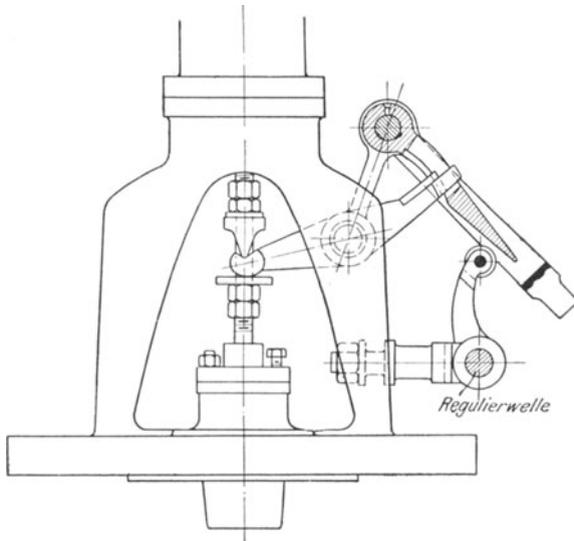


Fig. 293¹⁾.

gung erteilt wird. Fig. 295 stellt die älteste Bauart dieser Gruppe, die Steuerung von Kaufhold, dar. Der Einfallweg wird durch eine

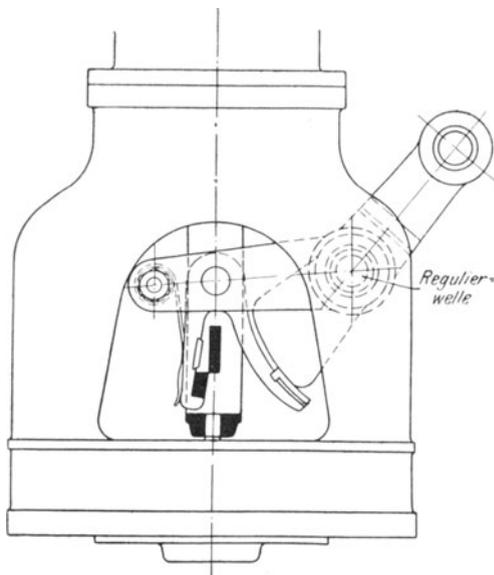


Fig. 294.

¹⁾ Ausführung von Schüchtermann & Kremer. Dortmund.

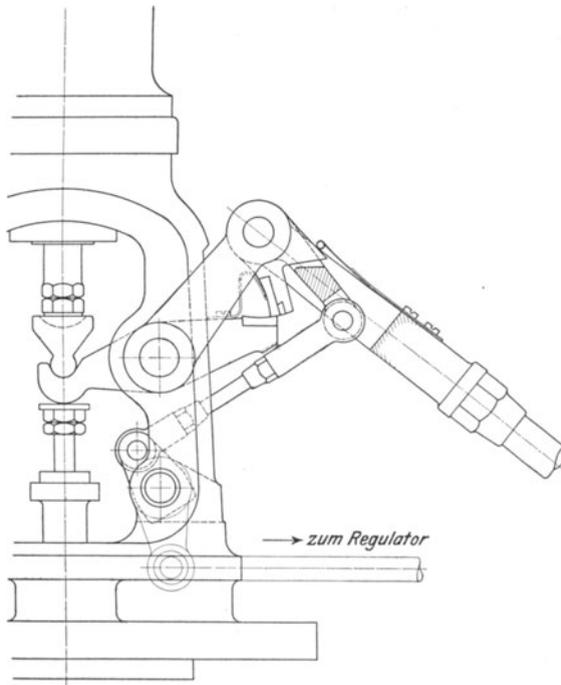


Fig. 295¹).

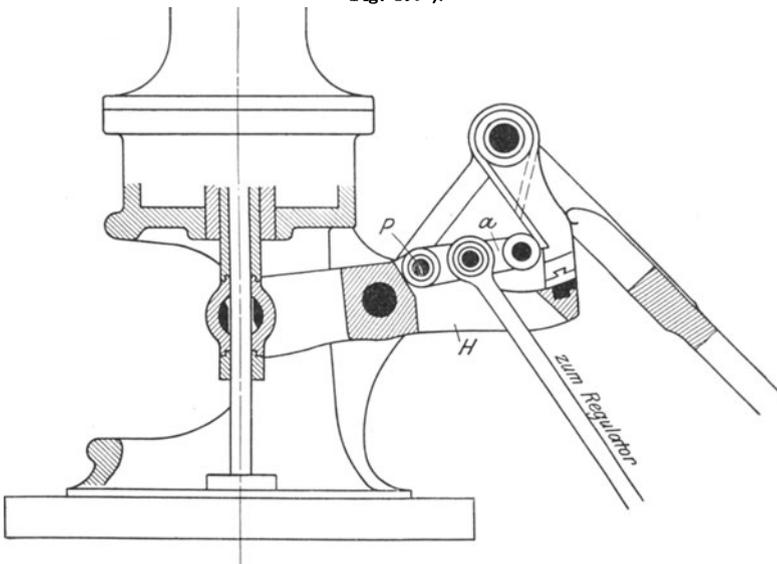


Fig. 296²).

¹⁾ Maßstab 1 : 6.

²⁾ Hochdrucksteuerung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Werk Nürnberg. Maßstab 1 : 7,5.

am Ventilhebel befestigte Blattfeder begrenzt; eine zweite Feder zwingt die Klinke zum Einschnappen. Im Laufe der Abwärtsbewegung gleitet die Klinke durch Auftreffen gegen eine Fläche des Auslösers ab, der am Exzenterstangenende hängt und vom Regler verstellbar ist. Die Regulatorstange reicht in ihrer höchsten Stelle bis unmittelbar an den Ventilhebel heran, so daß das hängenbleibende Ventil durch sie geschlossen wird.

Bei der Marx-Steuerung, Fig. 296, ist der Zapfen *P* des die Auslöserolle tragenden Hebels *a* mit dem Ventilhebel *H* verbunden. Wäh-

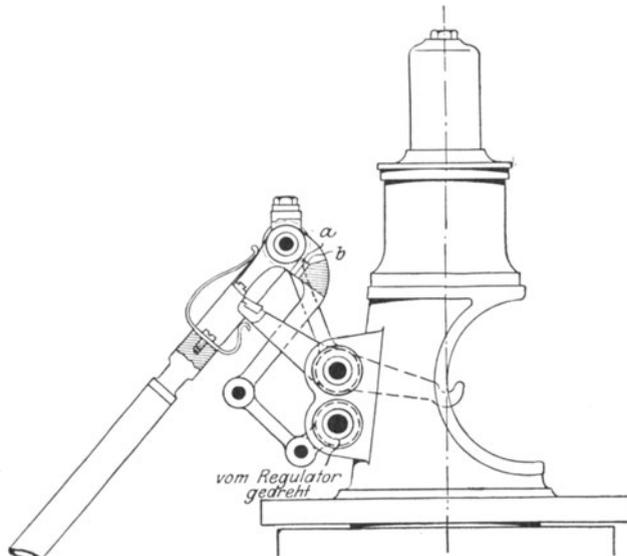


Fig. 297¹⁾.

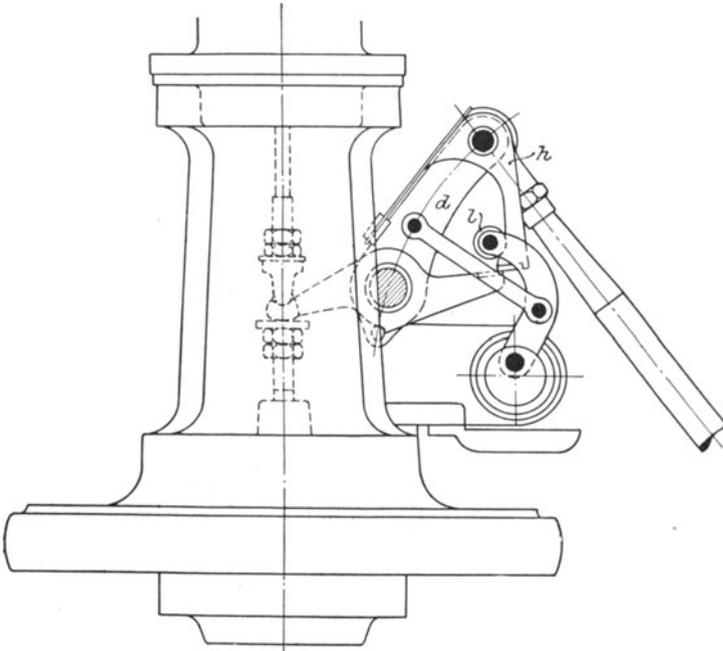
rend der Abwärtsbewegung des Zapfens *P* dient der Angriffspunkt der vom Regler verstellten Stange als fester Drehpunkt, die Auslöserolle geht nach aufwärts und verdrängt die Klinke.

Die Wiegleb-Steuerung, Fig. 297, weicht von der Kaufhold-Steuerung darin ab, daß der Auslöser zwischen Klinke und Drehzapfen des Ventilhebels angeordnet ist. *a* und *b* sind die Auftreffflächen. Gegenüber der Kaufhold-Steuerung wird durch diese Bauart eine Kniehebelwirkung des Reglergestänges ermöglicht, die ein schnelleres Auslösen, also größere Einfalltiefe, erreichen läßt.

Hochwald-Neuhaus-Steuerung (Fig. 298). Der die Auslöserolle *l* tragende Hebel sitzt auf dem Zapfen einer vom Regler verdrehbaren Kurbelscheibe und ist mit der Schwinge *d* gelenkig verbunden. Die dadurch bedingte Bewegung der Rolle *l* bewirkt ein beschleunigtes Abschieben der Klinke *h*, so daß auch hier bei kleinen Füllungen große Einfalltiefen möglich werden.

¹⁾ Hochdrucksteuerung von Haniel & Lueg. Düsseldorf. Maßstab 1:10,5.

Bei der Steuerung der Siegener Maschinenbau-Anstalt, Fig. 299, wird die Bewegung der Einlaßventile vom Punkt A , die der Auslaßventile vom Punkte B des geführten Exzenterbügels abgeleitet. Die Füllung wird in der dargestellten Ausführung von Hand verstellt. Die Auslöserolle dreht sich um den Endpunkt O_1 des auf der Regulierwelle O aufgekeilten Hebels und wird durch ein zweites mit der Zugstange verbundenes Gelenk gegen die Innenfläche der Klinke gedrückt, die

Fig. 298 ¹⁾.

nach außen gedrängt wird. Die Steuerung ist in Fig. 311 und 312 eingehender behandelt.

Wie bei der Marx-Steuerung bleiben Rolle l und Klinke h in steter Berührung.

c) Steuerungen mit zwangsläufiger Klinkenbewegung. Diese Steuerungen sind besonders von Gebr. Sulzer in Winterthur ausgebildet worden.

Als eine der einfachsten Steuerungen dieser Gruppe sei zunächst die Ausführung der Maschinenfabrik Soest in Düsseldorf-Reisholz erwähnt (Fig. 300 und 300a). Die Exzenterstange wird durch Lenker so geführt, daß ihr Endpunkt ellipsenförmige Kurven beschreibt. In ähnlichen Kurven bewegt sich die Anschlagfläche der in der Exzenterstange gelagerten Klinke. Die Auslösung erfolgt im Schnittpunkt der Ellipse mit dem vom Ende des Ventilhebels beschriebenen Kreisbogen.

¹⁾ Hochdrucksteuerung von A. Borsig. Berlin-Tegel. Maßstab 1 : 8.

Der Regler verändert die Lage der ellipsenförmigen Kurven, womit auch die Lage der Schnittpunkte verschoben wird.

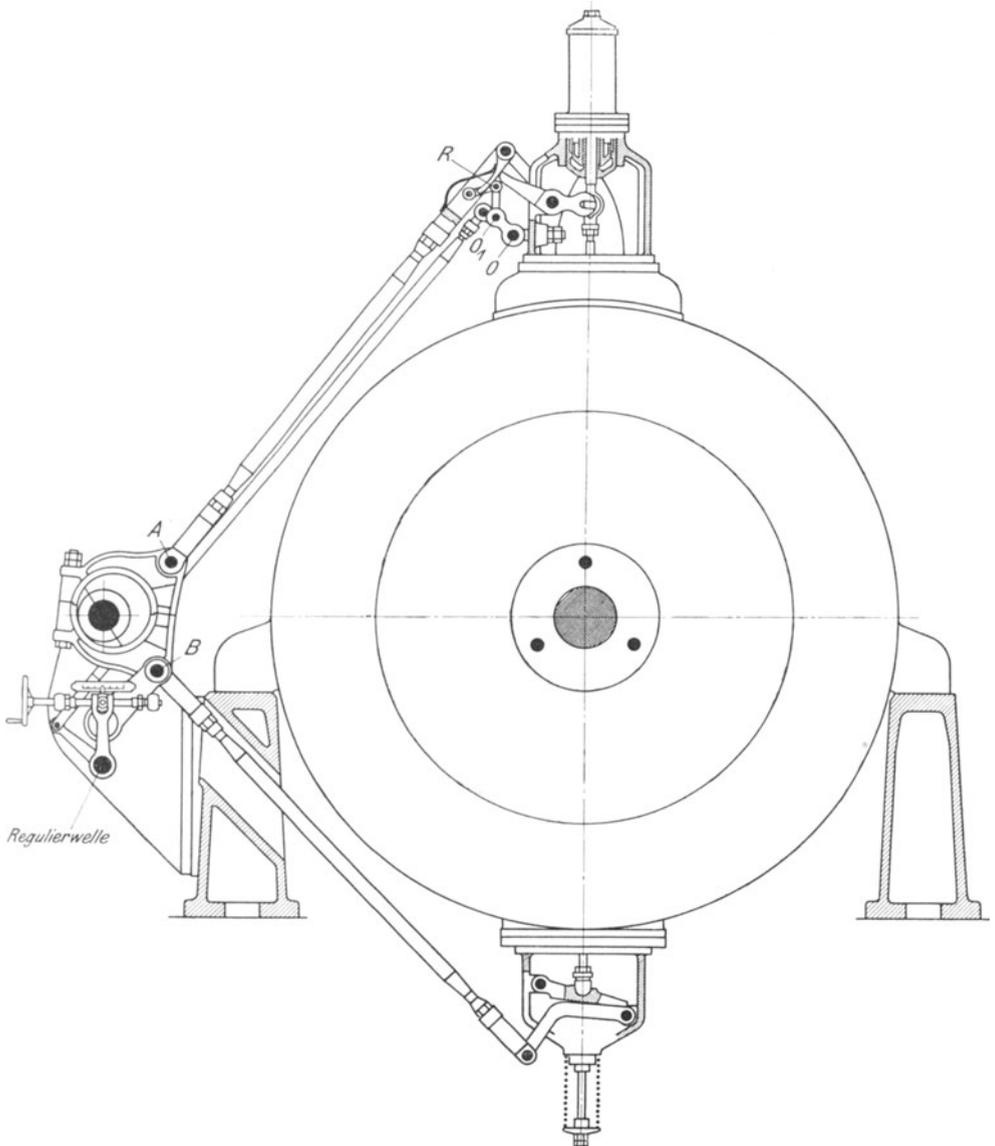


Fig. 299,¹⁾.

In Fig. 301 ist die Sulzer-Steuerung vom Jahre 1878 dargestellt. Das Exzenter steuert unveränderlich den Aufhängepunkt der Klinke,

¹⁾ Hochdrucksteuerung der Siegener Maschinenbau - A. G. Maßstab 1 : 30.

der durch Lenker im Kreisbogen um den Drehzapfen des Ventilhebels geführt wird. Vom Punkt z des Exzenterbügels wird eine zweite Be-

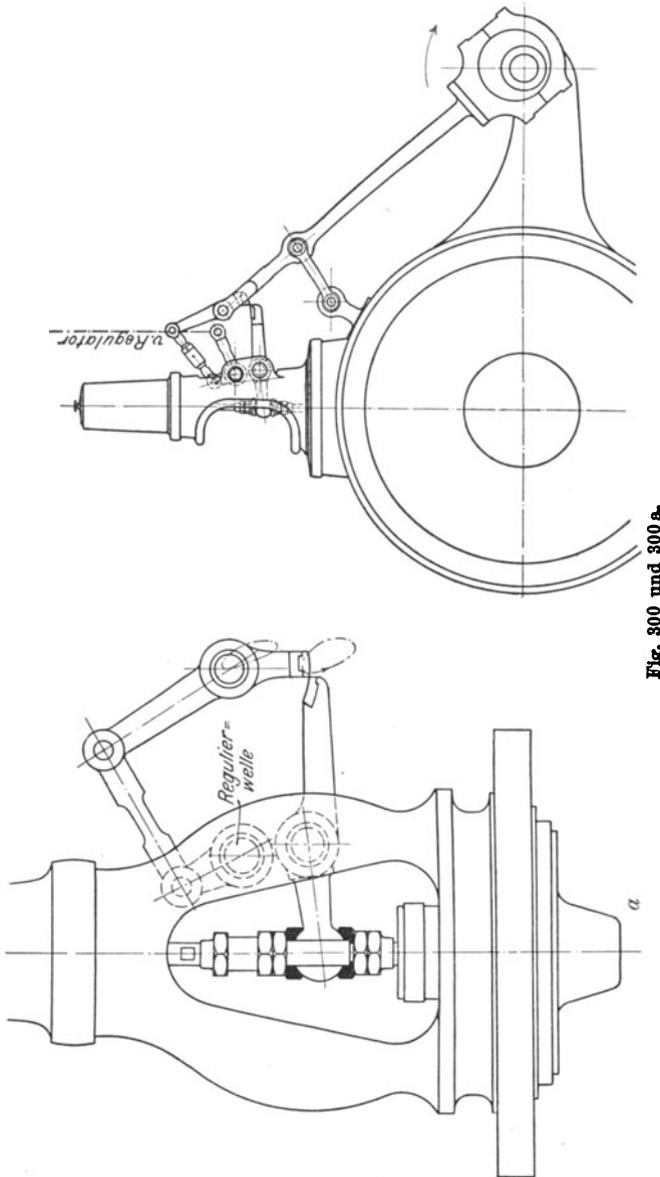
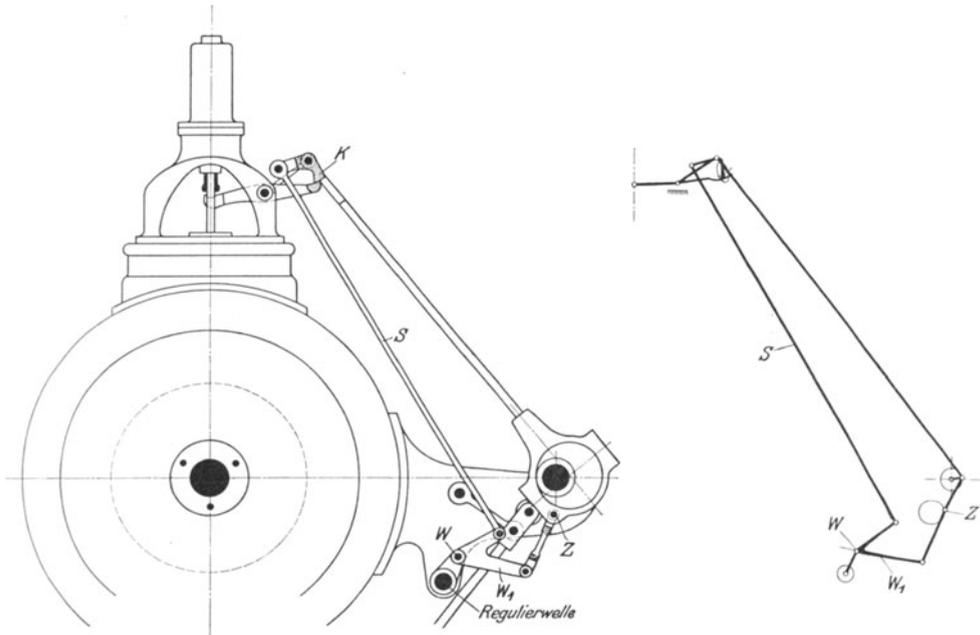


Fig. 300 und 300 a.

wegung abgeleitet, die durch den Winkelhebel w_1 und die Stange s auf die Klinke k übertragen wird. Verschiebt der Regler den Drehpunkt w

des Winkelhebels w_1 , so wird die ellipsenförmige Bahn der Klinke k verlegt und so die Füllung geändert. Dadurch, daß die Anschlagflächen

Fig. 301¹⁾.

nach einem Kreisbogen um den Aufhängepunkt der Klinke als Mittelpunkt gekrümmt sind, bleibt die Voreinströmung konstant. In Fig. 302

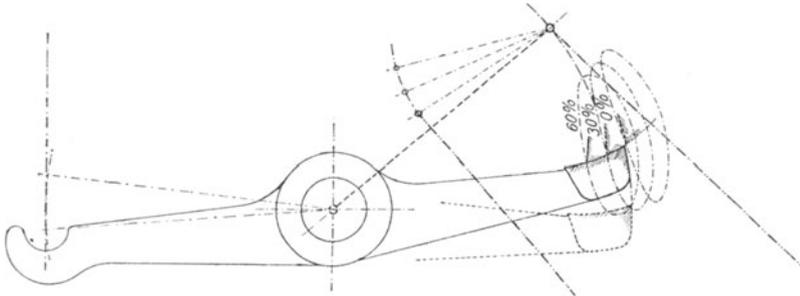


Fig. 302.

ist die Verlegung der Klinken-Kurven durch den Regler besonders dargestellt.

Die Sulzer-Steuerung nach Fig. 303 eignet sich infolge der Verringerung der Auftreffgeschwindigkeiten für höhere Umlaufzahlen. Die

¹⁾ Hochdrucksteuerung von Gebr. Sulzer. Winterthur. Maßstab 1:20.
Dubbel, Steuerungen.

kurze Exzenterstange EE' wird im Punkte M durch einen Lenker geführt, der um den Festpunkt W schwingt. Der Endpunkt E' der Exzenterstange beschreibt infolgedessen eine geschlossene Kurve von der eingezeichneten Gestalt. Auf Zapfen E' ist der Winkelhebel W_2 gelagert, der durch Stange G mit dem in W gelagerten Winkelhebel W_1

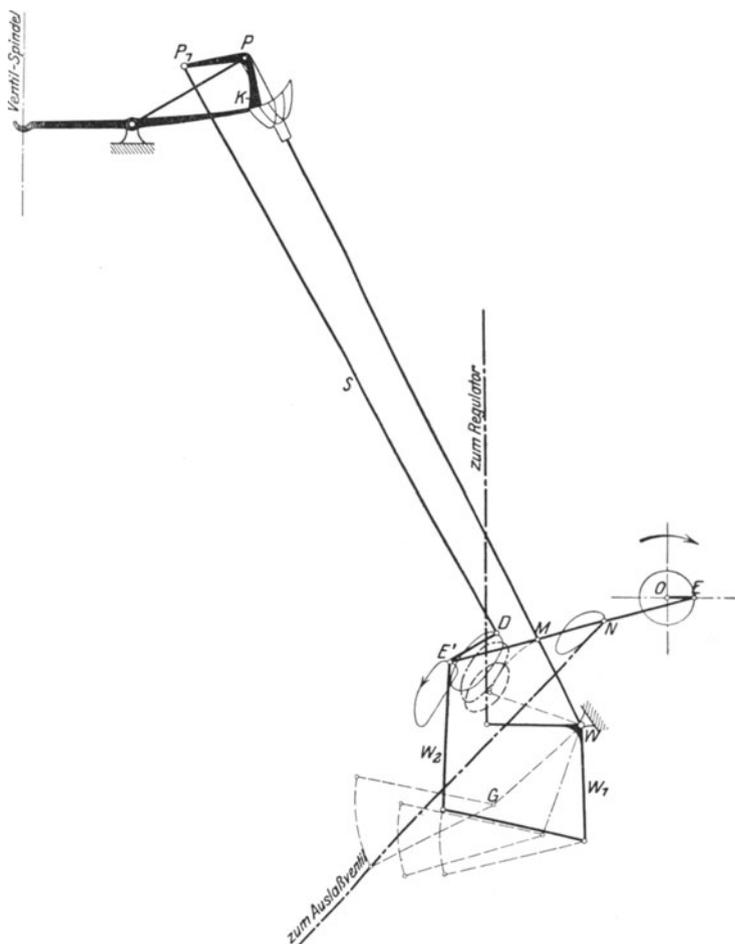


Fig. 303.

verbunden ist. Je nach Verstellung von W_1 durch den Regler bewegt sich Punkt D in verschiedenen Kurven, die durch Stange S auf Zapfen P_1 übertragen werden. Der Aufhängepunkt P der Klinke wird vom Zapfen M gesteuert (Fig. 304). Durch diese Bewegungen von P und P_1 beschreibt die Anschlagfläche der Klinke die eingezeichneten, herzförmigen Kurven, die bei einem Eingriff des Reglers parallel zu sich selbst verschoben werden.

In Fig. 304 sind durch Nullkreise die Stellungen der Klinkenspitze

hervorgehoben, die von dieser nach einer Drehung der Steuerwelle um 30° jeweilig eingenommen werden. Die Entfernung dieser Nullkreise gibt ein Bild von der Geschwindigkeit, mit der die einzelnen Teile der Kurve von der Klinkedurchlaufen werden. Diese setzt mit kleiner Geschwindigkeit fast stoßfrei auf, um nach erfolgtem Aufsetzen das Ventil schnell anzuheben. Diese günstigen Bewegungsverhältnisse werden dadurch erhalten, daß der Exzenterstangenpunkt M um den Festpunkt W mit starker Schränkung geführt wird.

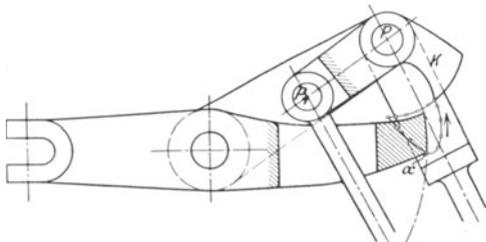
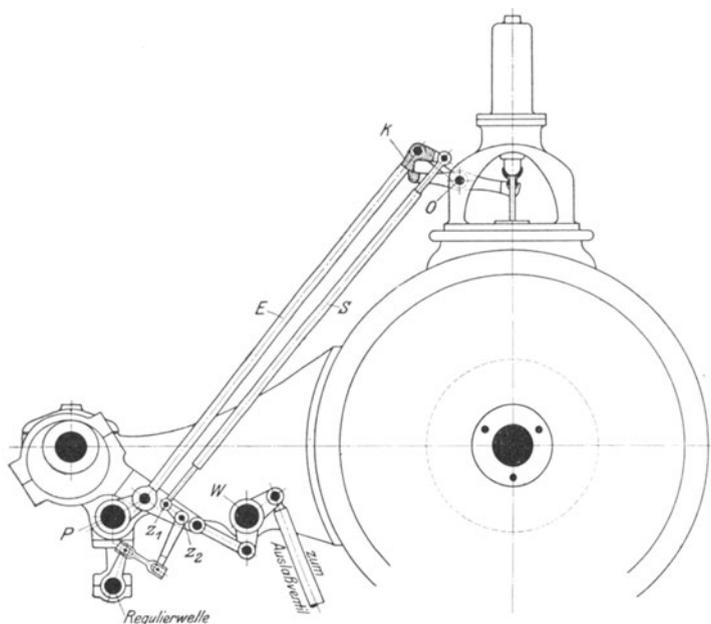


Fig. 304.

In der Stellung des Steuerungsgestänges nach Fig. 303 stehen die Stangen WM und MP in der Strecklage, so daß in der Nähe dieser Lage die Zapfen M und P nur sehr kleine Bewegungen in Richtung der

Fig. 305¹⁾.

Ventilhebung ausführen, während die durch den Endpunkt E' der Exzenterstange bewirkte Verstellung des Zapfens P_1 großen Ausschlag hat.

Weitere Sulzer-Steuerungen mit herzförmiger Kurve sind in den Fig. 305 bis 307 dargestellt. In Fig. 305 wird wie in der vorstehend

¹⁾ Ausführung von Gebr. Sulzer. Winterthur. Maßstab 1 : 30.

besprochenen Ausführung die Exzenterstange mittelst kurzen Lenkers um den Festpunkt P geführt und treibt den Winkelhebel W an, der das Auslaßventil steuert. Im Punkt Z_2 der Exzenterstange ist ein zweiter Winkelhebel gelagert, der vom Regler verstellbar wird und dessen Zapfen Z_1 ,

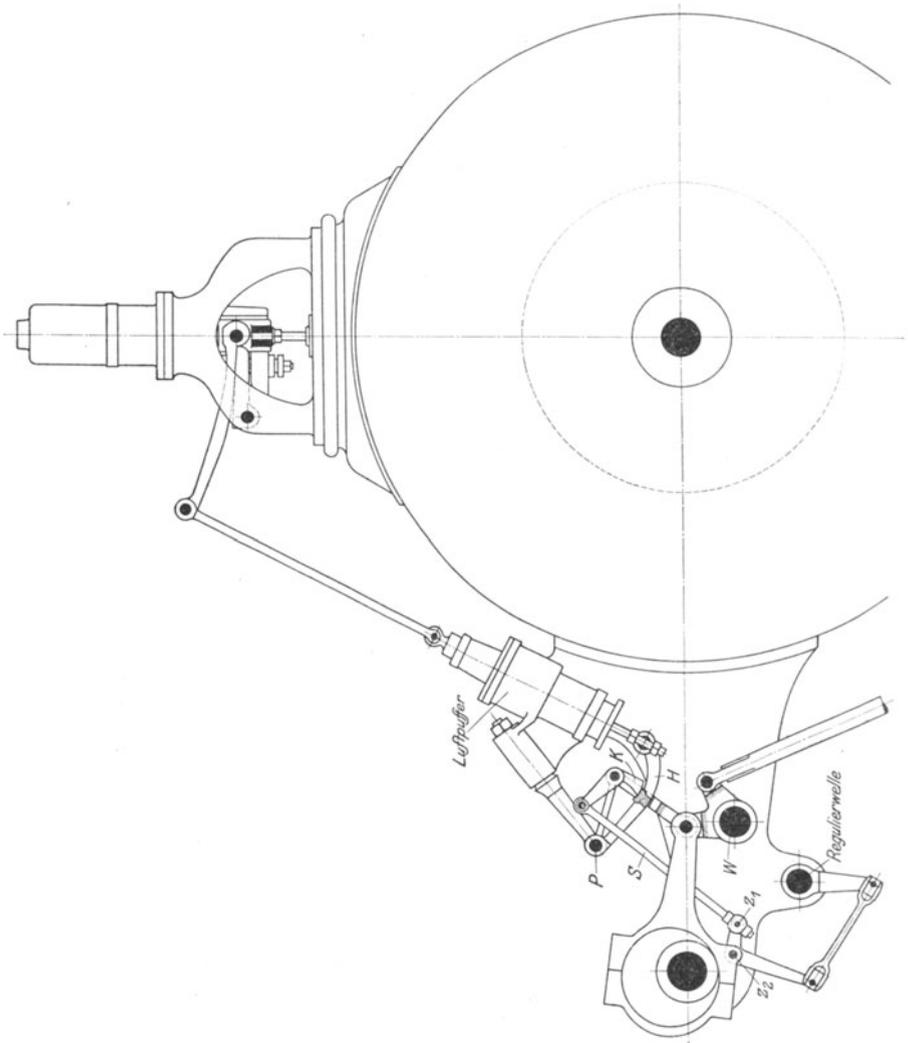


Fig. 306¹).

mittelst der Stange S die Klinke K steuert. Die Bewegung des Aufhängepunktes der Klinke wird vom Angriffspunkt des Lenkers an der Exzenterstange abgeleitet.

Besonders eigenartig ist die Wälzhebel-Ausklinksteuerung nach

¹) Ausführung von Gebr. Sulzer. Winterthur. Maßstab 1 : 25.

Fig. 306, die zuerst auf der Pariser Weltausstellung 1900 vorgeführt wurde, aber im Wesen schon von Collmann angegeben war. Um den festen Drehpunkt P schwingt der mit der Auftreff-Fläche versehene Hebel H , der an der Ventilzugstange angreift. Auf dieser sitzt ein Kolben, der im Zylinder eines Luftpuffers gleitet. Zapfen Z_1 eines im Punkte Z_2 des Exzenterbügels angelenkten und vom Regler verstellbaren Winkelhebels bewegt durch Stange S die Klinke K , deren Aufhängepunkt um Zapfen P schwingt. Die verschiedenen Bahnen, in denen sich die Klinke bewegt, sind in Fig. 306 a wiedergegeben. Nach erfolgter Ausklinkung wird das Ventil von der Feder geschlossen, die Ventilzugstange bewegt sich infolge der Abrollung des Wälzhebels mit abnehmender Geschwindigkeit nach oben und die gleichzeitige Einwirkung des Luftpuffers verursacht völlig geräuschloses Aufsetzen des Ventils.

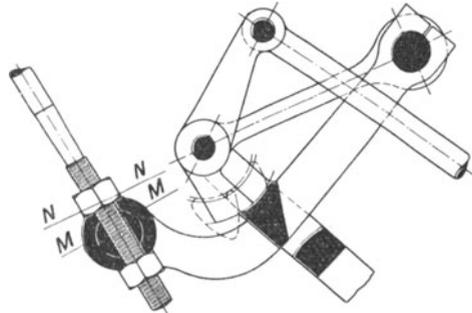


Fig. 306 a.

Nach Ventilschluß setzen Wälzhebel und Zugstange infolge der Trägheitswirkung ihren Weg fort, bis sie durch den Luftpuffer abgebremst werden. Beim Niedergang wird deshalb die Klinke den Anschlag schon in der Lage NN , Fig. 306 a, fassen und zunächst die Massen beschleunigen. In MM wird dann das Ventil mit kleinem Hebelarm am Wälzhebel geräuschlos angehoben. Auch bei absoluter Nullfüllung kann der Luftpuffer auf dem Wege MN eine genügende Luftmenge für das Abbremsen der Massen ansaugen.

In Fig. 307 ist die Anordnung dieser Steuerung für stehende Maschinen wiedergegeben.

Fig. 308 zeigt eine Steuerung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg, Werk Augsburg. Die Ventilzugstangen werden nicht durch Exzenter, sondern durch unrunde Scheiben gesteuert, während die am oberen Ende der Zugstangen angelenkten Klinken durch Exzenter auf der Steuerwelle in Schwingungen versetzt werden. Die Klinkenbahn wird vom Regler durch Verstellung des Hebels OO_1 geändert. Die unrunderen Scheiben ermöglichen leichten Füllungsungleich für beide Zylinderseiten. Da innerhalb der gebräuchlichen Füllungsgrenzen der Ventilhub annähernd konstant bleibt, so wird mit dieser Steuerung auch bei Anwendung gewöhnlicher Luftpuffer eine nur wenig veränderliche Schlußgeschwindigkeit erzielt. Durch entsprechende Wahl der Anhubkurven der unrunderen Scheiben läßt sich die Geschwindigkeit beim Auftreffen der Klinke sehr klein halten.

d) Aufkeilung der Exzenter. Der Voreilwinkel der Steuerungen ohne zwangläufige Führung der Klinke ist dadurch festgelegt, daß die Klinke mit sog. Überhub arbeiten muß. Das Ventil würde nur dann mit der Geschwindigkeit Null angehoben, wenn die Klinke genau in der

Totlage *OE* des Exzenters, Fig. 309, die Anschlagplatte fassen würde. Eine derart genaue Wirkungsweise läßt sich aber weder bei der Herstellung noch im Betriebe erreichen, da schon wechselnde Dampftempe-

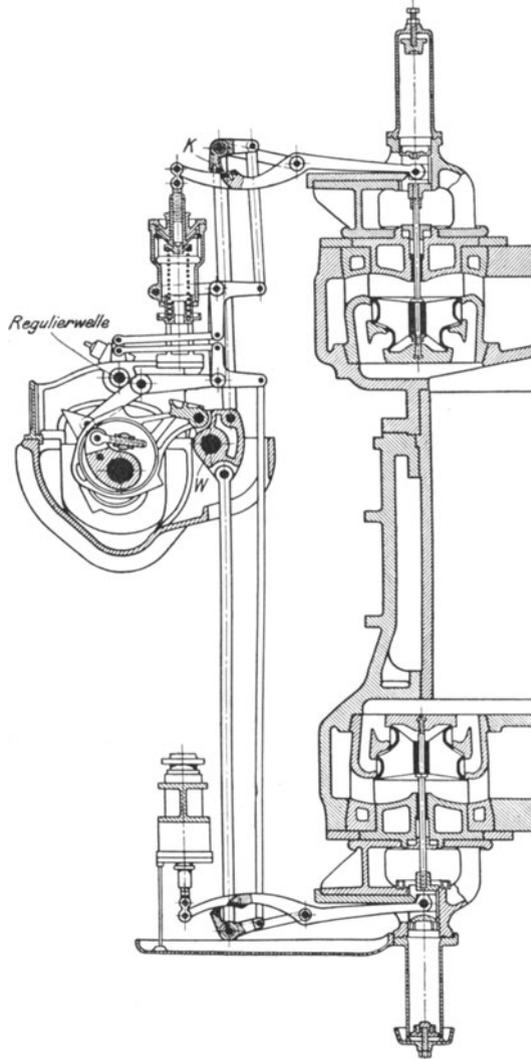


Fig. 307¹⁾.

raturen und die damit verbundenen Gestängedehnungen die Verhältnisse ändern würden. Das Exzenter muß aus diesem Grunde vor dem Aufsetzen der Klinke einen je nach der Genauigkeit der Ausführung mehr

¹⁾ Hochdrucksteuerung von Gebr. Sulzer. Winterthur. Maßstab 1 : 35.

Der negative Voreilwinkel bedingt weiterhin, daß das Einlaßexzenter nicht unmittelbar den Auslaß steuern kann, da für die fast

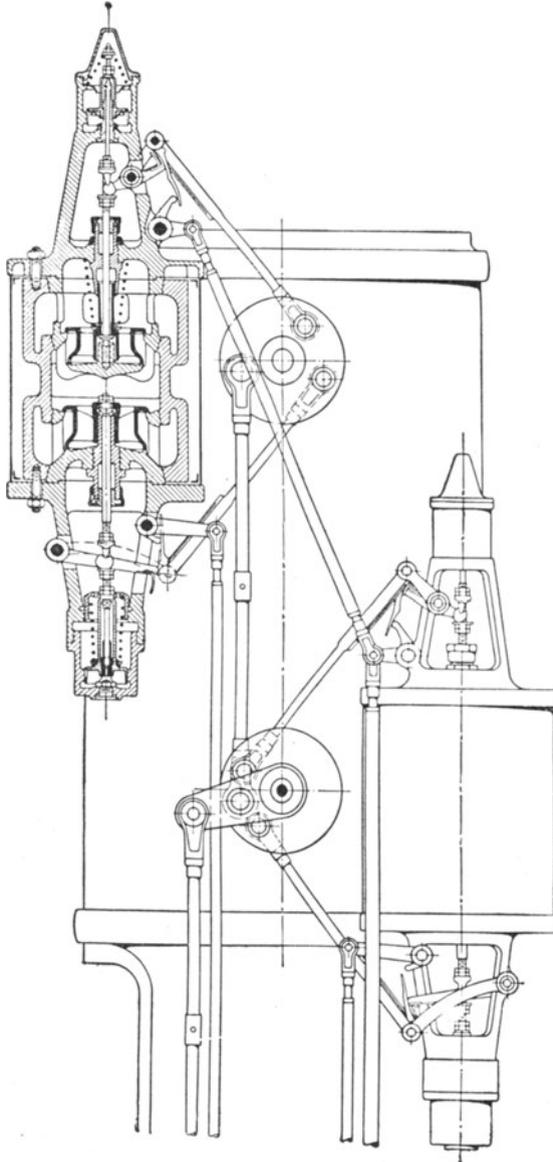


Fig. 310¹⁾.

stets zwangläufige Auslaßsteuerung eine Bewegungsumkehr während der Ventilhebung unbedingt erforderlich ist. Fig. 310 zeigt als seltenen

¹⁾ Hochdrucksteuerung der Prager Maschinenbau-A. G. Prag. Maßstab 1:20.

Fall Antrieb der vier Ventile durch nur ein Exzenter, so daß die Auslaßventile mit Ausklinksteuerung arbeiten müssen. Es handelt sich um die Steuerung geteilter Hochdruckzylinder, die über den mit Corliß-Schiebern arbeitenden Mittel- und Niederdruckzylindern liegen. Das Exzenter ist nach Fig. 309 aufgekeilt. Die Auslösedäumen der Auslaßsteuerung werden von der darunter liegenden Schwingscheibe der Corliß-Schieber gesteuert, damit der Schluß spät genug erfolgen, die Kompression klein gehalten werden kann. Die Auslaßventile öffnen etwas früher als die Einlaßventile, soweit als dies der noch zulässige Unterschied in den Überhüben ermöglicht. Da der Hochdruckzylinder einer Dreifachexpansionsmaschine nur geringe Vorausströmung benötigt, so ergibt sich eine einwandfreie Dampfverteilung. Ebenfalls Verwendung nur eines Exzenters für die Steuerung von Einlaß und Auslaß ist in Fig. 299 durchgeführt. Die Fig. 311 bis 312 zeigen schematisch diese Bauart. $O E_1$ ist die Mittellage des Exzenters, $O E_3$ die Exzenterstellung bei Kurbeltotlage. Bei Antrieb des Einlasses müßte die Voreinströmung in E_2 beginnen; die Füllung würde nur während des Winkels $E_3 O E_4$ andauern. Diese Verhältnisse werden nun dadurch geändert, daß die Bewegungsrichtung für die Einlaßventile von der für die Auslaßventile um ungefähr 90° geneigt abgenommen wird. Dementsprechend ist $O E_1$ Mittellage für das Auslaßexzenter und annähernd Exzenterotlage für das Einlaßexzenter. Wie aus der Fig. 312 ersichtlich, werden Füllungen bis zu 70 v. H. gegeben und übermäßige Ventilhübe durch die Form der vom Ableitungspunkt A beschriebenen Kurve vermieden.

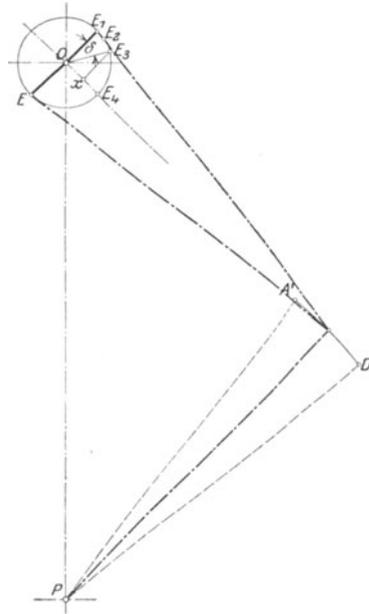


Fig. 311.

In Fig. 313 ist schematisch die Arbeitsweise der Steuerungen wiedergegeben, deren Klinken in ellipsenförmigen Bahnen geführt werden. Aus dem Exzenterkreis entsteht bei geradliniger Führung eines Exzenterstangensendes, die hier statt der Bogenführung durch Lenker angenommen ist, eine Ellipse, in der sich die Klinke k bewegt, während der Anschlag einen Kreisbogen n um den Drehzapfen des Ventils beschreibt. Die Klinke wird im Schnittpunkt x von Ellipse und Kreis ausgelöst. Wird die Ellipse vom Regulator parallel zu sich selbst nach rechts verlegt, so wird die Klinke später abschnappen, die Füllung wird größer.

Die Auslösung kann so lange erfolgen, als Klinke k sich auf dem Linksgange befindet, also die untere Hälfte der Ellipse durchläuft.

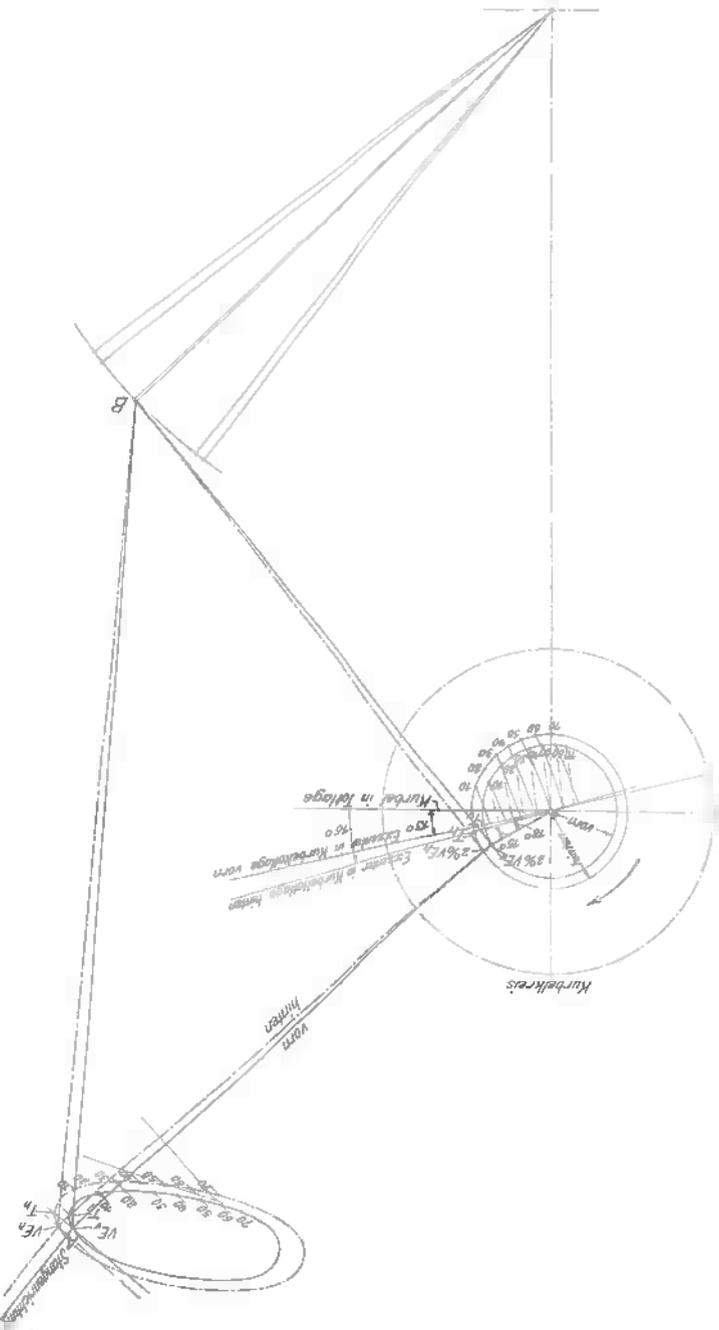


Fig. 313¹⁾.

¹⁾ Schema der Steuerung nach Fig. 299. Maßstab 1 : 4.

Bei der Exzenterlage OE setzt die Klinke auf mit der Geschwindigkeit $O'E$, wenn $O'E'$ die größte Exzentergeschwindigkeit gleich der Umfangsgeschwindigkeit darstellt. Wegen dieser bedeutenden Auftreffgeschwindigkeit sind Steuerungen mit ellipsenförmiger Bahn für hohe Umlauffrequenzen nicht geeignet. Im Punkte y ist der tiefste Stand der Klinke, also die größte Ventilerhebung erreicht; von y an wird das Ventil bei gleichzeitig abnehmender Kolbengeschwindigkeit wieder gesenkt.

e) Füllungsausgleich. Dieser kann in verschiedener Weise erreicht werden. Wird das vom Regulator verstellte Triebwerk für beide Zylinderseiten vollständig gleichartig ausgeführt, so werden gleiche Füllungen erhalten, wenn nach Zurücklegung der diesen Füllungen entsprechenden Kolbenwege auch die Klinken beider Zylinderseiten die

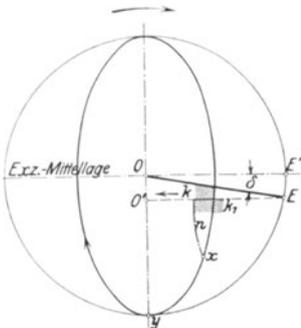


Fig. 313.

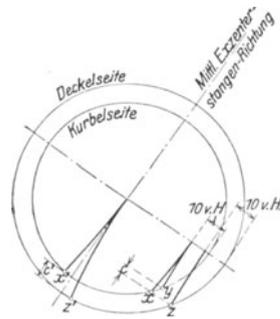


Fig. 314.

selbe Stellung einnehmen. Sind die zwei Exzenter mit gleichem Radius ausgeführt und genau entgegengesetzt aufgekeilt, so zeigt sich nach Fig. 314, daß z. B. für eine Füllung von 10 v. H. das Klinkentriebwerk der Kurbelseite um die Strecke c tiefer steht als das der Deckelseite. Soll für die genannte Füllung die Dampfverteilung gleich sein, so ist das Exzenter auf der Deckelseite zu vergrößern, so daß nach 10 v. H. Kolbenweg beide Klinken gleich tief herabgezogen sind. Nunmehr aber zeigt sich, daß umgekehrt für die größeren Füllungen die Klinke der Deckelseite tiefer steht als die der Kurbelseite, z. B. um die Strecke c' bei 50 v. H. mittlerer Füllung. Ungleiche Exzentrizität wird deshalb meist in Verbindung mit anderen Mitteln angewandt. Fig. 312 zeigt ungleiche Exzentrizität und gleichzeitig ungleiche Voreilwinkel. Am häufigsten wird gleiche Dampfverteilung durch Abweichungen in dem vom Regler gestellten Triebwerk angestrebt. In Fig. 315 sind die diesem Zweck dienenden Mittel bei der Van den Kerchove-Steuerung, die grundsätzlich mit der Collmann-Steuerung nach Fig. 293 übereinstimmt, angegeben. Für die verschiedenen Füllungen, von denen im Interesse größerer Deutlichkeit nur die von 0, 20 und 50 v. H. in Fig. 315 behandelt sind, werden die Lagen des Punktes a und die Lagen c_0 , c_2 und c_3 des Punktes b an Hand des Exzenterkreises ermittelt. Von b bis c_0 wird der äußeren Überdeckung an den Kolbenschiebern entsprechende Klinkenweg zurückgelegt. Die Ermittlung

der Klinkenstellungen wird in der Weise vorgenommen, daß an die von den Punkten a und b und deren neuen Lagen mit den Radien r_1 , r_2 , r' und r'' geschlagenen Kreise Tangenten gelegt werden. Die eingeklammerten Zahlen bezeichnen die Lagen der Punkte a und b für den Füllungsschluß auf der Deckelseite. Durch verschiedene Gestaltung der Klinkenhebel und ungleiche Länge der Rollenhebel läßt sich für alle

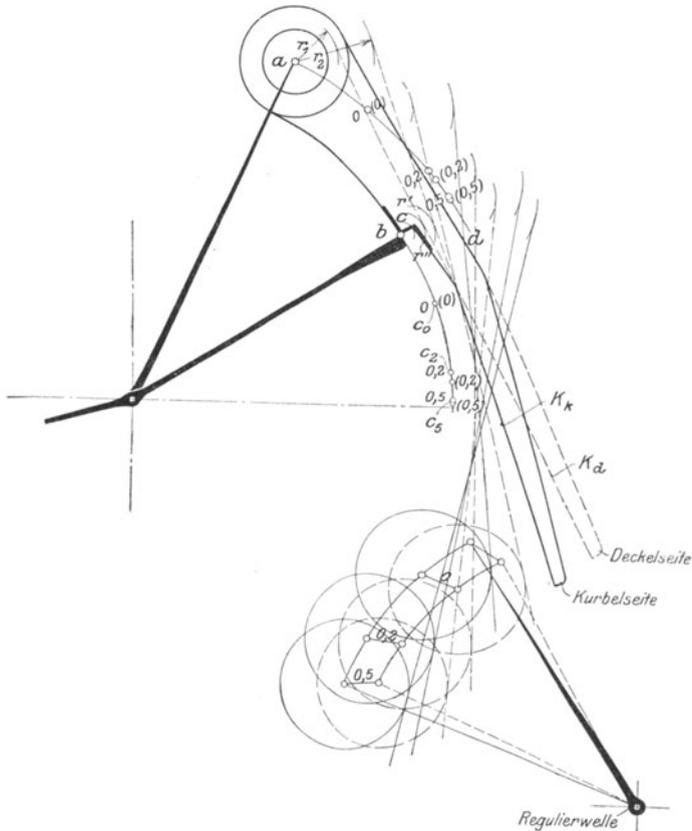


Fig. 315¹⁾.

Füllungen ein fast vollkommener Ausgleich erzielen. Der Angriff des Reglers an der Regulierwelle ist so gewählt, daß sich eine gleichmäßige Verteilung der Füllungen über den Reglerhub ergibt.

Bei den Steuerungen mit zwangläufiger Klinkenbewegung wird für den Füllungsausgleich die Klinke in der Art eingestellt, daß bei den kleineren Füllungen die Klinke auf der Deckelseite weniger tief einfällt oder bei gleicher Einfalltiefe während des Auslöseweges eine größere Geschwindigkeit hat, so daß auf dieser Seite die Klinke während eines kleineren Kurbelwinkels abgeleitet.

¹⁾ Ausführung der Sächsischen Maschinenfabrik. Chemnitz. Maßstab 1:3.

f) Ausführung. Was die Anordnung des Klinkentriebs betrifft, so ist zunächst auf zentrische Kräftewirkung zu achten. Zu dem Zweck wird die Klinke in einer Gabelung der Exzenterstange aufgehängt, die ihrerseits durch zwei seitliche Lenker zu führen ist. Zur Vermeidung starker Abnutzung sollen sich Klinke und Anschlagplatte in Flächen berühren; dementsprechend muß sich die Klinke um denselben Zapfen wie die Anschlagplatte drehen. Letztere ist nach einem Kreisbogen zu

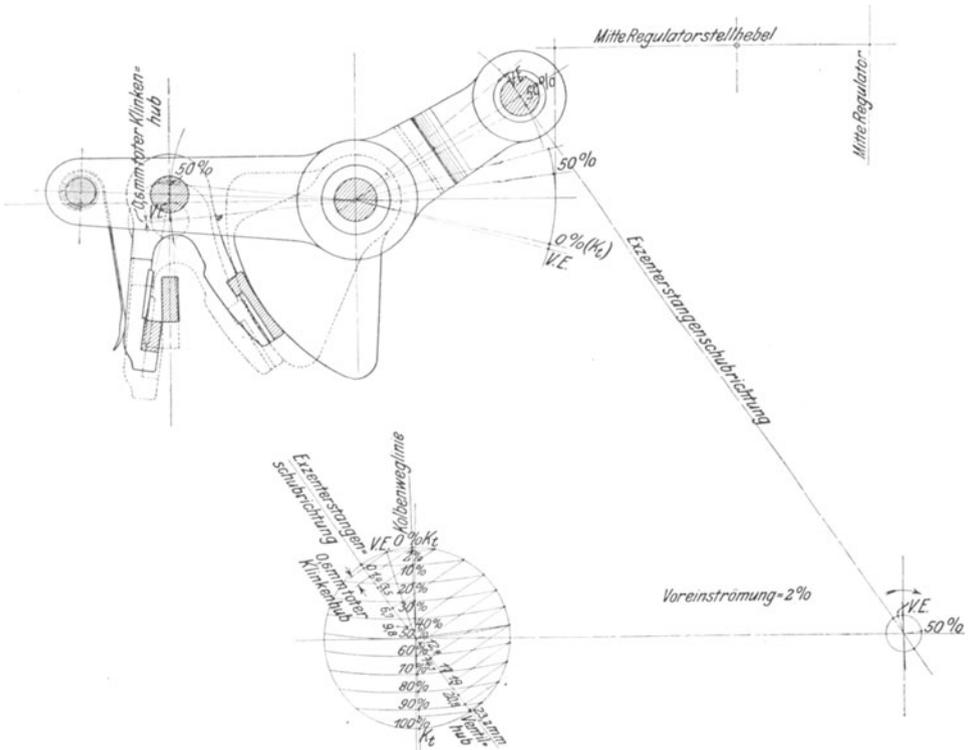


Fig. 316.

krümmen, dessen Mittelpunkt der Aufhängepunkt der Klinke ist. Die Voreinstromung wird dadurch unveränderlich, da bei einer Hebung der Reglermuffe aus der tiefsten in die höchste Stellung, wobei also sämtliche Füllungsgrade durchlaufen werden, die Klinke schwingt, ohne den Ventilhebel zu bewegen.

Die Kräftewirkungen im Steuerungsgestänge werden verringert, wenn die Klinke an einem längeren Hebelarm als das Ventil angreift. Da bei Dampfmaschinen mit stärkerer Voreinstromung, sowie bei Antriebsmaschinen von Gebläsen und Kompressoren durch die Expansion der Luft aus dem schädlichen Raum während des Anlassens oder Stillsetzens ein Rückwärtsdrehen der Maschine in der Nähe der Totlage vorkommen kann, so ist weiterhin der Klinkenrieb so auszubilden,

In Fig. 317 findet während der gebräuchlichsten Füllungen der Ventilanhub auf der Strecke ab ohne Bewegung der Klinke gegenüber der Auftreff-Fläche statt. Beim Abwärtsgang wird die Klinke gleichzeitig durch die Regulierstange um ihren Aufhängepunkt gedreht. Die von der Klinkenkante von b aus beschriebene Kurve schneidet den vom Ventilhebelende beschriebenen Kreisbogen in c , so daß hier die Auslösung erfolgt. Ein mit der Exzenterstangenlänge von c aus als Radius gezogener Kreisbogen bestimmt im Schnittpunkt mit dem Exzenterkreis die Füllung.

Als Beispiel für den Entwurf einer Steuerung der dritten Gruppe möge das Schema nach Fig. 303 dienen. Hier sind die von den einzelnen Punkten des Gestänges beschriebenen Kurven für die verschiedenen Lagen der Reglermuffe aufzuzeichnen und die Abmessungen probeweise zu wählen, bis sich günstige Bewegungsverhältnisse ergeben.

Die Exzenter der dritten Steuerungsgruppe werden wegen der rückkehrenden Bewegung während der Ventilerhebung meist größer als die der beiden ersten Gruppen gewählt.

Die Schlußfedern können wie folgt berechnet werden ¹⁾:

Ist P der mittlere Federdruck in kg,

Q die erforderliche Schlußkraft in kg,

G das Ventilgewicht in kg,

t die Schließdauer in sek,

h der Ventilhub in m,

p die zum Schließen nötige Beschleunigung in msek², so folgt:

$$h = \frac{1}{2} p t^2, p = \frac{2h}{t^2}.$$

Ferner ist:

$$Q = p \cdot \frac{G}{g} \text{ und } P = \frac{p-g}{g} \cdot G = \left(\frac{p}{g} - 1 \right) \cdot G.$$

Schließt das Ventil im Aufwärtsgang, so ist mit Q statt mit P zu rechnen. Für $n = 100$ und 40 bis 45 msek Dampfgeschwindigkeit im Augenblick der Ausklinkung sind Schlußzeiten zulässig, die der Zurücklegung eines Kurbelwinkels von 12 bis 15° entsprechen.

g) Anwendungsgebiet der Ventilsteuerungen. Die Ventilsteuerungen kommen hauptsächlich da zur Anwendung, wo an den Betrieb die Forderungen geringsten Dampfverbrauches und feinfühligster Regelung gestellt werden. In Bezug auf die Erzielung eines „schönen Dampfdiagramms“ gut ausgebildeten Schiebersteuerungen durchaus nicht überlegen, haben die Ventilsteuerungen vor den bei Überhitzung und hohem Dampfdruck allein in Betracht kommenden Kolbenschiebersteuerungen den Vorteil kleinerer schädlicher Räume — wodurch die Regelung günstig beeinflusst wird — und kleinerer schädlicher Flächen.

Was den Vergleich der einzelnen Arten von Ventilsteuerungen untereinander betrifft, so läßt sich guter Leerlauf am besten mit den zwangsläufigen und paarschlüssigen Steuerungen erzielen, während von den auslösenden Steuerungen die mit zwangsläufiger Klinkenführung sich hierzu am meisten eignen. Bei den Steuerungen mit geringer Einfall-

¹⁾ Trinks, Z. Ver. deutsch. Ing. 1898, S. 1163.

tiefe der Klinke setzt diese im Leerlauf so scharf auf, daß sie namentlich bei eingetretener Abnutzung leicht abrutscht und überhaupt keine Füllung gegeben wird. Infolgedessen wird der Regler für den folgenden Hub eine Füllung einstellen, die größer als die Leerlauffüllung ist und in Wiederholung dieses Spiels wird die Maschine pendeln. Die tiefer einfallenden Klinken legen auch bei kleinster Füllung einen Auslöseweg zurück, der vom Regler beherrscht werden kann. Diese Verhältnisse werden bei kleinem Einfallweg der Klinke durch Anordnung von Überdeckungsringen an den Ventilen verbessert.

Die freifallenden Steuerungen, die namentlich am Anfang des Jahrhunderts durch den Ölpuffer von Collmann an Boden gewonnen hatten, sind neuerdings durch die zwangsläufigen Steuerungen wieder zurückgedrängt worden. Ihr Vorteil besteht in der geringen Rückwirkung auf den Regler, da dieser bei der Verstellung nur die Reibung zwischen Klinke und Anschlagplatte zu überwinden hat. Als höchste

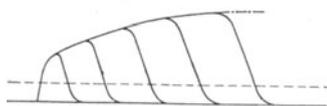


Fig. 318.

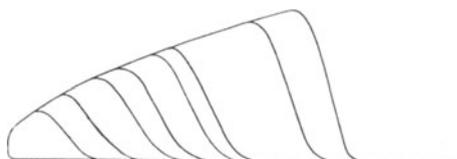


Fig. 319.

Umlaufzahl kann etwa $n = 120$ bis 140 gelten. Die bei diesen verhältnismäßig hohen Umlaufzahlen auftretenden starken Massendrucke verursachen jedoch bei den Klinken mit kleinem Einfallweg einen raschen Verschleiß.

In den Fig. 318 und 319 sind Ventilerhebungsdiagramme freifallender Steuerungen wiedergegeben. Beide Kurven sind an Steuerungen mit Ölpuffern aufgenommen worden, wie der rasche Abfall und allmähliche Übergang der Schlußlinie in die Null-Linie zeigt. Die gestrichelte Linie in Fig. 318 gibt den Abschluß der Einlaßöffnung durch den Überdeckungsring am Ventil an. Der Abschluß wird um so rascher, der Übergang aus der Füllungslinie in die Expansionslinie um so schärfer, je größer der von der gestrichelten Linie und der Schlußkurve gebildete Winkel ist.

Die zwangsläufigen Steuerungen erfordern wegen der Rückwirkung schwerere Regler, lassen jedoch Umlaufzahlen von $n = 150$ bis $n = 180$ dauernd zu, während vereinzelte Anwendungen selbst bei $n = 250$ bis $n = 330$ zu finden sind. Die größte Verbreitung haben die Flachregler-Steuerungen erlangt und unter diesen wieder die Bauart von Lentz.

Auch in den Staaten, die bisher am zähesten an der Corliß-Maschine festgehalten haben — Amerika, England und Frankreich —, gewinnt die Ventilmaschine mit zunehmender Anwendung der Überhitzung an Boden.

III. Steuerung des Auslasses durch den Dampfkolben.

Statt der Auslaßventile sind Auspuffschlitze vorgesehen, die vom Kolben freigelegt bzw. geschlossen werden. Bei Anordnung der Schlitze am Hubende erhält der Kolben eine Länge gleich Hublänge minus

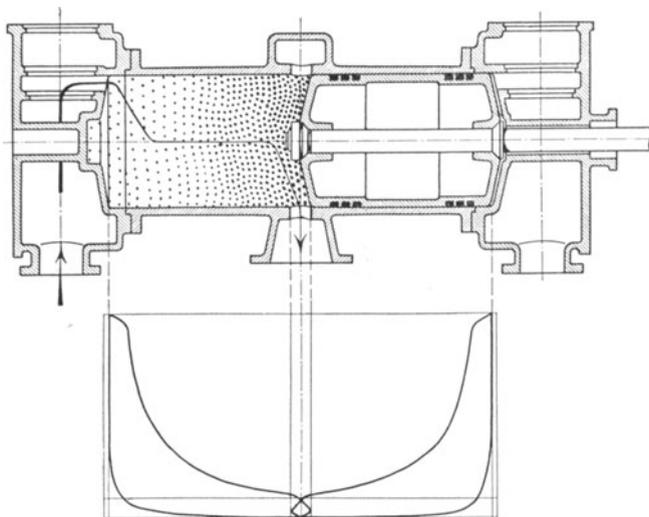


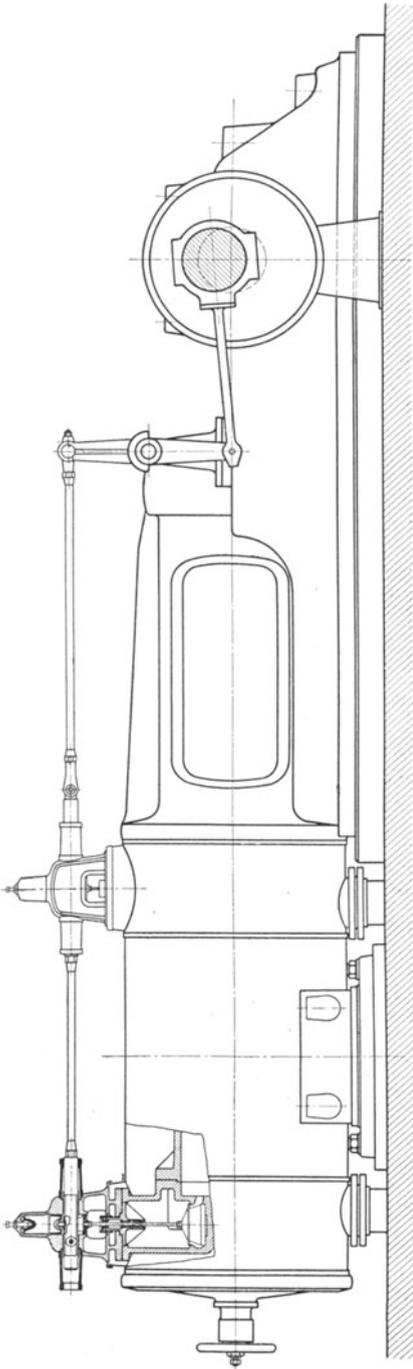
Fig. 320¹⁾.

Schlitzbreite, letztere beträgt etwa 10 v. H. des Hubes. Vorausströmung und Ausströmung dauern dementsprechend je 10 v. H., die Kompression 90 v. H. In Fig. 320 sind die sich ergebenden Dampfdiagramme wiedergegeben, die sich nur während eines Hubteiles von der Schlitzbreite decken. Es handelt sich also um zwei einfach wirkende Zylinder, die nur die Auspuffschlitze gemeinsam haben und zu einem einzigen Zylinder zusammengesetzt sind.

Werden die Schlitze in Mitte Hub geöffnet, so ist der Kolben in üblicher Breite auszuführen.

Maschinen mit Auslaßsteuerung durch den Dampfkolben haben einen Dampfverbrauch ergeben, der den guter Verbundmaschinen erreicht. Diese günstige Arbeitsweise wird mit Eigenschaften thermischer

¹⁾ Figur aus „Stumpf, Gleichstrommaschinen“. (Verlag Oldenburg).

Fig. 321¹⁾.

und mechanischer Art begründet, von denen hier nur die im Zusammenhang mit der Auslaß-Steuerung stehenden zu behandeln sind. Die Lagerung der Ventile im Deckel, die Heizung von Mantel und Deckel sind für die „Gleichstromdampfmaschinen“ nicht kennzeichnend, sondern in gleicher Form auch bei Einzylindermaschinen gewöhnlicher Bauart gebräuchlich und

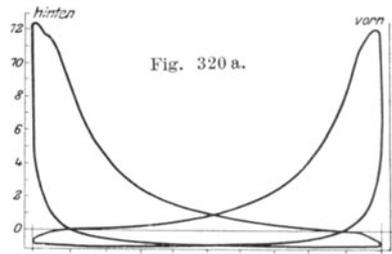
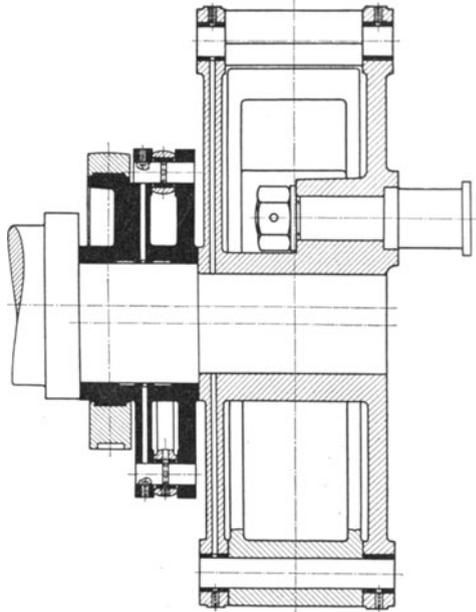


Fig. 320 a.

Fig. 322²⁾.

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik Grevenbroich (Rheinl.). Maßstab 1 : 30.

²⁾ Entwurf von Dr. Proell. Dresden. Maßstab 1 : 10,5.

mit denselben Vorteilen in Bezug auf Verringerung' des schädlichen Raumes, der Flächen und damit der Eintrittskondensation verknüpft. Die Gleichstromwirkung besteht darin, daß bei Anordnung der

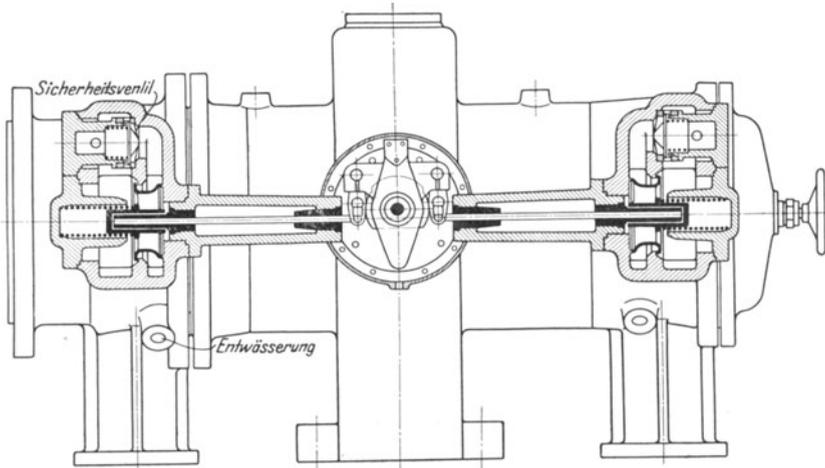


Fig. 323 1).

Schlitze am Hubende der Dampf den Zylinder in gleichbleibender Richtung durchströmt und für die Ausströmung nicht umzukehren braucht. Prof. Stumpf, dessen Bemühungen hauptsächlich die Ein-

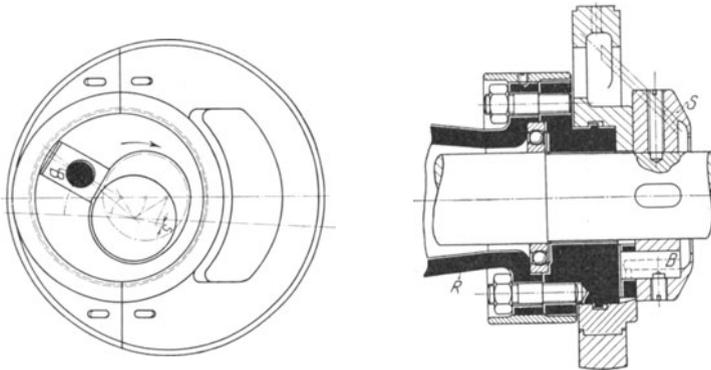
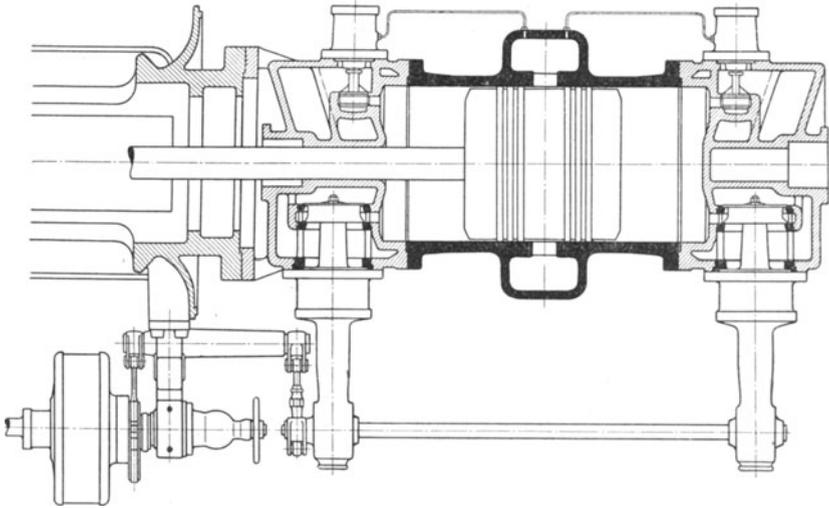
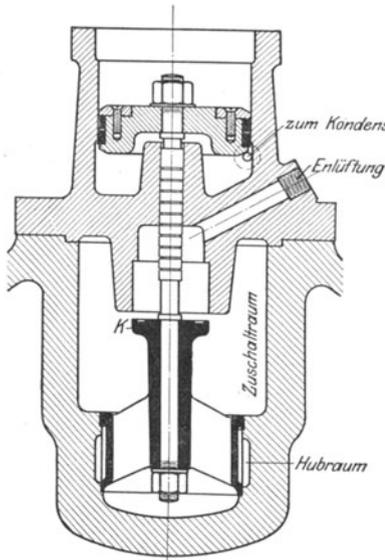


Fig. 324 2).

führung dieser Maschinenart veranlaßt haben, schreibt dieser unveränderlichen Strömungsrichtung den Hauptvorteil zu und begründet dies zum Teil nach Fig. 320 mit der Feuchtigkeits-Verteilung im Zylinder. Die von dem geheizten Deckel an den Dampf übergehende

1) Bauart Paul H. Müller. Hannover.

2) Entwurf von Paul H. Müller. Hannover. Maßstab 1 : 6.

Fig. 325¹⁾.Fig. 326²⁾.

Wärme hält diesen in Deckelnähe überhitzt, während der Dampf nach dem Kolben hin an Nässe zunimmt. Beim Auspuff soll nun dieser nasse Dampf ausströmen, während nach Abschluß der Auslaßschlitze der die Deckelwärme aufnehmende Dampf verdichtet wird, die aufgenommene Wärme dem Prozeß sonach nicht verloren geht.

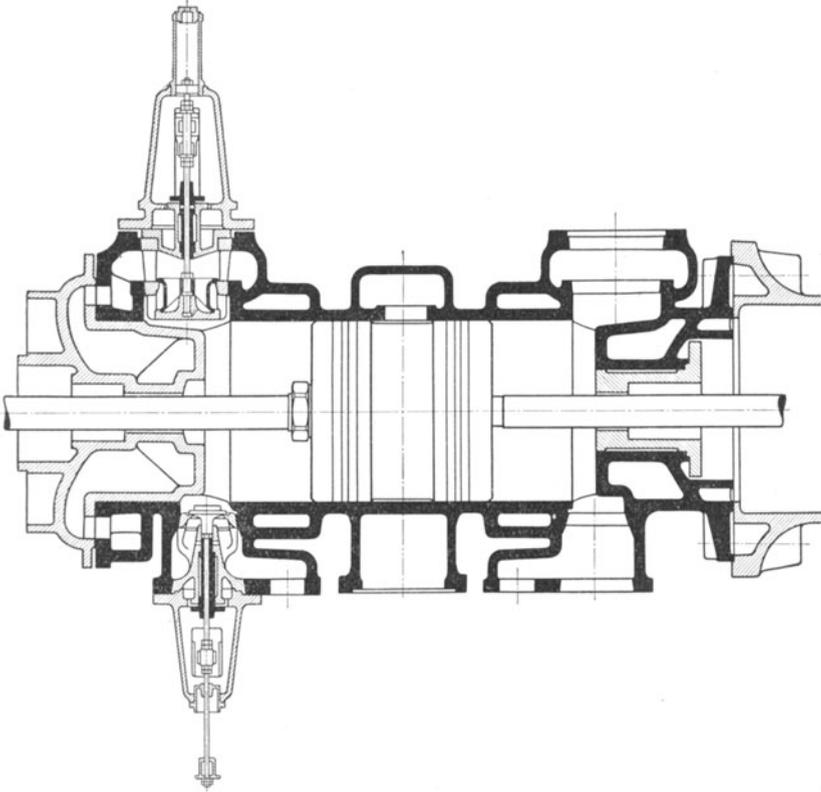
In Wirklichkeit wird die Ausströmung in gänzlich anderer Weise, als in Fig. 320 dargestellt, verlaufen. Die Vorausströmung mit dem plötzlichen Spannungsabfall vom Expansionsenddruck auf den Kondensatordruck ist ein Vorgang überaus stürmischer Art und läßt eine Schichtung, wie in Fig. 320 angegeben, nicht zu, vielmehr wird eine innige Mischung des Zylinderinhaltes eintreten³⁾.

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg - Nürnberg. Maßstab 1 : 20.

²⁾ Ausführung der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Werk Augsburg. Maßstab 1 : 8.

³⁾ In den vorgenannten Werk beigegebenen Konstruktionsregeln spricht Prof. Stumpf selbst von dem „explosionsartigen“ Auspuff bei Gleichstrommaschinen. Barr und Carpenter haben ebenfalls auf die fast plötzlich auftretende Verdampfung infolge der Druckentlastung bei der Vorausströmung hingewiesen. (Dubbel, Z. Ver. deutsch. Ing. 1901, S. 194.) Zweifellos wird die

Weiterhin wird als Vorteil angeführt, daß infolge der Gleichstromwirkung dem geheizten Deckel weniger Wärme entzogen wird. Bezüglich dieses Punktes ist aber darauf hinzuweisen, daß bei der Gleichstrommaschine die Kolben-Stirnwand durch den ausströmenden Dampf in derselben Weise abgekühlt wird wie der Deckel bei Maschinen üblicher Bauart, so daß Deckel und Kolben lediglich ihre Rollen vertauscht

Fig. 327¹⁾.

haben. Zu erwähnen ist hier, daß bei den bekannten Versuchen von Callendar und Nicholson ein beträchtlicher Teil der während des Füllungsweges stattfindenden Eintrittskondensation an den zylindrischen Wandungen auf die Wärmeleitung und Übertragung durch den Kolben zurückzuführen war, der an dem wärmeren Ende des einfach wirkenden Zylinders Wärmemengen aufnahm, die an das andere, kühlere Ende abgegeben wurden. Die Größe dieser Wärme-Übertragung ist ab-

Einströmung während der Füllung ruhiger verlaufen als die Vorausströmung. Vgl. jedoch die Ansichten über die Einströmung von Grashof (Zeuner, Techn. Thermodynamik, S. 422) und Brauer, Z. Ver. deutsch. Ing. 1899, S. 868.

¹⁾ Ausführung von G. Kuhn. Stuttgart-Berg. Maßstab 1 : 20.

hängig von der Größe der Oberfläche des Kolbens, von der Vollständigkeit seiner Berührung mit der Wand und von dem bei Gleichstrommaschinen besonders großen Temperatur-Unterschied der beiden Zylinderenden. Bei den doppeltwirkenden Maschinen mit ihren annähernd gleichen Temperaturen an den Zylinderenden sind diese Verluste kleiner.

Auf die Bedeutung der Kompression für die Eintrittskondensation und Stoßfreiheit des Ganges ist auf S. 7 hingewiesen. Immerhin bleibt es fraglich, ob die an Maschinen gewöhnlicher Bauart gemachten

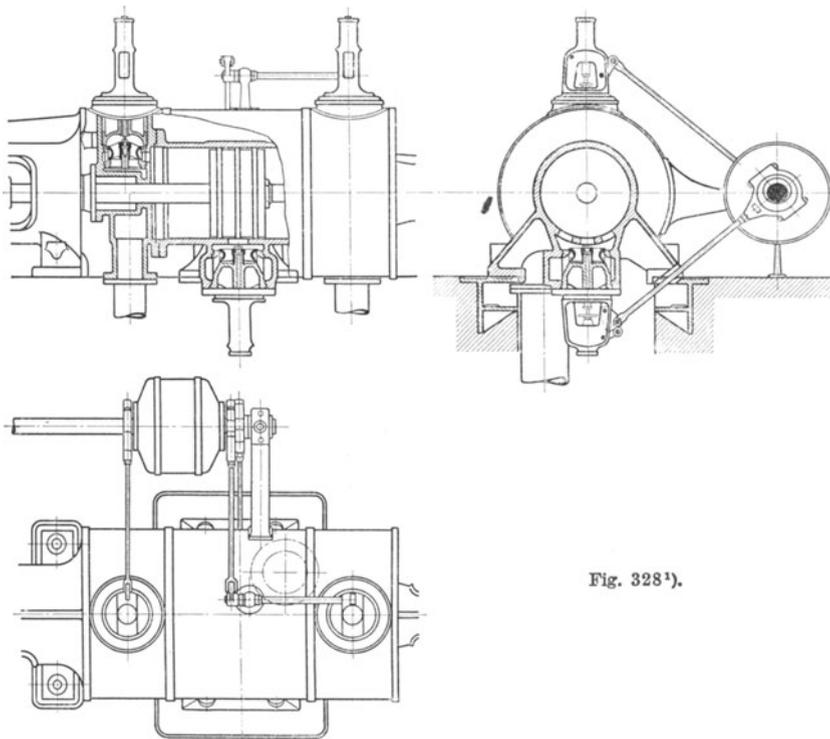


Fig. 328¹).

Erfahrungen sich ohne weiteres auf die Gleichstrommaschinen mit ihren kleinen schädlichen Räumen und Flächen übertragen lassen. Um die Kompression nicht über die Einlaßspannung wachsen zu lassen, sind für kleine schädliche Räume sehr tiefe Luftleeren erforderlich, mit denen die Temperatur des mittleren Zylinderteiles sinkt. Bei höherem Kondensatordruck muß der schädliche Raum entsprechend größer werden, was ohne wesentliche Zunahme der schädlichen Flächen durch Vergrößerung des Spielraumes zwischen Kolben und Zylinderdeckel erreicht werden kann. Bei Auspuffbetrieb werden schädliche Räume von 15 bis 18 v. H. nötig, so daß eine Überlegenheit der Gleichstrombauart hier nicht mehr festzustellen ist.

¹) Entwurf von Dr. Proell. Dresden. Maßstab 1 : 40.

Als wesentlicher Vorteil der Gleichstrommaschine bleibt die bei guter Luftleere mögliche Verringerung der schädlichen Räume und Flächen, auf die in der Hauptsache der geringe Dampfverbrauch zurückzuführen ist.

Was die Einlaßsteuerung der Gleichstrommaschine betrifft, so kann diese in üblicher Weise durch die vorbehandelten Steuerungen erfolgen. Da zur Erzielung günstiger Expansion die Füllungen sehr klein gewählt werden, so zieht man die zwangsläufigen Steuerungen den freifallenden im Interesse guter Regelung vor. Von den letzteren sind sich die Steuerungen mit kleinem Einfallweg der Klinke nach S. 218 überhaupt nicht eignen. Meist werden Flachregler mit Schubkurven-Antrieb ausgeführt, die infolge der geringen Erhebungen bei kleinen Füllungen ganz besonders sorgfältig konstruiert werden müssen. Die Höchstfüllung wird deshalb oft mit ungefähr 30 v. H. begrenzt.

Da der Zylinder sich an den heißen Enden bedeutend stärker ausdehnt, als in der Mitte, so wird der Zylinder hier auf einen größeren Durchmesser als an den Enden ausgebohrt, so daß im Betrieb der Zylinder überall gleichen Durchmesser zeigt.

Die Einlaßorgane werden meist im Deckel untergebracht, um den schädlichen Raum zu verringern, den Heißdampfinhalt des Deckels in steter Bewegung zu halten und den Zylinder als möglichst einfaches Rohr ohne Ansätze ausführen zu können.

Fig. 321 zeigt die Stumpfsche Maschine, deren Ventiltrieb in Fig. 209 dargestellt ist. Die Einlaßventile werden vom Proellschen Flachregler mittelst kurzer die Füllung ausgleichender Exzenterstange gesteuert. Das Grundexzenter ist dadurch ersetzt, Fig. 322, daß das Ende der gekröpften Hauptwelle einen exzentrisch ausgedrehten Zapfen erhält, der bezüglich Exzentrizität und Richtung dem fehlenden Grundexzenter entspricht. (In Fig. 322 ist der Regler noch mit einem Zapfen für den Antrieb einer Pumpe versehen.) Die Einstellung der Steuerung nach Fig. 321 wird durch die stärkere Wärmedehnung des Zylinders leicht beeinträchtigt.

Fig. 323 gibt eine Bauart von Paul H. Müller in Hannover wieder, die sich namentlich für kleinere Leistungen eignet. Die Einlaßventile liegen seitlich und wagerecht am Zylinder. Die Enden der Ventilspindeln, die sich lose gegen die Ventile legen, sind in Hebeln gelagert, deren Schubkurve mit der Schubkurve am Rande einer vom Flachregler gesteuerten Schwingscheibe zusammenarbeitet. Die Anordnung entspricht sonach im wesentlichen dem Antrieb nach Fig. 205. Die Exzenterverstellung wird nach Fig. 324 ausgeführt; statt des Auslaßexzenters (Fig. 252) ist eine besondere Scheibe für die Aufhängung des Einlaßexzenters vorgesehen.

Wagerechte Ventillagerung zeigt auch die Bauart der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (Fig. 325). Die kurze, von einem Lentz-Flachregler gesteuerte Exzenterstange setzt durch einen Übertragungshebel die Steuerwelle, welche Lentzdaumen trägt, in Schwingungen. Durch möglichst gleichmäßige Dampfzuführung zu den Ventilen werden die seitlichen Drücke, die durch eine lange bis zur Ventilmitte reichende Spindelführung aufgenommen werden, verringert. Das selbst-

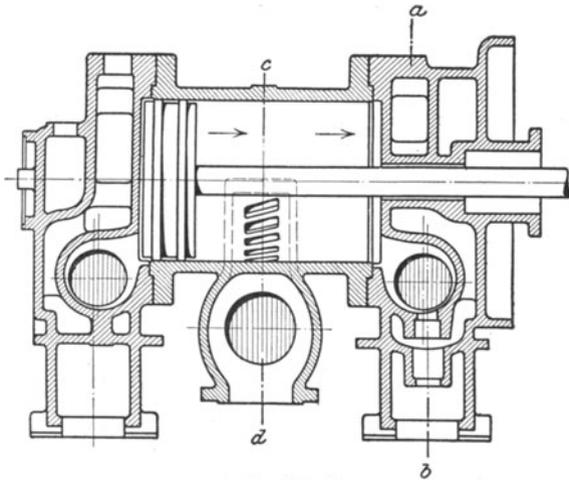


Fig. 329 a¹).

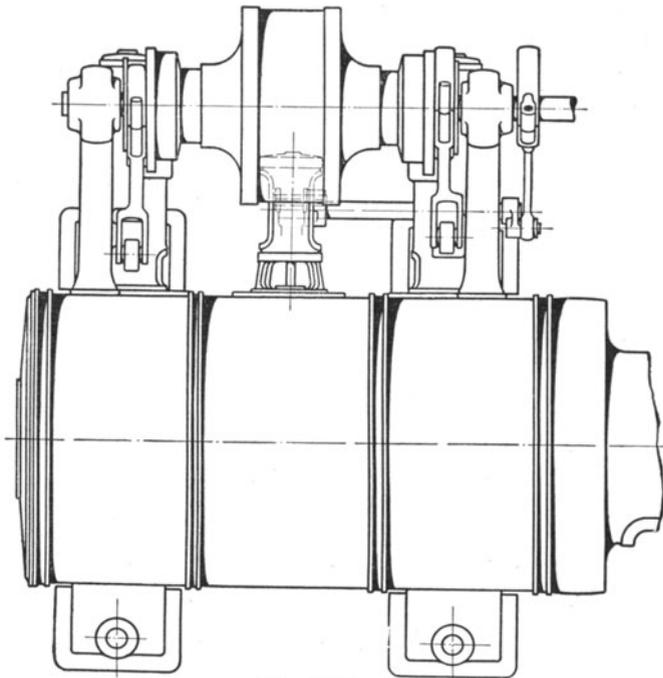


Fig. 329 b¹).

tätige Zuschaltventil dieser Maschine ist in Fig. 326 dargestellt. Erreicht der Kondensatordruck eine unzulässige Höhe, so stellt das

¹⁻⁴⁾ Ausführung der Sächsischen Maschinenfabrik, Chemnitz. Maßstab 1:20.

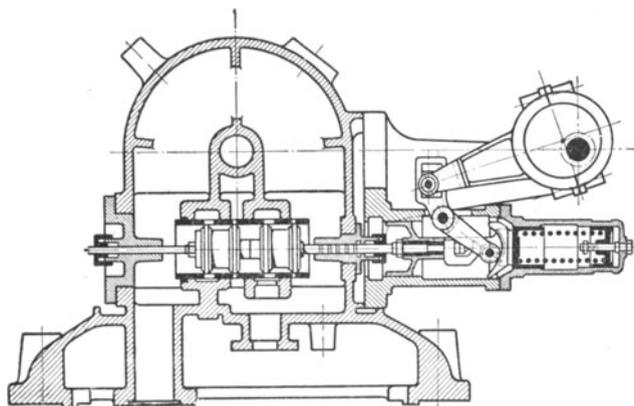


Fig. 329 c³).

sich hebende Ventil die Verbindung zwischen Hubraum des Zylinders und Zuschalraum her, der gleichzeitig durch den Kolben *K* von der Entlüftungsleitung abgesperrt wird. Die Entlüftung ist nötig, damit bei wiederholtem Anhub des Ventils kein vom vorigen Ventilspiel zurückgebliebener Dampf den Ausgleich stört.

Die Ausführung nach Fig. 327 sieht neben den Auspuffschlitzen besondere Auslaßventile vor, um die Kompression zu verringern.

Derselbe Zweck wird durch die Bauarten nach Fig. 328 bis 329 erreicht, bei denen die Auslaßschlitze nicht am Ende des Hubes, sondern in Hubmitte angeordnet sind und durch ein besonderes Auslaßventil gesteuert werden. Der Zeitpunkt der Vorausströmung ist beliebig

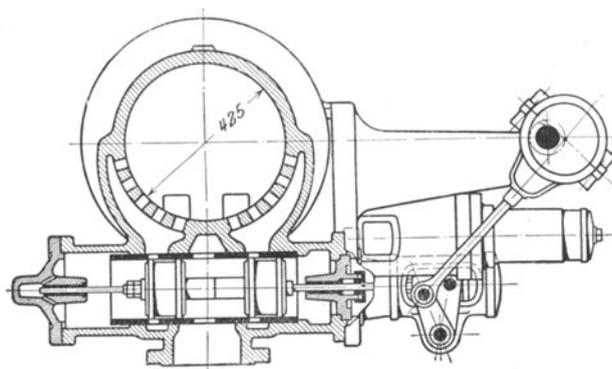


Fig. 329 d⁴).

wählbar, während die Kompression spätestens nach Überschleifen der Schlitze durch den Kolben beginnt und in diesem Falle rund 50 v. H. beträgt. Das Auslaßventil muß geschlossen werden, ehe der Kolben die Schlitze auf der Expansionsseite freilegt.

Als Vorteile der Bauart sind die Ausführung des Kolbens in normaler Länge und die Verringerung der Kompression zu nennen, so daß bei kleinem schädlichen Raum am Hubende und gewöhnlichen Luftleeren ohne zu hohe Endspannungen gearbeitet werden kann. Der von den Schlitzen bis zu dem Auslaßorgan sich erstreckende schädliche Raum ist bedeutend, wird aber erst gegen Mitte der Expansion von Dampf mit niedrigerem Druck und tiefer Temperatur aufgefüllt, so daß seine

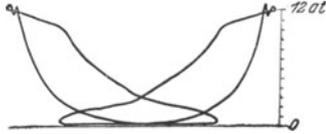
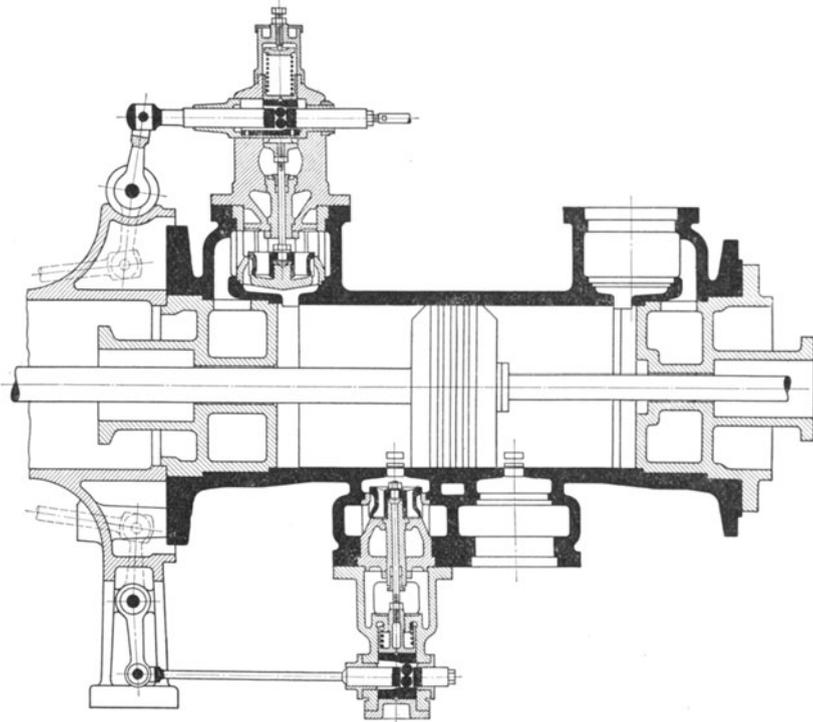


Fig. 330.

nachteilige Wirkung zurücktritt. Die Diagramme Fig. 330 zeigen den Verlauf der Expansion.

Verringerung des genannten schädlichen Raumes ließe sich durch Anwendung eines periodisch schwingenden Auslaß-Corliß-Schiebers

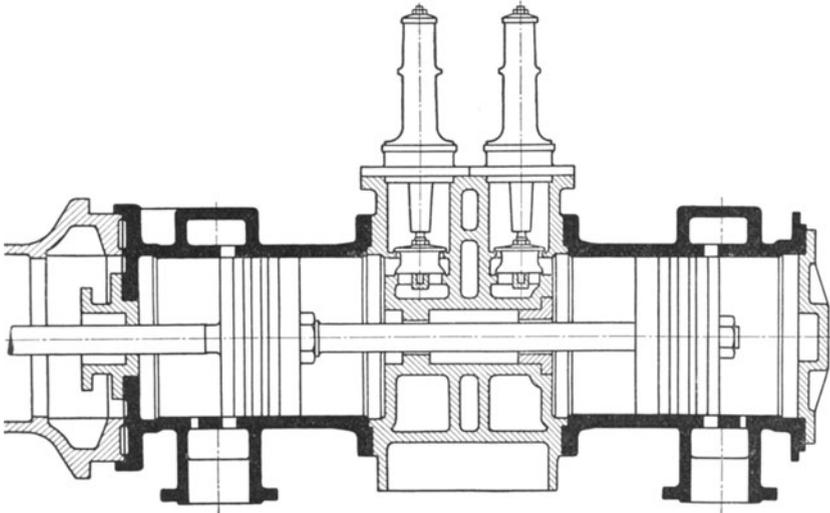
Fig. 331¹⁾.

erreichen, der während seiner Bewegung nahezu entlastet wäre und vom Auspuffdampf wirksam gekühlt würde.

In den Bauarten nach Fig. 328 und 329 sind Ventile bzw. Kolbenschieber als Steuerungsorgane gewählt. Der Einlaß wird durch Flachregler gesteuert.

¹⁾ Bauart Hunger der Maschinenfabrik Christoph. Niesky O.-L. Maßstab 1 : 15.

Die Kompression erfährt weitere Verringerung, wenn zwei gesteuerte Auslaßschlitze nach Fig. 331 angeordnet werden, von denen jeder nur die Hälfte des ganzen Auslaßquerschnittes aufzuweisen braucht. Die schädliche Wirkung der Auslaßräume nimmt hingegen zu. Die Steuerung erfolgt in ähnlicher Weise wie bei der Stumpf-Maschine, nur daß die Ventilerhebung hier auf zwei Schubkurven verteilt wird.

Fig. 332¹⁾.

In Fig. 332 tritt die Zusammensetzung des Gleichstromzylinders aus zwei einfach wirkenden Zylindern auch äußerlich in die Erscheinung. Die Maschine wirkt in gleicher Weise wie die Stumpf-Maschine und ihre Abarten, hat jedoch zwei Kolben von normaler Länge. Besondere Öffnungen neben den Schlitzen bezwecken die Verhütung einer Kompression des die leerlaufenden Zylinderseiten anfüllenden Auspuffdampfes. Die äußere Steuerung arbeitet mit Rollkurven und Proellschem Flachregler. Kleinere Maschinen werden mit einfachen Kolbenschiebern ausgeführt.

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik Kühnle, Kopp & Kausch. Frankenthal. Maßstab 1 : 15.

IV. Die Umsteuerungen.

Diese kommen bei Maschinen, die mit zwei Drehrichtungen arbeiten, wie Lokomotiven, Fördermaschinen, Walzenzugmaschinen usw., zur Anwendung. Die Drehrichtung wird entweder durch Einstellung der Dampfverteilungsorgane selbst oder durch Verstellung des Steuerungstriebwerkes geändert. Zu der ersteren Gruppe gehören die „inneren“ Umsteuerungen, zu den letzteren die Steuerungen mit Exzenterverstellung, sowie die Kulissen-, Lenker- und Nocken-Steuerungen.

1. Die inneren Umsteuerungen¹⁾.

Hier sind zwei Arten zu unterscheiden, je nachdem ein besonderer die Ein- und Auslaßkanäle vertauschender Umsteuerschieber vorhanden ist, oder der Verteilschieber sich aus zwei Schiebern zusammensetzt, von denen der eine die Dampfverteilung für den Rückwärtsgang, der andere die für den Vorwärtsgang übernimmt.

Fig. 333 stellt schematisch eine Umsteuerung ersterer Art dar. Der Dampfeinlaß ist mit *E*, der Auslaß mit *A* bezeichnet. In Fig. 333 ar-

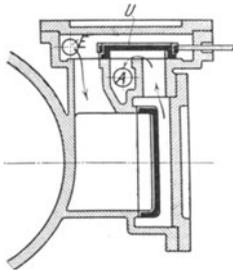


Fig. 333.

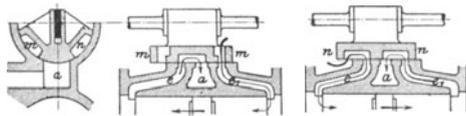


Fig. 334.

beitet der Schieber mit innerer Einströmung. Wird der Umsteuerschieber *U* verschoben, so steuert der Schieber mit äußerer Einströmung.

Fig. 334 gibt den zur zweiten Steuerungsart gehörigen Schieber von Danek wieder. Der Muschelschieber *m* und der sogenannte „*E*-Schieber“ *n* sind zu einem Steuerungsorgan vereinigt, durch dessen Drehung entweder nur *m* oder nur *n* zur Wirkung gelangt. Ebenso

¹⁾ C. Volk, Geräte und Maschinen zur bergmännischen Förderung.

wie bei der inneren Einstromung muß bei dem E -Schieber das antreibende Exzenter der Kurbel um $90^\circ - \delta$ nacheilen, also der Exzenterrichtung des gewöhnlichen Muschelschiebers diametral gegenüberliegen. Da aber — wie aus dem folgenden hervorgehen wird — die Exzenter zum Zwecke der Richtungsumkehr nicht um 180° , sondern um $180^\circ - 2\delta$ zu verstellen sind, so muß $\delta = 0$ sein, d. h. die Schieber sind ohne Überdeckung auszuführen. Das theoretische Diagramm wird rechteckig ohne Expansion, Vorausströmung und Kompression, der Dampfverbrauch infolgedessen außerordentlich groß.

Auch bei der Ausführung nach Fig. 335 muß das Exzenter der Kurbel um 90° voreilen. Die Kammern k_3 und k_4 stehen mit dem Frischdampfraum, die Kammern k_2 und k_1 mit dem Abdampfraum A in Verbindung. Wird die Zwischenplatte so weit nach links geschoben, daß der Kanal x unter k_1 , Kanal y unter k_4 gelangt, so strömt rechts der Dampf durch $k_4 - y - c$ zu, links durch $a - x - k_1$ ab.

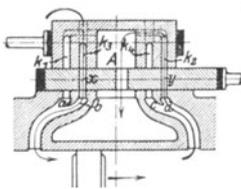


Fig. 335.

Die Steuerungen nach den Figg. 333—335 gelangen wegen ihrer schon hervorgehobenen Unwirtschaftlichkeit nur bei kleineren Maschinen, wie Förderhaspel, bei denen Einfachheit der Bauart Hauptbedingung ist, zur Ausführung,

2. Umsteuerungen mit direkter Exzenterverstellung.

In Fig. 336 ist die Kurbel OK in der Totlage gezeichnet. Da das Exzenter der Kurbel stets um $90^\circ + \delta$ voreilen soll (vorausgesetzt, daß der Schieber mit Überdeckungen ausgeführt ist), so muß je nach der Drehrichtung der Schieber entweder mit dem „Vorwärtsexzenter“ E_v oder mit dem „Rückwärtsexzenter“ E_r gekuppelt werden.

Diese Kuppelung des Schiebers mit einem der beiden Exzenter läßt sich in einfachster Weise durchführen, indem ein geschlitztes Exzenter, Fig. 68a, um die Strecke $E_v E_r$, Fig. 336, verschoben wird. Die Exzenter OE_v und OE_r stellen die größte Füllung für Vor- und Rückwärtsgang ein, für Zwischenlagen OE' , OE werden kleinere Füllungen bei größerer Kompression und Vorausströmung erhalten. Für die Verstellung des Exzenters von OE_v auf OE_r ist die Dampfverteilung dieselbe, wie in Fig. 71 für eine Drehrichtung angegeben. Wird in Fig. 71 die Scheitelkurve über den waagrechten Kreisdurchmesser verlängert, so ergibt sich das Diagramm für die Umsteuerung. Diese Verlängerung erübrigt sich jedoch, da für die untere Hälfte der Scheitelkurve dieselbe Dampfverteilung wie für die obere Hälfte, nur für entgegengesetzte Drehrichtung, folgt.

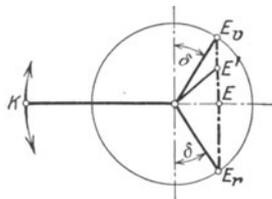


Fig. 336.

Geradlinige Verschiebung des Exzenters, bzw. Führung desselben auf einem Kreisbogen, hat neuerdings wieder Lentz mit Erfolg eingeführt, Fig. 337 und 340. Fig. 337 zeigt die hauptsächlich an Lokomotiven

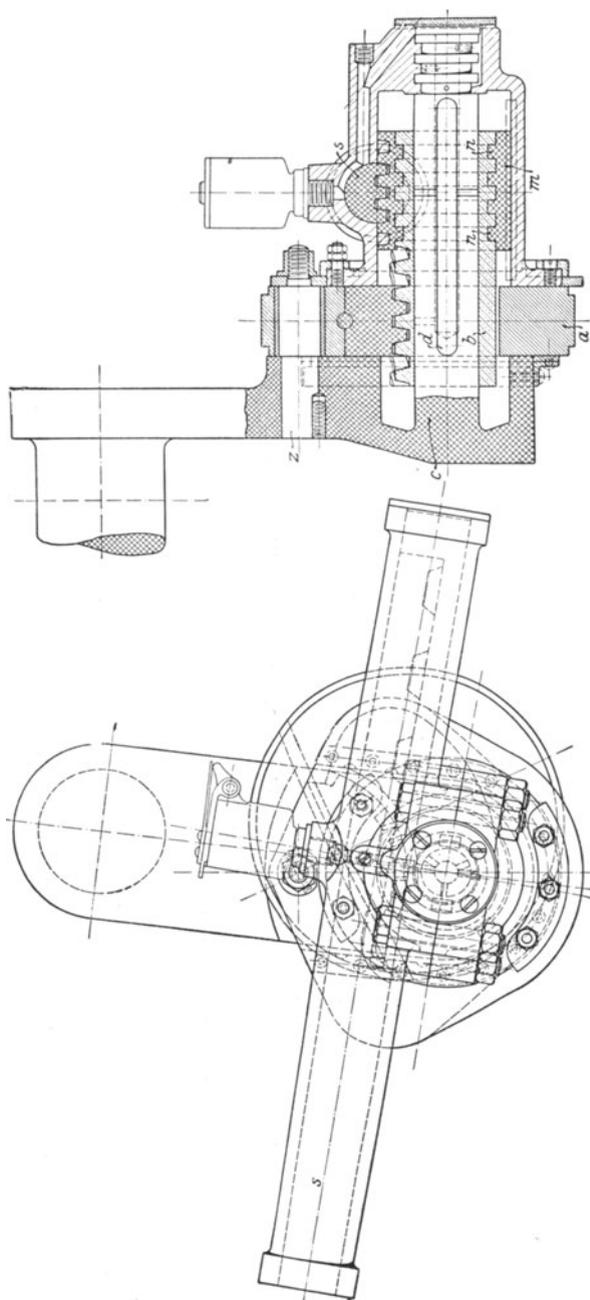


Fig. 337.

zur Anwendung gelangende Steuerung. Das Exzenter *a* ist an dem in der Gegenkurbel befestigten Zapfen *z* drehbar aufgehängt. Die mit

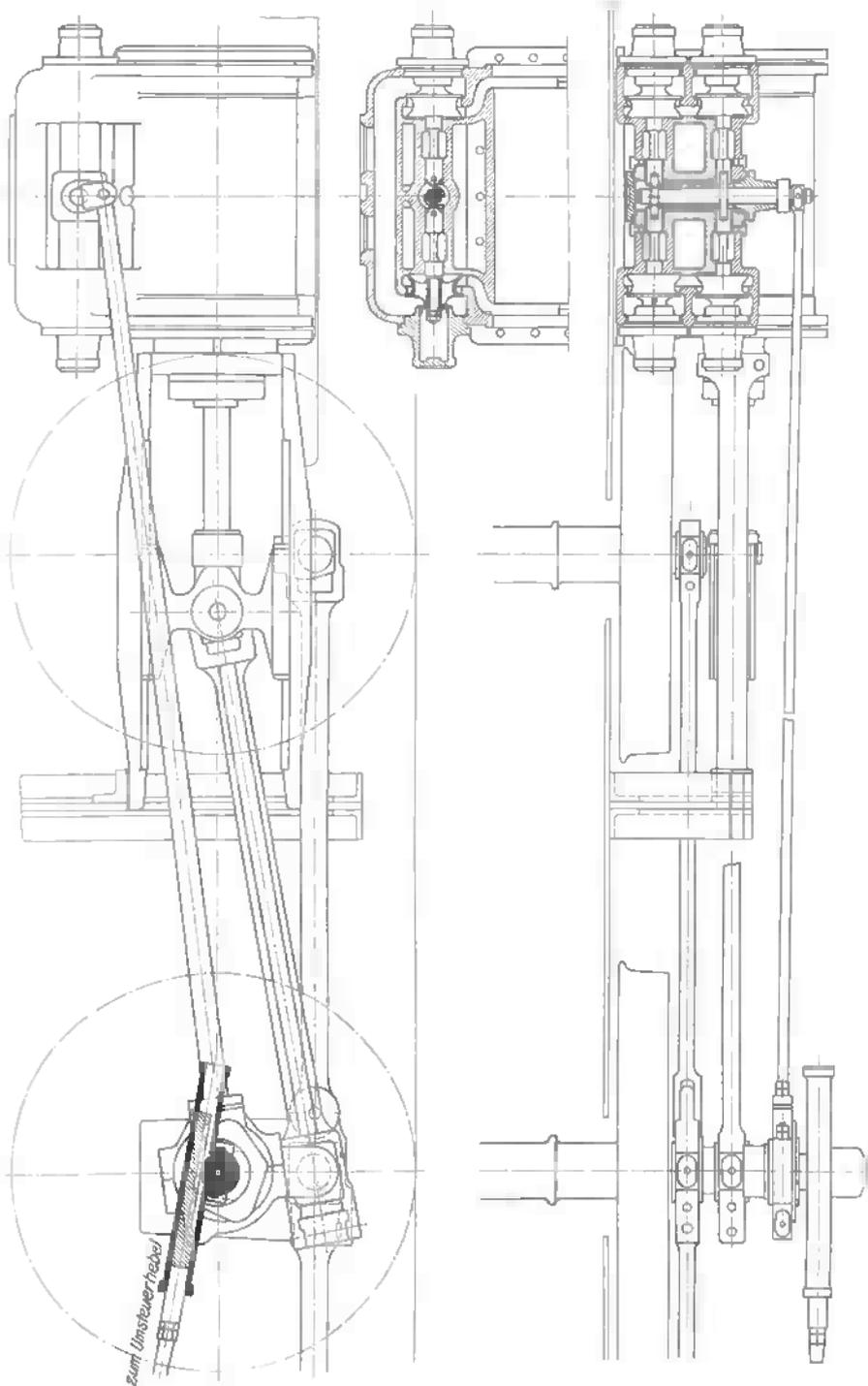


Fig. 338¹⁾.

1) Ausführung der Hannoverschen Maschinenbau-A. G. Maßstab 1:20.

schrägen Zähnen versehene Buchse b ist durch Feder und Nut d mit dem in Achsmittle liegenden Zapfen c auf Drehung gekuppelt. Buchse b

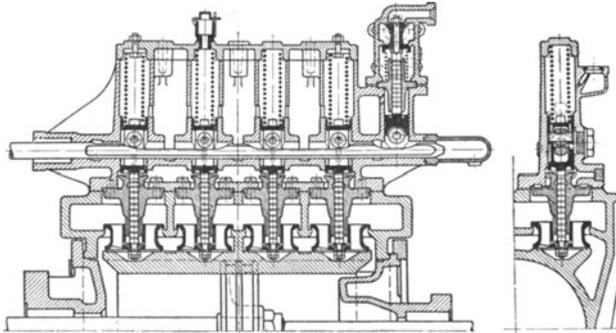


Fig. 339.

wird von einer zweiten Buchse m umfaßt, deren Ansätze n in Eindrehungen von b so eingreifen, daß sich b ungehindert drehen kann. Verschiebt

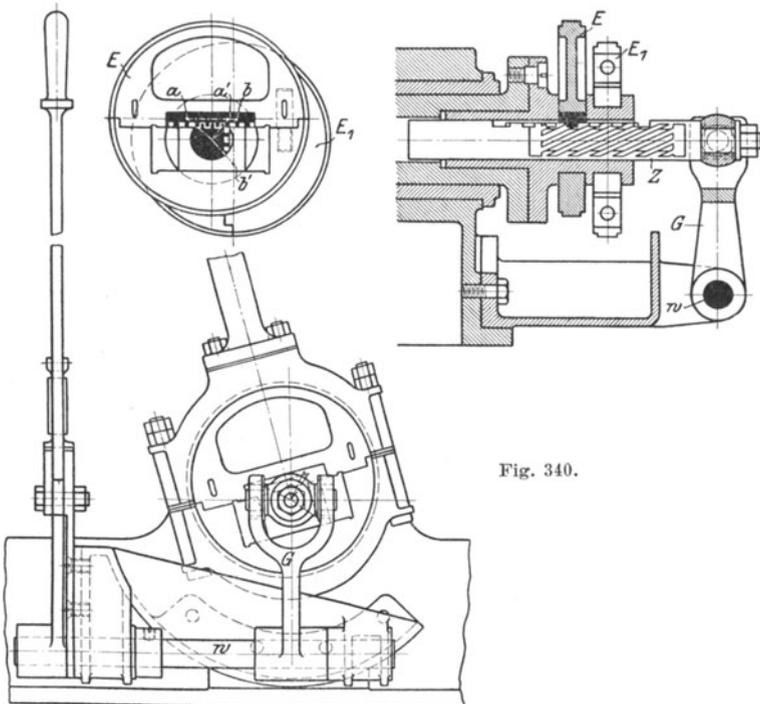


Fig. 340.

der Führer die Stange s , die mit schrägen Zähnen in Lücken der Buchse m gleitet, so werden beide Buchsen m und b achsial verschoben, und das Exzenter schwingt um den Zapfen z . Die Scheitelkurve ist also ein

Kreisbogen, dessen Radius gleich der Entfernung des Exzentermittelpunktes vom Zapfen z ist. Das Voröffnen ist sonach veränderlich.

Fig. 338 zeigt die Anordnung der Steuerung an der Lokomotive und die staubdichte Einkapselung des Triebwerkes. Die wagerecht gelagerten Ventile haben gemeinsamen Antrieb. Die Exzenterstange versetzt eine quer zum Zylinder gelagerte und Lentzdaumen tragende Steuerwelle in Schwingungen. In neueren Ausführungen haben die Ventile nach Fig. 339 senkrechte Lagerung. Die Rollen der Ventilspindeln laufen auf Schubkurven der geradlinig schwingenden Ventilstange. In beiden Ausführungen sind die Ventilsitze am Zylinderergußstück selbst ausgearbeitet.

Fig. 340 zeigt eine auf gleichen Grundsätzen beruhende Umsteuerung von Lentz für Schiffsmaschinen. Die Hauptwelle der Maschine ist durch einen Ansatz verlängert, der die zwei prismatischen Führungen für die beiden zu verstellenden Exzenter E und E_1 trägt. Die Exzenter sind zweiteilig und mit eingelegten Platten versehen. Durch Verdrehen der Welle w wird das Gleitstück z mittelst des Gabelhebels G verstellt, und die Exzentermittelpunkte

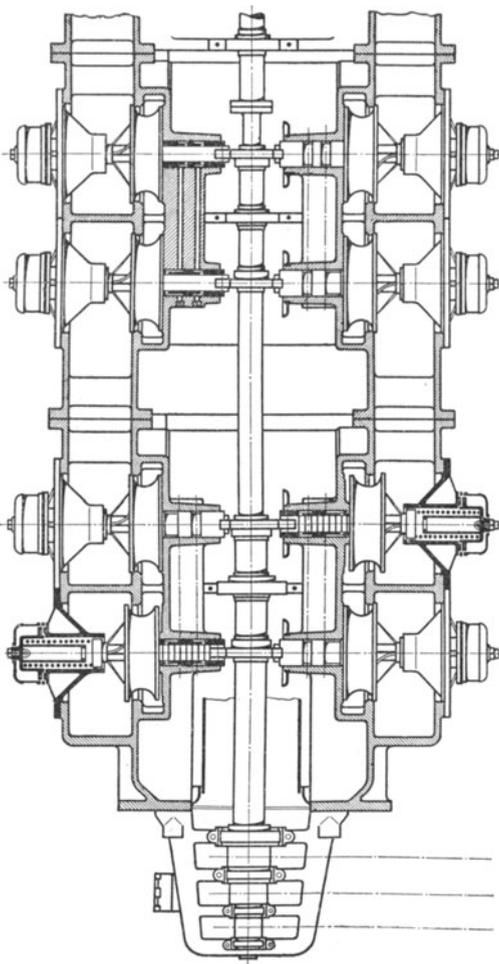
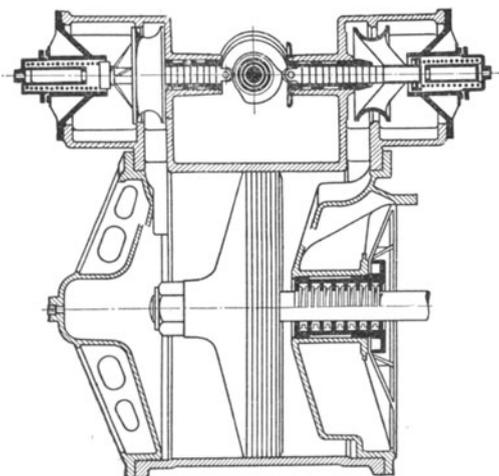


Fig. 341.

werden durch die schrägen Zähne, die der Kurbelversetzung um 90° entsprechend in zwei senkrecht zueinander stehenden Ebenen liegen, auf den Scheitellinien $a b$ bzw. $a' b'$ verschoben.]

Fig. 341 zeigt die Anordnung der Ventile und des Triebwerkes bei größeren Lentz-Schiffsmaschinen und stellt zwei von den vier gleichen Zylindern einer Verbundmaschine (mit einem Hochdruck- und drei Niederdruckzylindern) dar. Die beiden äußeren Niederdruckzylinder, deren Kurbeln um 180° gegeneinander versetzt sind, werden gemeinsam durch nur eine Welle gesteuert, die von den beiden Hohlwellen für die Steuerung der beiden anderen Zylinder umfaßt wird. Die Verstellspindel enthält noch eine besondere Verzahnung für das Hochdruckexzenter, so daß die Füllung des Hochdruckzylinders unabhängig von den Niederdruckfüllungen eingestellt werden kann. Ein- und Auslaßventile sind völlig gleich ausgeführt, so daß das Gewicht der Auslaßventile durch die Schlußfeder aufgenommen wird, die außerdem das Ventil gegen den Dampfdruck auf seinen Sitz pressen muß und den erforderlichen Dichtungsdruck aufzubringen hat.

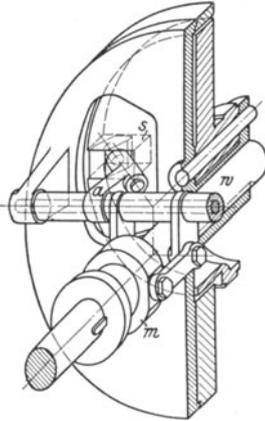


Fig. 342.

Das Reckesche Triebwerk nach Fig. 342 ist ebenfalls als Umsteuerung verwendbar. Durch Verschieben der Muffe m auf der Welle w wird der Arm a um eine senkrecht zur Welle w gelagerte Querachse gedreht. Arm a greift mit einem Stein, der sich um seine Längsachse drehen kann, in einen Schlitz der zu verstellenden Exzenter Scheibe, die so um eine zur Welle w parallele Exzenterachse gedreht werden kann. Zur Vermeidung von Klemmungen müssen sich Exzenterachse, Querachse und Längsachse des Armes a in einem Punkt schneiden, und der Führungsschlitz muß genau radial nach der Exzenterachse hin gerichtet sein.

3. Die Kulissen-Steuerungen.

a) Bauarten und Entwurf. Die Kulissen-Steuerungen arbeiten mit zwei Exzentern OE_v und OE_r , oder auch mit einem Exzenter, wobei eine zweite Bewegung vom Kreuzkopf der Maschine abgeleitet und mit der Bewegung des Exzenters an einem Gelenk vereinigt wird. Die Wirkungsweise dieser Steuerungen ist an Hand der Stephenson'schen Kulisse in den schematischen Darstellungen, Fig. 343, erklärt. Die Kurbel ist in der vom Zylinder abgewendeten Totlage wiedergegeben. Ist hierbei das Vorwärtsexzenter E_v mit dem oberen Endpunkte der Kulisse, das Rückwärtsexzenter mit dem unteren Endpunkt derselben verbunden, so arbeitet die Steuerung mit „offenen“ Stangen, im umgekehrten Fall mit „gekreuzten“ Stangen. Beide Anordnungen sind in Fig. 343 a durch ausgezogene, bzw. punktierte Linien dargestellt.

Die beiden Exzenter werden der Fig. 336 entsprechend aufgekeilt. Die Kulisse ist so anzuordnen, daß sie in den beiden Totlagen der Kurbel

symmetrisch zur Schieberbewegungsrichtung steht. Am Ende der geradlinig geführten Schieberstange ist ein Stein angebracht, der in die Kulisse eingreift. Letztere wird vom Maschinenführer mittelst eines Gestänges je nach Drehrichtung und Größe der Füllung gehoben oder gesenkt. In Fig. 343a ist die „Null-Lage“ oder Mittellage der Steuerung dargestellt, während die Fig. 343b und c die beiden Endlagen der Kulisse wiedergeben, wobei angenommen ist, daß durch besondere Bauart der Kulisse die Zapfenmitten v und r mit der Mitte des Steines zusammen-

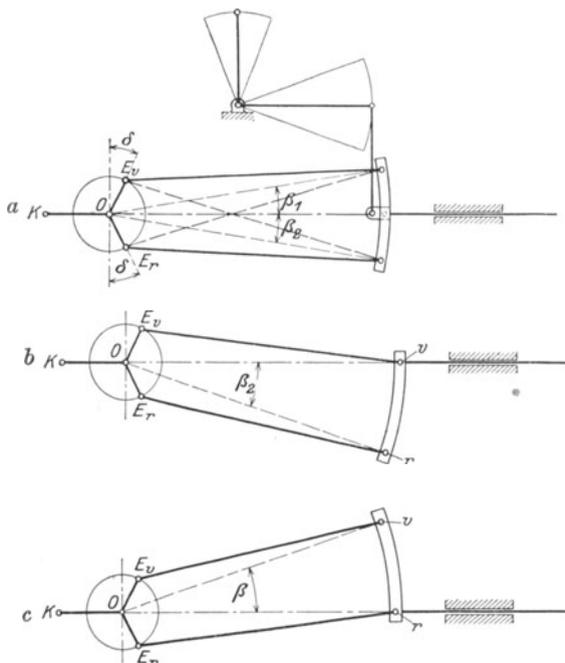


Fig. 343 a—c.

fallen können. Aus Fig. 343 b ist sofort ersichtlich, daß der Schieber ausschließlich vom Exzenter E_v gesteuert wird, die Maschine also vorwärts läuft. Das Rückwärtsexzenter E_r bewirkt nur tote Schwingungen des Zapfens r , der sich um Zapfen v dreht und infolge der gleichzeitigen, wagerechten Bewegung dieses Zapfens ∞ -Kurven beschreibt. Die Kulissenlage nach Fig. 343 c hat dieselbe Bedeutung für den Rückwärtsgang der Maschine.

In den Endlagen der Kulisse wird gemäß der Wahl von Voreilwinkel δ und äußerer Überdeckung e größte Füllung gegeben. Um die Dampfverteilung auch für Zwischenlagen der Kulisse zu ermitteln, ist zu beachten, daß hierbei zwei Exzenter auf den Schieber einwirken, die durch ein resultierendes Exzenter in ihrer Wirkung ersetzt werden können. Die Ermittlung ist unter den vereinfachenden Annahmen durchzuführen, daß die Exzenterstangen unendlich lang seien und die

Endpunkte v und r der Kulisse bzw. A und B , Fig. 344, sich geradlinig in wagerechter Richtung bewegen. Zu dem Winkel $(\delta + \alpha)$, um den sich das Exzenter aus der Mittellage herausgedreht hat, würde nach S. 19 bei wagerechter Schieberbewegung der Schieberweg $r \cdot \sin(\delta + \alpha)$ gehören. In Fig. 344 ist jedoch die Bahn des Punktes A um den Winkel β_1 gegen die Wagerechte geneigt, so daß hier der in Fig. 54 behandelte Fall vorliegt. Dementsprechend hat der Schieberweg in der Richtung OA allgemein die Größe $s = r \cdot \sin(\delta + \alpha \pm \beta)$. Da sich nach der Annahme Punkt A auf der Wagerechten bewegen soll, so wird für diese Bewegungsrichtung ein größerer Weg s' folgen. Es ist $s' = \frac{r}{\cos \beta} \cdot \sin(\delta + \alpha \pm \beta)$.

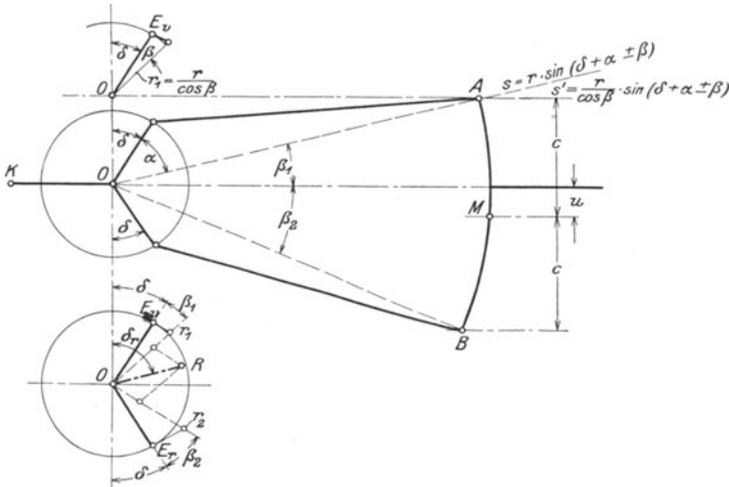


Fig. 344.

Der Schieber erscheint sonach durch ein um O sich drehendes Exzenter von der Größe $\frac{r}{\cos \beta}$ angetrieben.

In Fig. 344 hat die Kulisse die Länge $2c$ und ist von der Mittellage um die Strecke u entfernt. Für die Bewegung des Vorwärtsexzenters ist der untere Kulissen-Endpunkt B als Festpunkt zu denken, so daß infolge der Hebelübersetzung das Vorwärtsexzenter mit der Größe

$$r_1 = \frac{r}{\cos \beta_1} \cdot \left(\frac{c + u}{2c} \right)$$

auf den Stein einwirkt.

In gleicher Weise gilt für das Rückwärtsexzenter bei Festlegung des Punktes A :

$$r_2 = \frac{r}{\cos \beta_2} \cdot \left(\frac{c - u}{2c} \right).$$

Die Werte $\frac{r}{\cos \beta_1}$ und $\frac{r}{\cos \beta_2}$ werden einfach zeichnerisch erhalten, indem von den Punkten E_v und E_r Senkrechte auf die Schenkel der

eine dem Schieberweg V_e entsprechende Füllung gegeben, doch wird meist die Diagrammfläche zu klein sein, um die Maschine noch in Gang zu halten. Sicheres Stillsetzen der Maschine mit der Kulisse allein läßt sich bei gekreuzten Stangen erreichen, wenn die Parabel so gestaltet ist, daß in der Mittellage $V_e = 0$. In diesem Fall wird der Einlaßkanal überhaupt nicht mehr geöffnet.

Das Voreilen wird aber nicht nur durch die Gestalt der Scheitelkurve, sondern auch durch die Form der Kulisse beeinflusst.

In Fig. 346 sind Exzenter und Kulisse in den den Kurbeltotlagen entsprechenden Stellungen I, I und II, II gezeichnet, und es werde zunächst angenommen, daß die Kulisse gerade ausgeführt sei. Bei der Einstellung der größten Füllung für Vorwärtsgang soll für die tiefsten Lagen I' und II' der Kulisse das lineare Voreilen für beide Kolbenseiten gleich bleiben. Der Mittelpunkt M_1 der Strecke $I'II'$ entspricht also der Mittellage des Schiebers. Unter dieser ist nicht die Stellung in Hubmitte, aus welcher der Schieber nach jeder Seite ungleiche Ausschläge macht, sondern die Mitte zwischen den bei den Kurbeltotlagen eingenommenen Voreilstellungen zu verstehen. (Dieser Mittellage entspricht in Fig. 346 eine „scheinbare Mittelstellung“ $MM'M$ der geraden bzw. MM_1M der gekrümmten Kulisse, die aber in Wirklichkeit niemals eingenommen wird, da für diese Kulissenlage beide Exzenter gleichzeitig senkrecht stehen müßten.)

Wird der Schieber ohne Übersetzung angetrieben, so ist $I'M_1 = II'M_1 = e + V_e$. Soll also V_e von der Form der Kulisse unabhängig sein, so darf bei einer Verschiebung der Kulisse Mittelpunkt M_1 nicht verlegt werden. Wird aber die geradlinige Kulisse in die Null-Lage gebracht, so wird M' zum Mittelpunkt der Schieberbewegung und das lineare Voreilen V_e ändert sich um den Betrag $M'M_1$. Diese Verschiedenheit verschwindet, wenn $M'M_1 = 0$, d. h. wenn die Kulisse nach einem Kreisbogen gekrümmt wird, der durch die Punkte M, M_1, M geht.

Meist wird die Kulisse nach einem Radius gleich Exzenterstanglänge gekrümmt. Konstantes Voreilen würde erhalten, wenn bei der Verstellung die Kulisse sich auf einem Kreisbogen mit OM_1 als Radius um O drehen würde. Nur bei dieser Ausführung, deren Verwirklichung ausgeschlossen ist, würden sich Stein und Schieber bei einer Kulissenverstellung in der Kurbeltotlage nicht bewegen.

Die Hängestange, welche die Kulisse führt und verstellt, greift am zweckmäßigsten in Kulissenmitte an, damit für Vor- und Rückwärtsgang möglichst gleichartige Dampfverteilung gegeben wird. Soll — wie bei Tenderlokomotiven — eine Drehrichtung auf Kosten der anderen bevorzugt werden, so läßt man die Hängestange an dem Kulissenende angreifen, das für die bevorzugte Füllung die größte Füllung

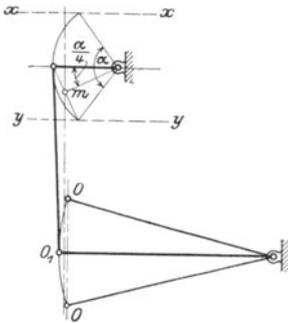


Fig. 347.

einstellt. Die Hängestange ist möglichst lang auszuführen, damit der geführte Punkt nur wenig von der Wagerechten abweicht.

Soll die Voreinströmung durch die Aufhängung der Kulisse nicht beeinflusst werden, so ist die Hängestange so anzuordnen, daß ihr Angriffspunkt an der Kulisse bei den Kolbentotstellungen stets die gleiche Höhenlage hat. Zu dem Zweck müßte der Endpunkt P_1 der Aufwerfstange senkrecht über oder unter dem Mittelpunkt M_1 liegen, sonach

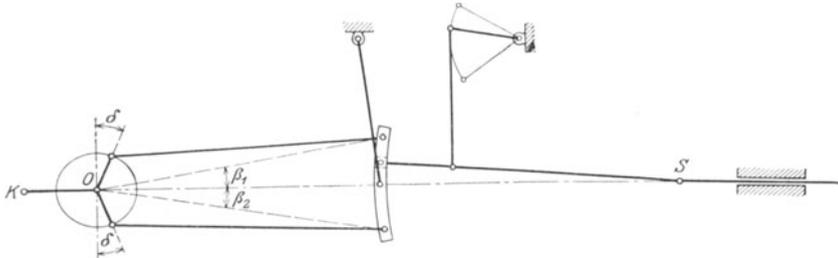


Fig. 348.

einen dem Kreisbogen $M M_1 M$ kongruenten Bogen beschreiben. Drehpunkt P müßte über O liegen. Die Aufwerfstange wird jedoch stets kürzer ausgeführt und dabei möglichst geringe Abweichung der vom Endpunkt P_1 beschriebenen Kreisbahn von der theoretisch günstigsten Form angestrebt.

Fig. 347 zeigt eine von Fliegner¹⁾ vorgeschlagene Konstruktion. Der von dem Endpunkt der Aufwerfstange beschriebene Kreisbogen

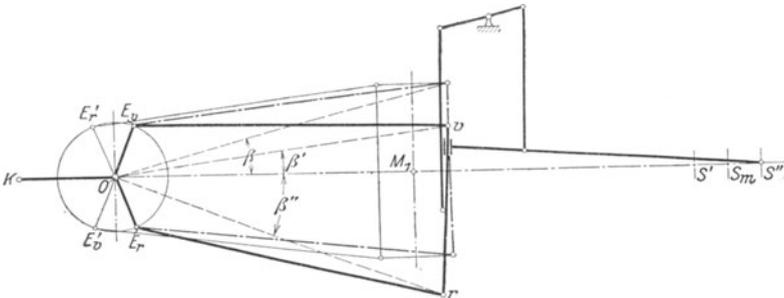


Fig. 349.

soll von der Mittellinie zwischen Sehne und Tangente des Bogens $O O_1 O$ nach beiden Seiten gleich viel ausschlagen. Der Ausschlagwinkel α wird zu 60 bis 90° gewählt. Die Linien xx und yy werden in einem Abstand gleich der Länge der Sehne $O O$ gezogen. Die erwähnte zwischen O und O_1 liegende Mittellinie wird durch Punkt m gevierteilt. Eine Linie, durch m so gelegt, daß sie mit der Wagerechten den Winkel $\frac{\alpha}{4}$ einschließt,

¹⁾ Fliegner. Die Umsteuerungen mit dem einfachen Schieber. Zürich

gibt in ihrem Schnittpunkt mit der Wagerechten den Drehpunkt des Aufwerfhebels an.

Die Anordnung der Steuerung bedingt oft, daß der Drehpunkt der Aufwerfstange nach der Zylinderseite hin verlegt wird, womit die Unregelmäßigkeiten in der Dampfverteilung zunehmen.

In den Fig. 348 und 349 sind schematisch die Umsteuerungen von Gooch und Allan wiedergegeben.

Die Kulisse der Gooch-Steuerung wird durch eine Hängestange unveränderlich geführt, und die Schieberstange wird verstellt. Der

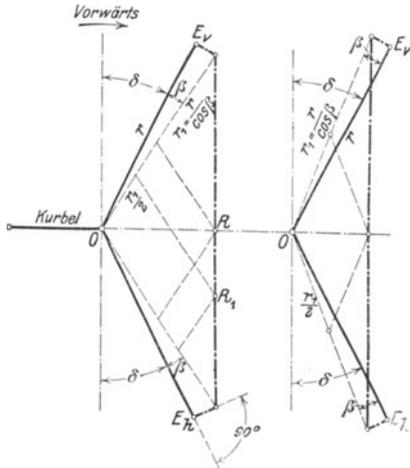


Fig. 350—351.

Winkel β bleibt bei der Verstellung konstant. Wird wieder angenommen, daß in tiefster und höchster Lage der Schieberstange der Stein mit dem Angriffspunkt der Exzenterstange an der Kulisse zusammenfällt, so ergibt sich für die wirksamen Exzenter die Größe $\frac{r}{\cos \beta}$. Im Gegensatz zu der Stephenson-Steuerung, bei der für die Endlagen $\beta = 0$, kann also hier die Scheitelkurve nicht durch die Endpunkte der wirklich ausgeführten Exzenter gehen. Werden für die Gooch-Kulisse die Hebelübersetzungen in derselben Weise wie bei der Stephenson-Steuerung für die verschiedenen Stellungen des Steines bestimmt und die resultierenden Exzenter OR , OR_1 usw. ermittelt, so folgt nach Fig. 350 eine geradlinige Scheitelkurve: das lineare Voreilen ist bei der Gooch-Steuerung konstant. Fig. 351 zeigt bei gleichen Exzentrizitäten und Voreilwinkeln die Lage der Scheitelkurve für gekreuzte Stangen, die eine wesentlich verschiedene Dampfverteilung bedingt. Soll dieselbe Scheitelkurve wie für offene Stangen erhalten werden, so müssen für gekreuzte Stangen gleich große Exzenter, die aber gegenüber Fig. 350 mehr voreilen, angewandt werden. Da die Verstellung der Kulisse das Voreilen nicht beeinflussen darf, so ist die Kulisse nach einem Radius gleich der Schieberstangenlänge zu krümmen. In den den Totlagen der Kurbel entsprechenden Exzenterstellungen kann dann der Stein gehoben oder gesenkt werden, ohne daß sich der in der Voreilstellung befindliche Schieber bewegt.

Damit der geführte Punkt der Kulisse möglichst wagerechte Bewegungen macht, ist auch hier die Länge der Aufhängestange groß zu nehmen.

Mit Rücksicht auf das Voreilen soll bei den Exzenterstellungen I , I und II , II der Stein in gleicher Höhe liegen. Fig. 352. Demgemäß ist der Aufhängepunkt P_1 über die der scheinbaren Mittellage M_1 entsprechende Lage O_1 des Angriffspunktes an der Schieberstange zu legen. Um dies bei allen Einstellungen der Steuerung zu erreichen, wäre der Drehzapfen P

des Aufwerfhebels über der Mittellage S_m des Schieberstangengelenkes zu legen; Bogen $P_1' P P_1'$ wird aber zur Vermeidung übermäßiger Aufwerfhebellänge nach Fig. 347 ersetzt.

Bei der Allan-Steuerung wird sowohl die Kulisse als auch der Stein verstellt. Beide sind an den Enden eines ungleicharmigen Hebels, der vom Maschinenführer gedreht wird, aufgehängt. Die Kulisse wird gerade ausgeführt. Soll bei offenen Stangen die Maschine auf Vorwärtsgang eingestellt werden, so ist die Kulisse zu senken, der Stein zu heben, und umgekehrt bei gekreuzten Stangen.

In Fig. 349 stellt die ausgezogene Lage die Einstellung auf größte Füllung bei Vorwärtsgang dar. Winkel β' hat hierbei seinen kleinsten Wert und wird am größten für die Mittellage der Steuerung. In dieser äußersten Stellung der Steuerung fallen Stein und Kulissenangriffspunkt nicht zusammen und Fig. 353 zeigt die Ermittlung der Scheitelkurve für diesen Fall. Von den Exzentrern OE_v und OE_r werden die in Fig. 349

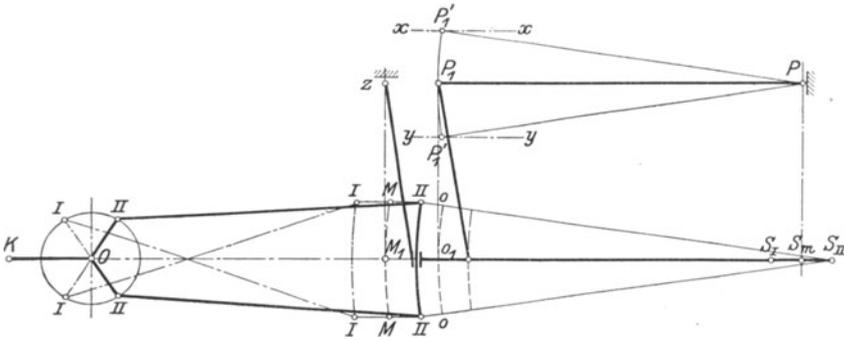


Fig. 352.

angegebenen Winkel β' und β'' abgetragen und durch Errichtung von Senkrechten in E_v und E_r ergeben sich die Exzenter $OE' = \frac{r}{\cos \beta'}$ und

$OE'' = \frac{r}{\cos \beta''}$. OE' wird durch Punkt D im Verhältnis der Hebelübersetzung, mit der die Exzenterbewegung auf den Schieber übertragen wird $\left(\frac{c+u}{2c}$ für das obere Exzenter bei festgehaltenem Punkt r ,

Fig. 349, geteilt. $\left(\text{Ebenso } OE'' \text{ durch } C \text{ im Verhältnis } \frac{c-u}{2c}\right)$.

Die Exzenter OD und OC werden zu einem resultierenden Exzenter OR' zusammengesetzt. In gleicher Weise wird Exzenter OR'' für die Einstellung der Steuerung auf größte Füllung bei Rückwärtsgang ermittelt. Für die Mittellage der Steuerung sind die zwei gleichen Winkel β , vgl. Fig. 349, an OE_v und OE_r anzutragen. Es ergeben sich die Exzenter $r_1 = \frac{r}{\cos \beta}$ und, da die Exzenterbewegung mit $u = 0$ im Verhältnis

$\frac{c}{2c}$ übertragen wird, so wird Punkt R_1 als Schnittpunkt der in den Mittlen

von r_1 errichteten Senkrechten gefunden. Die Aufsuchung der resultierenden Exzenter von weiteren Zwischenlagen ergibt wie bei Stephenson eine Parabel, um deren Pfeilhöhe f das Voreilen veränderlich ist. Bei gekreuzten Stangen hat die Parabel entgegengesetzte Krümmung.

Wird die Kulissenlänge ganz ausgenutzt, d. h. fallen in den Endstellungen der Steuerung Angriffspunkt der Kulissee und Steinmitte zusammen, so vereinfacht sich die Aufzeichnung nach Fig. 354. Da in den äußersten Lagen der Steuerung die Exzenterstangen immer um einen Winkel β gegen die Wagerechte geneigt sein müssen und niemals $\beta = 0$ wird, so können die Endpunkte der wirklich vorhandenen Ex-

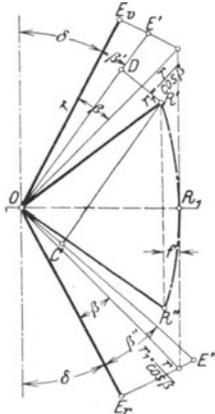


Fig. 353.

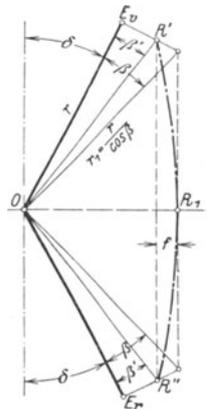


Fig. 354.

zenter OE_v und OE_r nicht (wie bei der Stephenson-Steuerung mit voller Ausnutzung der Kulissenlänge) Punkte der Scheitelkurve sein. Als solche kommen nur die Exzenter $OR' = OR'' = \frac{OE_v}{\cos \beta'}$ in Betracht.

Im übrigen sind bei der Allan-Steuerung infolge der gleichzeitigen Verstellung des Steines und der Kulissee die Winkel β weniger verschieden voneinander als bei der Stephenson-Steuerung, so daß die Scheitelkurve flacher ausfällt und die veränderlichen Werte des Voreilens gleichmäßiger werden.

Letzteres darf durch die Art der Aufhängung nicht beeinflußt werden. In Fig. 355 sind M_1 und S_m die Lagen des Kulissenangriffspunktes und des Schieberstangengelenkes für die Mittelstellung des Schiebers. Soll das Voreilen unveränderlich sein, so muß Gelenk S_m seine Lage bei einer Verschiebung von Stein und Kulissee beibehalten. In Fig. 355 ist angenommen, daß je nach Einstellung der Steuerung die Punkte 1, 2, 3 und M der Kulissee als steuernde Punkte in Betracht kommen sollen. Wird die obere Hälfte MM_1 in die strichpunktierte Lage $4'M'$ gebracht, wobei M und M_1 auf Kreisbögen um O bewegt werden, so würde S_m nach rechts geschoben, wenn nicht gleichzeitig der Stein auf dem Kreisbogen m um S_m nach 4' gehoben würde. In gleicher Weise muß bei einer Senkung der Kulissee soweit, daß z. B.

Punkt 2 steuern soll, der Stein nach 2' gehoben werden. Je näher die steuernden Punkte der Kulissenmitte liegen, um so schleifender werden die Schnitte der von O aus zu ziehenden Bögen mit dem von S_m aus gezogenen Kreisbogen, um so ungenauer wird die Ermittlung. Anderer-

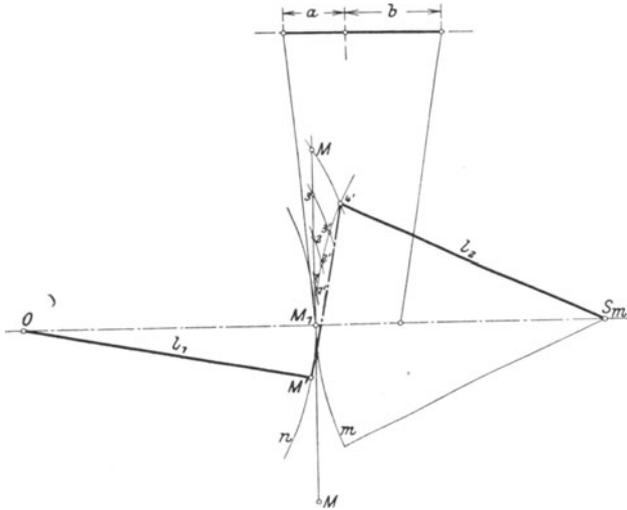


Fig. 355.

seits bedeuten aber gerade die schleifenden Schnitte, daß Ungenauigkeiten in der Steuerung sich wenig bemerkbar machen.

Das Hebelarmverhältnis $\frac{b}{a}$ ist nun so zu bestimmen, daß die nach Fig. 355 erforderliche Bewegung von Stein und Kulisse auch wirklich

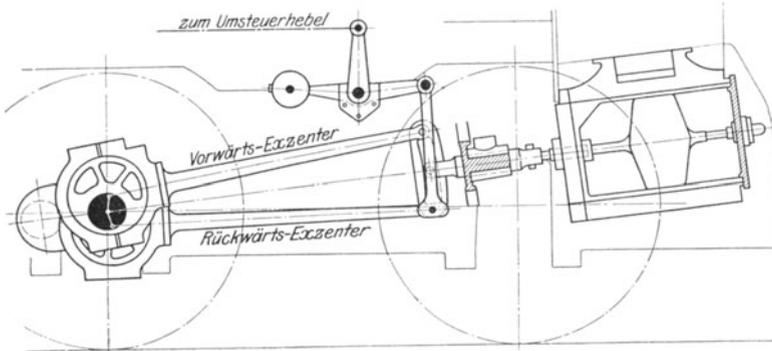


Fig. 356¹⁾.

stattfindet. Nach Fliegner muß das Verhältnis der Steinhebung zur Kulissensenkung die Größe $\lambda = \frac{b}{a} = \frac{l_2}{l_1} \left(1 + \sqrt{1 + \frac{l_1}{l_2}} \right)$ haben. Der

¹⁾ Stephenson-Steuerung von A. Borsig, Berlin-Tegel. Maßstab 1 : 40.

Stein muß bei der Verstellung stets einen größeren Weg als die Kulisse zurücklegen.

Aber auch bei diesen Abmessungen bliebe die Lage des Gelenkes S_m bzw. des Schiebers nur dann unveränderlich, wenn für die Kurbel-

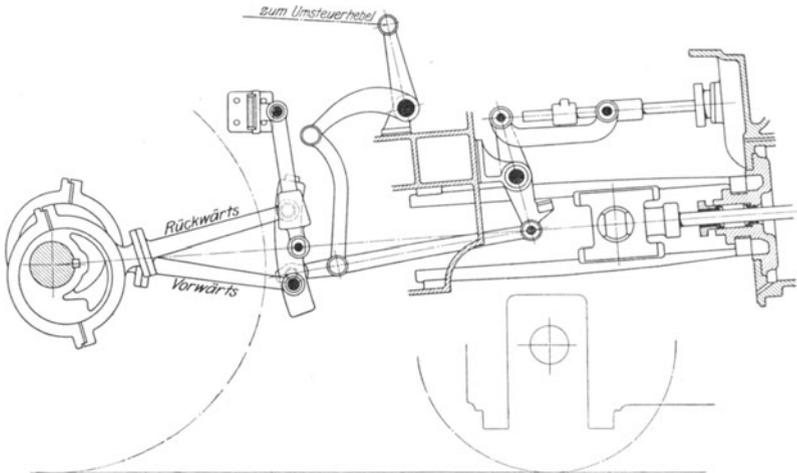


Fig. 357¹⁾.

totlagen die Aufhängepunkte von Kulisse und Stein stets dieselbe Höhenlage einnehmen. Der Drehpunkt des Hebels, an dem die Kulisse aufgehängt ist, müßte über Wellenmitte O , der Drehpunkt des den Stein

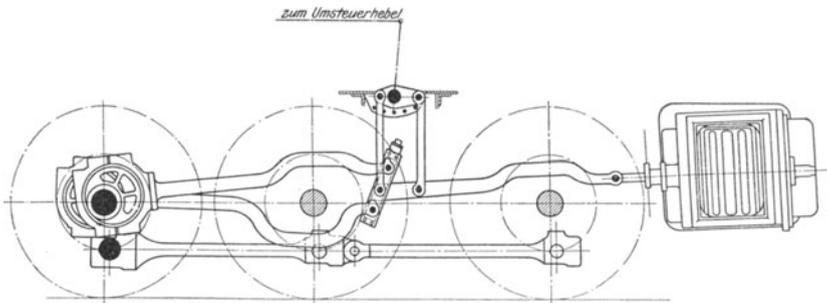


Fig. 358²⁾.

führenden Hebels über S_m liegen, wobei beide Hebel vom Maschinisten nur mit Hilfe eines Zwischengestänges zu bewegen wären. Die Abweichung von dieser Anordnung bedingt Fehler in der Dampfverteilung, deren Größe mit der Länge der Hängestangen abnimmt.

In den Fig. 356—358 sind Ausführungen der Steuerungen von Stephenson, Gooch und Allan in ihrer Anwendung auf Lokomotiven

¹⁾ Gooch-Steuerung von A. Borsig. Maßstab 1 : 30.

²⁾ Allan-Steuerung von A. Borsig. Maßstab 1 : 50.

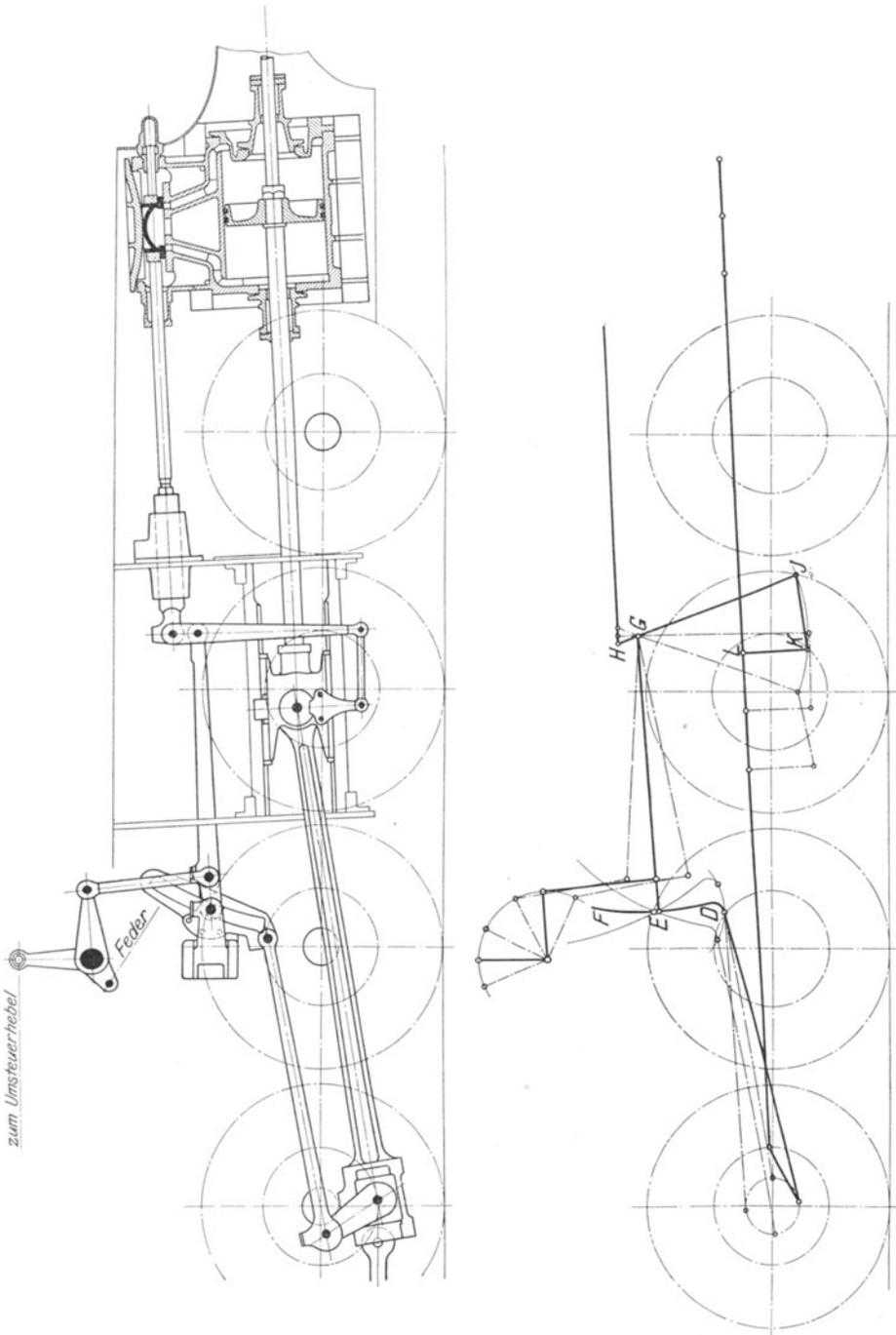


Fig. 359 - 360¹⁾.

¹⁾ Heusinger-Steuerung von A. Borsig. Berlin-Tegel. Maßstab 1 : 40.

die Kreuzkopfbewegung auf den Schieber übertragen wird, je länger die Hebel HJ und JK ausgeführt werden.

Soll die durch die endliche Länge $(m + n)$ des Pendels JGH verursachte Fehlerwirkung ausgeglichen werden, so ist nach Fig. 362 das Gestänge so zu wählen, daß in den Kurbeltotlagen der Endpunkt K des Mitnehmers LK um die Hälfte des Fehlergliedes $(m + n) (1 - \cos \alpha)$ tiefer liegt als die durch J' gelegte Wagerechte. Eine einfache Bestimmung der Größe $(m + n) (1 - \cos \alpha)$ ist in Fig. 363 durchgeführt. $H'J' = (m + n)$ ist die Hypotenuse eines Dreieckes, dessen eine Kathete $H'N = (m + n) \cdot \cos \alpha$ ist. Wird von H' aus ein Kreisbogen durch $J'M$ mit $(m + n)$ als Radius gezogen, so wird $H'M = (m + n)$, also $NM = (m + n) \cdot (1 - \cos \alpha)$. Meist wird auf diesen Ausgleich wegen

seiner untergeordneten Bedeutung verzichtet und nur darauf geachtet, daß der Endpunkt in den Totstellungen gleiche Höhenlage hat.

Die aus der geradlinigen Scheitelkurve folgende Unveränderlichkeit des linearen Vorzeichens ist an die Erfüllung zweier Bedingungen geknüpft. Zunächst muß bei Einstellung auf jede beliebige Füllung in beiden Kolbentotlagen der Stein in der Kulissee den verschiedenen Füllungen gemäß verschoben werden können, ohne daß sich der Schieber, der hierbei um $(e + V_0)$ von seiner Mittellage entfernt ist, bewegt. Zu diesem Zweck muß die Kulissee nach einem Kreise mit dem Radius EG gekrümmt sein. Weiterhin muß Zapfen G in beiden Kurbeltotlagen dieselbe Lage einnehmen. Entsprechend wird die Kulissee bei beiden Kurbeltotlagen in derselben Stellung sein, aus der sie nach jeder Seite hin möglichst gleiche

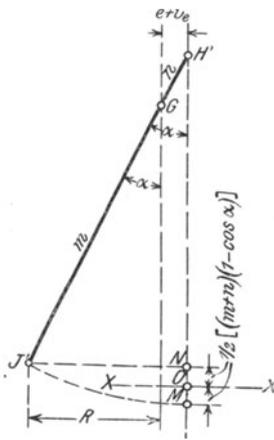


Fig. 363.

Ausschläge machen soll, damit die freigelegten Kanalweiten für Kurbel- und Deckelseite nicht zu sehr voneinander abweichen. Wird nach Fig. 364 der Angriffspunkt D der Exzenterstange an der Kulissee auf der durch E gehenden Senkrechten zu EG , Fig. 360, gelegt, so werden die Ausschlagwinkel α_1 und α_2 sehr verschieden. Die Verhältnisse werden günstiger, wenn nach Fig. 364 der Angriffspunkt D nach dem Exzenter hin gerückt wird, womit die durch die endliche Exzenterstangenlänge verursachte Fehlerwirkung abnimmt. Die Winkel DED_1 und DED_2 sollen möglichst gleich sein und D_1D so schräg liegen, daß die wagerechte Projektion a des Bogens etwa gleich $r - l (1 - \cos \alpha)$ wird ¹⁾.

Der Schieber schlägt symmetrisch aus, wenn der Stein in den Kulissenlagen, in denen die jeweilige Füllung abgeschlossen wird, dieselbe Entfernung u vom Drehpunkt E aufweist.

In Fig. 365 ist für diesen Fall die Bahn des Aufhängepunktes T bestimmt. Geht die Schieberstange z. B. aus der Lage $F_2 G_2$ in die

¹⁾ Pfitzner, Z. Ver. deutsch. Ing. 1905. S. 481.

Lage $F_2' G_2'$ über, so bewegt sich der Angriffspunkt der Hängestange von U_2 nach U_2' . Soll die Entfernung $u = EF_2 = EF_2'$ des Steines vom Drehpunkt E durch die Aufhängung nicht beeinflusst werden, so

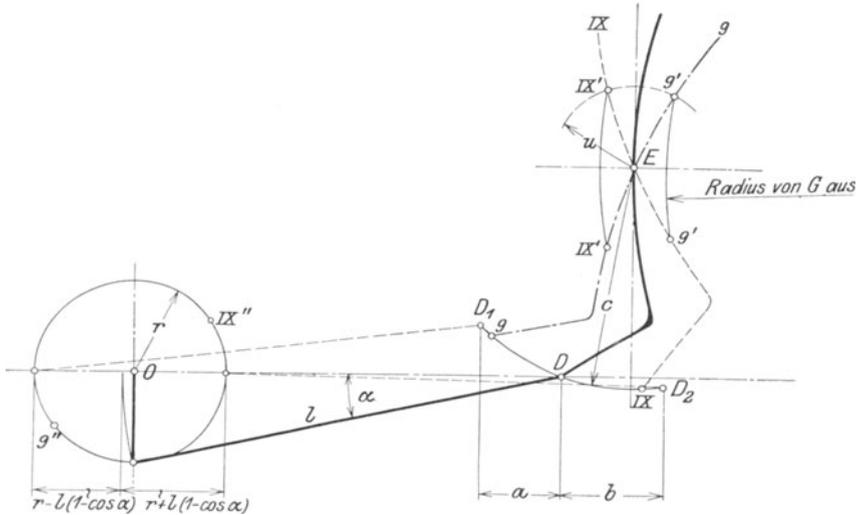


Fig. 364.

muß der bei jeder Füllung festgehaltene Punkt T in $T_2 T_2'$ senkrecht zur Verbindungslinie $U_2 U_2'$ stehen, und es müßte wie bei der Steuerung von Gooch der Mittelpunkt des Kreisbogens $T_2 T T_2'$ über Gelenk G

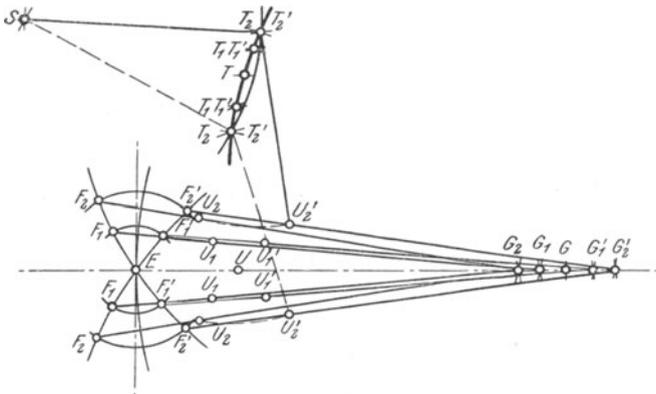


Fig. 365.

liegen, der Radius dieses Bogens gleich UG sein. Mit Rücksicht auf die Steuerungsanordnung wird dieser Bogen meist durch einen solchen mit S als Mittelpunkt ersetzt, der den Bogen $T_2 T T_2'$ in der Nähe der gebräuchlichsten Füllungen schneidet.

Es sind nun die Schieberausschläge aus der Mittellage beim Abschluß der verschiedenen Füllungen festzustellen. Hierzu sind Kurbel- und Exzenterkreis in eine Anzahl gleicher Teile zu teilen und für jeden Teilpunkt die zugehörigen Lagen des Kreuzkopfes auf der Bahn $L'L$,

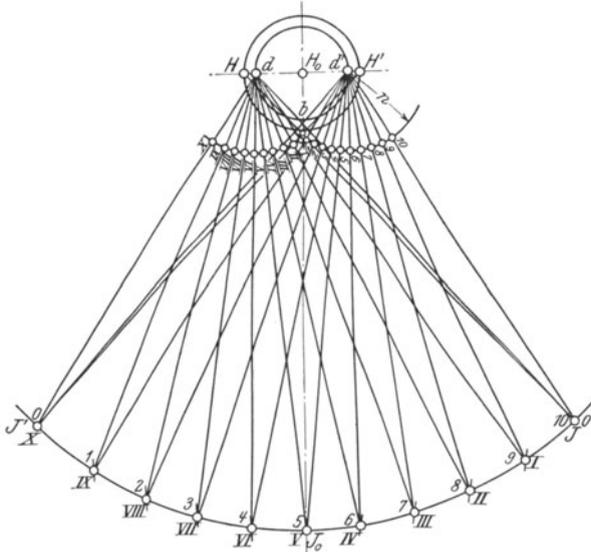


Fig. 367.

sowie die Stellungen des Punktes D und damit der Kulisse zu ermitteln. Die Lagen des Mitnehmerendes K sind dadurch ebenfalls gegeben und durch Schlagen von Kreisbögen um K mit KJ als Radius finden sich die entsprechenden Stellungen von J auf dem Bogen JJ' . Fig. 366 und 367.

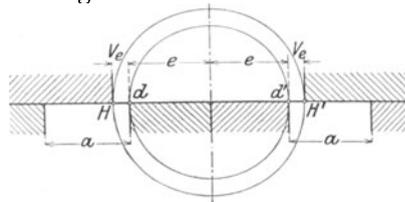


Fig. 367 a.

In Fig. 367a sind die beiden Dampfkanäle im Zusammenhang mit der Überdeckung e dargestellt. Bei einer Füllung von z. B. 90 v. H. muß nach 90 v. H. Kolbenweg Schieberkante H' mit Kanalkante d' auf dem Linksgange, bzw. H mit Kante d auf dem Rechtsgange des Schiebers zusammenfallen, während sich der Endpunkt J des Pendels, Fig. 367, in IX oder 9 befindet. Werden in dieser Figur die Punkte IX und 9 mit d und d' verbunden und wird die Verbindungslinie von d und d' ab um n verkürzt, so ergeben sich in den so erhaltenen Punkten die Lagen des Antriebspunktes G beim Abschluß der 90 v. H. Füllung für Kurbel- und Deckelseite. Die nach Zurücklegung von 90 v. H. Kolbenweg von der Kulisse eingenommenen Stellungen werden nach Fig. 364 gefunden, indem man von den entsprechenden Teilpunkten $9''$ und IX'' des Exzenterkreises aus Kreisbogen schlägt, die

zum Schnitt mit dem Bogen $D_1 D D_2$ gebracht werden. Werden nun von den Stellungen 9 und IX des Antriebspunktes G , Fig. 367, in einer die ganze Steuerung wiedergebenden Zeichnung Kreise mit der Kulissenstangenlänge EG geschlagen, so schneiden diese die Kulissen-Mittellinien $IX' 9'$ und $9' IX'$ in den Punkten $IX' IX'$ und $9' 9'$. Die Entfernungen dieser Punkte von der ausgezogenen Mittellage DE der Kulisse müssen annähernd gleich sein, damit die Schieberausschläge von gleicher Weite werden. Diese Untersuchung ist für eine größere Anzahl von Füllungen durchzuführen, und falls die Schieberausschläge größere Abweichungen zeigen, müssen probeweise neue Lagen der Punkte E und D gewählt werden, bis sich günstigere Verhältnisse ergeben.

In Fig. 368 sind die verschiedenen Stellungen des Pendels JH für den Fall innerer Einströmung am Schieber festgestellt. Die Aufzeich-

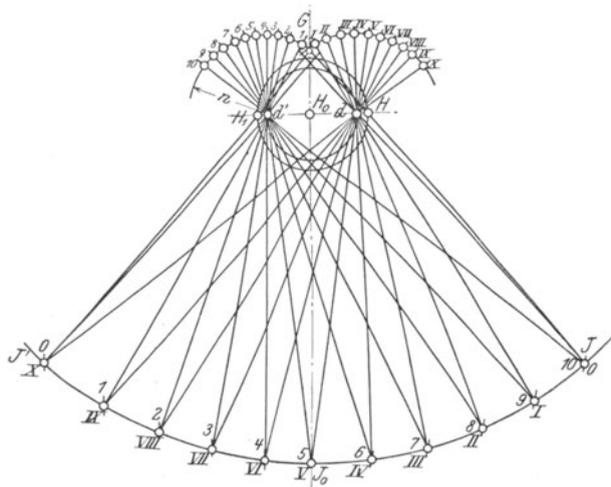


Fig. 368.

nung ist die gleiche wie in Fig. 367, nur wird hier die Strecke n nach oben von H aus abgetragen.

Die Steuerungen von Stephenson, Gooch und Allan lassen sich leichter als die Heusinger-Waldegg-Steuerung entwerfen. Das Schieberstangengelenk ist so nahe wie möglich an den Schieberkasten heranzurücken, um große Stangenlängen und damit günstige Dampfverteilung zu erhalten. Bei dem Entwurf der Steuerungen von Gooch und Allan, bei denen nicht nur die Exzenterstangen, sondern auch die Schieberstangen möglichst lang sein sollen, ist zunächst die Lage der Kulisse annähernd in der Mitte zwischen Achsmittle und Schieberstangengelenk anzunehmen. Die Ausführung der Steuerungen mit offenen oder gekreuzten Stangen hängt außer von der gewünschten Gestaltung der Scheitelkurve (die bei der Gooch-Steuerung überhaupt nicht geändert wird, wenn bei gekreuzten Stangen die Exzenter nach Größe und Richtung entsprechend gewählt werden, vgl. Fig. 350 und 351), und den Platzverhältnissen besonders von der Auslegungsrichtung des Steuer-

hebels ab, die zur Vermeidung von Irrtümern der beabsichtigten Fahr- richtung entsprechen muß. Die Lage des Zylinders am Rahmen und die Anordnung des Schieberkastens am Zylinder macht fast stets eine schräge Lage der Steuerungsmittellinie nötig, Fig. 356—358, so daß die Exzenter der Kurbel um $90^\circ + \delta - \alpha$ bzw. $90^\circ + \delta + \alpha$ voreilen müssen, wenn α = Neigungswinkel der Mittellinie gegen die Wagerechte. Die Anordnung des Schieberkastens auf dem Zylinder wird durch die Heusinger-Waldegg-Steuerung in ungezwungener Weise ermöglicht, während bei den drei anderen Steuerungen die Einschaltung eines Übersetzungshebels nach Fig. 357 erforderlich wird, eine Bauart, die namentlich in Amerika weit verbreitet ist. Die Einwirkung dieses Hebels auf die Dampfverteilung wird weiter unten besprochen.

Die im Entwurf gewählten Maßverhältnisse werden zweckmäßig an großen Holzmodellen auf ihre Wirkung praktisch untersucht, da sich aus noch zu erwähnenden Gründen bedeutende Unterschiede zwischen der im Entwurf angenommenen und der in der Ausführung erreichten Dampfverteilung herausstellen. Die am Holzmodell festgestellten Ergebnisse werden in Zahlentafeln eingetragen, die für beide Kolbenseiten und für Vorwärts- und Rückwärtsgang Füllung, Kompression, lineares Voreilen, größte Kanaleröffnung und Spiel des Kulissensteines bei verschiedenen Einstellungen der Steuerung angeben.

b) Dampfverteilung mit Füllungsausgleich. In den Fig. 369 und 370 sind die parabelförmigen Scheitelkurven gekreuzter und offener Stangen in Diagrammen nach Müller-Reuleaux und Zeuner dargestellt, wobei in derselben Weise, wie auf S. 71 für die Flachreglersteuerungen angegeben, vorzugehen ist. Aus Fig. 370 geht hervor, daß bei der Stephenson-Steuerung mit offenen Stangen bei kleinen Füllungen die Voreinströmung sehr früh beginnt. Da dadurch eine nachteilige Gegendampfwirkung ausgeübt wird, so werden die Verhältnisse häufig so gewählt, daß in den Endlagen der Kulisse das Voröffnen verschwindet. In Fig. 369 ergibt sich bei der kleineren Füllung Ex'' ein geringeres Voröffnen als bei der größeren Füllung Ex' .

Die Dampfverteilung kann — wie schon erwähnt — durch Aufhängung der Kulisse an dem der begünstigten Fahr- richtung entsprechenden Endpunkt oder auch durch unsymmetrische Anordnung verbessert werden. Wird z. B. der Voreilwinkel für Vorwärtsgang bei der Stephenson-Steuerung mit offenen Stangen vergrößert, so nimmt die Scheitelkurve eine schräge Lage an, und das Voreilen wird günstiger für den Vorwärtsgang bei starker Verschlechterung der Verhältnisse für den Rückwärtsgang.

Eine Untersuchung der Dampfverteilung für beide Zylinderseiten zeigt, daß die auf S. 29 angegebenen Mittel zur Herbeiführung des Füllungsausgleiches auch hier anzuwenden sind, wie schon aus dem Umstand gefolgert werden kann, daß die Wirkung der beiden Exzenter durch nur ein Exzenter ersetzt, die Steuerung also auf den gewöhnlichen Muschelschieberantrieb zurückgeführt werden kann. Zu genanntem Zweck kann der Schieber nach Fig. 22 unsymmetrisch eingestellt werden, eine Maßnahme, die besonders bei Schiffsmaschinen zur Anwendung gelangt, bei den mit kleineren Füllungen arbeitenden Lokomotiven je-

veränderliche Füllung. Günstigere Wirkung wird nach S. 36 erzielt, wenn bei innerer Einströmung am Schieber oder Bewegungsumkehr durch einen Hebel nach Fig. 357 die Exzenterstangen kurz ausgeführt

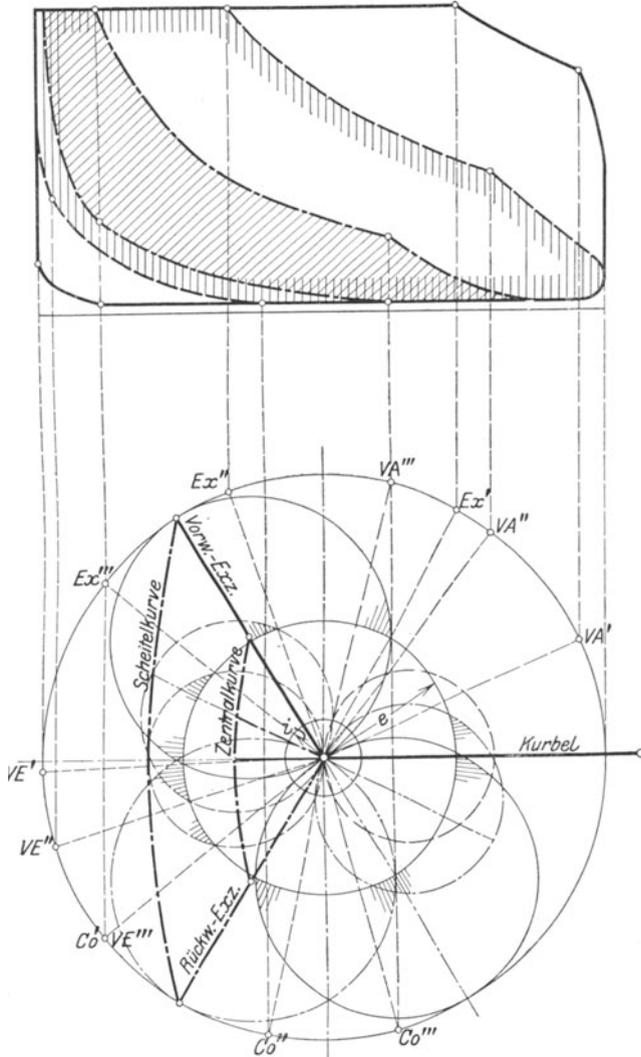


Fig. 370.

werden oder nach Fig. 30 die Schieberbewegungsrichtung am Wellenmittelpunkt vorbei geht.

Die Dampfverteilung kann weiterhin dadurch ausgeglichen werden, daß die Gestaltung und Aufhängung verschieden von den bis jetzt besprochenen Formen ausgeführt wird. In Fig. 371 weist die punktierte

Stephenson-Kulisse eine geringere Krümmung auf, so daß bei der Senkung der Schieber um x nach der Deckelseite hin verschoben wird. Damit werden gerade die größeren Füllungen ausgeglichen ohne Beeinflussung der kleineren Füllungen durch verschlechterte Eröffnungen. Bei gegenläufiger Schieberbewegung im Falle innerer Einströmung oder Einschaltung eines Umkehrhebels ist die Kulisse stärker zu krümmen, so daß der Schieber nach der Kurbelseite hin geschoben wird.

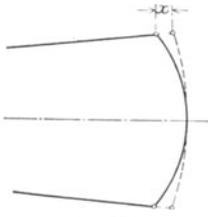


Fig. 371.

Ähnliche Wirkung wird erzielt, wenn die Kulisse in einem neben ihrer Mitte gelegenen Punkt P' geführt wird, Fig. 372a, wobei allerdings besonders starkes „Springen“ des Steines, s. w. u., entsteht. In den Null-Lagen verhält sich eine derart geführte Kulisse genau so wie bei der Aufhängung im Punkt P , das lineare Voreilen wird nicht geändert und die kleinen Füllungen bleiben unbeeinflußt. Fig.

372b zeigt die Kulissenlage nach 90° Kurbeldrehung; sowohl in den Lagen $II' II'$, als auch in $I' I'$ ist der Kulissenstein und damit der Schieber um x zur Deckelseite hin verschoben. Ist die Schieberbewegungsrichtung gegenläufig, so ist der Angriff der Exzenterstange an der Kulisse nach Fig. 373 anzuordnen.

c) Einfluß des Federspiels und Springen des Steines. Die Dampfverteilung erfährt eine starke Beeinträchtigung durch das Feder-

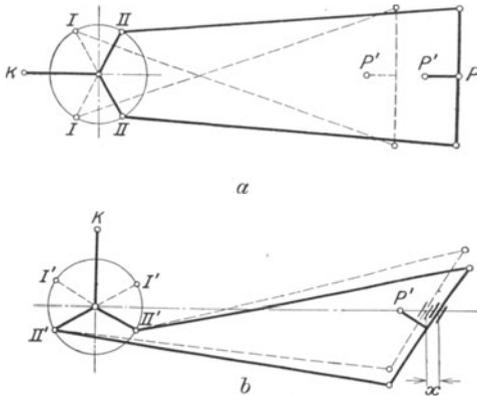


Fig. 372 a—b.

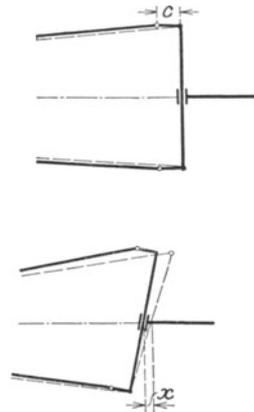
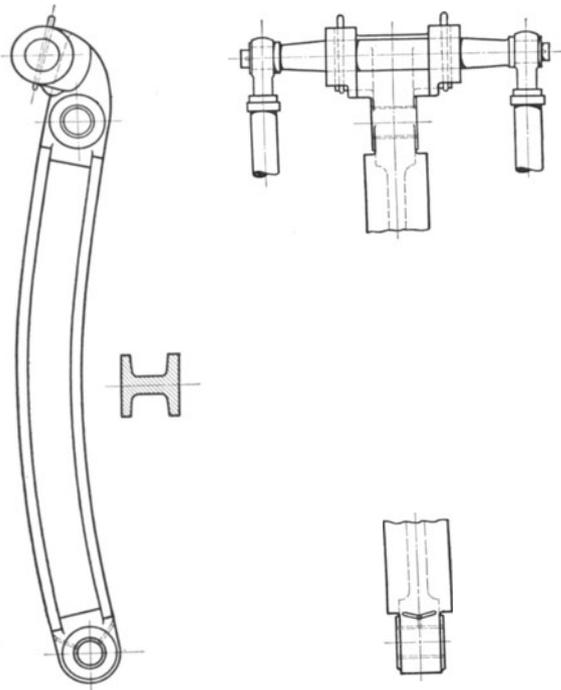
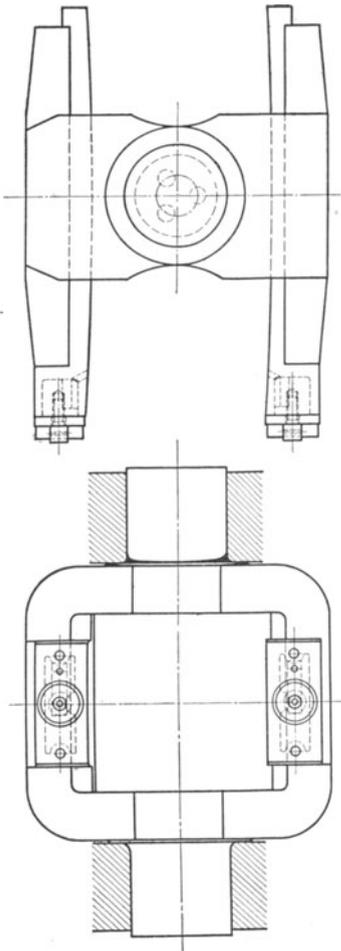


Fig. 373.

spiel der Lokomotive, da die Exzenter auf der in senkrechter Richtung unbeweglichen Achse aufgekeilt, die übrigen Teile der Steuerung an dem federnden Rahmen der Lokomotive befestigt sind. Wird angenommen, daß jeder Punkt des Rahmens senkrechte Bewegungen von gleich großem Betrag macht, so bleiben Kulisse, Stein und Schieberstange in relativer Ruhelage zueinander. Werden jedoch die Endpunkte v und r der Kulisse, Fig. 343, in der Senkrechten verschoben, so müssen sie sich auf Kreisbogen um die Festpunkte E_v und E_r bewegen, wodurch

die Kulisse eine schräge Lage einnehmen muß und den Schieber verstellt. Die Stephenson-Steuerung wird durch das Federspiel am wenigstens beeinflußt, da die von E_v und E_r mit den großen Exzenterstangenzugängen geschlagenen Kreisbögen bei wagerechter Mittellinie nur geringe Abweichungen von den durch v und r gelegten Senkrechten zeigen. Auch in den Null-Lagen der Gooch- und Allan-Kulisse bleibt das Federspiel ohne Einfluß, nimmt aber mit der Auslegung der Steuerung zu und zwar stärker bei Gooch als bei Allan. Besonders günstig verhält sich infolge der wagerecht liegenden Exzenterstange die Heusinger-Waldegg-Steuerung. Bei geneigter Mittellinie nimmt die Un-

Fig. 374¹⁾.Fig. 375¹⁾.

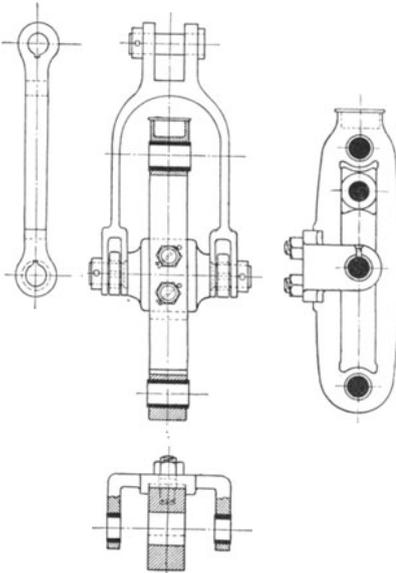
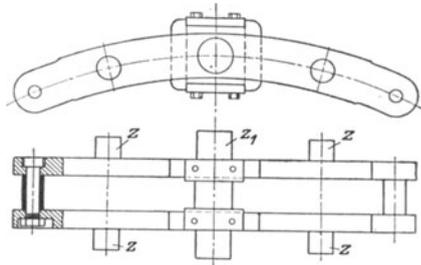
regelmäßigkeit der Schieberbewegung zu, da die von E_v und E_r durch v und r gelegten Kreisbögen nunmehr um größere Beträge von den Senkrechten abweichen.

Das „Springen“ des Steines in der Kulisse verschlechtert ebenfalls die Dampfverteilung und verursacht außerdem stärkere Abnutzung

¹⁾ Ausführung der Deutschen Maschinenfabrik A.-G. Duisburg. Maßstab 1 : 6 und 1 : 20.

und damit toten Gang. In Fig. 343 wird z. B. schon in Null-Lage der Steuerung der Stein springen, da der Aufhängepunkt einen Kreisbogen beschreibt, während der Kulissenstein gerade geführt wird. Da die Kulissen sich schief stellen und zwar um so mehr, je kürzer sie wird, so führt jeder Punkt der Kulisse neben der zunächst als wagerecht angenommenen Bewegung auch senkrechte Bewegungen aus, die um so größer werden, je weiter die Punkte von Kulissenmitte entfernt sind. Die beschriebenen Kurven haben ∞ - oder \circ -förmige Gestalt. Das Springen läßt sich durch die bei der Besprechung der verschiedenen

Steuerungen behandelte Lagerung und Bemessung der Aufwerfhebel, der sich die Ausführung nähern soll, verringern. Als weitere Mittel sind lange Kulissen und Hängestangen anzuführen. Je länger die Kulisse, um so geringer die Schiefstellung, um so größer jedoch der Verstellungsweg, was bei unmittelbarer Verstellung der Kulisse bzw. des Steines bei häufig umzusteuern

Fig. 376¹⁾.Fig. 377²⁾.

Maschinen zu beachten ist. Lange Hängestangen vermindern die Pfeilhöhe des von ihrem Angriffspunkt beschriebenen Kreisbogens, so daß die Kulissen- oder Stein-Bewegung mehr wagerecht geführt wird. Die Hängestangen der Gooch-Steuerung sollen nach Fig. 349 ihre Drehpunkte auf derselben Seite von der Steuerungsmittellinie haben.

d) Ausführung. In den Fig. 374—378 sind verschiedene Ausführungsformen der Kulisse wiedergegeben. Die Klotz-Kulisse nach Fig. 374 ist am einfachsten herzustellen. Der Stein wird durch einen die Kulisse umfassenden Bügel ersetzt, dessen Ausbildung Fig. 375 zeigt. Die Anpassung des Bügels an die gekrümmte Kulissenform wird durch genau passende Rotgußbacken erreicht, die durch Zwischenlagen von Blechstreifen nachgestellt werden können. Der einfachen Herstellung steht der Nachteil gegenüber, daß ebenso wie bei der Schlitzkulisse nach

¹⁾ Schlitzkulisse für eine Allan-Steuerung nach dem Normalien der Preuß. Staatsbahnen. Maßstab 1 : 12,5.

²⁾ Kulisse einer Schiffsmaschine. Maßstab 1 : 50.

Fig. 376 die Kulissenlänge nicht voll ausgenutzt werden kann. Da die Klotzkulissen das Öl abschleudern und der Staub sich an ihnen leicht festsetzt, so sind sie für Lokomotivsteuerungen weniger brauchbar. Die Länge der Taschenkulissen nach Fig. 377 und 378 kann infolge der außerhalb liegenden Exzenterangriffspunkte vollständig benutzt werden. Die beiden durch Abstandshülsen miteinander verbundenen Seitenwangen, Fig. 377, sind aus einem Stück mit den Zapfen z und z_1 , an denen Exzenterstangen und Hängeschiene angreifen, hergestellt.

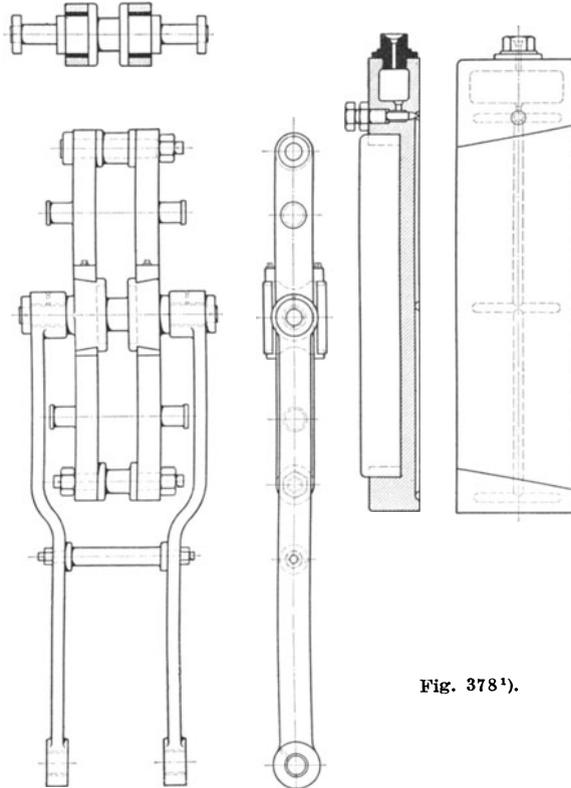
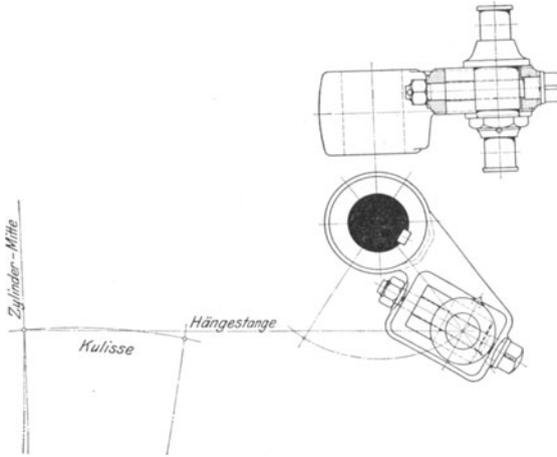
Fig. 378¹⁾.

Fig. 378 zeigt die Ausführung des Kulissensteines, in den die Gleitbacken keilförmig eingelegt sind.

Zentrierte Kräftewirkung läßt sich bei den Steuerungen von Stephenson, Gooch und Allan in einfacher Weise nicht ermöglichen. Die in verschiedenen Ebenen liegenden Exzenter umfassen die Kulisse mit Gabelköpfen. Diese sind entweder einseitig auszuführen, oder es sind die Stangen zu kröpfen. Exzenter- und Schieberstange, Kulisse, Pendel und Mitnehmen der Heusinger-Waldegg-Steuerung sind womöglich in derselben Ebene anzuordnen.

¹⁾ Ausführung der Deutschen Maschinenfabrik-A. G. Duisburg. Maßstab 1 : 25 und 1 : 5.

Schiffsmaschinen werden meist mit der Stephenson-Steuerung ausgerüstet, wobei die Kulissen sämtlicher Zylinder von einer Umsteuerungswelle verstellt werden. Um die Hochdruckfüllung unabhängig von den Füllungen in den anderen Zylindern ändern zu können, wird nach Fig. 379 vielfach die Hängestange mit einer Mutter verbunden, die durch Verschraubung in dem Schlitz des die Hängestange mit der Umsteuerungswelle verbindenden Hebels bewegt werden kann. Da bei Rückwärtsgang stets größte Füllung einzustellen ist, ist der Schlitz schräg gelegt. Dieser steht bei Auslegung der Steuerung auf Rückwärtsgang annähernd senkrecht zur Hängestange, so daß hier die Stellung

Fig. 379¹⁾.

der Gleitmutter ohne Einfluß bleibt, während für Vorwärtsgang die Richtung der Hängestange und des Führungsschlitzes einen spitzen Winkel miteinander einschließen und die Kulisse durch die Mutter wirksam verstellt werden kann.

Die Anordnung von Gegengewichten nach Fig. 356 erleichtert dem Maschinisten die Einwirkung auf die Steuerung. Bei der Allan-Steuerung ist dieser Ausgleich der Gewichte von selbst gegeben, Fig. 358. Infolge der gleichzeitigen Bewegung von Stein und Kulisse ist bei dieser Steuerung der Verstellungsweg am kleinsten.

Das die Kulisse verstellende Steuerhändel wird zur Aufnahme der Rückwirkung der Steuerung und für Erkennung der eingestellten Füllung in die Kerben eines Steuerbogens eingeklinkt. Die Einkerbung des Bogens, die sich meist auf Zehntel des Kolbenweges bezieht, wird nach Ausrichtung der Steuerung vorgenommen. Soll z. B. die Kerbe für 10 v. H. Füllung ermittelt werden, so ist das Kurbelgestänge in eine diesem Kolbenweg entsprechende Stellung zu bringen und das Steuerhändel so lange zu verschieben, bis der Kanal vom Schieber geschlossen wird.

¹⁾ Ausführung der Werft Blohm & Voß. Hamburg. Maßstab 1 : 20.

Bei größeren Maschinen wird der Steuerhebel durch Schraube und Handrad verstellt. Fig. 380 zeigt die Bauart einer derartigen Einrichtung für eine Verbundlokomotive. Die beiden Spindeln für die Hoch- und Niederdrucksteuerungen sind getrennt ausgeführt. Das Handrad kann mit jeder Spindel allein als auch mit beiden gleichzeitig gekuppelt werden,

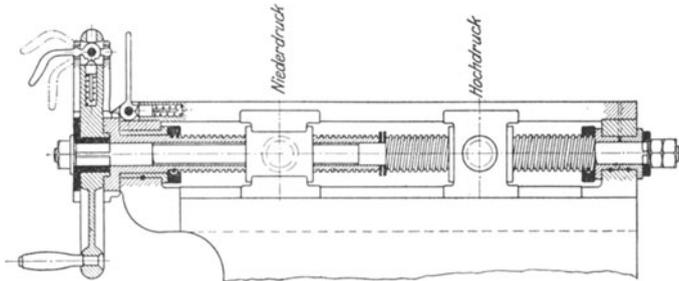


Fig. 380.

so daß in diesem letzteren Falle Hoch- und Niederdruck-Füllung voneinander abhängig sind.

Die Steuerungen sehr großer Maschinen werden durch besondere Hilfsmaschinen verstellt; bei Schiffsmaschinen gelangen fast allgemein die Brownschen Umsteuerungsmaschinen mit hydraulischem Sperrzylinder zur Anwendung.

4. Die Lenker-Umsteuerungen ¹⁾.

a) Bauarten. Die allgemeine Polargleichung der Zeunerschen Schieberkreise lautet:

$$\xi = A \cdot \cos \omega \pm B \cdot \sin \omega,$$

worin ξ die Entfernung des Schiebers aus der Mittellage angibt, wenn die Kurbel um den Winkel ω aus der Totlage herausgegangen ist. A und B sind die vom Schieberkreis auf der X - und Y -Achse abgeschnittenen Strecken von konstanter Größe, Fig. 381. Es ist $r = \sqrt{A^2 + B^2}$ und der Voreilwinkel δ folgt aus der Gleichung $\operatorname{tg} \delta = \frac{A}{B}$.

Auf S. 23 war als Polargleichung angegeben: $\xi = r \cdot \sin(\delta + \omega)$. Diese Gleichung kann auch in der Form

$$\xi = (r \cdot \sin \delta) \cos \omega + (r \cdot \cos \delta) \cdot \sin \omega$$

geschrieben werden. Da nach Fig. 381 $A = r \cdot \sin \delta$, $B = r \cdot \cos \delta$ ist, so haben beide Polargleichungen gleiche Form.

Wird $\xi = \xi_1 + \xi_2$ und $\xi_1 = A \cdot \cos \omega$, $\xi_2 = B \cdot \sin \omega$ gesetzt, so lassen sich nach Fig. 381 diese Gleichungen ebenfalls wieder durch zwei Kreise darstellen, die symmetrisch zur X - und Y -Achse liegen. Die Ordinaten der Mittelpunkte M' und M'' dieser Kreise haben die Größe:

$$x_1 = \frac{A}{2}, y = 0 \text{ für den Kosinuskreis, } x = 0, y_1 = \frac{B}{2} \text{ für den Sinuskreis.}$$

x_1 und y_2 sind die Ordinaten des Mittelpunktes des ursprünglichen

¹⁾ Berling, Z. d. Ver. deutsch. Ing. 1898. S. 377 ff.

Schieberkreises, der mit den Einzelkreisen den Nullpunkt, sowie die Schnittpunkte mit den Koordinatenachsen gemeinsam hat. Für die Totlage der Kurbel wird $\omega = 0$, und es kommt hierfür nur der Kosinuskreis

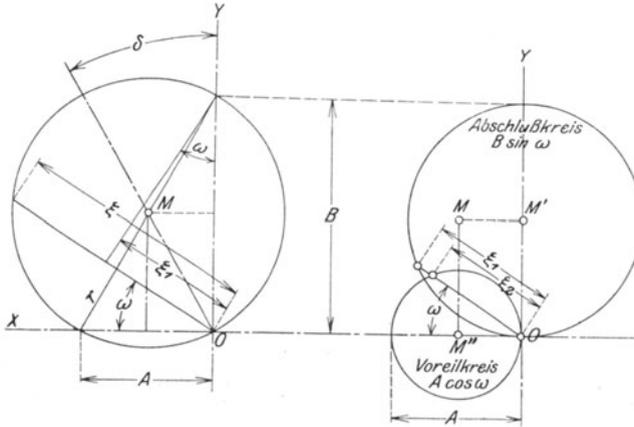


Fig. 381.

in Betracht, von dem sonach das lineare Voreilen abhängt. Der Sinuskreis bestimmt die Füllung. Entsprechend werden beide Kreise als Voreil- und Abschluß-Kreis bezeichnet.

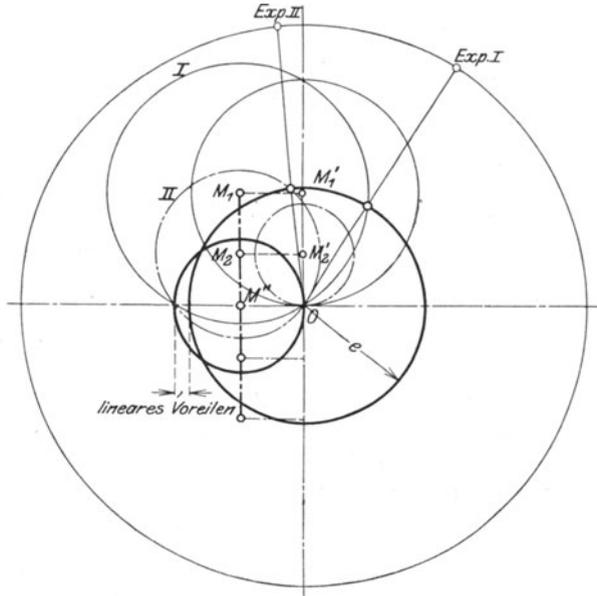


Fig. 382.

Jede Exzenterbewegung kann nach Vorstehendem durch zwei aufeinander senkrecht stehende Exzenter von der Größe A und B er-

zeugt werden. Soll das lineare Voreilen konstant sein, so muß der Voreilkreis unveränderliche Lage haben, Änderung der Füllung wird durch Änderung des Abschlußkreisdurchmessers erreicht. Soll die Maschine rückwärts laufen, so ist der Abschlußkreis auf die negative Seite der X-Achse zu verlegen.

Fig. 382 zeigt den Zusammenhang zwischen den Schieberkreisen nach Fig. 381. M'' ist der Mittelpunkt des unveränderlichen Voreilkreises, M_2' und M_1' sind die Mittelpunkte verschiedener Abschlußkreise. Vereinigung beider ergibt die aus M_2 und M_1 geschlagenen Kreise, deren Schnittpunkte mit dem e -Kreis die Dampfverteilung angeben.

Statt der Ausföhrung zweier Exzenter kann die Schieberbewegung auch von einem einzigen Exzenter oder von der Kurbel abgenommen

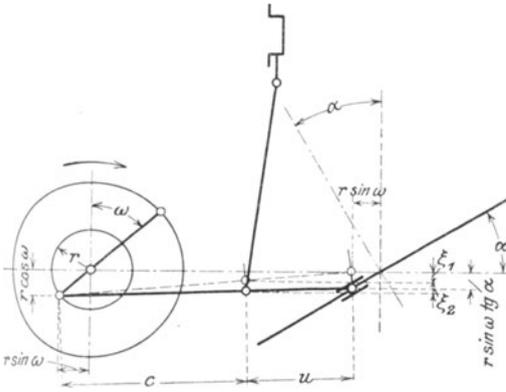


Fig. 383.

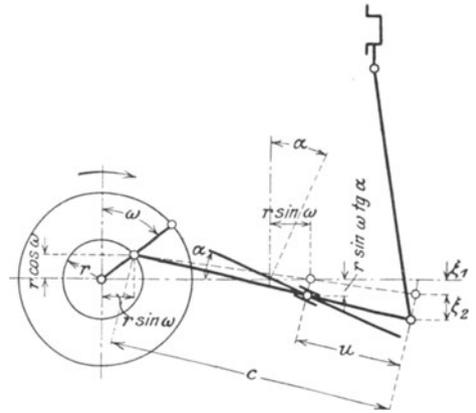


Fig. 384.

werden, indem die zueinander senkrechten Bewegungskomponenten in einem den Schieber steuernden Punkt vereinigt werden, wobei die Seitenbewegung, die das Abschlußexzenter darstellt, für die Einstellung von Füllung und Gangrichtung veränderlich sein muß.

Der fast ausschließlichen Verwendung der Lenker-Umsteuerungen im Schiffsmaschinenbau entsprechend, wird in den folgenden Figuren senkrechte Lage der Schieberstange angenommen. Demgemäß ist das auf liegende Maschinen sich beziehende Diagramm nach Fig. 382 um 90° zu drehen; der Durchmesser des Voreilkreises liegt senkrecht.

In den Fig. 383 und 384 sind schematisch zwei Anordnungen der Hackworth-Steuerungen wiedergegeben. Ein Punkt der Exzenterstange wird auf einer geradlinigen Bahn von veränderlicher Neigung geführt und so die wagerechten Abschlußbewegungen des Exzentermittelpunktes in senkrechte umgewandelt. Die senkrechten Bewegungen des Exzenters werden, dem Voreilkreis entsprechend, unmittelbar auf den Schieber übertragen, und zwar sie allein, wenn die Führung wagerecht liegt. Da das Voreilexzenter der Kurbel um 90° voreilen soll, so muß bei der Anordnung nach Hackworth-Bremme, Fig. 383 — Führung des Endpunktes der Exzenterstange auf einer Ge-

raden —, das Exzenter der Kurbel diametral gegenüber aufgekeilt werden. Bei der Steuerung nach Hackworth-Klug, Fig. 384 — Führung eines Zwischenpunktes und Abnahme der Schieberbewegung vom Endpunkt — sind wegen der Bewegungsumkehr gegenüber Fig. 383 Exzenter und Kurbel gleichgerichtet.

In Fig. 383—384 hat das Exzenter, nachdem die Kurbel sich um den Winkel ω aus der Totlage entfernt hat, den Abstand $r \cdot \cos \omega$ von seiner Mittellage. Dieser senkrechte Ausschlag wird bei der Anordnung nach Fig. 383 im Verhältnis $\frac{u}{c+u}$, in Fig. 384 um $\frac{u}{c-u}$ verkleinert auf den Schieber übertragen. Er wird $\xi_1 = r \cdot \cos \omega \cdot \frac{u}{c \pm u}$.

In den Fig. 385 und 386 ist die Entstehung des ideellen Exzenters gezeigt, das eine senkrechte Lage einnimmt, wenn das ausgeführte

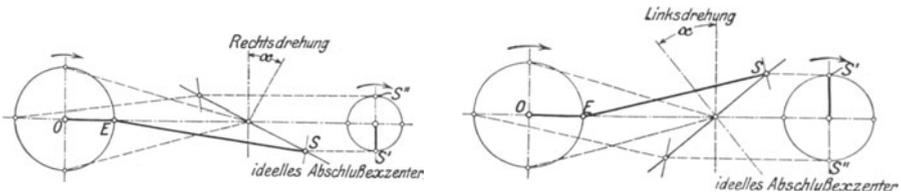


Fig. 385—386.

Exzenter wagerecht gerichtet ist. Wird die Gleitbahn um den Winkel α nach rechts gedreht, so eilt das ideelle Abschlußexzenter dem erzeugenden Exzenter OE um 90° vor, während bei Linksdrehung letzteres voreilt. Für äußeren Dampfeintritt am Schieber muß der Voreilwinkel des Abschlußkreises gleich Null sein, dieser also der Kurbel um 90° voreilen. Demgemäß muß bei der Hackworth-Bremme-Steuerung nach Fig. 383 das Abschlußexzenter dem unter 180° aufgekeilten Voreil-exzenter um 90° folgen, also nach Fig. 386 durch eine Linksdrehung der Führungsbahn erzeugt werden, während bei der Steuerung nach Hackworth-Klug, Fig. 384, das Abschlußexzenter durch eine Rechtsdrehung der Bahn hervorzubringen ist.

Bei Verdrehung der Gleitbahn um den Winkel α folgt aus dem wagerechten Ausschlag $r \cdot \sin \omega$ des Exzenters eine senkrechte Bewegung $r \cdot \sin \omega \cdot \operatorname{tg} \alpha$, die im Verhältnis $\frac{c}{c \pm u}$ auf den Schieber über-

tragen wird. Es wird: $\xi_2 = r \cdot \sin \omega \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{c}{c \pm u}$. Nach dem Vorher-

gehenden ist $\xi_1 = r \cdot \cos \omega \cdot \frac{u}{c \pm u}$, sonach

$$\xi = \xi_1 + \xi_2 = r \cdot \frac{u}{c \pm u} \cdot \cos \omega \pm r \cdot \frac{c}{c \pm u} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \omega,$$

$$A = r \cdot \frac{u}{c \pm u}; \quad B = \pm r \cdot \frac{c}{c \pm u} \cdot \operatorname{tg} \alpha; \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{B}{A} \cdot \frac{u}{c};$$

$$\text{Schieberweg } 2r = 2 \sqrt{A^2 + B^2}.$$

Für inneren Dampfeintritt am Schieber müssen Voreilkreis und Abschlußkreis um 180° versetzt werden, damit das resultierende Exzenter seiner Stellung bei äußerer Dampfeinströmung diametral gegenüberliegt. Es wird dies ohne weiteres erreicht, wenn das ausgeführte Exzenter entgegengesetzte Lage in Fig. 383 und 384 erhält. Beide Anordnungen, sowohl Hackworth-Bremme als Hackworth-Klug, sind sonach für inneren Dampfeintritt brauchbar.

In den Fig. 387 und 388 ist schematisch die Joy-Steuerung dargestellt, die ohne jedes Exzenter arbeitet, indem die Schieberbewegung von der Pleuelstange abgeleitet wird. Das Exzenter wird also durch

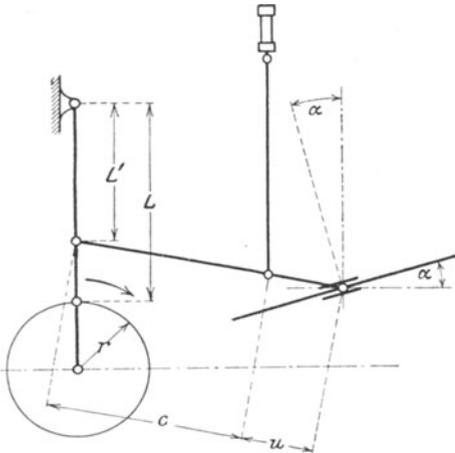


Fig. 387.

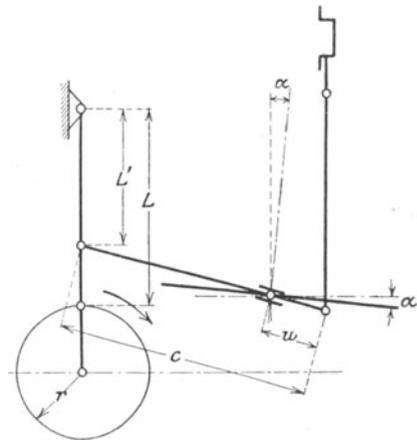


Fig. 388.

die Kurbel ersetzt, so daß die Exzenterichtung unveränderlich festliegt und nicht für innere oder äußere Einströmung geändert werden kann. Demgemäß ist die Joy-Bremme-Steuerung, Fig. 387, nur für inneren, Joy-Klug, Fig. 388, nur für äußeren Eintritt anwendbar¹⁾. Die Gleichung für den Schieberweg wird in gleicher Weise wie bei den Hackworth-Steuerungen ermittelt, nur daß bei der Bauart Joy die wagerechten Ausschläge des Kurbelzapfens im Verhältnis $\frac{L'}{L}$ verkleinert werden.

Es folgt:

$$\xi = r \cdot \frac{u}{c \pm u} \cdot \cos \omega \pm r \cdot \frac{L'}{L} \cdot \frac{c}{c \pm u} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \omega;$$

$$A = r \cdot \frac{u}{c \pm u}; \quad B = r \cdot \frac{c}{c \pm u} \cdot \frac{L'}{L} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Dampfverteilung und Füllungsausgleich. In Fig. 389 sind das Exzenter *A* des Voreilkreises und die veränderlichen Exzenter *B*, *B'* des Abschlußkreises in derselben Weise wie in Fig. 361 zu resultieren-

¹⁾ Es ist dies leicht auf Grund der Regel festzustellen, daß bei äußerer Einströmung der Schieber dieselbe Bewegungsrichtung haben muß wie der aus der Totlage herausgehende Kolben. Umgekehrt bei innerer Einströmung.

den Exzenterstangen vereinigt, deren Endpunkte — wie schon aus Fig. 382 ersichtlich — auf einer Geraden liegen. Den Fig. 369 und 370 entsprechend kann die Dampfverteilung ermittelt werden, die jedoch durch die verhältnismäßig kurze Exzenterstange erheblich beeinflusst wird. Im Falle unendlicher Exzenterstangenlänge würden in Fig. 390 die geführten Punkte in den Exzenterstellungen von der senkrechten Mittellinie um die Strecken r entfernt sein, während in Wirklichkeit die Abstände $r + f$ und $r - f$ betragen. f ist das „Fehlerglied“, durch das der Gleitklotz bei Rechtsdrehung der Führungsbahn um den Winkel α in den den Exzenterstellungen entsprechenden Endstellungen um $f \cdot \operatorname{tg} \alpha$ nach unten hin, bei Linksdrehung um den gleichen Betrag nach oben hin geschoben wird. Um den Einfluß der endlichen Pleuelstangenlänge und bei stehenden Maschinen den der Triebwerksgewichte auszugleichen, muß die Füllung auf der Kurbelseite vergrößert werden; hierzu ist bei

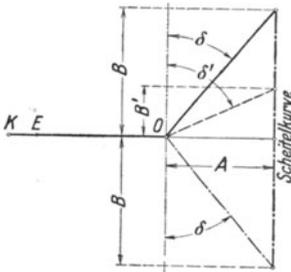


Fig. 389.

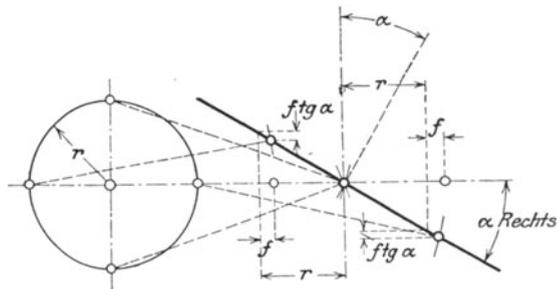


Fig. 390.

äußerer Einströmung eine Verstellung des Schiebers nach der Deckelseite, bei innerer Einströmung nach der Kurbelseite hin nötig. Bei der Linksdrehung wird in Fig. 390 der Schieber um $f \cdot \operatorname{tg} \alpha$ angehoben, so daß die durch diese Linksdrehung bestimmte Drehrichtung bei Anwendung eines mit äußerer Einströmung arbeitenden Schiebers als Vorwärtsgang zu wählen ist; umgekehrt bei innerer Einströmung. Der Rückwärtsgang wird dadurch verschlechtert.

Der Schieber der Joy-Steuerung wird durch das Fehlerglied f um $f \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{c}{c \pm u}$ aus seiner Mittellage verdrängt; mit dem Winkel α nimmt diese Verschiebung ab. Soll α klein gehalten werden, so muß L' in der bestimmten Größe $B = r \cdot \frac{c}{c \pm u} \cdot \frac{L'}{L} \cdot \operatorname{tg} \alpha$ vergrößert werden.

Die Fehlerwirkung wird also in der wünschenswerten Weise verringert, wenn die Exzenterstange möglichst nahe am Kurbelzapfen mit der Pleuelstange verbunden wird.

Das von der endlichen Exzenterstangenlänge herrührende Fehlerglied kann bei der Joy-Steuerung nahezu ausgeschaltet werden, wenn die Exzenterstange nach Fig. 391 unter Vermittlung eines Ellipsen-Lenkens von der Pleuelstange angetrieben wird. Endpunkt E bleibt bei einer geradlinigen Bewegung des Angriffspunktes P_1 in seiner Lage. Damit die Dampfverteilung durch die endliche Länge des Lenkers $z z_1$ nicht

beeinflußt wird, sind Lenkerlänge und Aufhängepunkt z so zu wählen, daß die Bahn des Punktes z_1 möglichst wenig von der Wagerechten abweicht. Für den Schieberweg ergibt sich:

$$\xi = r \cdot \frac{p}{q} \cdot \frac{u}{c \pm u} \cdot \cos \omega \pm r \cdot \frac{c}{c \pm u} \cdot \frac{L'}{L} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \omega.$$

$$A = r \cdot \frac{p}{q} \cdot \frac{u}{c \pm u}; \quad B = r \cdot \frac{c}{c \pm u} \cdot \frac{L'}{L} \cdot \operatorname{tg} \alpha.$$

Die Dampfverteilung der Steuerungen nach Fig. 383 und 384 wird verbessert, wenn der geführte Punkt der Exzenterstange sich statt geradlinig auf einem Bogen bewegt. In diesem Falle verstellt der Maschinist,

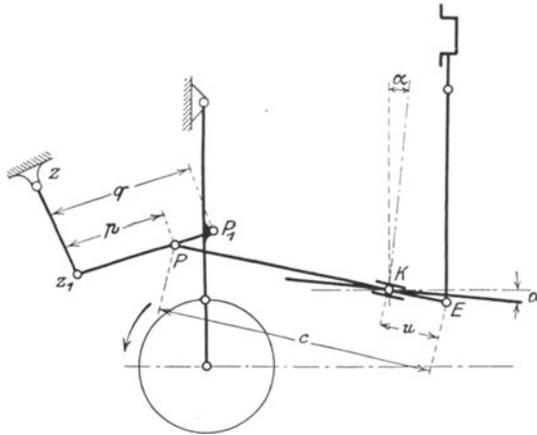


Fig. 391.

um Füllung und Gangrichtung zu ändern, den Aufhängepunkt einer Schwinde, an deren Endpunkt die Exzenterstange angelenkt ist. Die Fig. 392 und 393 zeigen sowohl die geradlinige als auch die bogenförmige Gleitbahn. Hat sich die Kurbel um 90° oder 270° aus der Totlage herausgedreht, so nimmt der geführte Punkt die Endstellung ein, die bei der Führung auf dem Bogen unten um f_1 , oben um f_2 höher liegt als bei geradliniger Gleitbahn. Bei einer Zunahme des Neigungswinkels α der Führungsbahn um $d\alpha$ wird $d f_2 > d f_1$. Die bogenförmige Führung gestattet besonders günstigen Ausgleich der Dampfverteilung.

Für den Vorwärtsgang der Hackworth-Bremse-Steuerung nach Fig. 383 wurde bei äußerer Einströmung am Schieber Linksdrehung der Gleitbahn empfohlen, bei welcher der Stein um $f \cdot \operatorname{tg} \alpha$, der Schieber um einen geringeren Betrag $f \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \frac{c}{c + u}$ nach der Deckelseite verschoben wurde. Dieser Betrag wird nach Fig. 393 vergrößert, wenn die Geradföhrung durch eine Schwinde ersetzt wird, so daß nunmehr die Verstellung des Schiebers Füllungsausgleich herbeiführen kann. Auch der Rückwärtsgang wird verbessert, da sich für diesen die Fehler aus den endlichen Längen von Exzenterstange und Schwinde subtrahieren. Die

Senkung des Schiebers um $f \cdot \operatorname{tg} \alpha \frac{c}{c + u}$ bei Rechtsdrehung der Gleitbahn wird bei kurzer Schwinge aufgehoben, und es kann auch bei Rückwärtsgang der Schieber nach der Deckelseite hin geschoben sein.

Umgekehrt liegen die Verhältnisse bei der Klugschen Steuerung. Die Fehler werden in ihrer Einwirkung auf die Schieberlage infolge der Übersetzung $\frac{c}{c - u}$ vergrößert. Zweckmäßig wird hier die durch die Rechtsdrehung der Gleitbahn herbeigeführte Drehrichtung als Vorwärtsgang gewählt, so daß die Unterschiede zwischen den aus den Stangen-

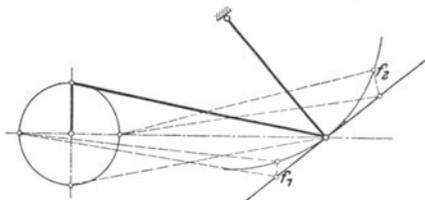


Fig. 392.

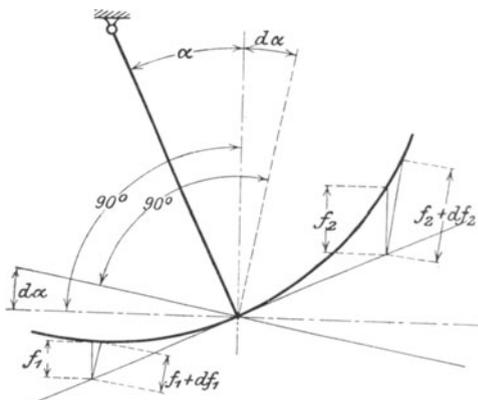


Fig. 393.

längen entstehenden Fehlern zum Ausgleich der Dampfverteilung benutzt werden. Für den Rückwärtsgang addieren sich die Fehler, so daß sich für diesen eine verschlechterte Dampfverteilung ergibt. Die Joy-Steuerung verhält sich ähnlich wie die Klug-Steuerung, nur daß bei ihr infolge der stärkeren Fehlerwirkungen, durch die Bewegungsableitung von der Pleuelstange bedingt, die Dampfverteilung des Rückwärtsganges noch ungünstiger wird. Letztere wird durch Anordnung eines Ellipsenlenkers erheblich verbessert.

Soll der Fehler aus der endlichen Schwingenlänge für Schieber mit innerer Einströmung auf die Dampfverteilung verbessernd einwirken, so müßte der Aufhängepunkt der Schwinge auf die andere Seite der Exzenterstange verlegt werden, eine Anordnung, die sich bei stehenden Maschinen mit Rücksicht auf die Platzverhältnisse schwer durchführen läßt, während bei liegenden Maschinen die Dampfverteilung namentlich der Klug-Steuerung ungünstig beeinflußt würde.

Die Wirkung kurzer Schieberstangen ist ebenfalls zu beachten. In den senkrechten Totlagen des Exzenters kommt die ganze Stangenlänge L zur Geltung, nach Drehungen des Exzenters um 90° hat bei einem Ausschlag der Stange um den Winkel α die senkrechte Projektion derselben nur die Größe $L \cdot \cos \alpha$, so daß der Schieber um $L(1 - \cos \alpha)$ herabgezogen wird. Im Falle äußerer Einströmung wird dadurch der durch die endliche Pleuelstangenlänge verursachte Fehler vergrößert, bei innerem

Dampfeintritt verkleinert. Im letzteren Fall wird sich sonach unter Umständen empfehlen, die Schieberstange kurz zu halten, wie auf S. 36 und S. 279 schon angegeben. Mit innerer Einstromung läßt sich gute Dampfverteilung erreichen, wenn entweder die unterhalb der Schieberstange liegende Schwinge durch eine Kulisse ersetzt wird, die nach einem Radius gleich günstigster Schwingenlänge gekrümmt ist (Ausführung der Schiffswerft Schichau), oder in die äußere Steuerung ein Umkehrhebel eingeschaltet wird. Letzterer hebt die Wirkung der inneren Einstromung in Bezug auf die Bewegungsverhältnisse der äußeren Steuerung auf.

b) Entwurf und Untersuchung am Schema. Zunächst wird das Schieberdiagramm nach Müller oder Zeuner, Fig. 394 und 395,

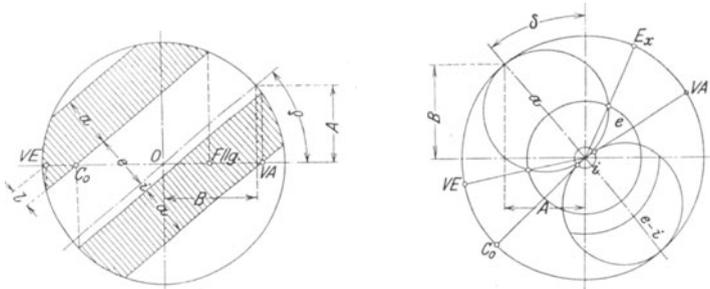


Fig. 394—395.

entworfen und hierbei von der größten Füllung ausgegangen. Kompression und Vorausströmung werden so gewählt, daß für die Füllungen, mit denen die Maschine voraussichtlich am meisten arbeiten wird, günstige Verhältnisse folgen. Mit der Wahl des linearen Voreilens ist, da dieses konstant, auch die kleinste Füllung bestimmt. Es soll die größte resultierende Exzentrizität $R > e + a$ sein, damit bei kleineren Füllungen die Einlaßkanäle noch genügend geöffnet werden. Infolge des Füllungsausgleiches wird der Kanal der Deckelseite überhaupt weniger freigelegt.

Aus den Diagrammen werden in der ersichtlichen Weise die Konstanten A und B der Zeunerschen Schiebergleichung erhalten. Für die Steuerungen von Bremme (+ u), Klug (— u) und Joy ($\frac{p}{g}$ und $\frac{L'}{L}$) wird:

$$A = r \cdot \frac{u}{c \pm u} \left(\frac{p}{q} \right) \text{ und } B = \pm r \cdot \frac{c}{c \pm u} \cdot \text{tg } \alpha \left(\frac{L'}{L} \right).$$

Die Größe c ist durch den Abstand des Schieberstangenmittels von der Zylinderachse gegeben, der mit Rücksicht auf die Größe des schädlichen Raumes tunlichst zu verringern ist. Nach Berling ist ungefähr $\frac{u}{c} = \frac{2}{3}$ für Bremme, $\frac{u}{c} = \frac{1}{3}$ für Klug. Die wirklich auszuführende

Exzentrizität bestimmt sich zu $r = \frac{c \pm u}{u} \cdot A$ (=Voreilexcenter A , Fig.

389, multipliziert mit dem Hebelarmverhältnis). Der (halbe) Verdrehungswinkel der Gleitbahn folgt aus:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{B}{A} \cdot \frac{u}{c} \cdot \left(\frac{L}{L'} \cdot \frac{p}{q} \right).$$

Winkel α soll etwa $18\text{--}30^\circ$ betragen und für die Joy-Steuerung bei tief liegendem Angriffspunkt der Exzenterstange noch kleiner sein. Große Werte für α ergeben stumpfe Winkel zwischen Schwinde und Exzenterstange und damit große Kräftewirkungen. Mit kleineren Werten von α wird die Steuerung zu empfindlich, da schon bei kleinen Verstellwegen die Füllung stark verändert wird.

Für die genauere Bestimmung der Abmessungen wird das Ausprobieren am Modell oder die Untersuchung am Schema erforderlich.

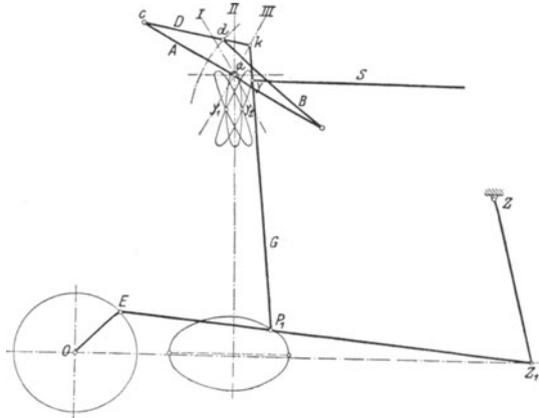


Fig. 396.

Die Fehlerwirkungen, durch welche die Dampfverteilung ausgeglichen werden soll, sind unter Voraussetzung reichlicher Schieberstangenlänge von der Größe r der Exzentrizität und der Länge s der Schwinde abhängig. Bei der Bre m me-Steuerung werden die Fehlerwirkungen für den Ausgleich addiert: Hier wird sonach bei großer Exzentrizität r auch eine längere Schwinde gewählt, um die Verstellung des Schiebers nach oben hin in dem gewünschten Maße zu erhalten. Umgekehrt wird bei Klug der großen Exzentrizität eine kleinere Schwinde Länge entsprechen, da hier nur der Unterschied der Fehler einwirkt und der Fehler aus der endlichen Schwinde Länge bestimmend ist. Nach Berling ist bei Bre m me $\frac{r}{s} = \frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{4,5}$, bei Klug $\frac{r}{s} = \frac{1}{4,5}$ bis $\frac{1}{5}$.

Fig. 396 zeigt schematisch die Steuerung von Brown, die in ihren wesentlichen Zügen mit der Joy-Steuerung übereinstimmt, aber älter als diese ist. Die Schieberbewegung wird von dem eine ellipsenartige Kurve beschreibenden Punkt P_1 der Pleuelstange oder, wie in Fig. 396, von einer am Endpunkt z geführten Exzenterstange abgeleitet. Der Schieber wird vom Punkt y der Stange G gesteuert, deren Endpunkt k mittelst eines Konchoidenlenkers gerade geführt wird.

Schiene A , die um a gedreht wird, ist gelenkig mit der Stange B verbunden. Diese ist bei d an die Stange D angelenkt, die sich in der Hülse c verschiebt. Punkt k bewegt sich in Senkrechten zur verstellbaren Schiene A . Den drei Bahnen I , II und III von k entsprechen die drei eingezeichneten Kurven des Gelenkes y für kleinste und für größte Füllung bei Vor- und Rückwärtsgang.

In den schematischen Darstellungen, Fig. 397—399, sind die vom Ableitungspunkt der Klu g - und Joy-Steuerung beschriebenen Kurven

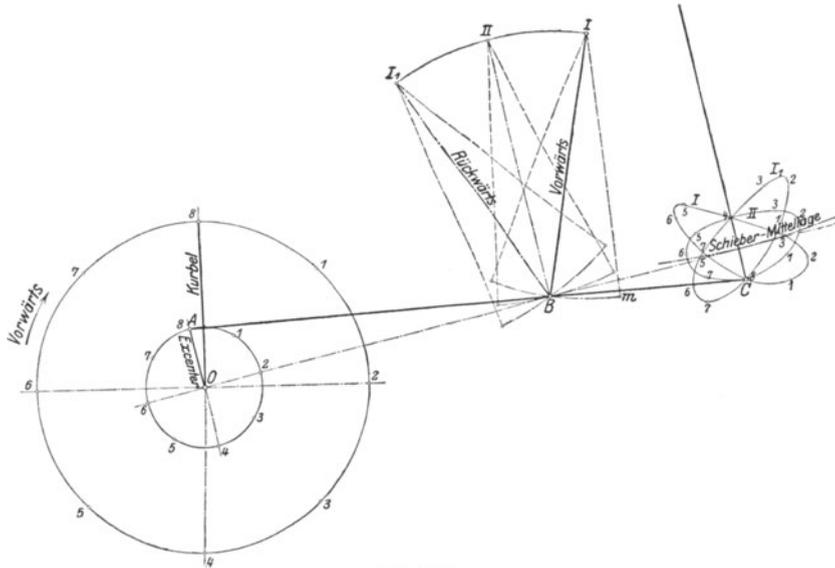


Fig. 397.

wiedergegeben. In Fig. 397 sind von den Teilpunkten des Exzenterkreises nach den ihnen entsprechenden Lagen des Punktes B auf den Kreisbogen um I , II , III Verbindungslinien gezogen, die, von B aus um BC verlängert, in ihren Endpunkten die Kurven I , I_1 und II für Nullfüllung, sowie für größte Füllung bei Vor- und Rückwärtsgang ergeben. Da in Fig. 397 die Mittellinie der Steuerung gegen die Wagerechte geneigt ist, so fallen die Richtungen von Kurbel und Exzenter nicht zusammen; letzteres muß bei Kurbeltotlage senkrecht zur Mittellinie stehen.

In Fig. 398 ist eine Joy-Steuerung für inneren Dampfeintritt, in Fig. 399 für äußere Einströmung dargestellt. In sämtlichen Figuren haben die Kurven zwei Punkte miteinander gemeinsam. Die bezüglichen Stellungen nimmt die Steuerung in den beiden Kurbeltotlagen ein, unveränderlichem Voreilen entsprechend. Diese Bedingung wird erfüllt, wenn der Umsteuerhebel, an dem die Schwinde aufgehängt ist, gleiche Länge wie die letztere aufweist, so daß in den Kurbeltotlagen der Umsteuerhebel gedreht werden kann, ohne daß eine Bewegung des Schiebers erfolgt. Die Mittelpunkte der Umsteuerwelle und der Auf-

deckungen in die Ellipse die Kanaleröffnungen folgen. Fig. 401 zeigt die Schieberellipse einer Joy-Steuerung mit zwei Kurven für den Vorwärtsgang und einer für den Rückwärtsgang. Die inneren Überdeckungen i_k und i_d sind negativ, so daß beide Kolbenseiten in der Nähe der Kurbel-

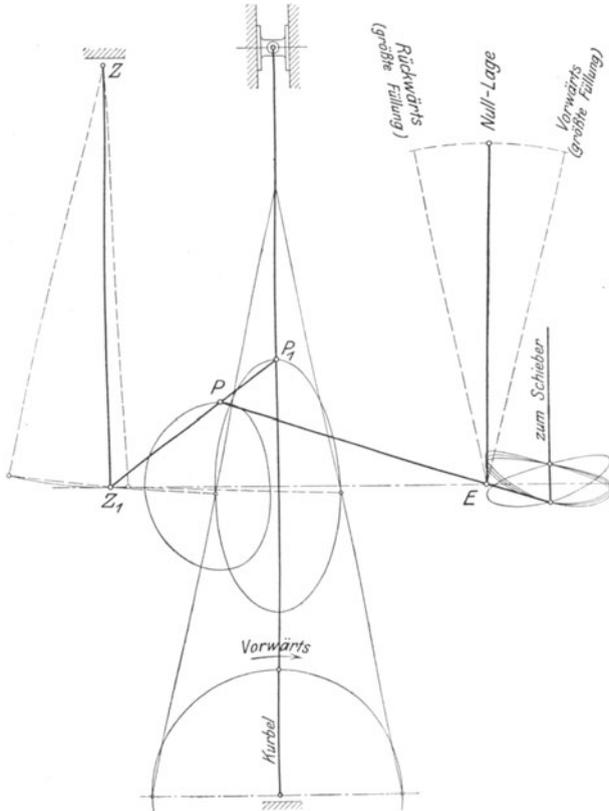


Fig. 399.

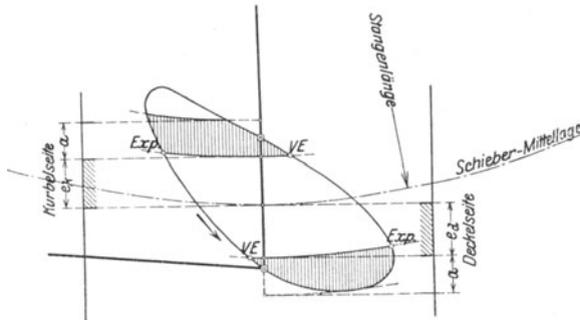


Fig. 400.

zeigen einzelne Ausführungen von Lenkersteuerungen in ihrer Anwendung auf Schiffsmaschinen, Fördermaschinen und Lokomotiven.

In Fig. 403 ist zwecks Verringerung des schädlichen Raumes der Schieberspiegel so nahe an den Zylinder gerückt, daß der Abstand von Zylindermitte bis Schieberstangenmitte kleiner als die kurz gehaltene Exzenterstange ist und die Schieberstange gekröpft werden mußte. Da

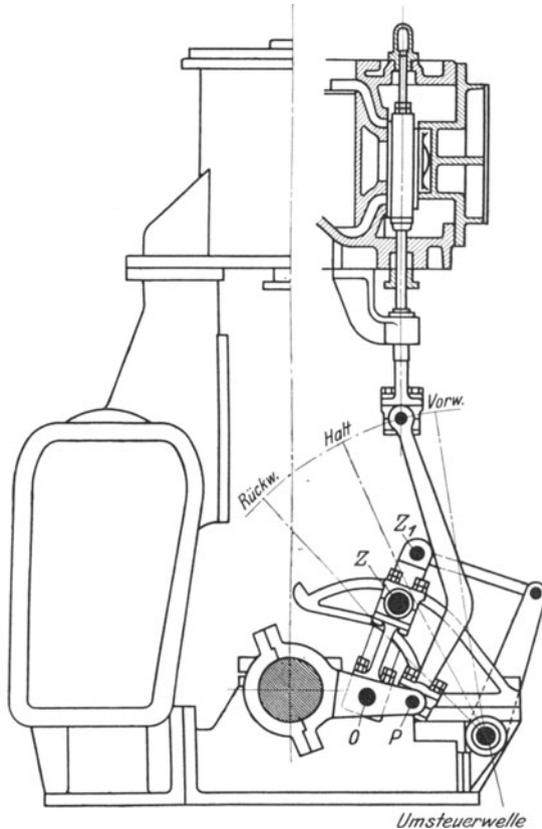


Fig. 403¹⁾.

infolge dieser Anordnung die Füllungen des Rückwärtsganges so weit verkleinert werden, daß die Maschine nicht anspringen kann, so muß der Schieber entsprechend eingestellt werden. Der Umsteuerhebel wird auf dem Steuerbock geführt. Die Zapfen z und z_1 fallen nicht zusammen, das lineare Voreilen ist also nicht konstant.

Das Triebwerk schwingt in der Ebene senkrecht zur Umsteuerwelle, die infolgedessen nicht durchgeführt werden kann. Fig. 406 zeigt

¹⁾ Ausführung der Werft Frerichs & Co. in Osterholz-Scharmbeck. Maßstab 1 : 15.

zeigen einzelne Ausführungen von Lenkersteuerungen in ihrer Anwendung auf Schiffsmaschinen, Fördermaschinen und Lokomotiven.

In Fig. 403 ist zwecks Verringerung des schädlichen Raumes der Schieberspiegel so nahe an den Zylinder gerückt, daß der Abstand von Zylindermitte bis Schieberstangenmitte kleiner als die kurz gehaltene Exzenterstange ist und die Schieberstange gekröpft werden mußte. Da

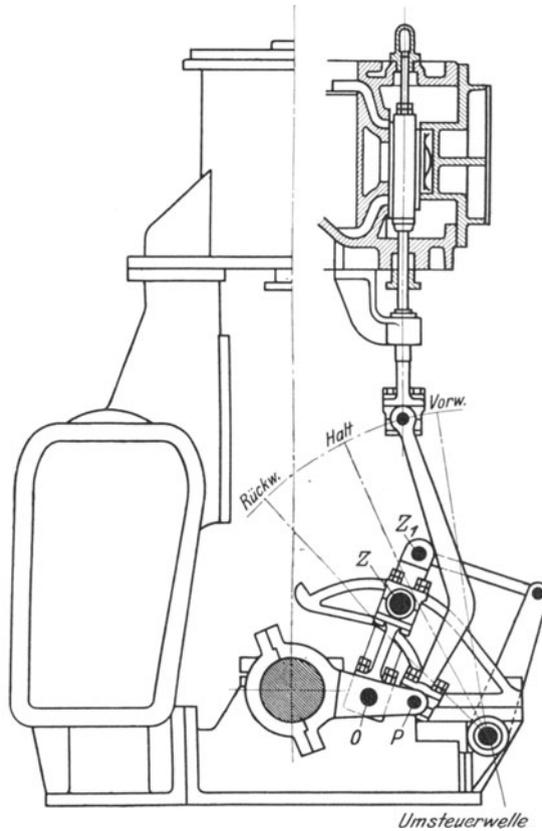


Fig. 403¹⁾.

infolge dieser Anordnung die Füllungen des Rückwärtsganges so weit verkleinert werden, daß die Maschine nicht anspringen kann, so muß der Schieber entsprechend eingestellt werden. Der Umsteuerhebel wird auf dem Steuerbock geführt. Die Zapfen z und z_1 fallen nicht zusammen, das lineare Voreilen ist also nicht konstant.

Das Triebwerk schwingt in der Ebene senkrecht zur Umsteuerwelle, die infolgedessen nicht durchgeführt werden kann. Fig. 406 zeigt

¹⁾ Ausführung der Werft Frerichs & Co. in Osterholz-Scharmbeck. Maßstab 1 : 15.

die Ausbildung des mit der Steuerwelle aus einem Stück bestehenden zur Joy-Steuerung nach Fig. 405 gehörigen Umsteuerhebels. Durchführung der Steuerwelle gestattet die in Fig. 407 dargestellte Anordnung von Radovanovic, deren Ausführungsform mit geradliniger Führung

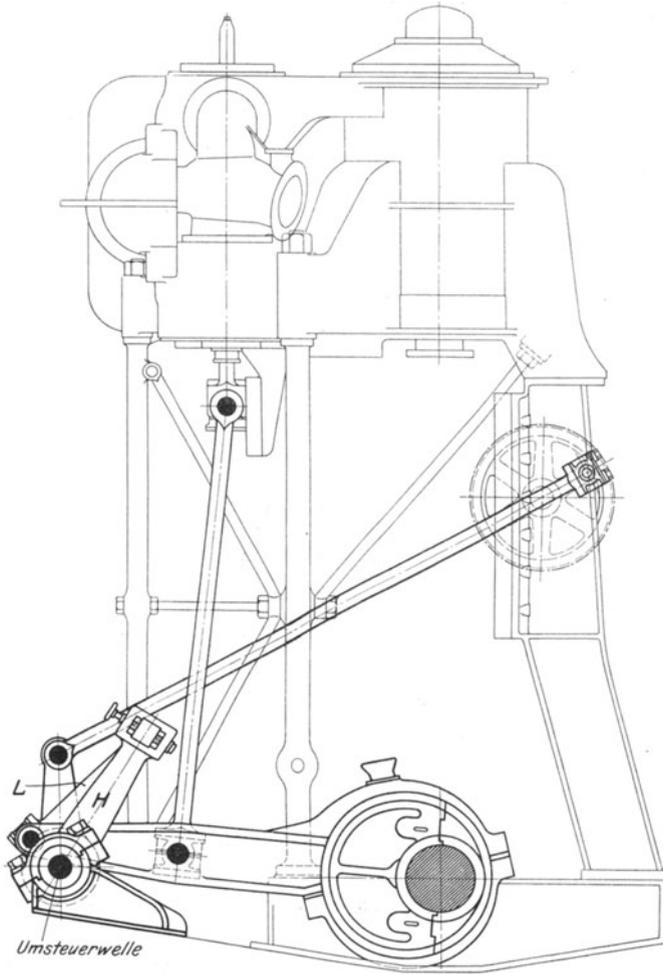
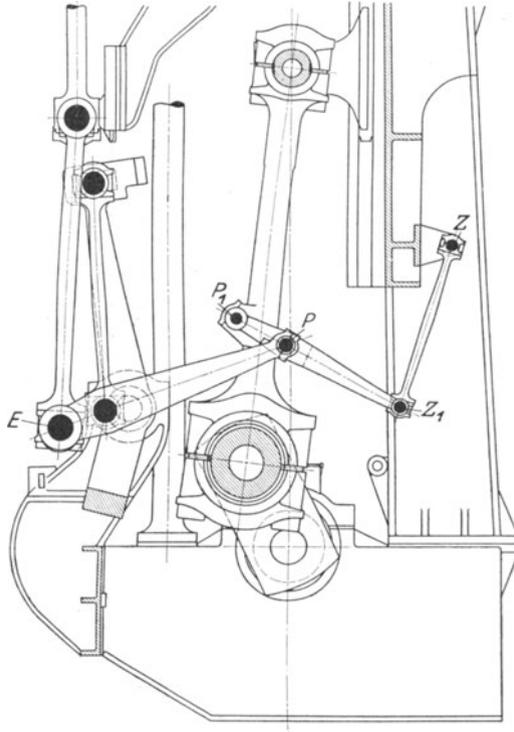


Fig. 404¹⁾.

mit der zwangläufigen Ventilsteuerung, Fig. 276 auf S. 202, übereinstimmt. Der auf der Steuerwelle O aufgekeilte Umsteuerhebel H trägt einen Querhebel H_1 , dessen Endpunkte durch die Lenker L_1 und L_2 mit der Exzenterstange verbunden sind. Diese Lenker haben dieselbe Länge wie der Hebel H ; die Exzenterstange wird sonach in derselben Weise

¹⁾ Ausführung der Germania-Werft Kiel. Maßstab 1 : 40.

geführt, als ob der Mittelpunkt der kreisförmigen Aussparung um den verlegbaren Mittelpunkt der Traverse H_1 schwinde. Da sowohl Einlaß- als Auslaßventil von demselben Triebwerk gesteuert werden, so müssen die Stangen bei Kurbelotlage senkrecht stehen. Die Einlaßventilstange wird auf Druck beansprucht, übermäßige Ventilhuben werden durch Schwingdaumen vermieden. Das Schema einer ähnlichen Steuerung, bei der die Angriffspunkte der Ventilstangen im Gegensatz zu Fig. 407

Fig. 405¹⁾.

senkrecht übereinander liegen, gibt Fig. 408 wieder. Die Voröffnung auch des Auslaßventils beträgt nur 1 mm.

In Fig. 409—410 sind die Schränkungswinkel σ_{\max} und σ_{\min} für die Kulissen- und Lenker-Ausschlagwinkel α_1 und α_2 , also für bogenförmige und geradlinige Führung des Exzenterstangenpunktes, angegeben.

Die Entfernung von Wellenmitte bis Führungspunkt ist mit a bezeichnet. Der Weg des geführten Punktes ergibt sich durch Ziehen von zwei Kreisbögen von Wellenmitte aus mit $(a - r)$ und $(a + r)$ als Radius.

Senkrechte, vom Wellenmittelpunkt auf die Richtungslinien der

¹⁾ Nach der Baumeister-Arbeit von Berling, Kiel. Maßstab 1 : 40.

beiden äußersten Kulissenlagen *II* und *II II* gefällt, schneiden in Fig. 409 auf dem Umfang des Exzenterkreises die in Betracht kommenden Exzenterlagen *I' I''* und *II' II''* für größte und kleinste Schränkung ein.

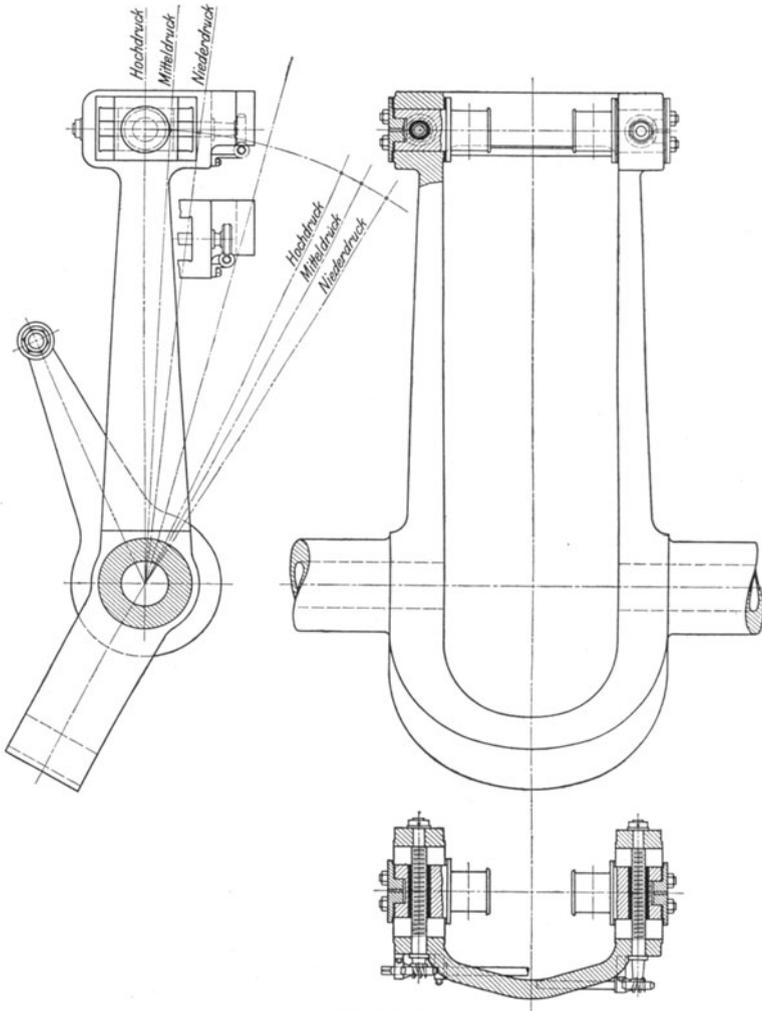


Fig. 406¹⁾.

In Fig. 410 werden zu gleichem Zweck Linien gezogen, die den Wellenmittelpunkt mit den äußersten Stellungen *I* und *II* des Aufhängepunktes des Lenkers verbinden.

Wie die Darstellungen zeigen, verhält sich die Steuerung mit Kulisse bedeutend günstiger als die mit Lenker.

¹⁾ Zu Fig. 405 gehörend. Maßstab 1 : 20.

Auch die in Fig. 276 dargestellte Bauart kommt bei entsprechender Exzenteraufkeilung und Stangenrichtung für Fördermaschinen in Betracht; für größere Leistungen — wie bei Schiffsmaschinen — gelangt sie wegen der starken Reibung am Scheibenumfang nicht zur Ausführung.

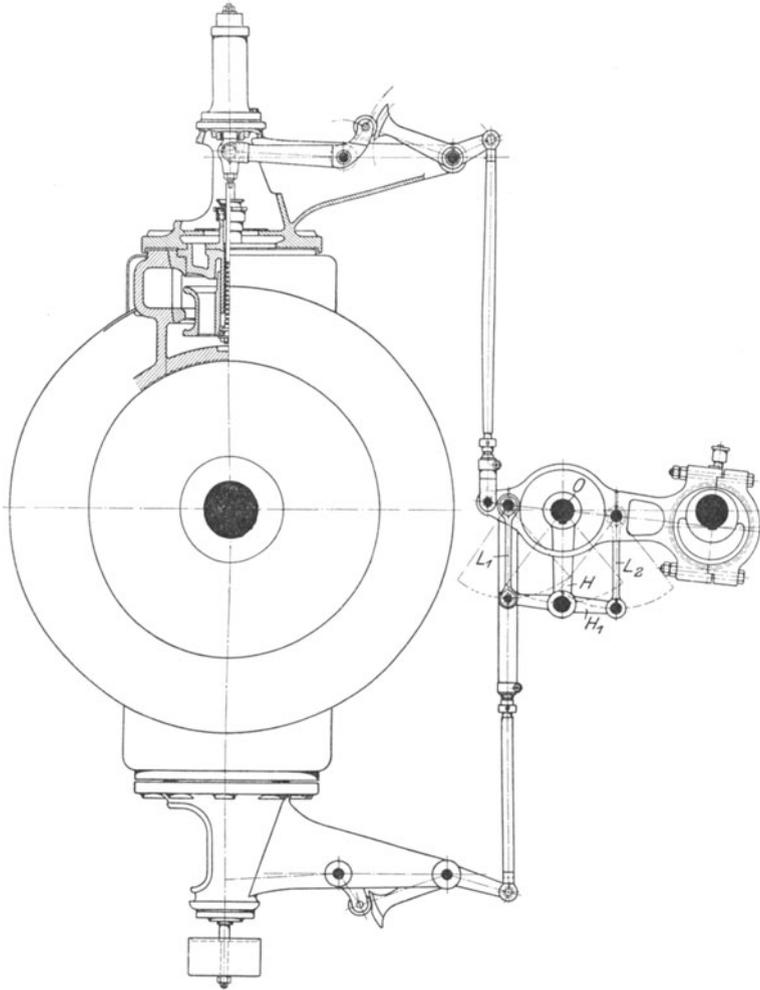


Fig. 407¹⁾.

Anwendung auf Lokomotiven finden nur die Steuerungen nach Brown und Joy, von denen die letztere in Fig. 411 dargestellt ist. Die Schieberbewegung wird vom Punkte P des Ellipsenlenkers L abgenommen. Aus konstruktiven Gründen wird die Schubstange S nicht mittelst Lenker, sondern durch eine Kulissee geführt, die nach S. 293 mit der den vorteil-

¹⁾ Ausführung von Märky, Bromovsky & Schulz. Königgrätz. Maßstab 1:20.

haftesten Füllungsausgleich herbeiführenden Lenkerlänge als Radius gekrümmt ist.

Bei Schiffsmaschinen würde sich völlig symmetrische Anordnung der Steuerung ergeben, wenn sich die Schieberstangen sämtlicher Zylinder in derselben zur Hauptwelle parallelen Ebene bewegten, ihr Abstand von Zylindermitte gleich groß wäre. Damit ergäben sich jedoch für den im Durchmesser kleineren Hochdruckzylinder sehr lange Dampfkanäle und eine beträchtliche Vergrößerung des schädlichen Raumes. Da in

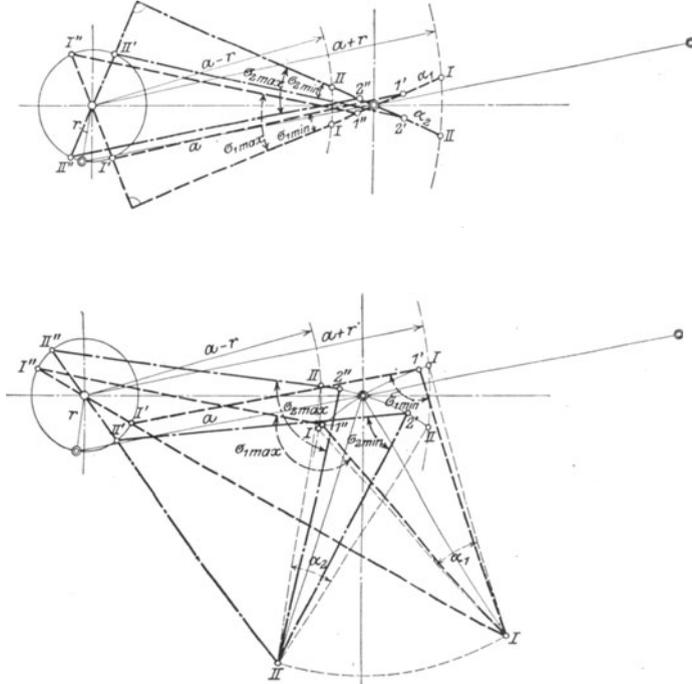


Fig. 409—410.

allen Fällen gleichartige Ausführung der Triebwerke in Hinsicht auf Aussehen, Herstellung, Anzahl der Ersatzteile und Verstellung von derselben Umsteuerwelle aus Bedingung ist, so wird der Hochdruckzylinder von einem Kolbenschieber mit innerer Einströmung gesteuert, so daß der Abstand zwischen den Mitten von Zylinder und Schieber um die Länge des in das äußere Gestänge eingeschalteten Umkehrhebels verkürzt wird. Größere Bewegungsfreiheit auch in Bezug auf den Mitteldruckzylinder wird durch die Anordnung nach Fig. 412 erhalten, die innere Einströmung an sämtlichen Schiebern vorsieht. Die Triebwerke für Hoch-, Mittel- und Niederdruckzylinder greifen an den Endpunkten z_h , z_m und z_n von Hebeln auf der durchgehenden Welle z an, die wieder mit Hebeln verschiedener Länge auf die Schieber arbeitet. Die Abstände zwischen den Mitten von Schieber und Zylinder können sonach für jede Maschine verschieden sein.

Die Ausführung nach Fig. 412 weist noch einen weiteren Vorzug auf, der durch die verschiedene Neigung der Schieberstangen bedingt wird.

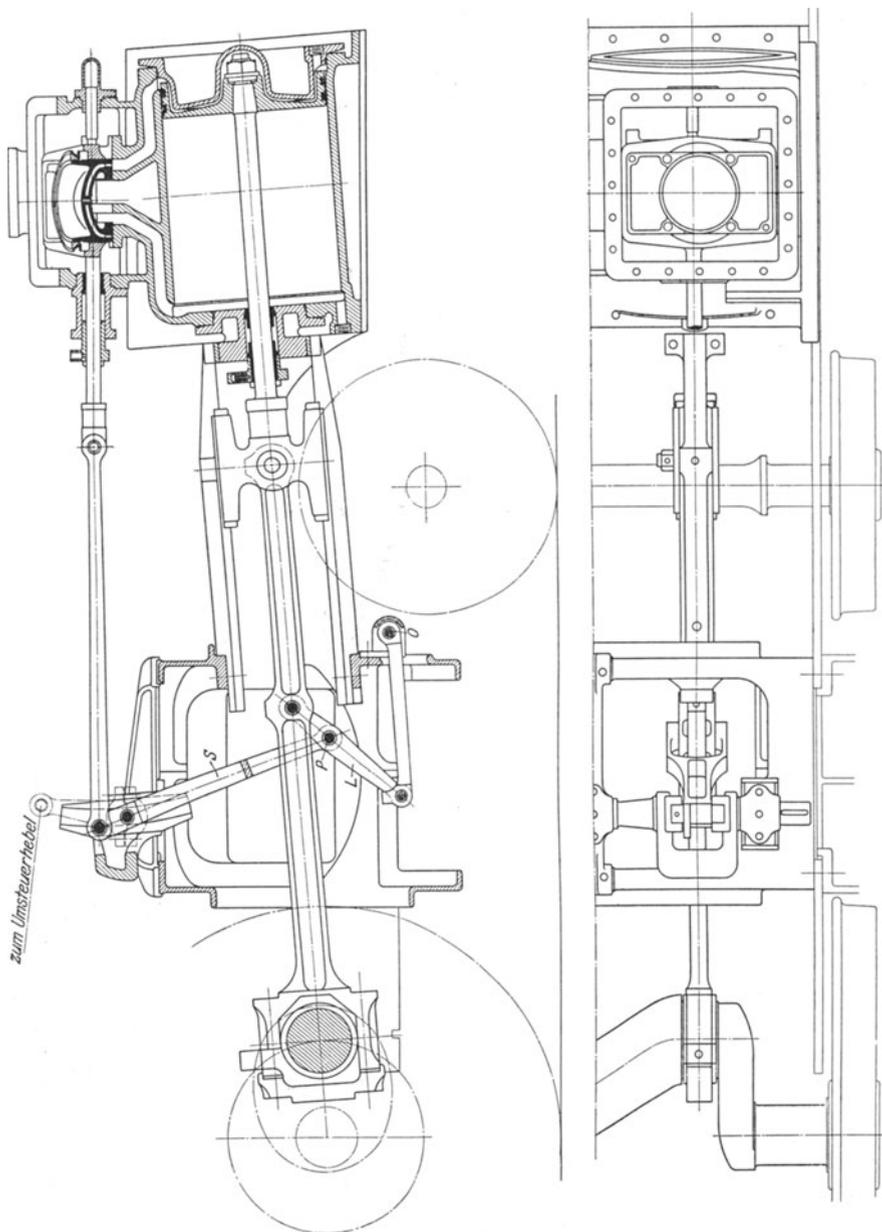


Fig. 411¹⁾.

¹⁾ Lokomotiv-Steuerung von A. Borsig. Berlin-Tegel. Maßstab 1 : 25.

Ein weiteres Mittel, die Füllungen bei gleichbleibendem Schieberhub verschieden voneinander einzustellen, besteht in Veränderung des Voreilwinkels. Wird das Exzenter nicht unter 0° oder 180° zur Kurbel aufgekeilt, sondern in Richtung des Vorwärtsganges versetzt, so wird die Füllung für den Vorwärtsgang verkleinert und umgekehrt vergrößert, wenn das Exzenter in Richtung des Rückwärtsganges verdreht wird.

In engeren Grenzen kann die Dampfverteilung einer jeden Maschine unabhängig von den anderen durch die in Fig. 406¹⁾ wiedergegebene Vorrichtung geändert werden. Die Zapfen, an denen die Schwinge aufgehängt ist, sitzen an seitlich zuverlässig geführten Gleitklötzen, die von Hand mittelst Gewinde und Schneckentrieb gleichzeitig in den Schlitz des Umsteuerhebels verschoben werden können. Fig. 404 und 412 lassen dieselbe Einstellung erkennen.

In Fig. 412 geben an: *b*: Stellung der Mitte des Umsteuerungshebels für größte Füllung vorwärts, bzw. rückwärts. *a*: Stellung des Steines in der Kulisse des Umsteuerungshebels für größere Füllung als *b*. *c*: dergl. für kleinere Füllung als *c*. *d*: kleinste Füllung vorwärts, erreicht durch Umlegen des Umsteuerungshebels. Letzterer wird sonach für „Stopp“ in geringem Maße auf Gegendampf eingestellt. Bei dieser Einstellung wird das resultierende Exzenter gegenüber der Lage *d* wieder etwas vergrößert und eilt der Kurbel um mehr als 180° vor. Bei sehr großer Voröffnung mit Gegendampfwirkung wird die Füllung verkleinert.

Im Vergleich zu der Stephenson-Steuerung, die für Schiffsmaschinen sehr bevorzugt ist, haben die Lenker-Steuerungen den Vorteil, daß die Kräfte in einer Ebene wirken und die Maschine infolge der Lage der Schieberkästen sich kürzer baut. Während bei den Kulissensteuerungen die Schieberkästen zwischen den Zylindern liegen müssen, sind bei den Lenkersteuerungen die Schieber so anzuordnen, daß die Verbindungslinie zwischen Mitte der Schieberstange und des Zylinders einen spitzen Winkel — wie bei Hackworth — oder einen rechten Winkel mit der Mittellinie der Hauptwelle einschließen. Die schmalste und kürzeste Maschine ergibt die Joy-Steuerung, die aber mehr noch als die Klug-Steuerung den Nachteil hat, daß kleine Änderungen der Schwingenlänge und Totgang im Gestänge vergrößert auf die Schieberbewegung übertragen werden. Die Lenkersteuerungen gelangen bei großen Maschinen nur vereinzelt zur Anwendung und sind hauptsächlich bei kleineren Maschinen in Gebrauch.

Die bei der Stephenson-Steuerung durch entgegengesetzte Aufkeilung der Exzenter leicht zu bewirkende Inneneinströmung an einem Zylinder bei Außeneinströmung an den anderen Zylindern läßt sich bei den Lenkersteuerungen nur durch Ersatz der Lenker durch gekrümmte Kulissen ermöglichen, da die Anordnung der Lenker in gleicher Ausführung für alle Zylinder die Dampfverteilung infolge der bei Inneneinströmung entgegengesetzt wirkenden Fehlerglieder stark verschlechtern würde.

¹⁾ Fig. 406 gibt im Grundriß zwei Lagen der die Gewindespindeln durch Schneckenantrieb verdrehenden Wellen an. Diese für die Steuerung der verschiedenen Zylinder abweichende Anordnung ergab sich aus räumlichen Rücksichten.

Ein Nachteil der Kulissen- und Lenkersteuerungen ist die gerade bei großen Füllungen eintretende Verkürzung der Vorausströmung, durch die der Verlauf der Gegendrucklinie verschlechtert wird. Trotz der günstigen Wirkung der bei größerer Füllung größeren Schiebergeschwindigkeit zeigt Fig. 413, daß unter Umständen die kleine Füllung bei bedeutend verringertem Dampfverbrauch ein Diagramm von gleicher Fläche wie die größere Füllung infolge der Verbesserung des Auspuffes durch die frühzeitigere Ausströmung ergibt. Die Folgen dieses Nachteils sind namentlich im Betriebe solcher Maschinen festzustellen, die der Maschinist mit der zum Anfahren nötigen Höchstfüllung arbeiten läßt und mit dem Drosselventil statt mit dem Steuerhebel reguliert.

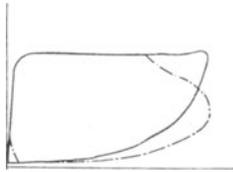


Fig. 413.

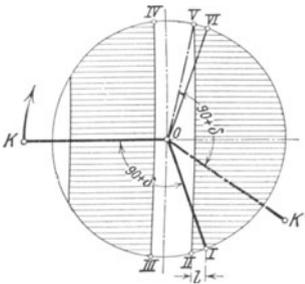


Fig. 414.

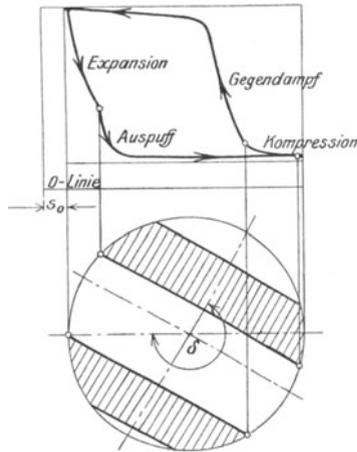


Fig. 415.

Mitunter werden die Umsteuerungen mit einer der auf S. 65 ff. behandelten Expansionsschiebersteuerungen vereinigt. Der Grundschieber wird von der Umsteuerung, der Expansionsschieber von einem der Kurbel um 180° voreilenden Exzenter angetrieben, so daß dessen Voreilung bei Vor- und Rückwärtsgang der Maschine dieselbe bleibt. Während der Fahrt bleibt die Kulisse dauernd in der Endlage, und die Füllung wird nur durch Verstellung des Expansionsschiebers mittelst besonderen Steuerhebels geändert. Vorausströmung und Kompression sind konstant. Ein Beispiel gibt die Figur zur Anmerkung auf S. 321.

In Fig. 414 und 415 ist die Dampfverteilung bei Einstellung der Umsteuerung auf Gegendampf dargestellt, wobei vorausgesetzt ist, daß bei vorwärtslaufender Maschine das Rückwärtsexzenter allein steuert, also der Kurbel um $270^\circ - \delta$ voreilt bzw. um $90^\circ + \delta$ nacheilt. In der Kurbelotlage OK ist der Einlaßkanal noch um das lineare Voreilen l geöffnet, während des Kurbelweges III tritt sonach Dampf ein, der auf den Kolben treibend wirkt. In der Exzenterstellung $OIII$ öffnet der Auslaßkanal und der Hubraum bleibt bis IV mit dem Aus-

puff verbunden. Der im Zylinder zurückbleibende Dampf von Auspuffspannung wird auf dem Kurbelwege IVV verdichtet. In V strömt der Gegendampf ein, die Kurbel steht hierbei in der Lage OK' .

In Fig. 415 ist über dem Müller-Reuleaux-Diagramm das Gegendampfdiagramm gezeichnet unter der Annahme, daß das lineare Voreilen $l = 0$ ist.

5. Die Steuerungen der Umkehr-Walzenzugmaschinen.

Da an die Umkehr-Walzenzugmaschinen in Bezug auf Sicherheit und Unempfindlichkeit des Betriebes höchste Anforderungen gestellt werden, so sind die Steuerungen dieser Maschinen möglichst einfach zu halten. Ventile gelangen wegen ihrer größeren Empfindlichkeit und wegen ihrer vielgliedrigen Triebwerke nicht zur Anwendung. Als Steuerung wird der einfache Kolbenschieber in Verbindung mit Kulisse bevorzugt.

Die Fig. 416 und 417 zeigen die Gesamtanordnung einer neueren Drillings-Tandemmaschine mit unter 120° versetzten Kurbeln. Allgemein findet sich die Anordnung, die Exzenter auf einer besonderen von der Hauptwelle durch Stirnräder angetriebenen Vorgelegewelle aufzukeilen, um Maschinenbreite und Exzenterdurchmesser zu verringern. Die Schieberkästen liegen auf den Zylindern. Die mittelste Hilfsmaschine verstellte Allan-Steuerung greift an einer zwischen Hoch- und Niederdruckzylinder gelagerten Schwinge an, so daß Schieber- und Exzenterstange sehr lang werden.

In Deutschland wird meist die Stephenson-Kulissee vorgesehen; die Schiebergehäuse liegen seitlich am Zylinder oberhalb von dessen Mittellinie.

Damit die Walzen das Walzgut sicher fassen, muß die Maschine im Leerlauf langsam anfahren. Haben die Walzen gefaßt, so wird die Leistung stark gesteigert, um das Walzgut schnell durchzuziehen. Diese Betriebsweise läßt sich mit der Kulissensteuerung allein nicht erreichen. Steht beim Anfahren einer Zwillingmaschine eine Kurbel in der Nähe der Totlage, so muß auf der anderen Maschinenseite 70 bis 80 v. H. Füllung gegeben werden, um anfahren zu können. Da diese Füllung für beide Maschinenseiten einzustellen ist, so geht die Maschine im Leerlauf durch. Erst wenn unter Vergeudung von Zeit und Dampf durch Näherung des Umsteuerhebels an die Mittellage die Umlaufzahl verringert worden ist, wird das Walzgut gefaßt. Eine für den Leerlauf geeignete Stellung der Umsteuerung hat aber wieder den Nachteil, daß sehr große Kompressionen auftreten, die langsamen Gang der mit geringen Massen arbeitenden Maschine nur bei starken Geschwindigkeitsschwankungen ermöglichen. Zur Erzielung der verlangten Arbeitsweise sind deshalb die Steuerungen mit Hilfsorganen auszurüsten.

Zwilling- und Drillingsmaschinen mit einfacher Expansion werden in der Weise gefahren, daß der Umsteuerhebel stets in einer der größten Füllungen entsprechenden Endlagen steht und nur mit dem Drosselventil gearbeitet wird. Es wird so gleichmäßiger, langsamer Leerlauf mit größter Füllung und starker Drosselung eingestellt und beim Walzen

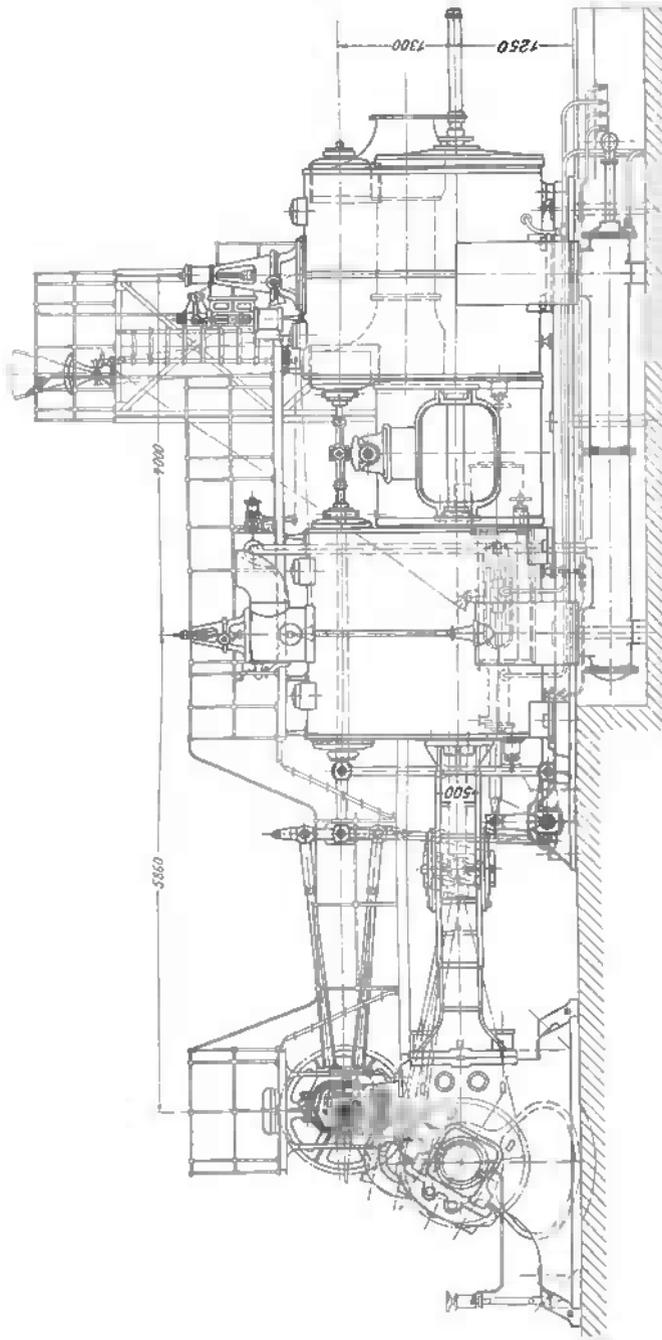


Fig. 416¹⁾.

¹⁾ Drillingstandem-Walzenzugmaschine der Société Cockerill. Seraing.

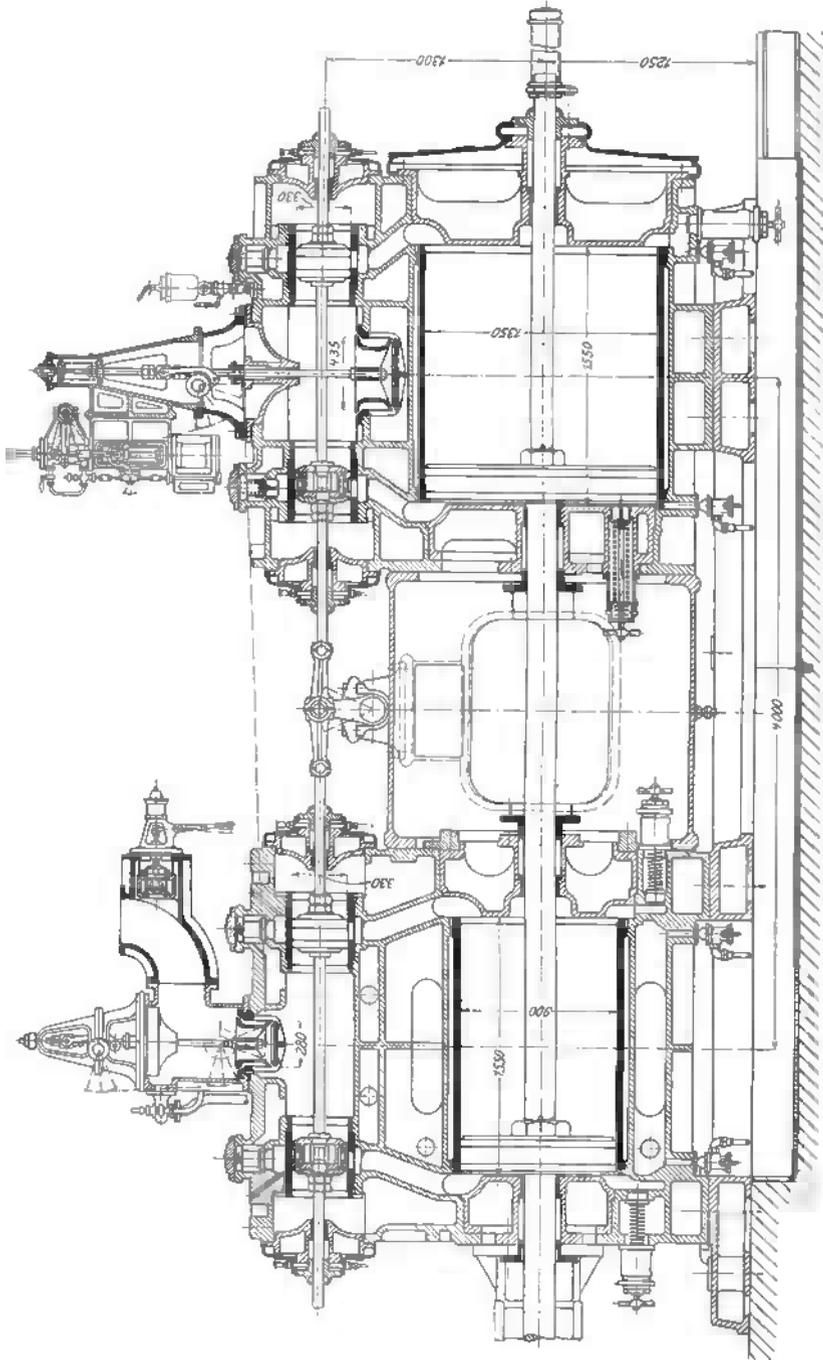


Fig. 417.

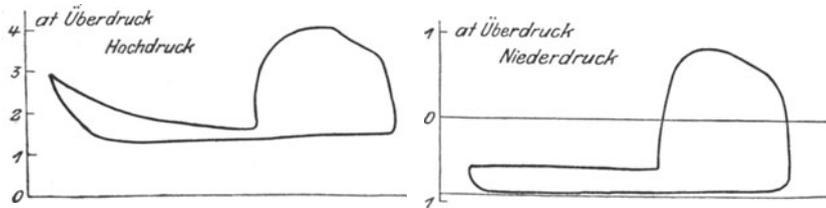


Fig. 418.

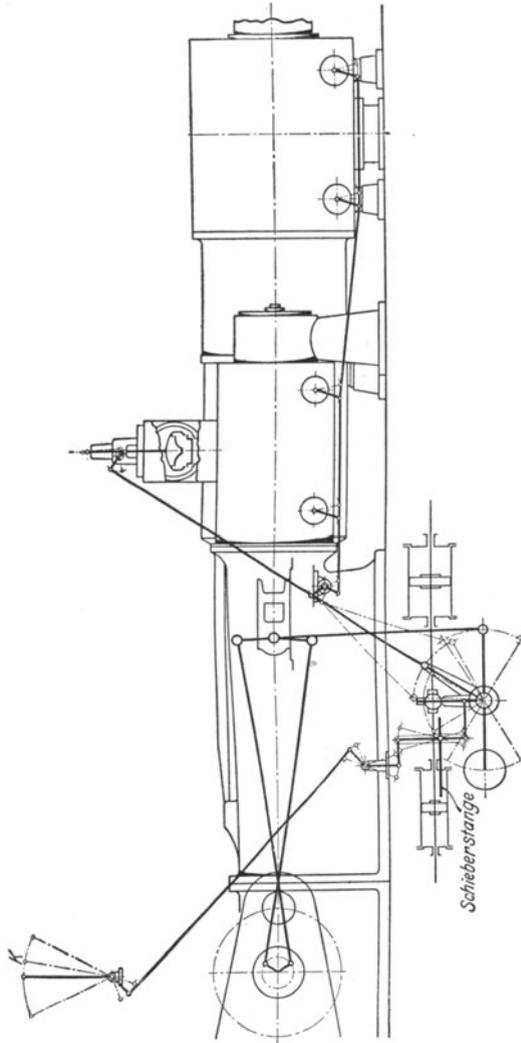


Fig. 419.

durch mehr oder weniger weite Eröffnung des Drosselventils die Leistung nach Bedarf gesteigert.

Da die Expansionsfähigkeit des Dampfes durch diese Arbeitsweise nicht ausgenutzt wird, so wurde die Verbundwirkung eingeführt, die selbst bei größter Füllung eine dem Zylinderverhältnis entsprechende Expansion erreichen läßt. Sollen bei der gewöhnlichen Verbundmaschine nach Schluß des Frischdampfventils nutzlose Umdrehungen infolge der Wirkung des weiter arbeitenden Aufnehmerdampfes vermieden werden, so muß der Maschinist das Drosselventil rechtzeitig schließen und die letzte Walzarbeit durch die lebendige Kraft der umlaufenden Massen verrichten lassen. Dabei werden die Wandungen von Zylinder und Aufnehmer ausgekühlt, so daß sich bei erneutem Anspringen ein großer Teil des eintretenden Frischdampfes niederschlägt. Überdies muß die Maschine durch Auffüllen des Aufnehmers anzugfähig gemacht werden.

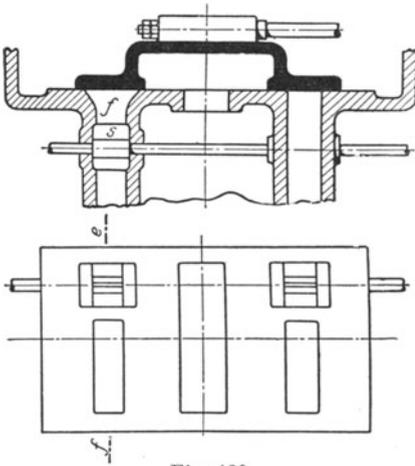


Fig. 420.

Diese Übelstände, die bei Walzenzugmaschinen mit häufigem Stichwechsel den Nutzen der Verbundmaschine selbst bei dieser, höchste Aufmerksamkeit des Maschinisten erfordernden Arbeitsweise in Frage stellen, werden durch „Stauventile“ vermieden, die in die Leitung zwischen Aufnehmer und Niederdruckzylinder eingebaut und mit dem Drosselventil vor dem Hochdruckzylinder durch ein Gestänge verbunden werden. Beide Ventile werden bei ausgelegtem Steuerhebel gesteuert. Der Antriebshebel des Frischdampfventils bewegt den Schieber des das Stauventil verstellenden Servomotors.

Die allgemeinere Einführung der Stauventile ist Dr. ing. Kießelbach zu verdanken, der Stau- und Drosselventil so miteinander verbindet, daß jenes schneller öffnet als dieses und schon voller Querschnitt für den Aufnehmerdampf gegeben wird, wenn der Frischdampf noch stark gedrosselt wird. Umgekehrt wird beim Stillsetzen der Maschine das Stauventil früher geschlossen, der Aufnehmerdruck steigt, und es kann gleich mit voller Verbundwirkung angefahren werden.

Die Fig. 418 zeigt gleichzeitig gezogene Diagramme, welche die Arbeitsweise der Maschine beim Anziehen mit voller Kraft nach vorherigem Leerlauf zeigen.

Die Beherrschung der Maschine durch Drosselung bei größter Füllung läßt den meist vorhandenen Anschluß an eine Zentralkondensation nicht zur richtigen Geltung kommen und ist sogar während der Drosselung ohne Nutzen. Im Hinblick auf die Abkühlungsverluste ist die Vergrößerung der Diagrammfläche durch Einführung der Luftleere, die das Temperaturgefälle in der Maschine um 50 bis 60° vergrößert, wenig gerechtfertigt, wenn auf der anderen Seite das Diagramm durch Verringerung der Eintrittsdrucke verkleinert wird, die vom Höchstdampfdruck in der Temperatur nur wenig verschieden sind.

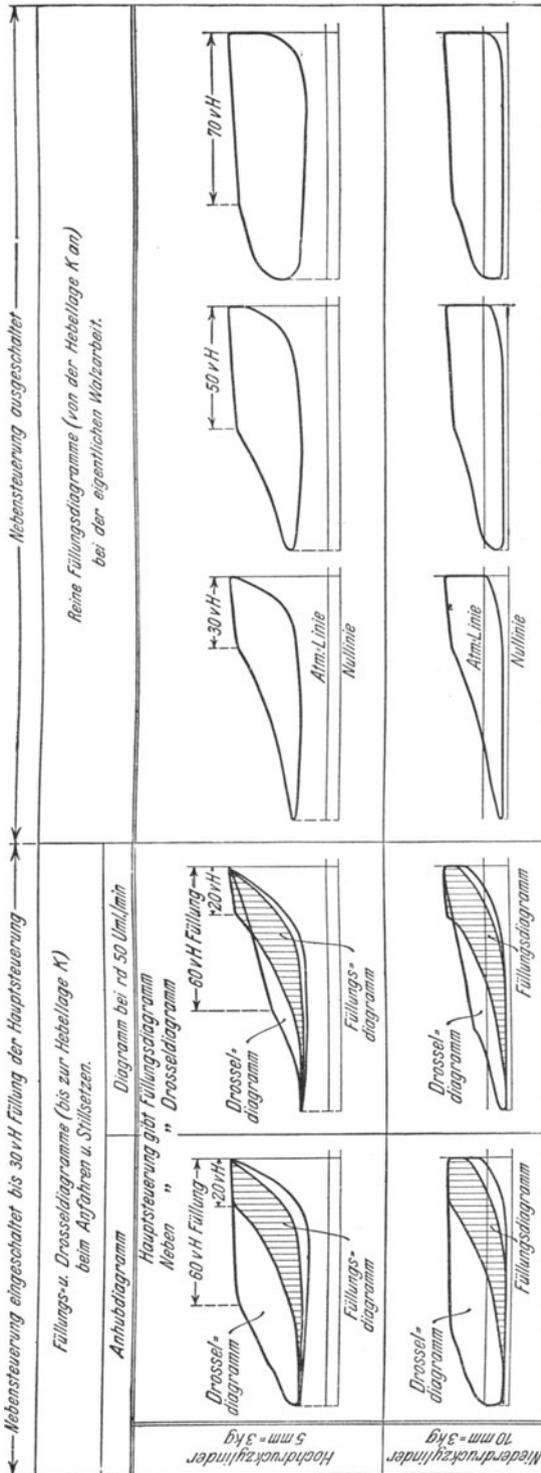


Fig. 421.

Neuere Steuerungen erzwingen größere Expansion.

In Fig. 419—423 ist die Einhebelsteuerung der Maschinenfabrik Ehrhardt & Seher in Saarbrücken-Schleifmühle dargestellt. Ein vom Hauptdampfkanal getrennter Nebenkanal *f*, Fig. 420, ist an der Mündung in den Schieberspiegel erweitert, so daß hier der Schieber

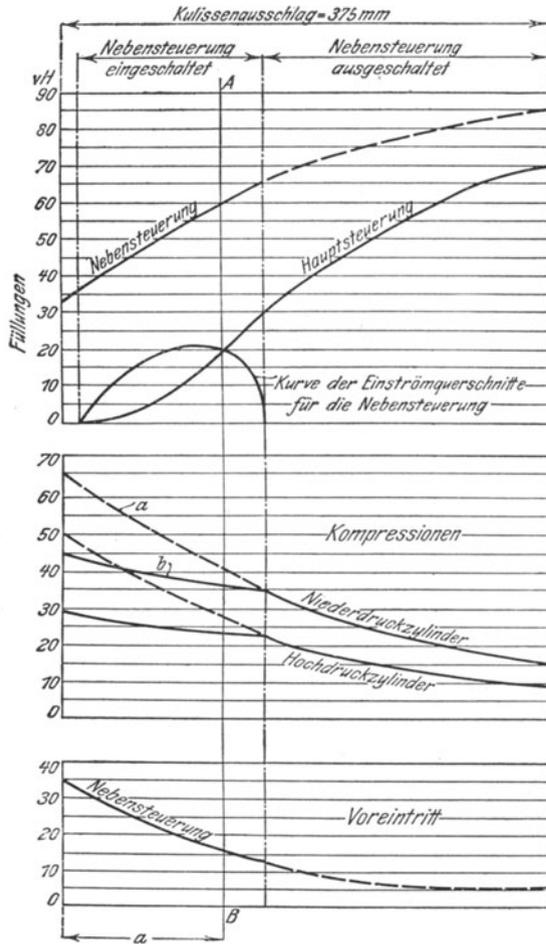


Fig. 422.

weniger überdeckt. Der Kanal *f* kann durch ein besonderes Absperrorgan, dessen Gestänge mit dem Umsteuerhebel verbunden ist, geschlossen werden. Fig. 419 zeigt die Gesamtanordnung der Maschine. Wird der Steuerhebel aus der gezeichneten Mittellage herausbewegt, so wird die Füllung wie üblich vergrößert, die Absperrorgane *s* in den beiden Nebenkanälen und das Frischdampfventil werden geöffnet. Steht der Steuerhebel in der Lage *k*, so gibt der Hauptschieber eine

Füllung von etwa 20 v. H., vgl. Fig. 421, während Kanal *f* eine Füllung von 60 v. H. geben wird. Das Hauptdiagramm ist wenn möglich so zu wählen, daß mit ihm allein die Maschine nach dem Anfahren keine zu hohe Umlaufzahl annehmen kann. Wird der Umsteuerhebel über *k* hinausgelegt, so werden die Nebenkanäle *f* durch die Organe *s* wieder geschlossen und die Maschine arbeitet nach Fig. 421 mit reinen Füllungsdiagrammen.

Die Fahrweise ist nun folgende. Bei der Auslegung des Steuerhebels wird zunächst eine große Drosselfüllung durch die engen Neben-

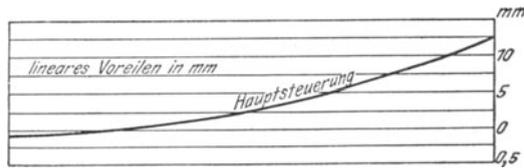


Fig. 423.

kanäle und eine kleine Hauptfüllung durch die Hauptkanäle eingestellt und damit das Walzgut gefaßt. Da die Drosseldiagramme mit zunehmender Umlaufzahl stark abnehmen, das Hauptdiagramm eigentlich aber nur die Leerarbeit decken soll, so muß der Maschinist, um mit größerer Leistung schnell auswalzen zu können, den Umsteuerhebel weiter auslegen. Hierbei werden die Kanäle *f* durch *s* abgesperrt, so daß von Füllungen über 30 v. H. an die Drosseldiagramme wegfallen. Am Ende des Stiches wird der Steuerhebel wieder der Mittellage genähert und die Maschine kann beim Auslauf des Walzgutes aus den Walzen nicht durchgehen, da sie wieder mit Drosseldiagrammen fährt.

Fig. 421 zeigt den Verlauf der Dampfverteilung mit wachsendem Kulissenanschlag. Wie ersichtlich, wird bei eingeschalteter Nebensteuerung die Kompression wirksam verringert und entsprechend das Dampfdiagramm vergrößert.

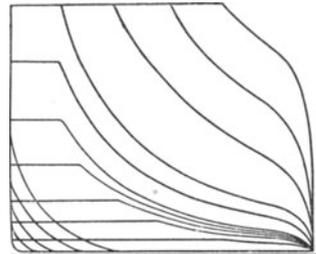


Fig. 424.

Die Fig. 424—426 zeigen die Kiebelbach-Steuerung der Maschinenfabrik Sack & Kiebelbach in Düsseldorf-Rath; in Fig. 424 sind die erzielbaren Dampfdiagramme dargestellt. In Fig. 425 ist ein kleiner Hebel mit dem Ventilhebel durch ein Kniegelenk so gekuppelt, daß bei geschlossenem und ganz geöffnetem Ventil die Höchstfüllung eingestellt ist. Steht der Ventilhebel in der Mittelstellung, wobei das Ventil nahezu ganz geöffnet ist, so ist die kleinste Füllung eingestellt.

Ein Nachteil dieser Anordnung ist jedoch, daß die Maschine nicht mit der Kulissee allein, d. h. unabhängig von allen anderen Mechanismen, stillgesetzt werden kann. Es kann immer der Fall eintreten, daß ein Hindernis, welches sich der Drosselung entgegensezt, nunmehr auch die Abstimmung durch den Kulissenhebel unmöglich macht. Dieser Übel-

stand wird durch die Bauart nach Fig. 426 vermieden. Der Ausschlag des Füllungs-handhebels ist nach der Seite für die Höchstfüllung durch die Kniehebelanordnung begrenzt, während nach der Minimalseite hin der Hebel frei umgelegt werden kann. Es kann also niemals eine größere Füllung, als Fig. 425 entspricht, gegeben werden.

Die Fig. 426 stellt die Ausführung für Maschinen mit nur einer

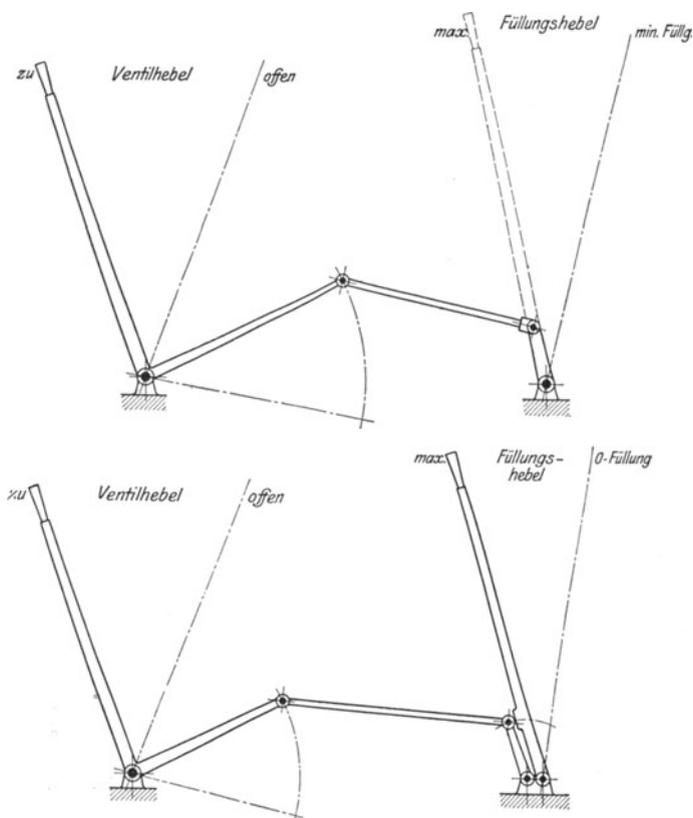


Fig. 425—426.

Drehrichtung dar. Für Umkehrmaschinen ist die Steuerung entsprechend zu ändern.

Die Gesamtanordnung der von der Deutschen Maschinenfabrik-A.-G. in Duisburg gebauten Steuerung geht aus Fig. 427 hervor.

Das Steuerventil ist derart mit dem Umsteuerhebel verbunden, daß es erst öffnet, wenn die Steuerung eine zum Anspringen genügend große Füllung einstellt. Das mit dem Steuerventil gekuppelte Aufnehmerventil liegt gewissermaßen im „Nebenschluß“; beim Anfahren steht der Dampf des während des Betriebes aufgefüllten Aufnehmers zur Verfügung. Hat die Maschine eine bestimmte Umlaufzahl erreicht, so wird eine in die

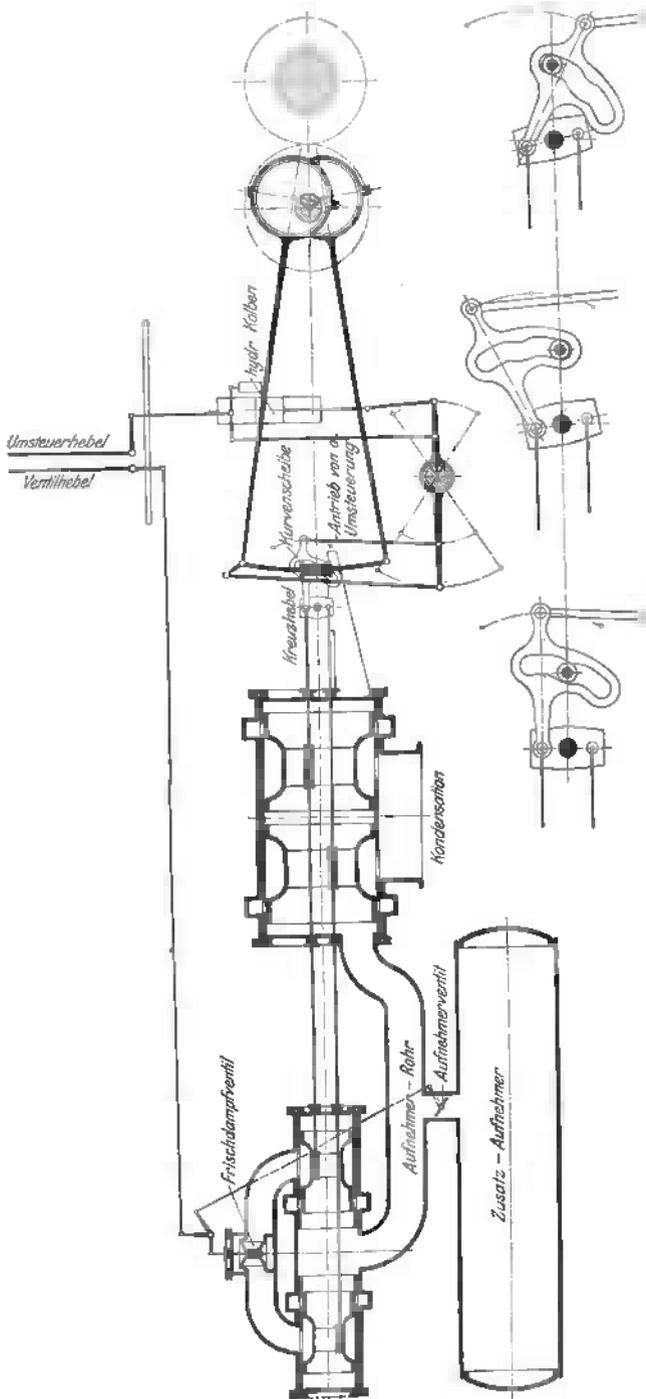


Fig. 428.

Dampfleitung eingebaute und durch eine Feder einstellbare Drehklappe gedreht und öffnet mittels Vorspanns beide Ventile vollständig. Dadurch wird der Maschinist gezwungen, die Maschine allein mit dem Steuerhebel, d. h. mit Expansionswirkung zu regulieren. Am Ende des Stiches wird die Maschine durch die Steuerung stillgesetzt, was durch Ausführung derselben nach Fig. 428 ermöglicht wird.

Der Kolbenschieber ist geteilt und bei der Verstellung der Kulisse werden die Schieberstangen durch zwangsläufigen Zusammenhang zwischen Kulisse und einem (nach Art der Fig. 87 ausgeführten) Kreuzhebel gegenläufig verschoben.

Die Veränderung der Überdeckungen läßt Fig. 429 erkennen. Die Verstellung der Schieber erfolgt durch eine Kurvenscheibe in der Art, daß in der Mittellage der Kulisse die Kanäle mit großen äußeren Über-

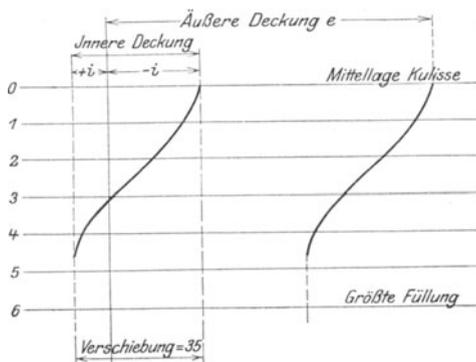
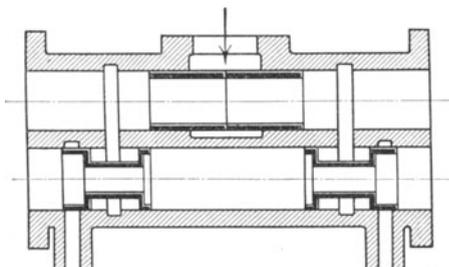


Fig. 429.

Schon 1906 hat Verfasser die beistehend skizzierte Steuerung vorgeschlagen, die wegen der notwendigen Expansionschieber nicht zur Ausführung gelangt ist, das angestrebte Ziel aber mit Vollkommenheit erreichen läßt. Der Grundschieber ist in üblicher Weise mit der Kulisse verbunden, die entweder die Mittellage oder eine der Endlagen, niemals eine Zwischenlage einnimmt, so daß Voreinströmung, Kompression und Vorausströmung konstant sind. Das Exzenter der Expansionschieber eilt der Kurbel um 180° vor. Die Expansionschieber werden durch den Steuerhebel nach Art der Meyer-Steuerung verstellt. Bei Stellung für größte Füllung, wie gezeichnet, sperren sie den Dampf eintritt ab. Bei geringer Auslegung des Steuerhebels wird bei unmerklich verringerter Füllung der Frischdampf stark gedrosselt, da er nur durch den Spalt zwischen beiden Schiebern zutreten kann. Mit wachsender Auslage nehmen Drosselung und Füllung ab. Der Steuerhebel für die Expansionschieber wird nach beiden Seiten ausgelegt, wobei er mit zunehmender Entfernung aus der Mittellage die Füllung verkleinert, indem der Mittellage des Steuerhebels eine Totlage des übertragenden Gestänges entspricht. Eine auf der Welle des Expansionssteuerhebels befestigte Schubkurve bewegt den Schieber des Servomotors für die Kulisse in der Art, daß beide Steuerungen gleichzeitig in der Mittellage stehen, während bei Auslegung des Expansionshebels nach einer Seite hin die Kulisse in die der gewünschten Drehrichtung entsprechende Endlage geht.



Es handelt sich also auch bei dieser Bauart um eine Einhebelsteuerung. Eine solche für eine Vereinigung von Drosselventil und Steuerung derart, daß der Maschinist ebenfalls mit Expansion fahren muß, hat der Verfasser in der „Zeitschrift Ver. deutsch. Ing. 1907“, S. 768, angegeben.

deckungen geschlossen werden und die Schieber hier schneller als in den Endlagen verstellt werden. Die Kompressionen werden dadurch bei den kleinen Füllungen verringert, während sich für mittlere Füllungen große Kanaleröffnungen bei verhältnismäßig kleinen Exzentern ergeben.

Der Maschine ist für Fälle der Gefahr ein Schnellschlußventil vorgeschaltet, das von der Steuerbühne aus geschlossen werden kann ¹⁾.

6. Die Nockensteuerungen der Fördermaschinen.

Da die Fahrdauer der Fördermaschinen namentlich bei größeren Teufen bedeutend länger als bei Walzenzugmaschinen ist, so werden hier die Mittel zur Verringerung des Dampfverbrauches von größerer Bedeutung. Fördermaschinen werden deshalb ausschließlich mit Ventilsteuerungen ausgeführt, deren Anwendung durch die kleineren Umlaufzahlen ($n_{\max} = 60$ bis 70) und die weniger schweren Betriebsanforderungen begünstigt wird. Am Ende der Fahrt müssen zum Ein- und Ausfahren der „Hunde“ die Böden der Schale mit denen der Bühne in genau gleicher Höhe liegen, was durch Aufsetzen der Schalen auf „Kaps“ oder Schachtfallen erleichtert wird. Dieses Aufsetzen erfordert zunächst ein kleines „Überheben“ und dann Senken der Schale. Die hierfür in Betracht kommenden, kleinen Bewegungen der Fördermaschine am Ende der Fahrt kann der Maschinist nur durch große Füllungen bei sehr kleinen Kanaleröffnungen erzielen.

Kulissensteuerungen haben in dieser Beziehung den Nachteil, daß große Füllungen durch Auslegung des Steuerhebels bis in die Endlage eingestellt werden müssen, wobei schon vor Erreichen der letzteren die Ventile weit geöffnet werden und ungedrosselten Dampf in den Zylinder lassen, so daß genaue und langsame Maschinenbewegungen unmöglich werden. Der Maschinist geht deshalb in der Weise vor, daß er — wie bei den Walzenzugmaschinen mit Stauventil — bei ausgelegter Steuerung das Drosselventil einstellt, eine Arbeitsweise, die auch während der Fahrt bei großem Dampfverbrauch beibehalten wird. Diese Fahrweise liegt bei Kulissensteuerungen um so näher, da diese — wenn bei entsprechend gekrümmter Scheitelkurve mit der Steuerung stillgesetzt würde — bei kleinster Exzentrizität die Auslaßventile noch öffnen ($r_{\min} > i$). Diese saugen während des Auslaufes Luft und Dampf aus dem Ausblaserrohr an, wodurch der Zylinder stark ausgekühlt wird. Die Gegendampfwirkung ergibt bei Kulissensteuerungen sehr ungleichartige Diagramme, die Umfangsgeschwindigkeit wird ungleichmäßig, und die Seile schlagen stark.

In neuerer Zeit werden aus diesen Gründen die Nockensteuerungen

¹⁾ Um die Zylinderdeckel mit strömenden Frischdampf zu heizen, ist folgende Anordnung getroffen: Eine vor dem Schnellschlußventil angeschlossene Leitung führt durch die Zylinderdeckel und auch durch die Heizmantelräume nach einem kleinen Ventil zurück, das mit dem Steuerventil geöffnet wird und hinter diesem mit dem Raum vor dem Hochdruckschieber in Verbindung steht. In diesem Raume herrscht beim Anfahren, wobei das kleine Ventil geöffnet wird, eine geringere Dampfspannung, so daß eine lebhaftere Heizedampfströmung entsteht. Der Heizedampf wird sonach zum größten Teil als Drosseldampf zum Anfahren verwendet.

bevorzugt, die — zuerst von dem Oberingenieur Kraft der Société Cockerill auf Fördermaschinen angewandt — auch als „Kraftsche Konus- oder Knaggen-Steuerung“ bezeichnet werden. Man kann sich die Nocken durch Aneinanderreihen einer großen Anzahl unrunder Scheiben entstanden denken, deren Anlaufkurven — wie zunächst angenommen werde — sämtlich auf derselben Mantellinie der zylindrischen Nabe beginnen, während die Ablaufkurve schräg begrenzt ist, um verschiedene Füllungen zu erhalten. Sollen Kompression und Vorausströmung konstant sein, so endigen die An- und Ablaufkurven der Auslaßnocken in geraden Mantellinien: die Auslaßnocken werden zu achsial verlängerten unrundern Scheiben die vom Endpunkt der achsialen Steigungslinie an gleichbleibendes Profil zeigen.

Zur Steuerung eines jeden Ventils sind zwei Nocken, für Vorwärtsgang und für Rückwärtsgang, erforderlich. Änderung der Füllung und

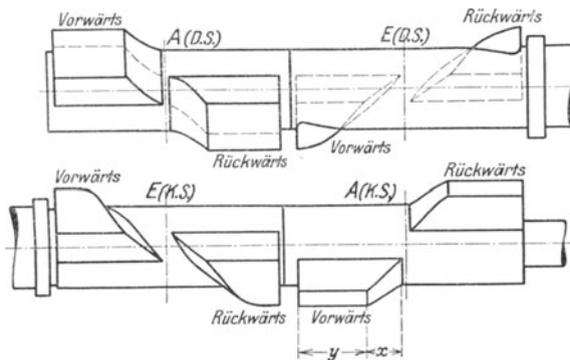


Fig. 430 1).

der Drehrichtung werden durch Verschieben der mit der Steuerwelle nur auf Drehung gekuppelten Nocken bewirkt. Die gegenseitige Lage der Nocken auf der Nabe ist dadurch bestimmt, daß in der Totstellung des Kolbens auf der betreffenden Zylinderseite das Einlaßventil stets auf lineares Voreilen eingestellt sein muß, gleichviel, in welchem Drehsinn die Maschine läuft. Dasselbe muß bezüglich der linearen Vorausströmung auf der Auslaßseite der Fall sein.

In Fig. 430 ist die von Kraft herrührende, ältere Nockenform dargestellt; sie hat mit der Kulissensteuerung den Nachteil gemeinsam, daß die großen Füllungen in den Endlagen des Umsteuerhebels eingestellt werden, wodurch das eingangs erwähnte „Kapsen“ erschwert wird. Der Vorteil gegenüber der Kulissee, daß bei veränderlicher Füllung infolge der Gestaltung der Auslaßnocken Kompression und Vorausströmung konstant waren, kam insofern nicht zur Geltung, als auch Maschinen mit dieser Steuerung meist bei ausgelegtem Steuerhebel durch das Drosselventil geregelt wurden, wobei dieselben Übelstände wie bei

1) Nach einer älteren Ausführung der Maschinenbauanstalt C. Mehl.r. Aachen. Maßstab 1 : 10. (Neuere Maschinen baut die Firma mit Nocken nach Fig. 431).

den Kulissensteuerungen: Entleerung der Rohrleitung bis zum Drosselventil und starke Auskühlung des Zylinders, auftraten. Beim Stillsetzen der Maschine mit dem Steuerhebel blieben die Auslaßventile geschlossen.

Günstigere Ausführungsformen stellen die in den Fig. 431 und 432 wiedergegebenen Bauarten dar, durch deren Einführung die Nockensteuerungen allgemeinere Verbreitung fanden. Die Ausführung nach Fig. 431, auch als „neue Nockensteuerung“ bezeichnet, zeigt Abnahme der Füllungen bei Auslegung des Steuerhebels. Da infolgedessen die großen Füllungen in der Nähe der Mittellage mit geringen Ventilhebungen gegeben werden, so läßt sich die Maschine am Ende der Fahrt leichter lenken. Der Gewohnheit des Maschinisten, mit ausgelegtem Steuerhebel zu fahren, wird dadurch entgegengekommen, daß die Kerbe im Steuerbogen in einer gewissen Entfernung von der Mittellage angebracht ist. Wird der Steuerhebel hier eingeklinkt, so arbeitet die Maschine während der Fahrt mit verringerter Füllung. Beim Stillsetzen der Maschine mit der Steuerung werden bei der Einwärtsbewegung des Steuerhebels die großen Füllungen durchlaufen. Ist bei Anlangen des Hebels in der Mittellage im Zylinder noch Dampf, so wird dieser infolge der geschlossenen Auslaßventile verdichtet und muß durch die Rückschlagventile entweichen.

Die Ausführung nach Fig. 432 ist besonders in Oberschlesien verbreitet. Wie bei der Bauart nach Fig. 430 liegen die großen Füllungen am Ende der Nocken, doch sind zu beiden Seiten von der Mittellage für das Kapsen Streifen von der Breite b vorgesehen, die volle Füllung geben.

Neuerdings gelangen vereinzelt „Staunocken“ zur Anwendung, deren Gestaltung zuerst von Schlüter angegeben wurde. Die Auslaßnocken haben an bestimmten Stellen zylindrische Form, während die Einlaßnocken auf den diesen zylindrischen Teilen entsprechenden Strecken mit Erhöhungen ausgeführt sind, die entweder Gegendampf oder fördernder Dampf, der beim Kolbenrückgang verdichtet wird, in den Zylinder einlassen. Der verdichtete Dampf wird in den Frischdampfraum zurückgeführt und zwar nach dem Vorgange von G. Schönfeld durch die in geringem Maße angehobenen Einlaßventile.

Im Gegensatz zu den Nocken gewöhnlicher Bauart geht bei den Staunocken infolge der geschlossenen Auslaßventilen der Inhalt des schädlichen Raumes nicht verloren, wenn Gegendampf gegeben oder überhaupt negative Kraftwirkung erhalten werden soll. Die Dampfersparnis wird nur da von einiger Bedeutung, wo Maschinen ohne Seilausgleich oder zu klein bemessene Maschinen dauernd mit Gegendampf arbeiten müssen ¹⁾.

Bremsung durch Dampf läßt sich ohne jeglichen Dampfverlust auch mit Nocken gewöhnlicher Bauart erreichen. Zu diesem Zweck sind die Auslaßnocken von der Kolbenstange des Servomotors durch

¹⁾ Die Überschätzung der Staunocken in Bezug auf den Dampfverbrauch ist hauptsächlich auf den in „Z. Ver. deutsch. Ing.“ 1907 ff., S. 1736 erschienenen Aufsatz von Prof. Grunewald zurückzuführen. Einige der verfehlten Ausführungen dieser Arbeit hat Verfasser in „Z. Ver. deutsch. Ing.“ 1909, S. 752 richtig gestellt.

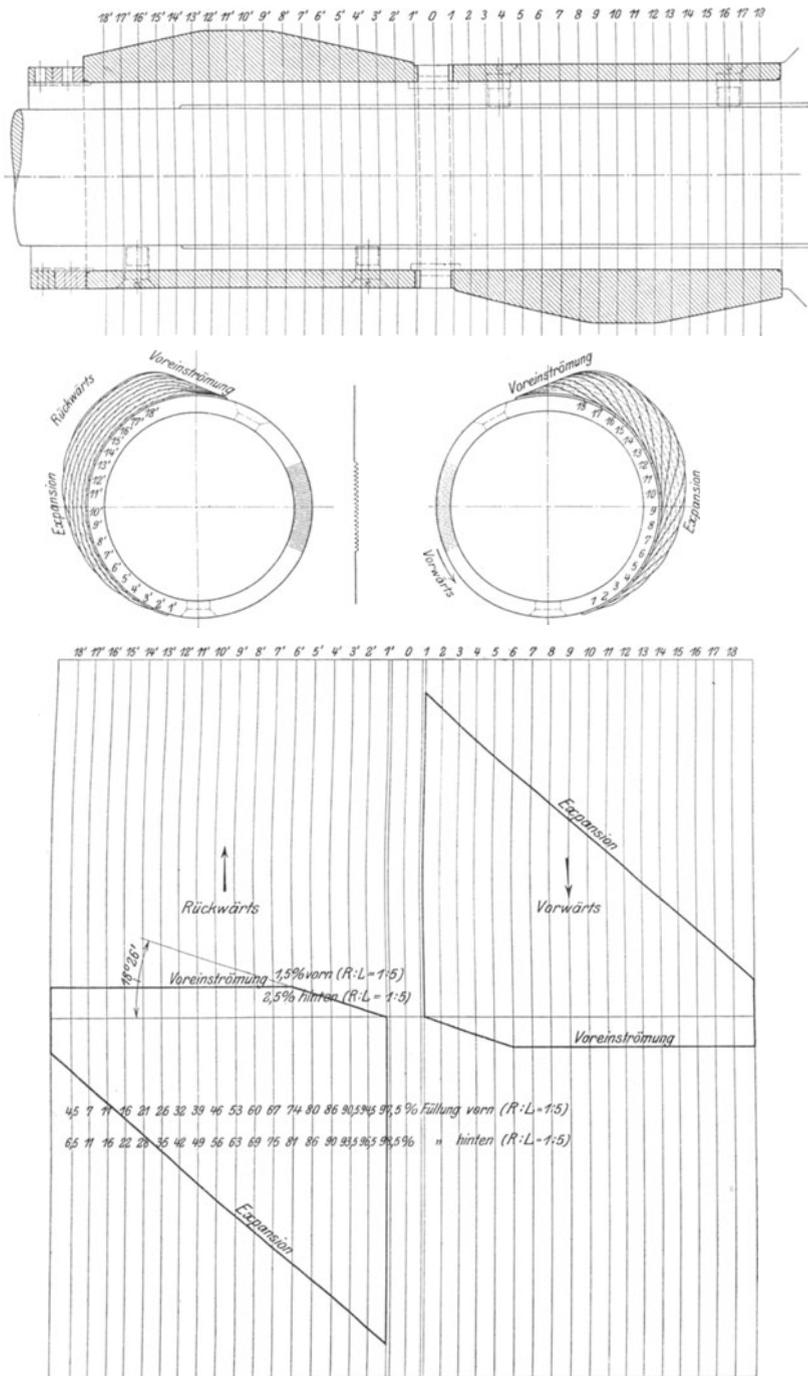


Fig. 431¹⁾.

¹⁾ Hochdruck - Einlaßnaggen der Dingerschen Maschinenfabrik. Zwei-
brücken. Maßstab 1 : 5.

eine mit Paarschluß arbeitende Schubkurve besonders zu verstellen, und zwar derart, daß sie erst nach Überschreitung eines bestimmten Ausschlages des (die Einlaßnocken in üblicher Weise verstellenden)

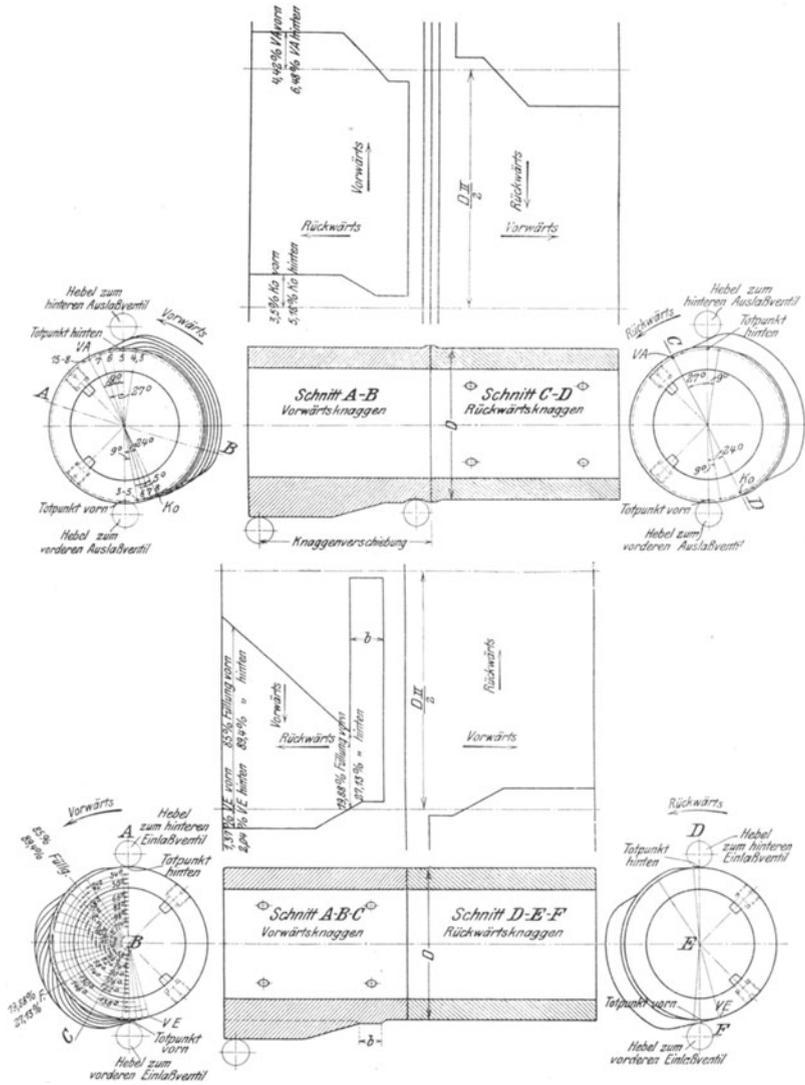


Fig. 432¹⁾.

Umsteuerhebels aus ihrer Mittellage herausgehen. Innerhalb dieses Ausschlagwinkels des Umsteuerhebels bleiben die Auslaßventile geschlossen.

¹⁾ Ausführung der Siegener Maschinenbau-A.-G. Maßstab 1 : 10.

Eine zweite Ausführungsform kann darin bestehen, daß die Auslaßnocken durch einen besonderen Servomotor eingestellt werden. Der Schieber dieses Servomotors wird vom Umsteuerhebel durch eine Schubkurve so gesteuert, daß wie vorhin die Auslaßnocken erst bei einer bestimmten Entfernung des Steuerhebels von der Mittellage verschoben werden.

Diese Bauarten haben den Vorteil, daß die Auslaßnocken sehr kurz ausgeführt werden können; letztere brauchen nur so lang zu sein, als für die Überführung aus der Nabe in die Kurve für höchste Ventilerhebung nötig ist. In gleicher Weise lassen sich Nocken anderer Gestaltung, z. B. mit Gegendampfknaaggen an den äußeren Enden, ersetzen.

Beim Entwurf der Nocken ist zunächst von der gewünschten Dampfverteilung auszugehen, die besonders übersichtlich durch Abwicklungen, wie solche in Fig. 431 und 432 wiedergegeben sind, dargestellt wird. In Fig. 431 liegen die abgewickelten Trapeze der Nockenflächen symmetrisch zur Mittellinie. Auf dieser muß die Rolle des Ventilhebels gleiten, wenn der Kolben in der Totlage steht, damit das Ventil bei Verschiebung des Nockens um seine ganze Länge gleiche Erhebung behält. Eine Änderung letzterer tritt nur in den der Mittellage benachbarten Stellungen auf, wo das Voreilen gleich Null ist, um dann auf 1,5 bzw. 2,5 v. H. zu wachsen. Entsprechende Abweichungen bezüglich Kompression und Vorausströmung zeigt die Abwicklung des Auslaßknaaggens in Fig. 432. Zweck dieser Gestaltung ist, Gegendampfwirkung durch Voreinströmung oder Kompression bei den feinen Einstellungen am Ende der Fahrt zu vermeiden und fördernde Dampfspannung auch noch gegen Ende des Kolbenhinganges, wo sonst der Dampf vorausströmt, zu erhalten. Das normale Diagramm während der Fahrt zeigt infolge der verhältnismäßig geringen Umlaufzahl nur geringe Beträge von Voreinströmung, Vorausströmung und Kompression.

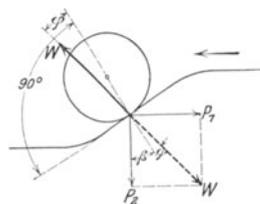


Fig. 433.

Die weitere Ausbildung des Nockens in der zur Achse senkrechten Ebene ist in derselben Weise, wie auf S. 198 und in Fig. 144 für die unrunde Scheibe angegeben, durchzuführen. In Fig. 435 folgt für Kurve 14 Füllung während des Kurbelwinkels β , dem Kolbenweg xz für $L = \infty$ entsprechend. Die Gestaltung des Nockens in der Ebene der Achse wird durch die bei der Verschiebung auftretenden Kräfte bestimmt, die in Fig. 433 dargestellt sind. Die Kraft P_2 rührt von der Ventilbelastung durch Dampfdruck und Feder her, P_1 ist die zur achsialen Verschiebung notwendige Kraft. Die um den Reibungswinkel φ von der Senkrechten zur Steigungslinie abweichende Gegenkraft des Nockens ist im Gleichgewichtszustand Resultierende von P_1 und P_2 .

Die Steigung der Einlaßnocken folgt aus den Erhebungen in den radialen Ebenen. In Fig. 434 sind die Umrißlinien für die Schnittebenen I bis VII ermittelt, indem die Abmessungen a bis g und a_1 bis g_1 der Querschnitte 1—1, 2—2 und 6—6 in die Längsschnitte I bis VII

übertragen sind. Für den Schnitt 6—6 ist weiterhin die Aufzeichnung des Nockens in Ansicht durch Eintragung der Strecken x , y und z angegeben.

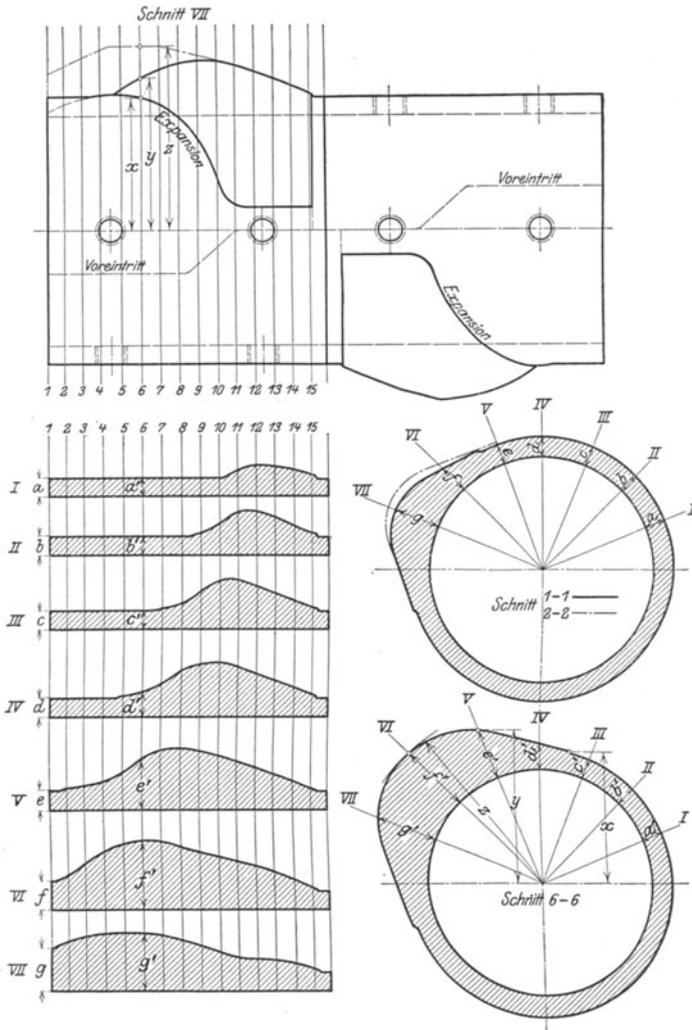


Fig. 434¹⁾.

In Fig. 435 tangieren die Radien $(R + a)$ bis $(R + h)$ die Erhebungskurven 10—18 an den höchsten Stellen. Im Längsschnitt sind die Strecken a bis h von der Mantellinie, die um R von der Mittellinie entfernt ist, aus abgetragen.

¹⁾ Einlaßknaggen der Friedrich-Wilhelms-Hütte. Mülheim-Ruhr. Maßstab 1:4.

Anordnungen der Steuerung zeigen die Fig. 437—441. Einfachste Ausführung ermöglichen Zylinder mit seitlich liegenden Ventilen, von denen jedes durch einen besonderen Doppelnocken gesteuert wird,

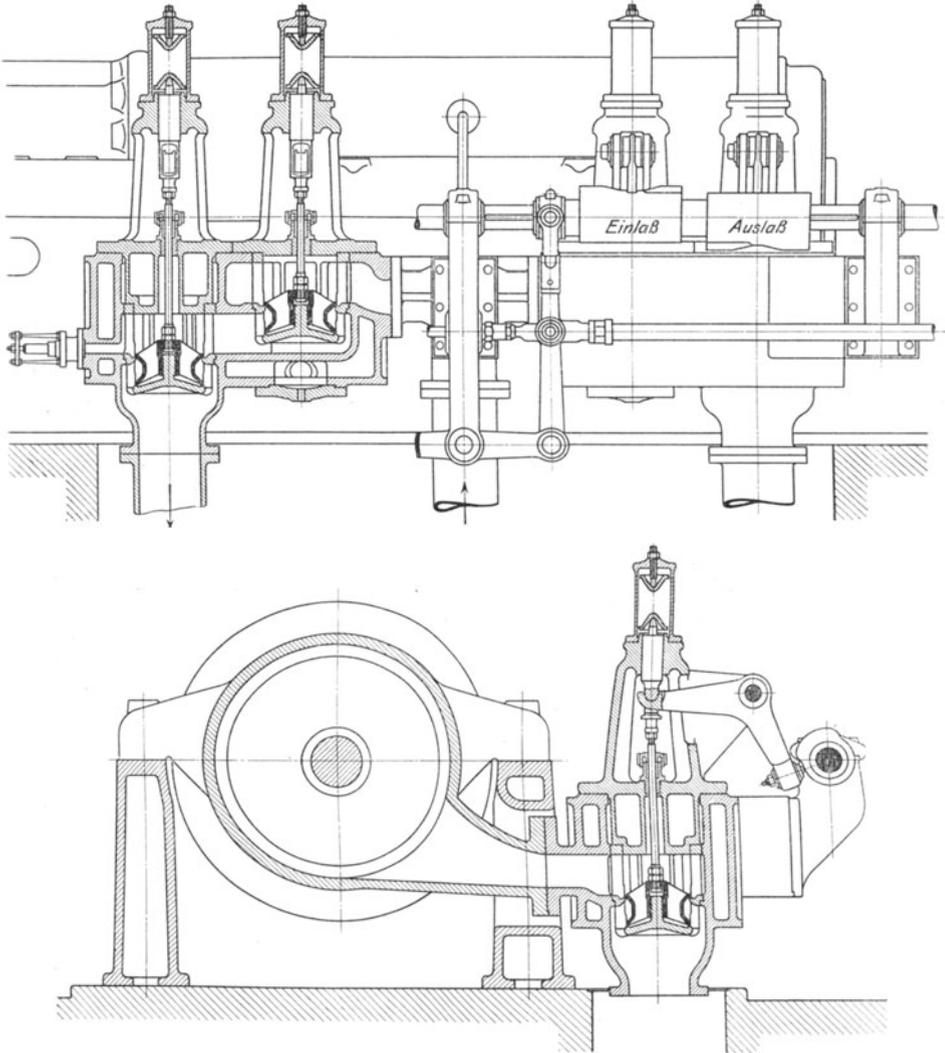


Fig. 437¹⁾.

Fig. 437. Die Form der letzteren geht aus Fig. 432 hervor, durch verschiedenartige Ausführung der Ablaufkurven kann Ausgleich der Füllungen und Kompressionen für beide Zylinderseiten erreicht werden.

¹⁾ Hochdruckzylinder der Siegener Maschinenbau-A. G. Maßstab 1 : 30.

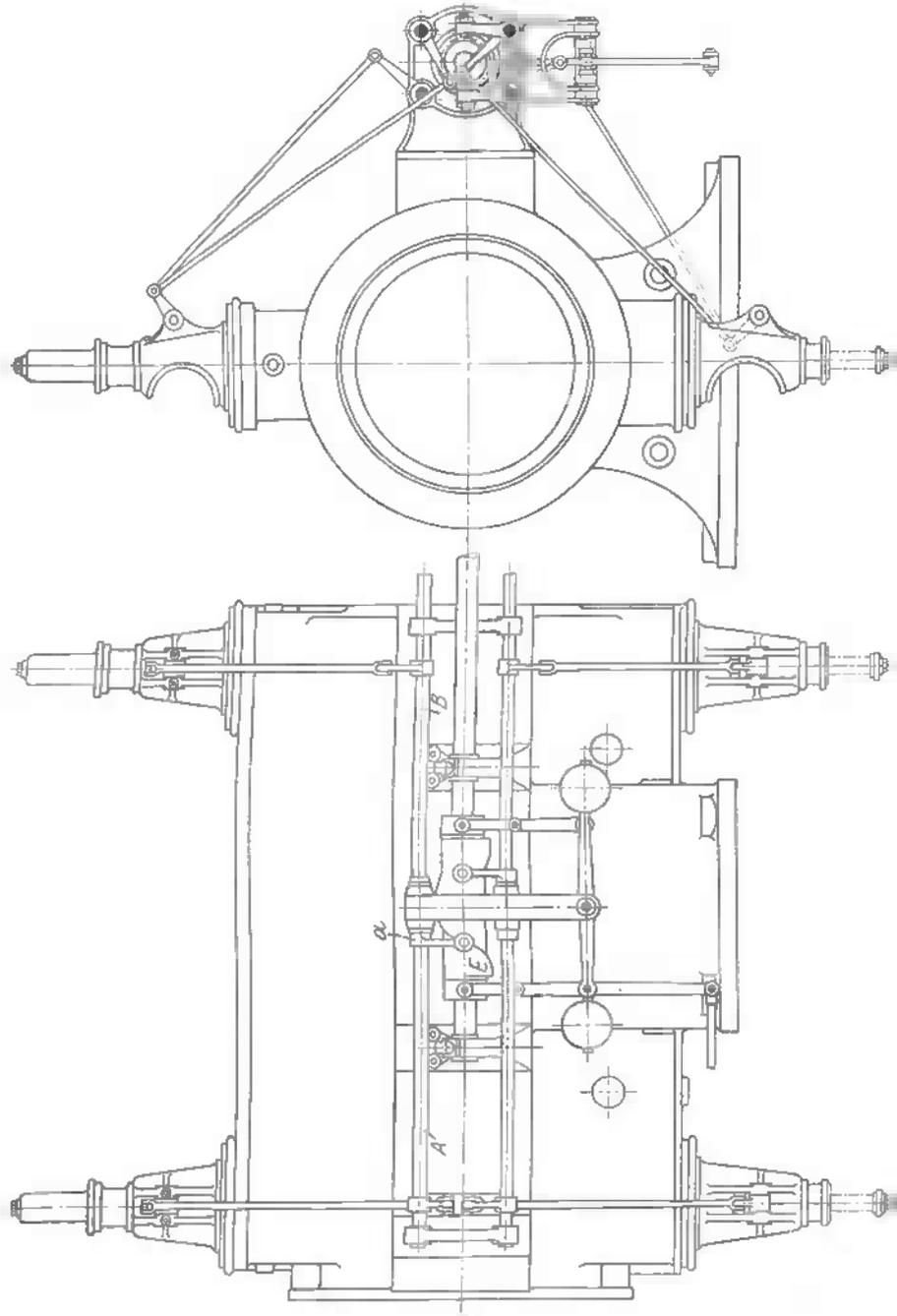


Fig. 438 a.)

1) Ausführung der Société Cockerill. Seraing. Maßstab 1 : 25.

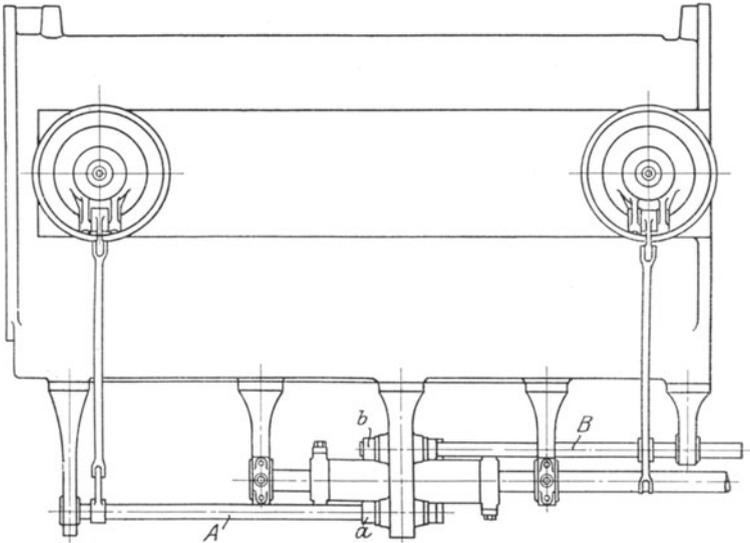


Fig. 438 b.

Diesen Vorteil weisen die in den Figg. 438—441 dargestellten Ausführungsformen für unten und oben liegende Ventile nicht auf, da hier beide

Einlaßventile ebenso wie beide Auslaßventile durch je nur einen Doppelnocken, der zwei Rollenhebel bewegt, gesteuert werden.

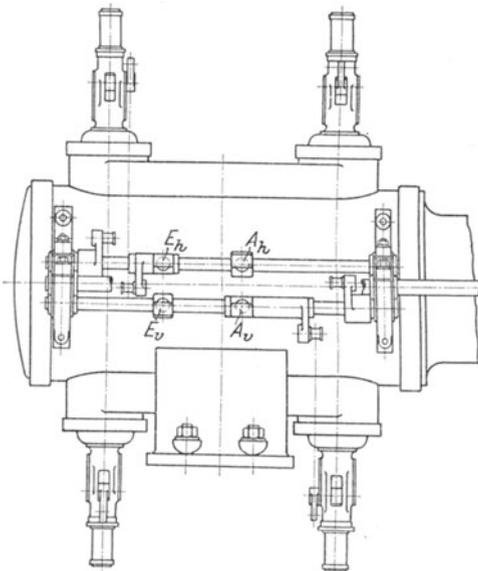


Fig. 439.

auf der Welle erheblichen Reibungswiderstand verursacht und die Verstellung von Hand erschwert, so sind in Fig. 438 besondere Gegengewichte zum Ausgleich angebracht.

Die von Kraft entworfene Steuerung, Fig. 438, die älter als die nach Fig. 437 ist, sieht für jedes Ventil eine besondere Antriebswelle vor. Die Rollen der Antriebshebel liegen auf den Nocken diametral gegenüber. Welle *A* mit dem Rollenhebel *a* steuert das hintere, Welle *B* mit Hebel *b* das vordere Einlaßventil. In gleicher Weise wird durch die beiden unteren Wellen die Nockenbewegung auf die Auslaßventile übertragen. Da bei größeren Ausführungen das Gewicht der Nocken bei der Verschiebung

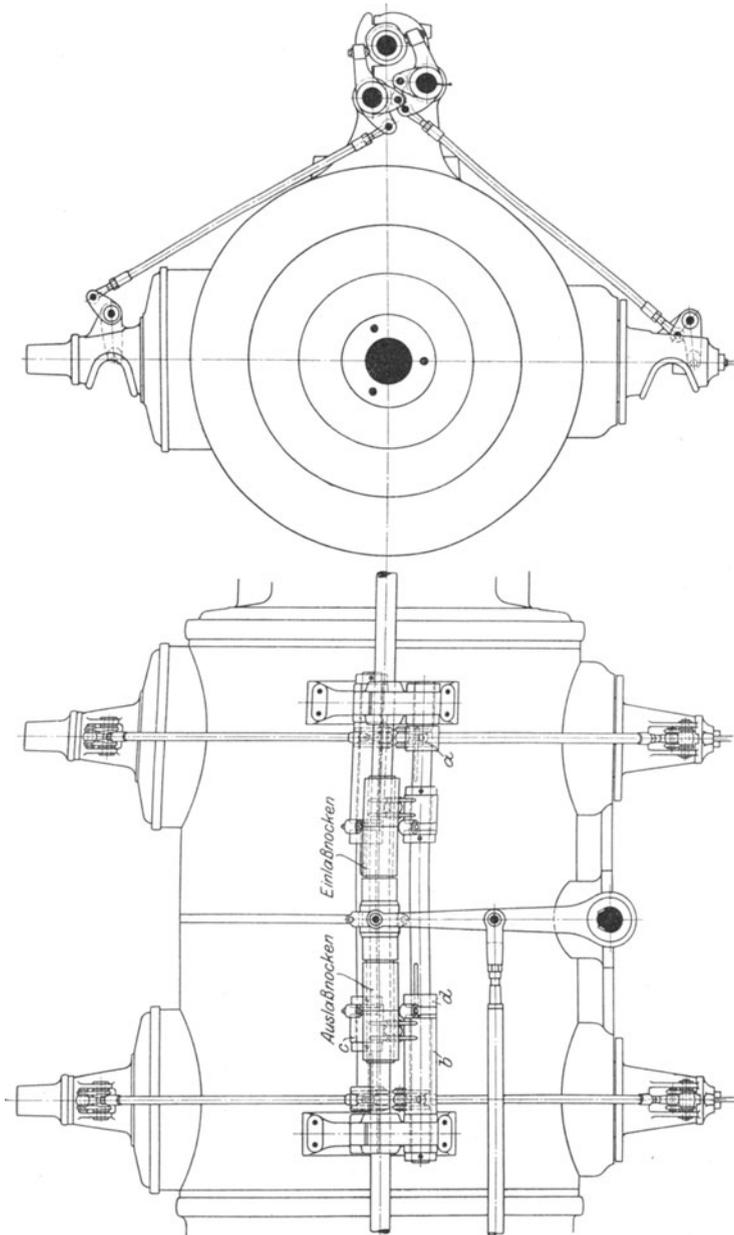


Fig. 440¹⁾.

¹⁾ Knaggensteuerung der Maschinenfabrik Thyssen & Co. Mülheim-Ruhr.
Maßstab 1 : 20.

Eine zuerst vom Verfasser ausgeführte, bedeutende Vereinfachung der Kraft-Steuerung zeigt Fig. 439¹⁾. Von den vier Daumenhebeln sind nur zwei auf den Wellen aufgekeilt, während die beiden anderen Daumenhebel diese Wellen rohrförmig umschließen und durch Stellringe in ihrer Lage gesichert werden.

Ähnliche Ausführungsformen sind in den Fig. 440 und 441 dargestellt. Bei diesen liegen die Ventiltzugstangen im Gegensatz zu den Bauarten

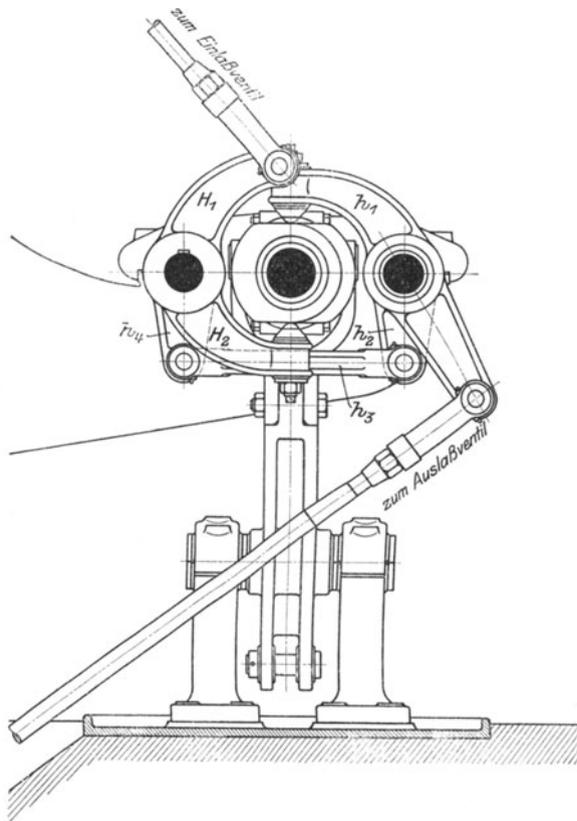


Fig. 441²⁾.

nach Fig. 438 und 439, in einer Ebene, wodurch die Maschine ein ruhigeres Aussehen hat. Die Steuerung verliert jedoch an Einfachheit. In Fig. 440 ist der Daumenhebel *d* auf der unteren Welle aufgekeilt und steuert durch den ebenfalls aufgekeilten Hebel *a* das Auslaßventil auf der Kurbelseite. Daumenhebel *c* ist durch ein kurzes aus dem Querschnitt ersichtliches Gestänge mit der Hülse *b* verbunden, die an ihrem Ende den Antriebshebel für das Auslaßventil auf der Deckelseite trägt.

¹⁾ Ausführung der Maschinenfabrik J. Westermann in Witten a. d. Ruhr (1898). Z. Ver. deutsch. Ing. 1901. S. 1713.

²⁾ Niederdrucksteuerung der Siegener Maschinenbau-A. G. Maßstab 1:15.

In Fig. 441 wird das eine Einlaßventil unmittelbar durch $H_1 H_2$ gesteuert, während das zweite Einlaßventil seine Bewegung von h_1 durch Vermittlung des Gestänges $h_2 h_3 h_4$ erhält.

Mit zunehmender Teufe nähern sich die Betriebsbedingungen der Fördermaschinen denen der gewöhnlichen Betriebsmaschinen und bei richtiger Anordnung einer Regulierung kann durch diese der Dampfverbrauch erheblich vermindert werden. Die Steuerung wird entweder durch einen bewegten Teil der Maschine oder durch einen Regler gewöhnlicher Bauart verstellt.

Eine Vorrichtung ersterer Art ist die von Richter, Fig. 442, gebaut von der Wilhelmshütte; sie stimmt im wesentlichen überein mit der von der Prager Maschinenbau-A.-G. früher gebauten Regelung. Mit der Steuerwelle ist eine Schraubenspindel verbunden, deren Mutter durch

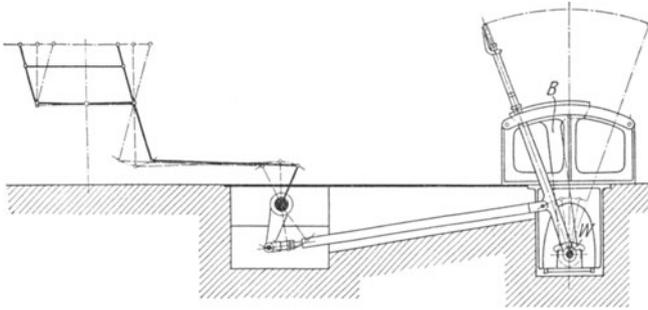


Fig. 442.

Gestänge die Welle W dreht. Auf Welle W ist der Mitnehmerbock B fest aufgekeilt, während der Umsteuerhebel lose drehbar angeordnet ist. Klinkt beim Anfahren der Maschinist den Umsteuerhebel in den Mitnehmer ein, so wird infolge der durch die erwähnte Mutter verursachten Bewegung des Mitnehmers der Handhebel — und mit ihm die Steuerung — aus der der größten Füllung entsprechenden Endlage nach innen gebracht. Die Vorrichtung ist hauptsächlich für Maschinen ohne Seilausgleich gedacht.

Eine von dieser Vorrichtung abgeleitete Beeinflussung der Steuerung mittelst Reglers hat der Verfasser vorgeschlagen und ist mit Erfolg zur Ausführung gelangt. Die beiden Mitnehmer werden vom Regler gegenläufig verstellt, und der Maschinist klinkt je nach gewünschter Drehrichtung den Umsteuerhebel in einen der Mitnehmer ein, Fig. 443. Die Kupplung beider kann jederzeit aufgehoben werden¹⁾.

Belgische Konstrukteure vereinigen häufig die Kulissensteuerung mit einer vom Regler beeinflussten Ausklinksteuerung. Während der Fahrt bleibt die Kulisser in der Endlage und steuert den Auslaß unver-

¹⁾ Die Regelung wird verbessert, wenn folgende Vorschläge des Verfassers, die neuerdings von anderen Seiten mit Erfolg in die Praxis eingeführt worden sind, beachtet werden:

1. Mit der Einstellung des Zeichens „Seilfahrt“ wird das Übersetzungsverhältnis zwischen Maschine und Regler auf elektrischem oder mechanischem Wege geändert, so daß selbsttätig die Überschreitung der zugelassenen Höchst-

änderlich mit geringer Kompression und Vorausströmung. Die Hubdauer der Einlaßventile wird durch den steigenden Regler mit wachsender Fördergeschwindigkeit verkürzt.

In den Fig. 444 und 445 ist eine Übertragung dieser Regelungsart auf die Nockensteuerung dargestellt. Die Nockenform ist im wesentlichen nur für die größte Füllung einzurichten. Als Ausklinksteuerung ist die von Kaufhold, vgl. Fig. 295, gewählt.

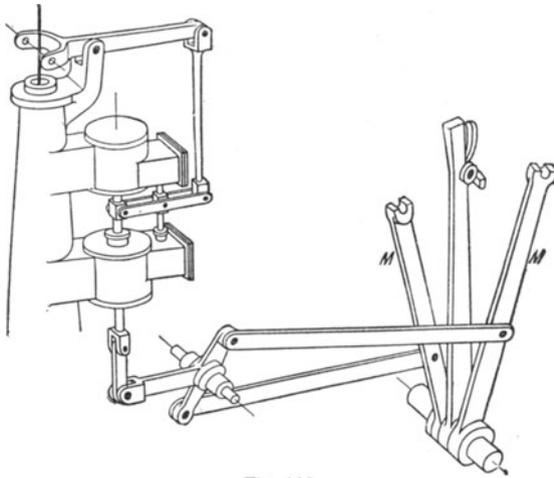


Fig. 443.

Zum Schluß werde noch die Entstehung des Gegendampfdiagramms der Nockensteuerungen behandelt.

In Fig. 446 sind Einlaßstift E und Auslaßstift A in der Stellung gegenüber den Nocken bei Kolbentotlage wiedergegeben. Wird die Nockensteuerung auf Gegendampf eingestellt, so wird der Stift E nicht mehr wie vordem durch den Höcker H_1 während des Füllungswinkels α gehoben, sondern läuft nach Drehung des Nockens um den Vorein-
geschwindigkeit während der Mannschaffsförderung vermieden wird. (Z. Ver. deutsch. Ing. 1907. S. 766.)

2. Der Regler wird derart mit der Steuerung verbunden, daß er auch bei negativer Belastung wirkt, indem er in den höheren Muffenlagen die Steuerung über die Mittellage hinaus bewegt und Gegendampfwirkung einstellt. (D.R.P. 204 179.)

3. Da bei mittleren Teufen und großer Höchstgeschwindigkeit das Fahrdiagramm in der Hauptsache aus Beschleunigungs- und Verzögerungsperiode zusammengesetzt ist und ein Regler nur während der kurzen Beharrungsperiode zum Eingriff gelangt, so ist in diesen Fällen eine „zusätzliche Muffenbelastung“ auszuführen. Der Regler bleibt bis zum Erreichen einer Fördergeschwindigkeit von 5 bis 10 msec in seiner tiefsten Lage, so daß bis zu diesem Zeitpunkt die zum Anfahren erforderliche Höchstfüllung unverändert beibehalten wird. Beim Überschreiten der gewählten Anfangsgeschwindigkeit verringert der steigende Regler die Füllung von z. B. 90 v. H. auf 70 v. H., womit bei nahezu gleichbleibender Diagrammfläche der Dampfverbrauch erheblich abnimmt. An weiterem Steigen wird der Regler zunächst durch die zusätzliche Muffenbelastung gehindert, deren Gegenkraft erst bei Erreichen der Beharrungsgeschwindigkeit überwunden wird. (Z. Ver. deutsch. Ing. 1909. S. 754.)

strömungswinkel φ auf der dem Höcker H_2 gegenüber liegenden Zylinderfläche auf. Erst nach Drehung um den Winkel β wird E durch die Ab-

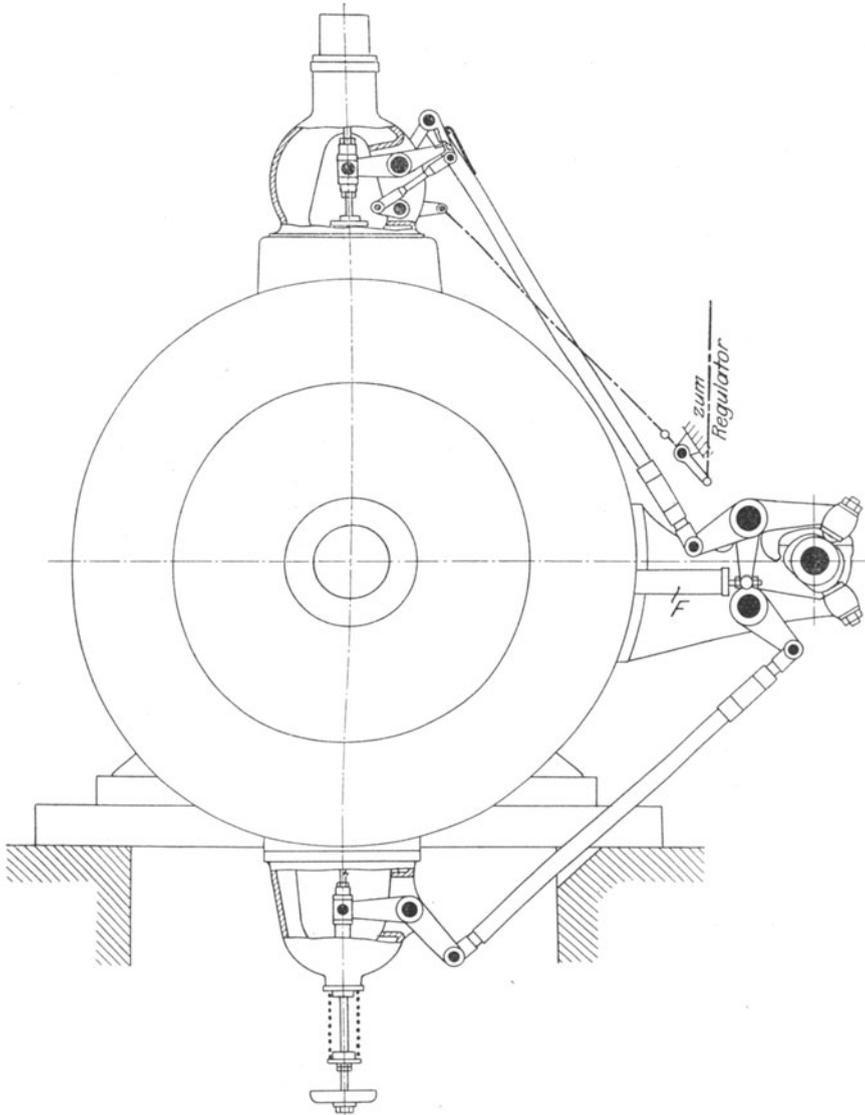
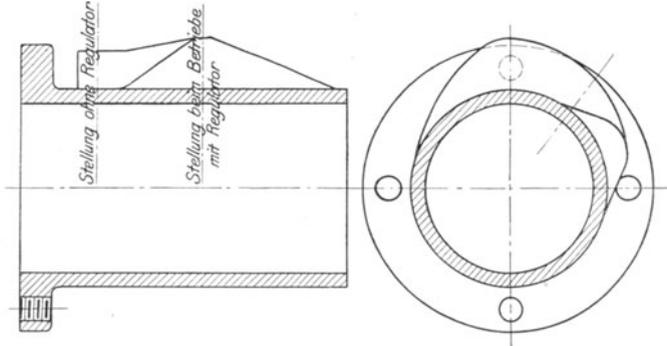


Fig. 444¹⁾.

laufkurve von H_2 angehoben. Auslaßrolle A öffnet den Auslaß derselben Zylinderseite, nachdem sich der Nocken um den Kompressionswinkel φ' gedreht hat. Die Erhebung dauert während des Winkels $\gamma < 180^\circ$ an.

¹⁾ Steuerung der Isselburger Hütte. Isselburg (Niederrhein). Maßstab 1:20.

Diagrammlinie ab entspricht dem Voreinströmungswinkel φ . In b schließt der Einlaßkanal, und der im Zylinder vorhandene Dampf dehnt sich aus, bis im Punkt c die bis d dauernde Öffnung des Auslaßkanals beginnt. Kolbenweg cd entspricht dem Kurbelwinkel γ . Von d bis e wird der Dampf verdichtet, bis in e der Gegendampf einströmt.

Fig. 445¹⁾.

Wie ersichtlich, geht der weitaus größte Teil der den schädlichen Raum und den Zylinder bis b auffüllenden Dampfmenge durch den Auspuff verloren. Der Verlust nimmt mit der Größe des schädlichen Raumes und des Voreinströmungswinkels φ ab. (Bei vielen Förder-

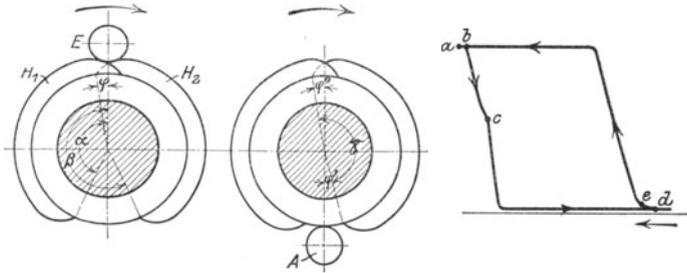


Fig. 446.

maschinen ist auf den für die Einstellung auf Gegendampf in Betracht kommenden Teilen des Nockens $\varphi = 0$.)

Das Gegendampfdiagramm zeigt die gleiche Gestaltung wie das in Fig. 415 dargestellte Diagramm der Lenker- und Kulissen-Steuerungen. Für verschiedene Steuerhebellagen sind die Nockendiagramme jedoch regelmäßiger, da die Kompressionswinkel φ' und Vorausströmungswinkel φ'' konstante Größe haben.

¹⁾ Einlaßknaggen der Isselburger Steuerung nach Fig. 444. Maßstab 1:6.

Sach-Register.

- Abhängigkeit in der Dampfverteilung** 27, 172 (Fig. 18).
Achsenregler, s. Flachregler
Allan-Umsteuerung 265.
Aufhängung bei Kulissen-Steuerungen 263, 266, 273.
Aufteilung des Exzenters 20, 51, 88, 89, 111, 170, 229.
Augsburger Steuerung 229 (M. A. N.).
Ausgleich der Dampfverteilung, s. Füllungsausgleich.
 — — Ventilhubes 172 (Fig. 238).
Auslösende Steuerungen 17.
 — Ventilsteuerungen, s. Freifallende Ventilsteuerungen.
- Bavier, v., Luftpuffer** 168; **Steuerung** 218.
Beschleunigung bei unrundern Scheiben 147.
Bizentrische Diagramme 32, 35.
Bollinckx-Corliß-Zylinder 100, 104.
Bremme-Steuerung 287.
Brixsche Diagramme 32, 35.
Bromley-Steuerung 207.
Brownsche Umsteuerung 294.
Buchsen für Kolbenschieber 56.
- Collmann, Ventil** 123; **Schwingdaumen** 149; **Ölpuffer** 165; **Zwangläufige Steuerung** 211; **Auslösende Steuerung** 218.
Corliß, Schieber 98; **Zylinder** 104; **Schränkung** 108, 110.
 — -Steuerungen, auslösende 111.
- Dampfdiagramm** 1.
Dampfgeschwindigkeit 10.
Dampfquerschnitte 9.
Demag-Walzenzugmaschine¹⁾ 318.
Dichtungsringe für Kolbenschieber 58.
Doerfel, Drehexzenter 60; **Kolbenschieber** 47; **Zweikammersteuerung** 80, 93; **Drehmuschelschieber** 108; **Ventilanordnung** 132; **Schwingdaumen** 156, 160; **Flachregler-Steuerung** 179; **Stehende Maschine** 184; **Füllungsausgleich** 191.
Doppelschieber-Steuerungen 65.
Drehexzenter 60.
Drehmuschelschieber 108.
Dreieckförmiger Riderschieber 76.
Drosselung des Eintrittsdampfes 10.
Druckausgleich, Trick 38; **Weiß** 40; **Hochwald-Neuhaus** 41.
Druckwechsel im Gestänge 217.
Dubbel, Ventilanordnung 132; **Walzenzugmaschine** 321 (Anmerkung); **Stausteuerung mit gewöhnlichen Nocken** 324; **Fördermaschinen-Steuerung** 334; **Reguliergestänge für Fördermaschinen** 335.
Ehrhardt-Walzenzugmaschine 316.
Einexzenter-Umsteuerungen 253.
Einschieber-Expansionssteuerungen 60.
Einstellung (s. auch Füllungsausgleich).
 Muschelschieber 51; **Doppelschieber** 94; **zwangläufige Ventilsteuerungen** 168, 217.
Ellipsenlenker, Wirkung 290; **Ermittlung** 298.
Elsner-Steuerung 201.
Endliche Länge der Pleuelstange 28; **der Exzenterstange** 33.
Entlastung der Schieber 43; **der Corliß-Schieberspindel** 98.
Expansionsexzenter-Ermittlung 71.
Expansionsschieber, Abmessungen 67.
Exzenter 175.
Exzenterstange, s. Ventilzugstange.
- Farcot-Corliß-Steuerung** 113.
Federberechnung bei unrundern Scheiben 147; **bei auslösenden Steuerungen** 239.
Federspiel bei Lokomotiven 280.

¹⁾ Deutsche Maschinenfabrik A.-G. Duisburg.

- Fink-Steuerung** 213.
Flachregler, Einschiebersteuerungen 60;
 mit zwei Schiebern 88; mit Corliß-
 Schiebern 114; mit Ventilen 176.
**Flachschieber der Meyer- und Rider-
 Steuerung** 65, 76.
Fördermaschine 322.
Freifallende Steuerung 17.
 — Ventilsteuerungen 218.
Frikart, Corliß-Steuerung 114; Kol-
 benventil-Anordnung 116; Kolben-
 ventil-Steuerung 117.
**Führungsbahn (verstellbare) eines Exzen-
 terstangenpunktes** 201.
Füllungsausgleich, Muschelschieber 29,
 33; Meyer- und Rider-Steuerung 84;
 Ventilsteuerungen mit Flachregler
 187; zwangläufige Ventilsteuerungen
 217; freifallende Ventilsteuerungen
 235; Kulissensteuerungen 277; Lenker-
 Umsteuerungen 289.
Füllungsgrad, wirtschaftlicher 2.
Füllungsgrenzen der Corliß-Steuerung
 111.
Gegendampfdiagramme 309, 336.
Gegenplatte, Schieber mit 44.
Gekreuzte Stangen 258.
Gesamtungleichförmigkeitsgrad 16.
Gleichstrommaschinen 241.
Gooch-Steuerung 264.
Görlitzer Viersitzventil 126 (Fig. 166).
Grevenboich-Schwingdaumen 153.
Hackworth-Steuerung 287.
Hagemann-Ventil 126.
Hängenbleiben der Corliß-Schieber 112.
 — — Ventile 161.
Heißdampfzylinder 133.
Heusinger-Waldegg-Steuerung 270.
Hochwald-Neuhaus-Schieber 41, 48;
 Ölpuffer 166; Ventilsteuerung 221.
Hunger, Schwingdaumen 151; Gleich-
 strommaschine 250.
Innere Einströmung 33.
 — Umsteuerung 252.
Isselburger Steuerung [für Förder-
 maschinen 336.
Jacobi-Ventil 123.
Jaffa-Kolbenventil-Steuerung 118.
Joy-Steuerung 289.
Kanalbemessung 9.
Kanalschieber, s. Trick-Schieber.
Kaufhold-Steuerung 219.
Kettenschlüssige Steuerungen 17.
 — Ventilsteuerungen, s. paarschlüssige
 Ventilsteuerungen.
Kießelbach, Stauventil 314; Walzen-
 zugsmaschine 317.
K. K. K.¹⁾ Gleichstrommaschine 251
 (Fig. 332).
Klaffen der Wälzhebel 134.
Klotzkulisse 282.
Klugsche Umsteuerung 288.
Knaggensteuerung, s. Nockensteuerung.
Knoller-Steuerung 215.
Kolbenschieber 46.
Kolbenventile 115.
Kompression 7.
König-Steuerung 205, 214.
Konus-Steuerung, s. Nockensteuerung.
Kraft-Steuerung 332.
Kraftschlüssige Steuerungen 17.
 — Ventilsteuerungen, s. freifallende
 Ventilsteuerungen.
Kuchenbecker, Wälzhebel 153; Steue-
 rung 212.
Kulisse, Krümmung 262, 264, 272; Aus-
 führung 282.
Kulissensteuerungen 258.
Lenkersteuerungen 285.
Lentz, Ventil 126; Schwingdaumen
 149; Steuerung 177; Umsteuerung
 253.
Lineares Voreilen 9.
Luftpuffer 164.
Marx-Steuerung 221.
Meyer-Steuerungen 65.
Müller, Paul H., Schwingdaumen 150;
 Flachregler-Steuerung 184; Gleich-
 strommaschine 247.
Müllersches Diagramm 19.
Müller-Reuleaux-Diagramm 23.
Muschelschieber 19.
Negativer Voreilwinkel 231.
Niederdruckfüllung 3.
Nockensteuerung 322.
Null-Nullfüllung 3.
**Nürnberger Gleichstrommaschine (M.
 A. N.)** 247.
Offene Stangen 258.
Ölpuffer 164.
Paarschlüssige Steuerungen 17.
 — Ventilsteuerungen 176.
Parallelbetrieb 3.
Penn-Schieber 39, 48, 104.
 — Trick-Schieber 40.
Pfeiffer, Gebr., Schwingdaumen 157
 (Fig. 216).
Proell, Schwingdaumen 150; Lenker-
 steuerung 201; Flachregler-Ventil-
 steuerung 179; Füllungsausgleich

¹⁾ Kühnle, Kopp & Kausch, Frankenthal.

- 187; Gleichstrommaschine 249 (Fig. 328).
- Radovanovic, Ventil 126; Wälzhebel 143; Ventilsteuerung 205; Umsteuerung 300.
- Raupach 180.
- Recke, Ventil 124; Schwingdaumen 151; Ventilsteuerung 184; Umsteuerung 258.
- Regulator-Angriff 96.
— Rückwirkung 17.
- Regulierung 16.
- Reinhardt, Füllungsungleich 84.
- Richters Fördermaschinen-Regelung 335.
- Rider 76.
- Rundschieber 98.
- Sächsische Maschinenfabrik, Gleichstrommaschine 249 § (Fig. 329).
- Sauberlich, Schwingdaumen 151.
- Salingré-Steuerung 208.
- Schädlicher Raum 1.
- Scheitelkurve 60.
- Schieberellipse 25.
- Schieberentlastung 43.
- Schieberspiegel 54.
- Schiffsmaschine 308.
- Schlitzkulisie 282.
- Schlütersche Nocken 324.
- Schmidtscher Kolbenschieber 59.
- Schönfeld, G. 324.
- Schubkurven, s. Schwingdaumen.
- Schüchtermann & Kremer. Ölpuffer 166 (Fig. 226). Schwingdaumen 156 (Fig. 215).
- Schubstangenlänge, endliche 28.
- Schwingdaumen 149.
- Schwingscheibe, s. Corliß-Schränkung.
- Siegener Steuerung Corliß 111; Ventil 222.
- Soest, Steuerung 222; Luftpuffer 166.
- Spannungsabfall bei Verbundmaschinen 3.
- Spindel, s. Ventilschindel.
- Springen der Kulisensteine 280.
- Stausteuerungen für Fördermaschinen 324.
- Steigungswinkel, unrunde Scheiben 144; Nocken 327.
- Stein, Ridersteuerung 79; Doppelschieber mit Flachregler 92; Schwingdaumen 152.
- Stephenson-Steuerung 258.
- Steuerwelle 133.
- Stumpf, Ölpuffer 166; Schwingdaumen 153; Gleichstrommaschine 247.
- Sulzer-Steuerungen 223.
- Taschenkulisie 283.
- Trick-Schieber 37, 47, 104.
- Überdeckung, ungleiche 31.
- Überdeckungsringe 127.
- Überhub 229.
- Überströmung, s. Druckausgleich.
- Umsteuerungen 252.
- Unabhängige Dampfverteilung 172.
- Unempfindlichkeitsgrad 16.
- Ungleichförmigkeitsgrad 16.
- Unrunde Scheiben 143.
- Van den Kerckhove-Steuerung 115, 315.
- Ventil, Ausführung 122; Bemessung 128; Anordnung 132.
- Ventilkorb 125.
- Ventilschindel 175.
- Ventilschindeldichtung 176.
- Ventilzugstange 174.
- Ventilerhebungsdiagramm 162, 240.
- Ventil-Zylinder 133.
- Ventil-Steuerungen, zwangsläufig und paarschlüssig 176; freifallend 218.
- Verbunddiagramm 3.
- Voreilwinkel, s. Aufkeilung.
- Voreilen 9, 60, 195.
- Vorausströmung 6.
- Walschaert-Steuerung 270.
- Walzenzugmaschinen 310.
- Wälzhebel 134.
- Weiß-Schieber 40.
- Wheelock-Anordnung 98.
- Widmann-Steuerung 197.
- Wiegleb, Ölpuffer 166; Ventilsteuerung 221.
- Zentralkurve 62.
- Zeunersches Diagramm 23.
- Zuschalt-Ventil für Gleichstrommaschinen 248.
- Zwangsläufige Steuerungen 17.
— Ventilsteuerungen 176.
- Zweikammer-Steuerungen 80, 93.
- Zwischendampfentnahme 4.
- Zwonek-Steuerung 214.
- Zylinder mit Schiebersteuerung 54; mit Corliß-Steuerung 104; mit Ventilsteuerung 133.

Verlag von Julius Springer in Berlin.

Von dem gleichen Verfasser erschienen ferner:

Entwerfen und Berechnen der Dampfmaschinen.

Ein Lehr- und Handbuch für Studierende und angehende Konstrukteure.

Dritte, verbesserte Auflage. Mit 470 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 10.—.

Großgasmaschinen.

Ihre Theorie, Wirkungsweise und Bauart.

Mit 400 Textfiguren und 6 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 10.—.

Die ortsfesten Kolbendampfmaschinen. Ein Lehr- und Handbuch für angehende und ausübende Konstrukteure. Von Professor **Fr. Freytag**, Kgl. Baurat, Lehrer an den Technischen Staatslehranstalten in Chemnitz. Mit 319 in den Text gedruckten Figuren und 18 Tafeln.

Preis M. 14.—; in Leinwand gebunden M. 16.—.

Die Regelung der Kraftmaschinen. Berechnung und Konstruktion der Schwunräder, des Massenausgleichs und der Kraftmaschinenregler in elementarer Behandlung. Von Professor **Max Tolle**, Privatdozent an der Techn. Hochschule in Karlsruhe. Zweite Auflage. Mit 463 Textfiguren und 19 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 26.—.

Technische Untersuchungsmethoden zur Betriebskontrolle, insbesondere zur Kontrolle des Dampfbetriebes. Zugleich ein Leitfaden für die Arbeiten in den Maschinenlaboratorien technischer Lehranstalten. Von Ingenieur **Julius Brand**, Oberlehrer der Kgl. Vereinigten Maschinenbauschulen zu Elberfeld. Dritte Auflage.

In Vorbereitung.

Anleitung zur Durchführung von Versuchen an Dampfmaschinen und Dampfkessele. Zugleich Hilfsbuch für den Unterricht in Maschinenlaboratorien technischer Schulen. Von **Franz Seufert**, Ingenieur, Oberlehrer an der Kgl. Höheren Maschinenbauschule zu Stettin. Dritte, erweiterte Auflage. Mit 43 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 2.20.

Hilfsbuch für Dampfmaschinentechniker. Herausgegeben von **Joseph Hrabák**, k. und k. Hofrat, emer. Professor an der k. und k. Bergakademie in Pribram. Vierte, bedeutend erweiterte Auflage. In drei Teilen. Mit Textfiguren.

In drei Leinwandbände gebunden Preis M. 20.—.

Technische Messungen bei Maschinenuntersuchungen und im Betriebe. Zum Gebrauch in Maschinenlaboratorien und in der Praxis. Von Professor **Dr.-Ing. Anton Gramberg**, Dozent an der Technischen Hochschule Danzig. Zweite, umgearbeitete Auflage. Mit 233 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 8.—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Berechnung, Entwurf und Betrieb rationeller Kesselanlagen. Von Max Gensch, Ingenieur, Berlin. Mit 95 Textfiguren.
In Leinwand gebunden Preis M. 6.—.

Die Dampfkessel. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende technischer Hochschulen, Schüler höherer Maschinenbauschulen und Techniken sowie für Ingenieure und Techniker. Bearbeitet von Professor F. Tetzner, Oberlehrer an den Kgl. Vereinigten Maschinenbauschulen zu Dortmund. Vierte, verbesserte Auflage. Mit 162 Textfiguren und 45 lithogr. Tafeln.
In Leinwand gebunden Preis M. 8.—.

Die Herstellung der Dampfkessel. Von M. Gerbel, behördlich autor. Inspektor der Dampfkesseluntersuchungs- und Versicherungs-Ges. in Wien. Mit 60 Textfiguren.
Preis M. 2.—.

Die Dampfkessel nebst ihren Zubehörteilen und Hilfseinrichtungen. Ein Hand- und Lehrbuch zum praktischen Gebrauch für Ingenieure, Kesselbesitzer und Studierende von R. Spalckhaver, Regierungsbaumeister, Kgl. Oberlehrer in Altona a. E., und Fr. Schneiders, Ingenieur in M.-Gladbach (Rhld.) Mit 679 Textfiguren.
In Leinwand gebunden Preis M. 24.—.

Berechnen und Entwerfen der Schiffskessel unter besonderer Berücksichtigung der Feuerrohr-Schiffskessel. Ein Lehr- und Handbuch für Studierende, Konstrukteure, Überwachungsbeamte, Schiffingenieure und Seemaschinenisten. In Gemeinschaft mit Dipl.-Ing. Hugo Buchholz herausgegeben von Professor Hans Dieckhoff.
In Leinwand gebunden Preis M. 12.—.

Die Grundlagen der deutschen Material- und Bauvorschriften für Dampfkessel. Von R. Baumann, Professor an der Kgl. Technischen Hochschule Stuttgart. Mit einem Vorwort von Dr.-Ing. C. v. Bach, Kgl. Württ. Baudirektor, Professor des Maschineningenieurwesens an der Kgl. Technischen Hochschule Stuttgart, Vorstand des Ingenieurlaboratoriums und der Materialprüfungsanstalt an derselben. Mit 38 Textfiguren.
Kartonierte Preis M. 2.80.

Neue Tabellen und Diagramme für Wasserdampf. Von Dr. R. Mollier, Professor an der Technischen Hochschule zu Dresden. Mit 2 Diagrammtafeln.
Preis M. 2.—.

Verdampfen, Kondensieren und Kühlen. Erklärungen, Formeln und Tabellen für den praktischen Gebrauch. Von E. Hausbrand, Königl. Baurat. Fünfte, vermehrte Auflage. Mit 45 Textfiguren und 94 Tabellen.
In Leinwand gebunden Preis M. 12.—.

Technische Thermodynamik. Von Prof. Dipl.-Ing. W. Schüle. Zweite, erweiterte Auflage der „Technischen Wärmemechanik“. Erster Band: Die für den Maschinenbau wichtigsten Lehren nebst technischen Anwendungen.
In Leinwand gebunden Preis M. 12.80.

Der Entropiesatz oder der zweite Hauptsatz der mechanischen Wärmetheorie. Von Dr. phil. H. Hort. Mit 6 Textfiguren.
Preis M. 1.—.

Kondensation. Ein Lehr- und Handbuch über Kondensation und alle damit zusammenhängenden Fragen, auch einschließlich der Wasserrückkühlung. Für Studierende des Maschinenbaues, Ingenieure, Leiter größerer Dampfbetriebe, Chemiker und Zuckertechniker. Von F. J. Weiß, Zivilingenieur in Basel. Zweite, ergänzte Auflage. Bearbeitet von E. Wiki, Ingenieur in Luzern. Mit 141 Textfiguren und 10 Tafeln.
In Leinwand gebunden Preis M. 12.—

Die Kondensation der Dampfmaschinen und Dampfturbinen. Lehrbuch für höhere technische Lehranstalten und zum Selbstunterricht. Von Dipl.-Ing. Karl Schmidt. Mit 116 Textfiguren.
In Leinwand gebunden Preis M. 5.—

Die Berechnung der Luftpumpen für Oberflächenkondensation unter besonderer Berücksichtigung der Turbinenkondensationen. Von Dr.-Ing. Karl Schmidt, Diplom-Ingenieur. Mit 68 Textfiguren.
Preis M. 4.80.

Formeln und Tabellen der Wärmetechnik. Zum Gebrauch bei Versuchen in Dampf-, Gas- und Hüttenbetrieben. Von Paul Fuchs, Ingenieur.
In Leinwand gebunden Preis M. 2.—

Wärmetechnik des Gasgenerator- und Dampfkessel-Betriebes. Die Vorgänge, Untersuchungs- und Kontrollmethoden hinsichtlich Wärmeerzeugung und Wärmeverwendung im Gasgenerator- und Dampfkessel-Betrieb. Von Ingenieur Paul Fuchs. Dritte, erweiterte Auflage. Mit 43 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 5.—

Die Abwärmeverwertung im Kraftmaschinenbetrieb. Mit besonderer Berücksichtigung der Zwischen- und Abdampfverwertung zu Heizzwecken. Eine kraft- und wärmewirtschaftliche Studie. Von Dr.-Ing. Ludwig Schneider, München. Zweite, bedeutend erweiterte Auflage. Mit 118 Textfiguren und 1 Tafel.
Preis M. 5.—; in Leinwand gebunden M. 5.80.

Ökonomik der Wärmeenergien. Eine Studie über Kraftgewinnung und Verwendung in der Volkswirtschaft. Von Dipl.-Ing. Dr. K. B. Schmidt. Mit 12 Textfiguren.
Preis M. 6.—

Die Zwischendampfverwertung in Entwicklung, Theorie und Wirtschaftlichkeit. Von Dr.-Ing. Ernst Rentlinger, Chefingenieur des beratenden Ingenieurbureaus Bidag der Hans-Reisert-Gesellschaft m. b. H. in Köln. Mit 69 in den Text gedruckten Figuren.
Preis M. 4.—; in Leinwand gebunden M. 4.80.

Leitfaden zum Berechnen und Entwerfen von Lüftungs- und Heizungs-Anlagen. Ein Hand- und Lehrbuch für Ingenieure und Architekten. Von Dr.-Ing. H. Rietschel, Geheimer Regierungsrat, Professor an der Kgl. Techn. Hochschule zu Berlin. Vierte, vollständig neu bearbeitete Auflage. Zwei Bände. Mit 92 Textfiguren, 25 Tabellen und 33 Tafeln.
In Leinwand gebunden Preis M. 24.—

Heizung und Lüftung von Gebäuden. Ein Lehrbuch für Architekten, Betriebsleiter und Konstrukteure. Von Professor Dr.-Ing. Anton Gramberg, Dozent an der Königlichen Technischen Hochschule in Danzig-Langfuhr. Mit 236 Figuren im Text und auf 3 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 12.—

Die Gasmachine. Ihre Entwicklung, ihre heutige Bauart und ihr Kreisprozeß. Von R. Schöttler, Geh. Hofrat, ord. Professor an der Herzogl. Technischen Hochschule zu Braunschweig. Fünfte, umgearbeitete Auflage. Mit 622 Figuren im Text und auf 12 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 20.—

Das Entwerfen und Berechnen der Verbrennungsmotoren. Handbuch für Konstrukteure und Erbauer von Gas- und Ölkraftmaschinen. Von Hugo Güldner, Oberingenieur, Direktor der Güldner-Motoren-Gesellschaft in München. Dritte, bedeutend erweiterte Auflage.

Unter der Presse.

Dieselmachines für Land- und Schiffsbetrieb. Von A. P. Chalkley, B. Sc. (Lond.) A. M. Inst. C. E. A. I. E. E. Mit einer Einleitung von Dr.-Ing. Rudolf Diesel, München, ins Deutsche übertragen von Dr. phil. Ernst Müller, Dipl.-Ing., Gent. Mit 90 Figuren.

In Leinwand gebunden Preis M. 8.—

Die Dieselmachine in der Großschiffahrt. Von Ingenieur W. Kaemmerer, Berlin. Mit 84 Textfiguren.

Preis M. 3.—

Die flüssigen Brennstoffe, ihre Gewinnung, Eigenschaften und Untersuchung. Von Dr. L. Schmitz, Chemiker. Mit 56 Textfiguren.

In Leinwand gebunden Preis M. 5.60.

Gemischbildungen der Gasmachines. Von Dr.-Ing. G. Hellschmidt. Mit 21 Textfiguren und 1 Tafel.

Preis M. 1.60.

Motorwagen und Fahrzeugmaschinen für flüssigen Brennstoff. Ein Lehrbuch für den Selbstunterricht und für den Unterricht an technischen Lehranstalten. Von Dr. techn. A. Heller, Berlin. Mit 650 in den Text gedruckten Figuren. In Leinwand gebunden M. 20.—

Die Entropie-Diagramme der Verbrennungsmotoren einschließlich der Gasturbine. Von Dipl.-Ing. P. Ostertag, Professor am Kantonalen Technikum Winterthur. Mit 17 Textfiguren.

Preis M. 1.60.

Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb. Ihre Theorie und Konstruktion. Von A. Pfarr, Geh. Baurat, Professor des Maschinen-Ingenieurwesens an der Großherzogl. Techn. Hochschule zu Darmstadt. Zweite, teilweise umgearbeitete und vermehrte Auflage. Mit 548 Textfiguren und einem Atlas von 62 lithographierten Tafeln.

In zwei Leinwandbände gebunden Preis M. 40.—

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Verlag von Julius Springer in Berlin.

Die Theorie der Wasserturbinen. Ein kurzes Lehrbuch von **Rudolf Escher**, Professor am Eidgenössischen Polytechnikum in Zürich. Mit 242 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 8.—.

Wasserkraftmaschinen. Ein Leitfaden zur Einführung in Bau und Berechnung moderner Wasserkraftmaschinen und -anlagen. Von Dipl.-Ing. **L. Quantz**, Oberlehrer an der Kgl. Höheren Maschinenbau-schule zu Stettin. Zweite, erweiterte und verbesserte Auflage. Mit 159 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 4.—.

Allgemeine Theorie über die veränderliche Bewegung des Wassers in Leitungen. I. Teil: Rohrleitungen. Von **Lorenzo Alliévi**. Deutsche, erläuterte Ausgabe von **Robert Dubs** und **V. Bataillard**. II. Teil: Stollen und Wasserschloß. Von **Robert Dubs**. Mit 35 Textfiguren. In einem Bande. Preis M. 10.—.

Die Wasserkräfte, ihr Ausbau und ihre wirtschaftliche Ausnutzung. Ein technisch-wirtschaftliches Lehr- und Handbuch. Von Dr. Ing. **Adolf Ludin**, Großherzogl. Badischer Bauinspektor. Mit 1086 Abbildungen im Text und auf 11 Tafeln. In zwei Bände gebunden. Erscheint im Frühjahr 1913.

Die Pumpen. Berechnung und Ausführung der für die Förderung von Flüssigkeiten gebräuchlichen Maschinen. Von **Konr. Hartmann** und **J. O. Knoke**. Dritte, neubearbeitete Auflage von **H. Berg**, Professor an der Königl. Techn. Hochschule in Stuttgart. Mit 704 Textfiguren und 14 Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 18.—.

Die Zentrifugalpumpen mit besonderer Berücksichtigung der Schaufelschnitte. Von Dipl.-Ing. **Fritz Neumann**. Zweite, verbesserte und vermehrte Auflage. Mit 221 Textfiguren und 7 lithographischen Tafeln. In Leinwand gebunden Preis M. 10.—.

Theorie und Konstruktion der Kolben und Turbokompressoren. Von Dipl.-Ing. **P. Ostertag**, Professor am Kantonalen Technikum in Winterthur. Mit 266 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 11.—.

Die Entropietafel für Luft und ihre Verwendung zur Berechnung der Kolben- und Turbo-Kompressoren. Von Professor **P. Ostertag** in Winterthur. Mit 11 Textfiguren und 2 Tafeln. Preis M. 2.80.

Kompressoren-Anlagen, insbesondere in Grubenbetrieben. Von Dipl.-Ing. **Karl Teiwes**. Mit 129 Textfiguren. In Leinwand gebunden Preis M. 7.—.

Zu beziehen durch jede Buchhandlung.

Die Gebläse. Bau und Berechnung der Maschinen zur Bewegung, Verdichtung und Verdünnung der Luft. Von Albrecht von Ihering, Kaiserlicher Geheimer Regierungsrat. Dritte, umgearbeitete und vermehrte Auflage. Mit 643 Textfiguren und 8 Tafeln.

Preis M. 20.—

Technische Schwingungslehre. Einführung in die Untersuchung der für den Ingenieur wichtigsten periodischen Vorgänge aus der Mechanik starrer, elastischer, flüssiger und gasförmiger Körper sowie aus der Elektrizitätslehre. Von Dr. Wilhelm Hort, Dipl.-Ing. Mit 87 Textfiguren.

Preis M. 5.60; in Leinwand gebunden M. 6.40.

Hebemaschinen. Eine Sammlung von Zeichnungen ausgeführter Konstruktionen mit besonderer Berücksichtigung der Hebemaschinen-Elemente. Von C. Bessel, Ingenieur, Oberlehrer an der Kgl. Höheren Maschinenbauschule Altona. Zweite Auflage. 34 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 6.60.

Transmissionen. Wellen, Lager, Kupplungen, Riemen- und Seiltrieb-Anlagen. Von Ingenieur Stephan Jellinek in Wien. Mit 61 Textfiguren und 30 Tafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 12.—

Einzelkonstruktionen aus dem Maschinenbau. Herausgegeben von Ingenieur C. Volk, Berlin.

Erstes Heft: Die Zylinder ortsfester Dampfmaschinen.

Von Oberingenieur H. Frey, Berlin. Mit 109 Textfiguren.

Steif broschiert Preis M. 2.40.

Zweites Heft: Kolben. I. Dampfmaschinen- und Gebläsekolben.

Von Ingenieur C. Volk, Berlin. II. Gasmaschinen- und Pumpenkolben. Von A. Eckardt, Betriebsingenieur der Gasmotorenfabrik Deutz. Mit 247 Textfiguren.

Steif broschiert Preis M. 4.—

Drittes Heft: Zahnräder. I. Teil. Stirn- und Kegelräder mit geraden Zähnen. Von Dr. A. Schiebel, a. o. Professor der k. k. deutschen

Technischen Hochschule zu Prag. Mit 110 Textfiguren.

Steif broschiert Preis M. 3.—

Die Betriebsleitung insbesondere der Werkstätten. Autorisierte deutsche Ausgabe der Schrift: „Shop management“ von Fred W. Taylor, Philadelphia. Von A. Wallichs, Professor an der Technischen Hochschule zu Aachen. Zweite, vermehrte Auflage. Mit 15 Abbildungen und 2 Zahlentafeln.

In Leinwand gebunden Preis M. 6.—

Der Fabrikbetrieb. Praktische Anleitungen zur Anlage und Verwaltung von Maschinenfabriken und ähnlichen Betrieben sowie zur Kalkulation und Lohnverrechnung. Von Albert Ballewski. Dritte, vermehrte und verbesserte Auflage bearbeitet von C. M. Lewin, beratender Ingenieur für Fabrik-Organisation in Berlin.

In Leinwand gebunden Preis M. 6.—

Werkstattstechnik. Zeitschrift für Anlage und Betrieb von Fabriken und für Herstellungsverfahren. Herausgegeben von Dr. Ing. G. Schlesinger, Professor an der Technischen Hochschule zu Berlin. Jährlich 24 Hefte.

Preis des Jahrgangs M. 12.—