

VIII. Abschnitt.

Steuerungen.

130. Der Schieber. Die ursprüngliche Form der Dampf- und -auslaßorgane, welche bei den ältesten Dampfmaschinen zur Anwendung gelangte, war die eines kegelförmigen Ventiles, welches durch Daumen betätigt wurde, die ihre Bewegung durch eine vom Balancier niederhängende Stange erhielten. Der Schieber, dessen Erfindung Watts Assistenten Murdoch zugeschrieben wird, kam erst mit Einführung der Lokomotive in allgemeinen Gebrauch und bildet heute, in einer oder der anderen seiner zahlreichen Verwendungsformen, das am weitesten verbreitete Steuerorgan der Dampfmaschine.

Der gewöhnliche Schieber, wie er speziell bei Lokomotivmaschinen verwendet wird, ist durch Fig. 80 in zwei Schnitten und einer Draufsicht

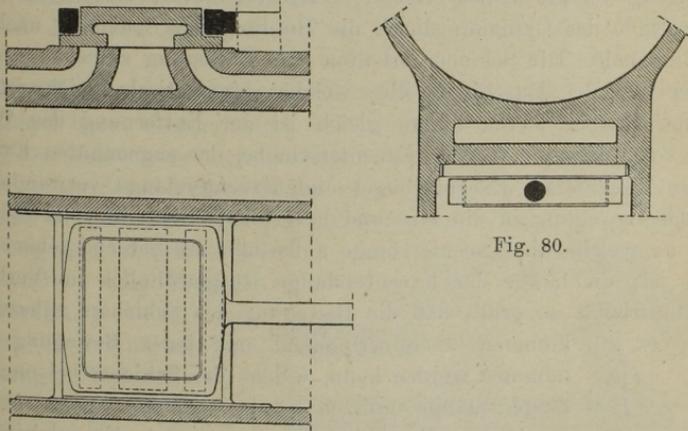


Fig. 80.

schematisch dargestellt. Die Spiegelfläche, auf welcher der Schieber gleitet, ist eine vollkommen ebene, entweder auf dem Rücken oder zur Seite des Cylinders gebildete Fläche, mit drei Kanälen, welche über den größeren Teil des Cylinderdurchmessers reichen. Man nennt diese Gleitfläche den

Cylinderspiegel und die damit zusammenarbeitende Fläche des Schiebers den Schieberspiegel.

Die Kanäle sind im Grundriß ersichtlich; der mittlere Kanal ist der Ausströmkanal, durch welchen der Dampf den Cylinder verläßt; die beiden anderen, die sogenannten Dampfkanäle, sind schmaler und führen zu den beiden Enden des Cylinders. Der Schieber arbeitet in einem nach außen dampfdicht abgeschlossenen, mit dem Dampfkessel in Verbindung stehenden Gehäuse, Schiebergehäuse oder Schieberkasten genannt, durch welches die den Schieber hin- und herbewegende Stange, die Schieberstange, mittels Stopfbüchse hindurchgeht. Der Schieber darf mit der Stange nicht starr verbunden sein; obwohl derselbe im Sinne der Bewegung ohne Spiel von der Stange mitgenommen werden muß, soll sich der Schieber senkrecht zur Spiegelfläche unabhängig von der Stange unter dem auf seinem Rücken lastenden Dampfdruck dichtend an die Gleitfläche des Cylinders anlegen können; diese Bedingung kann auf verschiedene Art und Weise, beispielsweise durch den in Fig. 80 skizzierten, vielfach verwendeten Rahmen, erfüllt werden.

In seiner mittleren Stellung überdeckt der Schieber die beiden Dampfkanäle vollständig; wird er jedoch um eine bestimmte Strecke nach einer oder der anderen Seite aus dieser Mittelstellung verschoben, dann gestattet er dem Frischdampf aus dem Schiebergehäuse Eintritt nach dem einen Ende des Cylinders, und dem Dampfe, welcher während des vorhergehenden Hubes Arbeit verrichtet hatte, Austritt von dem anderen Ende des Cylinders durch die Höhlung des Schiebers nach dem Ausströmkanale. Die Schieber erhalten ihre Bewegung zumeist durch ein Excenter auf der Maschinenwelle, welches kinematisch gleichwertig ist mit einer Kurbel, deren Länge gleich ist der Entfernung des Wellenmittels vom Mittelpunkte der Excenterscheibe, der sogenannten Excentricität des Excenters. Excenterbügel und Excenterstange verwandeln die rotierende Bewegung in die hin- und hergehende Bewegung der Schieberstange, an welche die Excenterstange außerhalb des Schiebergehäuses angelenkt ist; die Länge der Excenterstange ist gewöhnlich im Verhältnis zur Excentricität so groß, daß die Bewegung des Schiebers nahezu vollkommen übereinstimmend mit jener Bewegung angenommen werden kann, welche der Schieber bei unendlich langer Stange besitzen würde.

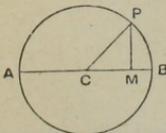


Fig. 81.

Beschreibt man daher mit der Excentricität als Halbmesser einen Kreis, Fig. 81, so stellt dieser den Weg des Excentermittelpunktes während einer Umdrehung der Maschine dar; fällt man ferner von irgend einem Punkte P dieses Kreises das Perpendikel PM auf den Durchmesser AB , dann

gibt die Distanz CM den Schieberweg, d. i. die Entfernung des Schiebers von seiner Mittelstellung, wenn der Excentermittelpunkt sich in P befindet. AB ist der totale Weg des Schiebers.

131. Überdeckung, Voreröffnung und Voreilwinkel. Wäre der Schieber so dimensioniert, daß er in seiner mittleren Stellung die Kanäle nicht überdeckt, wie Fig. 82 zeigt, dann würde bei der geringsten Bewegung desselben nach rechts oder links Dampf in den Cylinder treten und die Einströmung würde so lange dauern, bis der Schieber wieder in seine Mittelstellung als Anfangsstellung zurückgekehrt ist, also mit anderen Worten, während einer halben Umdrehung der Maschine. Ein so dimensionierter Schieber würde daher keine Expansion des Dampfes im Cylinder gestatten; der Frischdampf würde während des vollen Kolbenhubes einströmen, gleichzeitig aber auch der verarbeitete Dampf von der anderen Cylinderseite während des ganzen Hubes ausströmen. Das Excenter müßte

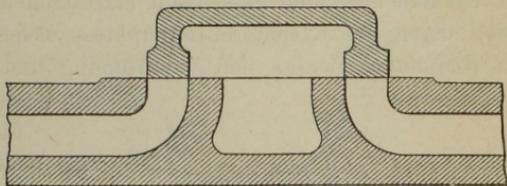


Fig. 82.

so gegen die Kurbel versetzt sein, daß seine mittlere Stellung der Zeit nach mit der äußersten Position des Kolbens zusammenfällt; der Halbmesser des Excenters müßte daher, wenn Excenterscheibe und Kurbel auf ein und derselben Welle sitzen, mit dieser einen rechten Winkel einschließen.

Um Expansion erzielen zu können, muß somit der Schieber so angeordnet bzw. dimensioniert sein, daß er die Kanäle während eines Teiles des Kolbenhubes geschlossen erhält. Dies wird dadurch erreicht, daß man den Schieberlappen über die betreffende Arbeitskante des Kanals verlängert; man nennt diese Verlängerung die Überlappung oder Überdeckung und unterscheidet eine äußere oder Einlaßüberdeckung e und eine innere oder Auslaßüberdeckung i , Fig. 83.

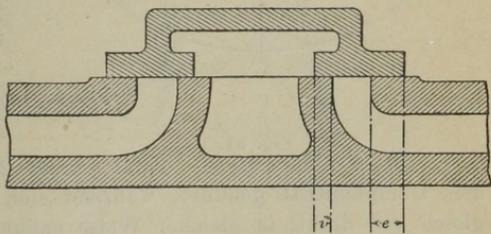


Fig. 83.

Sobald der Schieber um die äußere Überdeckung e nach der einen oder anderen Seite aus seiner Mittelstellung verschoben wird, beginnt die Dampf einströmung und dauert so lange, bis der Schieber wieder in diese Stellung zurückgekehrt, also um

dasselbe Maß von seiner Mittelstellung entfernt ist. In gleicher Weise beginnt die Ausströmung, sobald der Schieber um die Größe der inneren Überdeckung i aus seiner mittleren Stellung bewegt wurde und erreicht ihr Ende in dem Momente, als der Schieber in die gleiche Stellung zurückkehrt.

Die hierdurch erzielte Dampfverteilung läßt sich in einfacher Weise graphisch darstellen.

Der mit der Excentricität als Halbmesser beschriebene Kreis Fig. 84 stellt den Weg des Excentermittelpunktes dar. Trägt man auf den Durchmesser fg , welcher den totalen Schieberweg darstellt, von dem Mittelpunkte o des Kreises, om gleich der äußeren Überdeckung e und on gleich der inneren Überdeckung i auf und zieht man durch m und n die Vertikalen amb und cnd , dann markieren die Punkte a, b, c und d jene Stellungen des Excentermittelpunktes, welche mit Beginn und Ende der Einströmung, Beginn der Ausströmung und Ende derselben, beziehungsweise

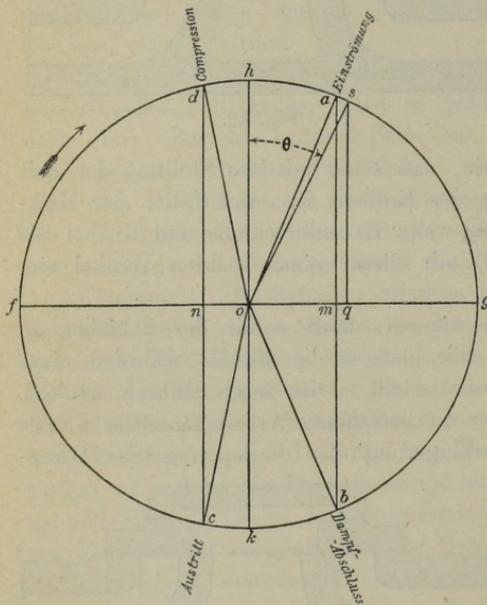


Fig. 84.

für eine Cylinderseite zusammenfallen. Für die andere Cylinderseite bestimmen sich diese vier Momente der Dampfverteilung in gleicher Weise, indem man die korrespondierende äußere Überdeckung zur Linken, die innere Überdeckung hingegen zur Rechten von o aus aufträgt. Die Überdeckungen selbst können für die beiden Cylinderseiten gleich oder ungleich sein. Der Klarheit der folgenden Betrachtungen wegen wollen wir vorläufig nur eine Cylinderseite ins Auge fassen. Während einer vollen Umdrehung der Kurbel entspricht der Bogen ab der Einströmperiode d. h.: der Kanal ist für den Dampfeintritt geöffnet, während sich die Kurbel um einen Winkel gleich aob dreht; in gleicher Weise entspricht der Bogen bc der Expansion, cd der Ausströmung und da der Kompression.

Die Beziehung dieser Perioden zum Kolbenwege blieb bisher unerörtert.

Wenn das Excenter der Kurbel um den Winkel foa vereilen würde, dann würde der Schieber den Einströmkanal in dem Momente zu eröffnen beginnen, in welchem auch der Kolben seinen Hub beginnt. Um jedoch dem Dampfe bei Beginn des Kolbenhubes freien Eintritt zu sichern, ist es notwendig, daß der Kanal in der Totlage der Kurbel, beziehungsweise in der Endstellung des Kolbens teilweise eröffnet ist; das Excenter muß daher, der Kurbel voreilend, um einen Winkel größer als foa versetzt sein. Befindet sich somit das Excenter in der Stellung os , wenn die Kurbel im Totpunkte f steht, dann ist der Kanal bereits um die Strecke mq , dem sogenannten linearen Voreröffnen geöffnet. Den Winkel $\theta = hos$, um welchen der von der Excentricität und der Kurbel eingeschlossene Winkel fos größer ist als ein rechter Winkel, nennt man den Voreilwinkel; es ist dies somit jener Winkel, um welchen das Excenter voreilend gegen jene Lage versetzt ist, welche dasselbe einnehmen würde, wenn der Schieber bei der Totlage der Kurbel in seiner mittleren Stellung stünde. Die äußere Deckung e , die Voreröffnung l , der Voreilwinkel θ und die Excentricität r stehen in der gegenseitigen Beziehung

$$e + l = r \sin \theta.$$

Infolge des Voreröffnens strömt Frischdampf in den Cylinder noch bevor der Kolben seinen Rücklauf vollendet hat; durch diese Voreinströmung wird der mechanische Effekt der Kompression erhöht; die Bewegungsumkehr des Kolbens erfolgt weich und stoßfrei.

Der größte Betrag, um welchen der Kanal während der Admission geöffnet wird, ist durch die Strecke mg gegeben; man pflegt daher die Breite des Kanals gewöhnlich gleich dieser Distanz mg , mitunter auch größer anzunehmen, um die größere Eröffnung nf während der Ausströmung ausnützen zu können.

132. Graphische Methode der Untersuchung der Dampfverteilung durch Schieber.

Der über AB als Kolbenhub vom Mittel-

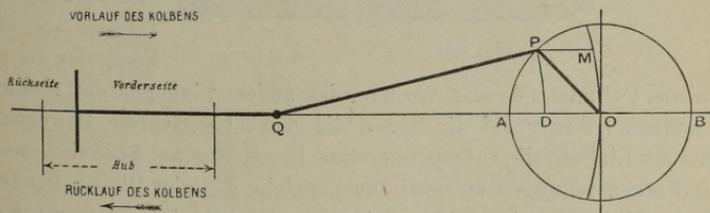


Fig. 85.

punkte O beschriebene Kreis APB Fig. 85 stellt den Weg des Kurbelzapfens dar. Steht die Kurbel in irgend einer Stellung OP , dann findet

man die korrespondierende Lage des Kolbens durch Projektion des Punktes P auf AB , indem man mit der Schubstange QP als Halbmesser vom Kreuzkopfzentrum Q den Kreisbogen PD beschreibt. DO gibt sodann die Verschiebung des Kolbens aus seiner Mittelstellung, AD und DB hingegen seine Entfernung von den beiden Endstellungen. Um das Schlagen der Kreisbögen aus den jeweiligen Kurbelstellungen zu ersparen, empfiehlt es sich, mit der Länge der Schubstange als Radius durch O

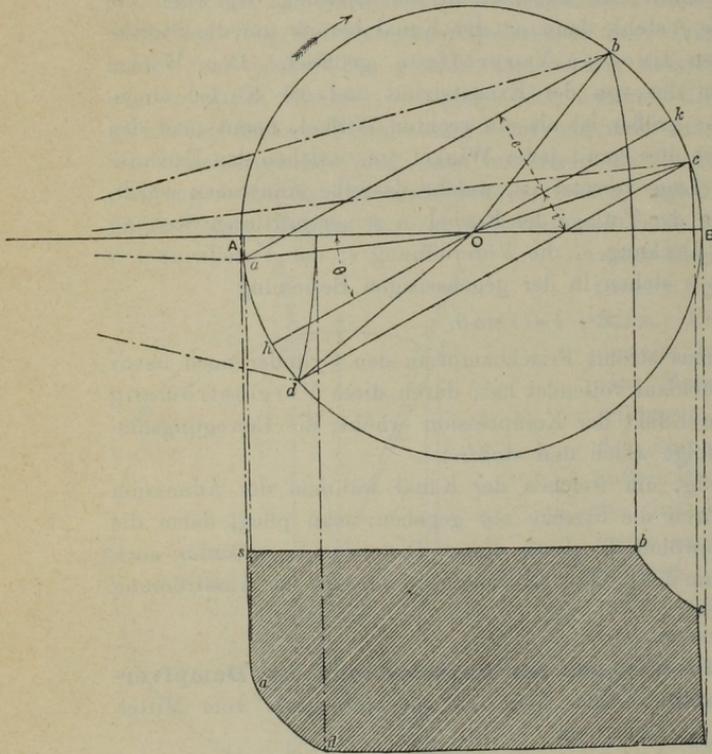


Fig. 86.

den Kreisbogen OM zu ziehen und die Kurbelpunkte durch zur AB parallele Gerade auf diesen Kreisbogen zu projizieren. Die Entfernung der einzelnen Kurbelpunkte von dem Kreisbogen OM gibt sodann die korrespondierende Verschiebung des Kolbens aus seiner Mittelstellung. Für die Kurbelstellung P gibt z. B. die Strecke $PM = DO$ diese Verschiebung des Kolbens.

Um für die beiden Cylinderenden und den Bewegungssinn des Kolbens eine Bezeichnung einzuführen, sei für die Folge das der Kurbel

zugekehrte Cylinderende das vordere, das andere hingegen das rückwärtige Ende genannt; ferner sei die gegen die Kurbel gerichtete Bewegung des Kolbens als Einhub, die entgegengesetzte Bewegung als Aushub bezeichnet. Um die Kolbenstellungen zu bestimmen, welche den vier Phasen der Dampfverteilung (Fig. 84) entsprechen, hat man unter Benützung dieses Kurbelwegdiagrammes die Punkte a, b, c und d rückläufig so zu verdrehen, daß der Strahl os mit der Totlage fo der Kurbel zusammenfällt. Daraus ergibt sich das Diagramm Fig. 86.

Der Kreis Fig. 86 stelle einerseits den Kurbelwarzenweg, andererseits den Weg des Excentermittelpunktes unter Zugrundelegung zweier verschiedener, dem Längenverhältnisse von Kurbel und Excentricität entsprechender Maßstäbe dar. Der Durchmesser AB repräsentiere den Kolbenhub. Der Durchmesser hk entspricht der um $90^\circ + \theta$ zurückgedrehten Linie hk der Fig. 84, so daß der Winkel AOh Fig. 86 gleich dem Voreilwinkel θ ist. Die beiden Linien ab und cd sind in den Abständen e (äußere Deckung) und i (innere Deckung) von der Linie hk und parallel zu dieser gezogen. Die Punkte a, b, c und d erscheinen somit um $90^\circ + \theta$ gegen ihre Lage in Fig. 84 zurückgedreht; diese Punkte in Fig. 86 geben daher die wirklichen Stellungen an, in welchen sich die Kurbel bei Beginn des Dampfeintrittes, der Expansion, der Ausströmung und der Kompression befindet. Die entsprechenden Stellungen des Kolbens findet man durch Projektion der Punkte a, b, c, d auf die AB mittels Kreisbögen vom Radius gleich der Länge der Pleuelstange, wie in Fig. 86 ersichtlich. Diesen Kolbenstellungen entspricht das unterhalb skizzierte Indikator-diagramm.

Eine etwas andere, für den gewöhnlichen Gebrauch vielleicht geeigneter Konstruktion zeigt Fig. 87. Der Kreisbogen Fig. 87 stelle wie in der vorhergehenden Figur unter Zugrundelegung zweier verschiedener Maßstäbe den Weg der Kurbelwarze beziehungsweise jenen des Excentermittelpunktes dar, während der Durchmesser AB dem Kolbenhube entspricht. Die Linie hk sei unter dem Voreilwinkel $AOh = \theta$ gegen die Linie AB versetzt gezogen. Nimmt man auf der Verlängerung der AB einen Punkt an und beschreibt mit der Länge der Pleuelstange als Halbmesser gleich der Entfernung dieses Punktes vom Centrum O einen durch O gehenden Kreis-

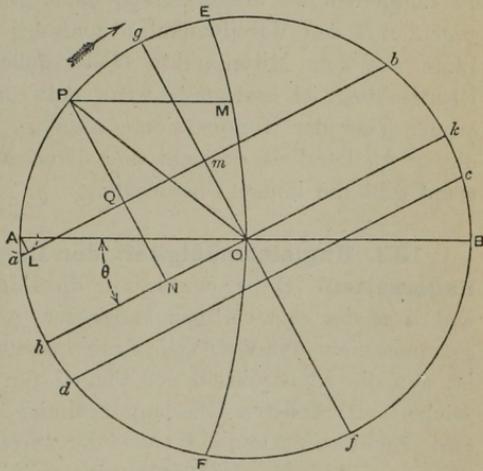


Fig. 87.

bogen EOF , dann erhält man für eine beliebige Kurbelstellung OP die Verschiebung des Schiebers aus seiner Mittelstellung durch das Stück PN der von P senkrecht zur Linie hk gegebenen Geraden, und den Weg des Kolbens aus seiner mittleren Stellung durch die Linie PM .

Zieht man ferner wie in Fig. 86 die Geraden ab und cd in den Ent-

fernungen e und i (äußere und innere Überdeckung) parallel zu hk , dann geben wieder die Punkte a, b, c und d die wiederholt besprochenen vier Phasen in der Dampfverteilung, ferner PQ die Eröffnung des Einströmkanales bei der Kurbelstellung P und AL die Eröffnung des Kanals bei Beginn des Kolbenhubes, also die lineare Voreröffnung. In gleicher Weise ergeben sich aus dem Diagramm die Ausströmverhältnisse. Der Kanal ist am weitesten geöffnet, wenn die Kurbel während der Admission in Og und während der Ausströmung in Of steht, ausgenommen den Fall, daß der Kanal bereits bei einem kleineren Schieberweg voll eröffnet ist, der Schieber den Kanal somit, wie man sagt, überläuft.

Das durch Fig. 87 dargestellte Diagramm, eine Modifikation des Reuleauxschen Diagrammes, kann zur Ermittlung der einzelnen charakteristischen Abmessungen eines Schiebers benützt werden, wenn durch denselben eine in gewisser Hinsicht schon im vorhinein bestimmte Dampfverteilung erreicht werden soll. Es sei z. B. der Schieberhub, das lineare Voreröffnen und die Füllung gegeben; Punkt b markiere die Kurbelstellung im Momente des gewünschten Dampfabschlusses in Beziehung auf den Kolbenhub AB . Man beschreibe von A aus mit dem linearen Voreröffnen AL als Halbmesser einen Kreis und ziehe von b aus die Linie ba tangierend an diesen Kreis; dann gibt die Neigung dieser Linie ab gegen AB den Voreilwinkel θ und der senkrechte Abstand Om dieser Linie von dem Mittelpunkte O die äußere Überdeckung e . Die innere Überdeckung ist bestimmt, wenn entweder der Beginn der Ausströmung c oder jener der Kompression d gegeben ist, indem man durch c oder d die zu ab Parallele cd zieht und deren Abstand von O mißt; dieser Abstand gibt die innere Überdeckung.

133. Ungleichmäßigkeit der Dampfverteilung zu beiden Cylinderseiten. Bisher wurde nur die Dampfverteilung einer Cylinderseite und zwar der rückwärtigen betrachtet, um die Verständlichkeit des Diagrammes nicht durch zu viele Linien nachteilig zu beeinflussen. In Fig. 88 ist nun die Konstruktion der Fig. 87 für beide Cylinderseiten durch Einzeichnen der äußeren Überlappungslinien ab und $a'b'$, der inneren Überdeckungslinien cd und $c'd'$ sowie der korrespondierenden Dampfverteilungsphasen wiederholt. Die Konstruktionslinien, welche sich auf das vordere Cylinderende beziehen, sind durch gestrichelte Linien, die Bezeichnungen durch angehängte Zeiger gekennzeichnet.

Die Überlappungen wurden für beide Cylinderseiten gleich groß angenommen; die Füllung ergibt sich infolgedessen für den Kolbenein- und Aushub. Das Füllungsverhältnis selbst ist durch das Verhältnis der Strecken $bm + r$ und $b'm' + r$, wenn r den Halbmesser des

summierend hinzutritt. Man gibt daher beim Kolbenaufhub größere Füllung, indem man die Überlappungen noch ungleicher macht, als eine symmetrische Dampfverteilung erfordern würde.

In den Diagrammen Fig. 87 und 88 wurde die Länge der Excenterstange unendlich groß vorausgesetzt; in den meisten Fällen ist auch die Länge der Excenterstange im Verhältnisse zur Excentricität so groß, daß man ohne merkbaren Fehler den Einfluß der endlichen Stangenlänge vernachlässigen kann. Ist die Stange jedoch ausnahmsweise kurz, also deren Neigung nicht mehr zu vernachlässigen, dann müssen die geraden Linien ab , hk und cd durch Kreisbögen ersetzt werden vom Radius gleich der Länge der Excenterstange und Mittelpunkten, welche auf der Linie of (Fig. 87) außerhalb f liegen*). Für die Stangenlänge muß selbstverständlich derselbe Maßstab benützt werden, welcher dem Schieberwege AB zugrunde gelegt wurde.

Diagramm Fig. 89 wurde für symmetrische Dampfverteilung durch Verkleinerung der kurbelseitigen äußeren Deckung entworfen. ab ist die

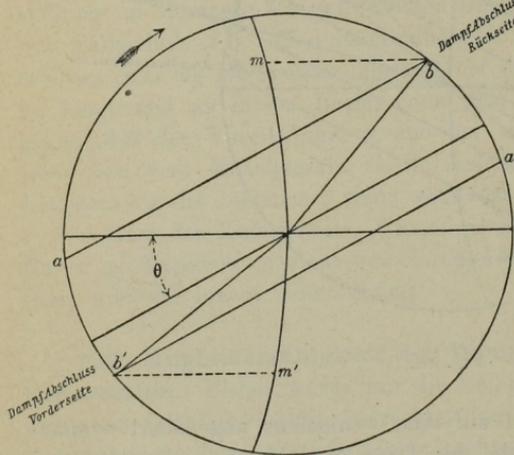


Fig. 89.

Linie der äußeren Deckung für die rückwärtige und $a'b'$ für die vordere Cylinderseite; diese Linien sind so gezogen, daß $bm = b'm'$, also die Füllung zu beiden Cylinderseiten die gleiche ist. Die inneren Deckungen können auf gleiche Weise adjustiert werden, um entweder gleiche Kompression oder symmetrischen Beginn der Ausströmung vor und hinter dem Kolben zu erhalten. Die Voreröffnungen sind selbstverständlich bei gleicher Füllung ungleichmäßig groß und zwar wurde durch Verkleinerung der kurbelseitigen Deckung die korrespondierende Voreröffnung wesentlich vergrößert.

134. Zeuners Schieberwegdiagramm. Unter den Methoden zur graphischen Ermittlung der Dampfverteilung aus den Abmessungen einer Schiebersteuerung ist das Zeunersche Schieberwegdiagramm am weitesten

*) Siehe „Die Steuerungen der Dampfmaschinen“, von Prof. C. Leist, S. 74 und 75. Berlin, Verlag von J. Springer, 1900.

verbreitet und sowohl im Inlande wie im Auslande in allgemeiner Verwendung. Die erste Publikation dieses Diagrammes von Dr. G. Zeuner erschien 1856 in der Zeitschrift „Der Civilingenieur“; im Jahre 1857 erschien über diesen Gegenstand die erste Auflage des Werkes: „Die Schiebersteuerungen“ von Zeuner im Verlage von Arthur Felix in Leipzig, welches Werk seitdem mehrfache Neuauflagen erfahren hat.

Die Linie AB Fig. 90 stelle den Schieberweg dar; die beiden Kreise Schieberkreise genannt, deren Diameter mit der Linie AB zusammenfallen, sind mit einem Durchmesser gleich der Excentricität beziehungsweise dem halben Schieberwege beschrieben. Zieht man

vom Mittelpunkte C des Excenters nach irgend einer Richtung ein Halbmesser oder Strahl CP , so wird derselbe von einem der beiden Kreise derart in einem Punkte Q geschnitten, daß das Stück CQ innerhalb des Schieberkreises den korrespondierenden Weg des Schiebers aus seiner mittleren Stellung darstellt. Daß dies der Fall ist, hat Zeuner in seinem Werke ausführlichst nachgewiesen und geht, indem man die Linien PM und QB zieht, aus der einfachen Betrachtung hervor, daß die beiden rechtwinkligen Dreiecke CPM und CBQ einander gleich sind, somit auch $CQ = CM$, gleich dem Schieberwege aus seiner mittleren Stellung ist.

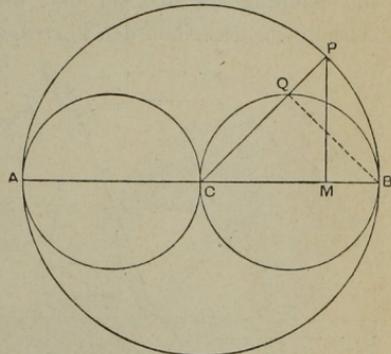


Fig. 90.

Die Linie AB mit den beiden Schieberkreisen wird nun um den Winkel $90^\circ + \theta$, wenn θ wieder den Voreilwinkel darstellt, zurückgedreht, so daß die Schieberkreise die Stellung der in vergrößertem Maßstabe gezeichneten Fig. 91 einnehmen. Diese Rückdrehung bezweckt eine Vereinfachung der Konstruktion in der Weise, daß auf dem Papiere die jeweilige Stellung des Excenters mit der zugehörigen Stellung der Kurbel zusammenfällt. Will man daher für irgend eine Kurbelstellung den korrespondierenden Schieberweg ermitteln, dann zieht man die Linie CQP Fig. 91 parallel zur Lage der Kurbel und erhält in der Sehne CQ den Weg des Schiebers aus dessen Mittelstellung in demselben Maßstabe, in welchem der Diameter des Schieberkreises die Excentricität, beziehungsweise den halben Schieberweg darstellt. CL ist der Schieberweg bei Beginn des Kolbenhubes, also bei der Totlage der Kurbel, wenn sich dieselbe im Sinne des Pfeiles dreht. Zieht man weiters von C aus mit der äußeren und inneren Überdeckung als Halbmesser die beiden konzentrischen Kreise EF und IJ , dann entspricht CE der Kurbelstellung bei Beginn

Linie gibt sodann in dem Abschnitte CQ Fig. 91 den Ausschlag des Schiebers aus seiner Mittellage und in dem Abschnitte pq Fig. 92 den korrespondierenden Hub des Kolbens aus seiner Endstellung.

Statt dieses Kolbenwegdiagrammes Fig. 92 kann man zur Bestimmung des jeweiligen Kolbenweges des Zeunerschen Schieberwegdiagrammes auch die in Reuleauxs Diagramm Fig. 86 und 87 angewendete Methode benützen.

Als ein Beispiel der Anwendung des Zeunerschen Schieberwegdiagrammes sei dasselbe Problem gewählt, welches an früherer Stelle benutzt wurde, nämlich die Ermittlung der äußeren Deckung sowie des Voreilwinkels, wenn die Füllung und das lineare Voreröffnen für die korrespondierende Cylinderseite, sowie der Schieberhub gegeben oder bekannt sind.

Auf der Grundlinie XX' Fig. 93 markiere Punkt M den Schluß der Füllung XM ; mit der Länge der Schubstange als Halbmesser projiziere man diesen Punkt auf den Kreis XPX' , um die Kurbellage CP zu bestimmen, welche dieser Füllung entspricht. Vom Punkte X als Mittelpunkt beschreibe man sodann mit dem gegebenen linearen Voreröffnen XN als Halbmesser einen

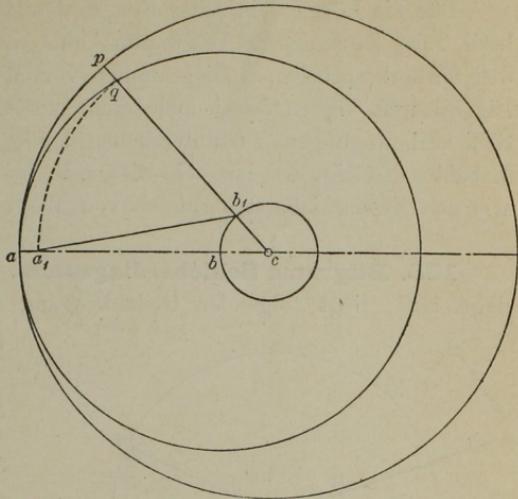


Fig. 92.

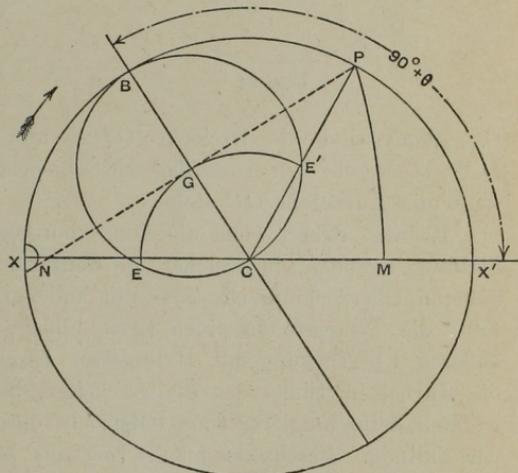


Fig. 93.

Kreis und ziehe vom Punkte P die Tangente PN an denselben; die von C senkrecht auf PN gezogene Gerade CGB bestimmt die Lage des durch C gehenden Diameters des Schieberwegkreises CB und der

Winkel $X'CB$ den Winkel $90^\circ + \theta$; CG ist die gesuchte äußere Überdeckung.

Für die Lösung einfacher Fragen der Dampfverteilung durch Schieber besitzt das Zeunersche Diagramm keine wesentlichen Vorteile gegenüber den vorherbesprochenen Diagrammen von Müller Fig. 84 und Reuleaux Fig. 86 und 87; es ist jedoch dann vorteilhafter zu verwenden, wenn Schieberbewegungen zu untersuchen sind, welche von mehr als einem Excenter betätigt werden, wie dies z. B. bei den Coulissensteuerungen sowie den Zweischiebersteuerungen von Meyer, Rider etc. der Fall ist.

135. Bilgrams Schieberdiagramm. Diesem Diagramm, in Fig. 94 dargestellt, liegt folgender Gedankengang zugrunde. Aus dem Mittelpunkt O werde mit der Excentricität als Halbmesser ein Kreis beschrieben, welcher somit den Weg des Excenterzentrums darstellt. Wenn sich das Excenter in E befindet, steht die Kurbel um den Winkel $90^\circ + \theta$ zurück in OC .

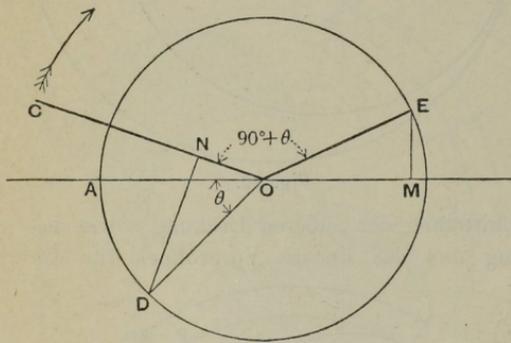


Fig. 94.

Die Linie OD schließe mit der Grundlinie den Winkel $AOD = \theta$ (Voreilwinkel) ein. Zieht man die Gerade DN senkrecht zur Kurbelrichtung OC , dann sind die Dreiecke ODN und EOM einander gleich und $DN = OM$ gibt den Ausschlag des Schiebers aus seiner mittleren Stellung, wenn die Kurbel in OC steht.

Es muß daher, wenn die Admission beginnt, die Kurbel sich in jener Stellung befinden, in welcher die Senkrechte von D auf OC gleich der äußeren Überdeckung ist, oder mit anderen Worten, OC muß in diesem Falle die Tangente an einen Kreis bilden, welcher von D aus mit der äußeren Überdeckung als Halbmesser beschrieben ist. Dreht sich nun die Kurbel im Sinne des Pfeiles weiter, bis sie denselben Kreis auf der anderen Seite tangiert, dann entspricht diese Kurbellage dem Abschlusse der Füllung. Beschreibt man ferner aus D einen zweiten Kreis mit der inneren Deckung als Halbmesser, dann entsprechen die beiden an diesen Kreis tangierend gezogenen Kurbelstellungen dem Beginne der Kompression beziehungsweise der Ausströmung.

Die vollständige Konstruktion, für ein Ende des Cylinders durchgeführt, ist in Fig. 95 dargestellt.

AOD ist der Voreilwinkel, OD der halbe Schieberhub beziehungsweise die Excentricität, DP die äußere und DQ die innere Überdeckung. C_1, C_2, C_3 und C_4 sind die Kurbelstellungen bei Beginn der Einströmung, der Expansion, der Ausströmung und der Kompression. OL gleich der Excentricität weniger der äußeren Deckung gibt die größte Eröffnung des Einströmkanales. Die zu AO senkrechte Gerade DF gibt die Schieberstellung im Totpunkte A der Kurbel und das Stück FG dieser Geraden, also die Entfernung

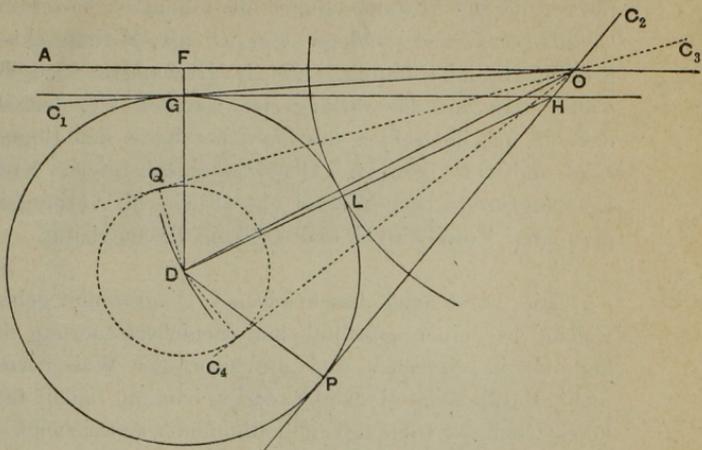


Fig. 95.

der Totlage AO von einer im Punkte G tangierend an den äußeren Deckungskreis gezogenen Geraden GH , gibt das lineare Voreröffnen.

Um die Anwendung dieses Diagrammes zu zeigen, sollen nachstehend mit Hilfe desselben zwei Aufgaben gelöst werden.

1) Gegeben sei die Excentricität beziehungsweise der Schieberhub, die Stellung der Kurbel im Momente des Dampfabschlusses und das lineare Voreröffnen; zu bestimmen sei die Überdeckung und der Voreilwinkel. Die Grundlinie AO Fig. 95 gibt die Bewegungsrichtung des Kolbens, OC_2 die Stellung der Kurbel mit Ende der Füllung; man verlängere diese Gerade über O hinaus nach P und ziehe die Linie GH parallel zu AO in einer Entfernung von dieser gleich dem linearen Voreröffnen. Nun halbiere man den Winkel GHP ; auf dieser Halbierungslinie befindet sich der Mittelpunkt des Überdeckungskreises; seine Entfernung von H wird bestimmt, indem man von O als Zentrum mit dem Halbmesser OD gleich der Excentricität einen Bogen beschreibt, der die Halbierungslinie in D schneidet; D ist der gesuchte Mittelpunkt. Von D aus beschreibt man nun den, die beiden Geraden HG und HP berührenden Kreis; der Radius desselben gibt die äußere Überdeckung. Indem man schließlich D mit O verbindet, erhält man durch den Winkel AOD den Voreilwinkel.

2) Gegeben sei die Kurbelstellung im Momente des Dampfabschlusses, das lineare Voreröffnen und die größte Eröffnung des Dampfeinström-

kanales; zu bestimmen sei die Deckung, der Voreilwinkel und die Excentricität. Man ziehe wieder wie früher die der Kurbelstellung bei Dampfabschluß entsprechende Gerade OC_2 und verlängere dieselbe über O ; ferner die im Abstände gleich dem linearen Voreröffnen zu AO parallele Gerade GH und schlage von O als Mittelpunkt mit der gegebenen größten Kanaleröffnung OL als Halbmesser den Kreisbogen L . Nun wähle man auf der verlängerten Geraden OL den Mittelpunkt D derart, daß ein aus demselben beschriebener Kreis den Bogen L sowie die Linien GH und OP berührt. Der Halbmesser dieses Kreises gibt die äußere Deckungsbreite, der Winkel AOD wie im vorhergehenden Beispiele den gesuchten Voreilwinkel und DO die Excentricität.

Die vorstehend beschriebenen Diagramme geben über alle Fragen, welche bei einer gewöhnlichen Schiebersteuerung in Betracht kommen können, in einfacher und durchsichtiger Weise Auskunft und sind bei nicht zu kleinem Maßstabe der Zeichnung auch für praktische Zwecke hinsichtlich der Genauigkeit vollkommen ausreichend. Diese zeichnerischen Verfahren sind auch der rechnungsmäßigen Verfolgung der Schieberbewegung und der dadurch hervorgerufenen Dampfverteilung unter allen Umständen vorzuziehen, schon aus dem Grunde allein, weil bei jedem rechnerischen Verfahren die Übersicht über die erlangten Resultate und den Vorgang selbst verloren geht.

Es sollen hier noch zwei weitere Verfahren besprochen werden, welche jedoch das Aufzeichnen eigener Kurven erfordern und daher weniger bequem zu handhaben sind, wie die vorstehend erörterten Diagramme, bei welchen bekanntlich nur Kreise in Verwendung kommen. Diese beiden Verfahren der graphischen Bestimmung der Schieberwege beziehungsweise Kolbenwege sind die **Schieberellipse** sowie das **Sinoidendiagramm**.

136. Die Schieberellipse. Sind die Schieberwege für die verschiedenen Kolbenstellungen durch eines der im vorhergehenden besprochenen Diagramme oder nach irgend einer anderen Methode bestimmt, dann erhält man, indem man diese Schieberwege über die Gerade AB , welche den Kolbenhub darstellt, als Ordinaten aufträgt und deren Endpunkte durch eine kontinuierliche Kurve verbindet, die sogenannte Schieberellipse Fig. 96. Damit in Anbetracht der im Verhältnis zum Kolbenhub stets sehr kleinen Schieberwege die Kurve nicht zu flach verläuft und dadurch an Deutlichkeit des Zweckes verliert, empfiehlt es sich, den Ordinatenmaßstab wesentlich größer zu nehmen als jenen der Kolbenwege beziehungsweise Abscissen. Die so gebildete Kurve ähnelt ihrem Ver-

laufe nach einer Ellipse, doch ist sie infolge des Einflusses der endlichen Länge der Pleuelstange einseitig ausgebaucht, also kein reines Oval. Zur Ermittlung der wichtigsten Momente der Dampfverteilung sind in einem Abstände gleich der äußeren und inneren Deckung über beziehungsweise unter der Grundlinie AB die beiden parallelen Geraden EE und II zu ziehen. Die Durchschnittspunkte a, b, c und d dieser beiden Deckungslinien mit der Schieberwegkurve markieren die vier Momente der Dampfverteilung (Beginn und Ende der Einströmung, Beginn und Ende der Ausströmung) für die korrespondierende Cylinderseite.

Für die andere Cylinderseite ist die äußere Deckungslinie $E'E'$ unterhalb und die innere Deckungslinie $I'I'$ oberhalb der Grundlinie zu ziehen.

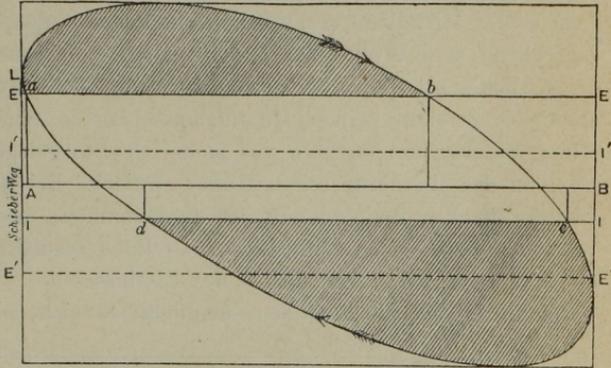


Fig. 96.

Die zwischen der Schieberellipse und den Deckungslinien liegenden Abschnitte der Ordinaten geben für jede beliebige Kolbenstellung die entsprechende Eröffnung des Dampf einlaß- und Auslaßkanales. Das lineare Voreroeffnen (z. B. EL für die Einströmung) ist in diesem Diagramm nicht genügend scharf ausgeprägt.

Die Schieberellipse gibt nach dem vorstehenden eine übersichtliche bildliche Darstellung des Zusammenhanges der Kolben- und Schieberbewegung, wie solche aus den Schieberwegdiagrammen von Reuleaux, Müller, Zeuner etc. allein nicht erlangt werden kann; sie bildet daher bei Untersuchungen der Schieberbewegung in vielen Fällen eine nützliche zusätzliche Konstruktion.

137. Sinoidendiagramm. Ein viel instruktiveres Diagramm erhält man, indem man den Kolben- beziehungsweise Schieberweg in Beziehung zu dem Kurbeldrehungswinkel durch eigene Kurven darstellt. Im Sinoidendiagramm werden, wie bei der Schieberellipse, die Wege des Schiebers aus seiner Mittellage nach rechts und links durch die nach oben und unten aufzutragenden Ordinaten der Schieberwegkurve dargestellt; Abscissen sind aber hier nicht die Kolben-, sondern die korrespondierenden Kurbelwege. Desgleichen sind die Kolbenwege aus der Mittellage gemessen als Ord-

naten über beziehungsweise unter den aufgerollten Kurbelkreis als Abscisse aufgetragen und ergeben als zweite Kurve die Kolbenwegkurve.

Die Grundlinie des Diagrammes bildet die Länge des aufgerollten Kurbelwarzenkreises; die Kolbenwegkurve $ABCD$ repräsentiert durch ihre Ordinaten die Verschiebung des Kolbens aus der Hubmitte für alle Kurbelstellungen zwischen den Kurbeldrehungswinkeln 0° und 360° . Die Kurve $EFIJ$, deren Ordinaten (immer von der Grundlinie gemessen) in einem beliebig vergrößerten Maßstabe gezeichnet den Ausschlägen des Schiebers aus seiner Mittellage entsprechen, stellt somit den Schieberweg dar. Entsprechend dem Winkel $90^\circ + \theta$, welchen die Excentricität mit der Kurbel einschließt, eilt die Schieberwegkurve der Kolbenwegkurve vor, d. h. der Schieber erreicht seinen Maximalausschlag in einem Punkte der Grundlinie, welcher um $90^\circ + \theta$ vor jenem Punkte gelegen ist, in welchem der Kolben das Maximum seines Hubes erreicht. Bei Konstruktion der Fig. 97 wurde ein Voreilwinkel von 30° angenommen, woraus eine Verschiebung der Schieberwegkurve um 120° nach links resultiert.

Wenn Fragen hinsichtlich des Einflusses der Veränderung des Voreilwinkels in Betracht kommen, empfiehlt es sich, eine der beiden Kurven

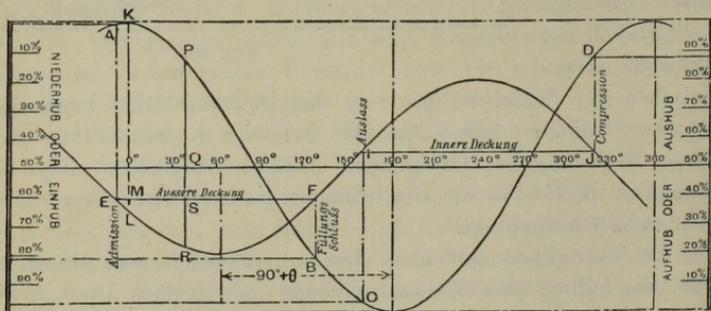


Fig. 97. Sinoidendiagramm für den Schieber.

auf Pauspapier zu zeichnen, um dieselbe über die andere Kurve in jene Stellung verschieben zu können, welche irgend einem verlangten Voreilwinkel entspricht.

Zieht man eine beliebige Linie PQR senkrecht zur Grundlinie, welche die Kolbenwegkurve in P und die Schieberwegkurve in R schneidet, dann gibt die Teilstrecke PQ die Verschiebung des Kolbens, QR (im Ordinatenmaßstabe der Schieberkurve) hingegen jene des Schiebers. Der Kolbenhub aus der Totlage wird bestimmt, indem man P auf die linke Anfangsline des Diagrammes projiziert, welche mit einer Skala in Prozenten des ganzen Kolbenhubes angebt. Zieht man ferner die beiden Linien EF und IJ parallel zur Grundlinie und zwar

erstere in einem Abstände gleich der äußeren Deckung unterhalb, letztere in einem Abstände gleich der inneren Deckung oberhalb derselben, dann gibt die Strecke SR die korrespondierende Eröffnung des Einströmkanales. Im Punkte E beginnt die Einströmung; durch Projektion von E auf die Kolbenwegkurve in A und Projektion dieses Punktes auf die Anfangsskala erhält man die Stellung des Kolbens vor Hubende bei Beginn der Einströmung. Die vertikale Entfernung von K bis A gibt den Betrag der Voreinströmung in Prozenten des Kolbenhubes. In der Totlage K des Kolbens ist der Kanal bereits um LM eröffnet; diese Strecke gibt daher das lineare Voreröffnen.

Im Punkte F findet Schluß der Füllung statt; durch Projektion dieses Punktes auf die Kolbenwegkurve in B und Projektion von B auf die Anfangsskala erhält man wieder den korrespondierenden Kolbenhub. In gleicher Weise entsprechen die Punkte I und J (Durchschnittspunkte der Kolbenwegkurve und inneren Deckungslinie) dem Beginne der Ausströmung sowie dem Ende derselben, beziehungsweise dem Beginne der Kompression.

Die im vorstehenden erörterten Momente der Dampfverteilung beziehen sich nur auf die eine Cylinderseite. Die Momente für die andere Cylinderseite erhält man sinngemäß, indem man die äußere Deckungslinie oberhalb, die innere Deckungslinie hingegen unterhalb der Grundlinie zieht und die entsprechenden Durchstoßpunkte dieser Linien mit der Kolbenwegkurve auf die zur rechten Seite der Fig. 97 gezogene vertikale, als Skala ausgeführte Anfangslinie projiziert.

Die für eine symmetrische Dampfverteilung erforderliche Ungleichheit der Deckung und linearen Voreröffnung, sowie andere ähnliche Aufgaben lassen sich mit Hilfe des Sinoidendiagrammes sehr leicht, in klarer und übersichtlicher Weise lösen, daher dasselbe speziell für solche Studien empfohlen werden kann. Das Konstruieren der Kurven ist allerdings eine zeitraubende Arbeit, doch kann man sich auch diese Mühe bei jedesmaligem Gebrauche derselben ersparen, indem man eine Serie Kurven für die verschiedenen vorkommenden Verhältnisse der Kurbel- und Pleuelstangenlänge ein für allemal entwirft.

(An dieser Stelle sei auch einer diesbezüglichen Arbeit von Prof. W. E. Dalby, *Engineering*, April 7, 1893 erwähnt. Ferner sei hier bemerkt, daß ein weiteres Beispiel des Nutzens dieses Diagrammes bei Besprechung der Doppelschiebersteuerungen § 143 folgen wird.)

Die Ordinaten der in Rede stehenden Kurven können entweder auf graphischem Wege oder im Wege der Rechnung ermittelt werden. Bezüglich der Schieberwegkurve sei erwähnt, daß die Länge der Excenterstange im Verhältnisse zur Excentricität gewöhnlich so groß ist, daß ihr

Einfluß vernachlässigt und der Schieberweg aus der Mittelstellung nach der Gleichung gerechnet werden kann

$$y' = r' \cos a',$$

worin r' die Excentricität und a' den Winkel bedeutet, um welchen sich das Excenter aus jener Stellung gedreht hat, welche der äußersten Stellung des Schiebers entspricht.

Der Einfluß der Schubstangenlänge auf den Verlauf der Kolbenweg-

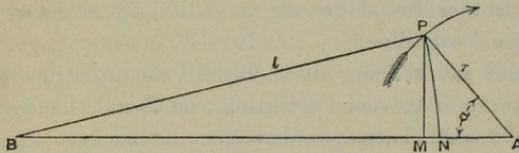


Fig. 98.

kurve ist jedoch so bedeutend, daß derselbe nicht vernachlässigt werden kann.

In Fig. 98 sei r die effektive Länge der Kurbel AP und l jene der

Pleuelstange BP ; wenn sich die Kurbel um einen Winkel a aus der Totlage im Sinne des Pfeiles gedreht hat, dann ist die Entfernung des Kolbens von seiner mittleren Stellung

$$\begin{aligned} AN = y &= AM + MB - l \\ &= r \cos a + \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2 a} - l, \end{aligned}$$

oder wenn man das Verhältnis der Länge der Pleuelstange zu jener der Kurbel mit μ bezeichnet.

$$y = r(\cos a + \sqrt{\mu^2 - \sin^2 a} - \mu).$$

Dieser Ausdruck ist immer kleiner als $r \cos a$, nähert sich jedoch diesem Werte mit wachsendem μ .

Ein Ausdruck von derselben Form ist selbstverständlich auch auf die Bewegung des Schiebers anwendbar und soll bei so kurzen Excenterstangen, deren Längeneinfluß bereits merkbar wird, auch stets bei Konstruktion der Schieberwegkurve benützt werden.

Zwischen den beiden Drehungswinkeln a (für die Kurbel) und a' (für das Excenter) besteht die Beziehung $a' = a + 90^\circ + \theta$, wenn θ den Voreilwinkel bedeutet.

138. Umsteuerungen. Die Coulissensteuerung. Lokomotiv- und Schiffsmaschinen, Fördermaschinen, Dampfwinden und andere Transportmaschinen erfordern eine Umkehrung des Drehungssinnes der Maschine derart, daß die Umlaufsrichtung derselben nach Belieben geändert werden kann. Dieses Umsteuern kann in einfacher Weise dadurch erreicht werden, daß man das Excenter so lange auf der Welle dreht, bis es jene relative Lage zur Kurbel annimmt, welche dem geänderten Drehungssinn der Ma-

schine entspricht. Das Excenter muß der Kurbel im Sinne der Bewegung um den Winkel $90^\circ + \theta$ voreilen; steht dasselbe daher in der Richtung CE Fig. 99, während sich die Kurbel in CK befindet, dann dreht sich die Maschine in der Richtung des Pfeiles A ; damit die Maschine umgekehrt, im Sinne des Pfeiles A' , läuft, ist das Excenter, bei gleichbleibender Voreilung, in die Stellung CE' zu drehen. Bei älteren Maschinen benützte man tatsächlich diese Methode des Umsteuerns, indem man die Schieberstange vorübergehend außer Verbindung mit dem Excenter setzte und den Schieber nun von Hand aus derart verstellte, daß die Maschine rückwärts zu gehen begann; nachdem sich die Kurbel um einen Winkel gleich dem Winkel ECE' Fig. 99 zurückgedreht hatte, wurde die Schieberstange in das während dieser Drehung der Maschinenwelle ruhende Excenter eingehängt und nun nahm die Maschine den Schieber wieder mit. Damit das Excenter während der Rückdrehung der Kurbelwelle um den Winkel ECE' nicht von dieser mitgenommen wird, sitzt die Excenterscheibe nur lose auf der Welle, ohne mit dieser verkeilt zu sein und trägt zwei Anschläge oder Nocken, gegen welche sich abwechselnd ein auf der Welle befestigter Anschlag anlegt; wenn sich daher die Kurbelwelle rückzudrehen beginnt, nimmt sie anfänglich die Excenterscheibe nicht mit; erst nach einer Drehung der Welle um einen Winkel, welcher der Entfernung der beiden Anschläge der Excenterscheibe entspricht, läuft diese mit der Welle mit.

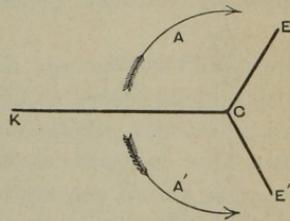


Fig. 99.

Die Methode des Umsteuerns durch lose Excenter findet zwar noch fallweise Verwendung, so z. B. bei den Niederdruckeylindern von Webbs Compoundlokomotivmaschinen, bei welchen jedoch der Beginn des Rücklaufes durch den Hochdruckeylinder eingeleitet wird, daher das Aushängen der Schieberstange des Niederdruckeylinders entfällt, doch sind heutzutage fast alle modernen Maschinen, welche Bewegungsumkehr erfordern, entweder mit Coulissensteuerungen oder irgend einer Form der sogenannten Lenker- oder Verbundsteuerungen ausgeführt.

Bei den Coulissensteuerungen wird die Bewegung des Schiebers stets von zwei Excentern, welche mit der Welle derart fix verbunden sind, daß sie die gegenseitige Position CE und CE' Fig. 99 einnehmen, abgeleitet; die Excenterstangen sind mit den Enden einer Schwinde oder Coulisse verbunden, von welcher die Bewegung auf den Schieber übertragen wird.

Gibt die Richtung des Pfeiles A Vorwärtsgang der Maschine an, dann nennt man Excenter CE das Vorwärtsexcenter, CE' hingegen das Rückwärtsexcenter.

Die älteste, heute jedoch noch gebräuchlichste Form der Coulissensteuerung ist jene von Stephenson. Die Coulisse der Stephenson'schen Steuerung, Fig. 100, ist gekrümmt und zwar nach einem Kreisbogen, dessen mittlerer Halbmesser gleich oder nahezu gleich der Länge der Excenterstangen ist; die Coulisse ist entweder an einem der beiden Enden oder in der Mitte an einer Pendelstange aufgehängt und wird durch Vermittelung derselben, sowie des übrigen Stellzeuges gehoben und gesenkt; Fig. 100 zeigt die Coulisse in ihrer mittleren Stellung. Die Aufhängung der Coulisse gestattet auch ohne weiteres die seitliche Bewegung derselben infolge der rotierenden Bewegung der Excenter.

Die geradlinig geführte Schieberstange trägt an ihrem Ende ein mit derselben scharnierartig verbundenes Gleitstück, über welches sich die

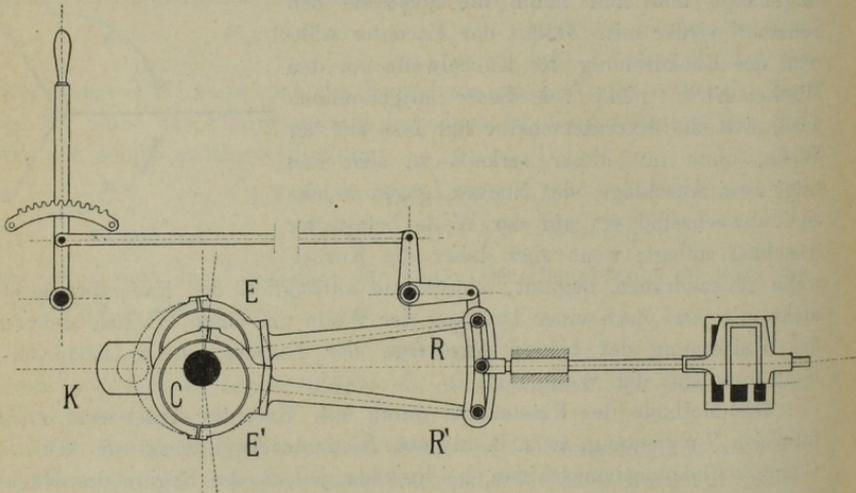


Fig. 100.

Coulisse mit ihrem inneren Ausschnitte verschiebt. Bei ganz gesenkter Coulisse fällt das Mittel des Gleitstückes mit der Mittellinie der Stange *R* des Vorwärtsexcenter nahezu zusammen; der Schieber bewegt sich in dieser Stellung der Steuerung derart, als ob er von dem Vorwärtsexcenter allein betätigt wäre; diese Stellung entspricht „Vollampf vorwärts“. Wird die Coulisse hingegen soweit gehoben, daß das Mittel des Gleitstückes mit der Mittellinie der Stange *R'* des Rückwärtsexcenter nahezu zusammenfällt, dann erscheint die Bewegung des Schiebers von diesem Excenter allein betätigt; diese Stellung entspricht „Vollampf rückwärts“. Die Coulisse vermittelt daher auf die einfachste Weise die Umkehr der Bewegungsrichtung der Maschine, sie dient aber auch gleichzeitig dazu,

um ebenso einfach und präzise den Füllungsgrad, somit die Leistung der Maschine zu verändern. Stellt man nämlich die Coulissee in irgend eine Zwischenstellung ein, dann erhält der Schieber eine Bewegung nahezu jener, welche er erhalten würde, wenn er von einem Excenter von kleinerer Excentricität und größerem Voreilwinkel betätigt wäre; die Füllung wird kleiner, die Expansions- und Kompressionsdauer somit größer als bei den Stellungen der Coulissee auf Volldampf. Steht die Coulissee in der Mittelstellung, wie in Fig. 100 gezeichnet, dann ist die resultierende Excentricität am kleinsten, der Voreilwinkel am größten ($\theta = 90^\circ$, Kurbel und ideales Excenter stehen sich gerade gegenüber), die Dampfverteilung infolgedessen so ungünstig, daß verhältnismäßig sehr wenig Arbeit im Cylinder verrichtet wird. Dies ist somit die Stellung der Coulissee für Abstellen der Maschine und muß beim Umsteuern derselben jedesmal passiert werden.

Das Verstellen der Coulissee erfolgt von Hand aus mittelst Handhebel (Reversierhebel) oder Schraube, bei großen Maschinen jedoch durch eigene Umsteuerungsmaschinen. Fig. 100 zeigt die gewöhnliche Anordnung des Stellzeuges mit Umsteuerhebel für sogenannte „offene“ Stangen; wenn sich die Stangen R und R' bei der gezeichneten Totlage der Kurbel kreuzen, so daß die Stange R an dem unteren, R' hingegen an dem oberen Ende der Coulissee angreift, dann nennt man die Steuerung Coulissee-Steuerung mit „gekreuzten“ Stangen. Diese Bezeichnung gilt auch für die beiden anderen, noch zu besprechenden Coulissee-Steuerungen von Gooch und Allan.

Die Coulissee-Steuerung von Gooch unterscheidet sich von der Stephenson'schen Steuerung dadurch, daß zwischen dem Gleitstück und der Schieberstange eine Lenkerstange eingeschaltet ist, mit deren Länge als Radius die Coulissee nach einem Kreisbogen gekrümmt ist, wie aus der

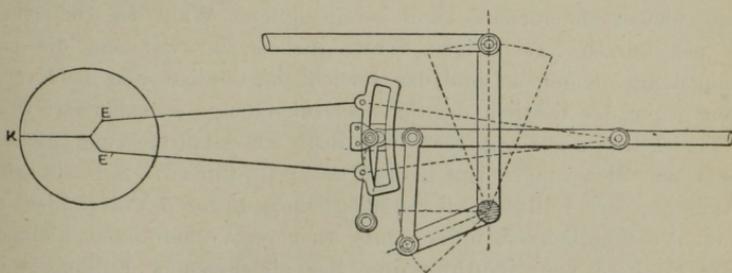


Fig. 101.

schematischen Skizze Fig. 101 zu ersehen. Die Coulissee ist an einer Pendelstange mit fixem Drehpunkt aufgehängt, ändert somit beim Umsteuern und Einstellen auf veränderliche Füllung ihre Höhenlage nicht;

hingegen wird die Schieberlenkerstange und somit auch das Gleitstück in der Coulissee gehoben und gesenkt. Die Steuerung ist bei sonst gleichen Dimensionsverhältnissen infolge der Lenkerstange länger gebaut wie die Stephenson'sche Steuerung, also auch mehrgliedriger wie diese, hat jedoch, wie die Theorie der Steuerung ergibt, den Vorteil konstanten linearen Voreröffnens für alle Füllungsgrade, während bei der Stephenson'schen Coulissee-Steuerung das Voreröffnen bei abnehmender Füllung und offenen Stangen zunimmt, bei gekreuzten Stangen hingegen abnimmt. Dieser Nachteil der Stephenson'schen Steuerung reduziert sich jedoch bei gleicher Baulänge mit der Gooch-Steuerung, infolge der größeren Länge der Excenterstangen, auf ein nahezu belangloses Minimum.

Bei der Coulissee-Steuerung von Allan, Fig. 102, wird zum Zwecke des Umsteuerns sowie des Einstellens auf geänderte Füllung nicht

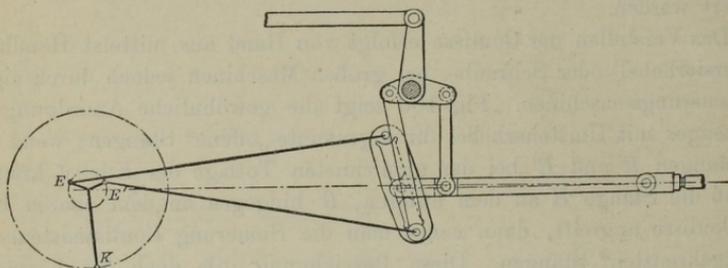


Fig. 102.

nur die Coulissee (wie bei Stephenson), sondern gleichzeitig auch die Schieberlenkerstange, beziehungsweise das Gleitstück (wie bei Gooch) gehoben und gesenkt; die Coulissee hat infolgedessen ebene, beziehungsweise gerade Arbeitsflächen, was für die Exaktheit der Ausführung gewisse Vorteile bietet; andererseits kann bei geeigneter Wahl des Hebelverhältnisses des kurzen zweiarmigen Schwinghebels, an welchem die beiden Aufhängstangen angelenkt sind, das Gewicht der Coulissee und der Excenterstangen gegen das Gewicht der Schieberlenkerstange ausbalanciert werden.

Hinsichtlich der Dampfverteilung liegt die Allansteuerung gleichsam zwischen den Steuerungen von Gooch und Stephenson, d. h. sie arbeitet bei Änderung der Füllung mit veränderlichem linearem Voreröffnen, doch ist diese Veränderlichkeit unter sonst gleichen Verhältnissen kleiner als bei der Coulissee von Stephenson. Bei abnehmender Füllung wächst auch hier das lineare Voreröffnen bei offenen Stangen und nimmt ab bei gekreuzten Stangen.

139. Graphische Darstellung der Coulisseebewegung. Die Bewegung des Schiebers einer Coulissee-Steuerung kann nur dadurch mit

vollkommener Genauigkeit untersucht werden, daß man mit Hilfe einer Schablone die Stellungen der Mittellinie der Coulissee für eine Reihe von aufeinanderfolgenden Kurbelstellungen zeichnet, wie dies z. B. in Fig. 103 für eine Stephenson'sche Steuerung durchgeführt erscheint.

Zieht man in Fig. 103 von E und E' als Mittelpunkte mit der Länge der Excenterstangen Ee und $E'e'$ als Halbmesser für eine beliebige Coulissee die beiden durch e und e' gehenden Kreisbögen, so bilden dieselben den geometrischen Ort zweier gegebener Punkte der Coulissee; ein drit-

ter geometrischer Ort ist der mit der Länge der

Aufhängestange als Radius beschriebene Kreisbogen a , in welchem somit der

Aufhängepunkt liegen muß. Mit Hilfe einer Schablone der Coulissee, auf welcher diese drei Punkte markiert sind, läßt sich die jeweilige Stellung der Coulissee leicht ermitteln und indem man dieses Verfahren für eine Reihe von Kurbel-

beziehungsweise Excenterstellungen wiederholt, dann erhält man für die zu untersuchende Stellung der Coulissee (in Fig. 103 wurde eine Stellung nahe an Volldampf vorwärts gewählt) ein Diagramm nach Art der Skizze Fig. 103.

Die in der Ebene der Schieberbewegung quer durch das Diagramm gezogene Linie AB gibt in ihrer Erstreckung innerhalb des Diagrammes den Schieberweg, mit welchem sodann ein Sinoidendiagramm nach Fig. 97 oder eine Schieberellipse nach Fig. 96 gezeichnet und die Dampfverteilung genau ermittelt werden kann.

Dasselbe Verfahren, welches hier für die Stephenson'sche Steuerung

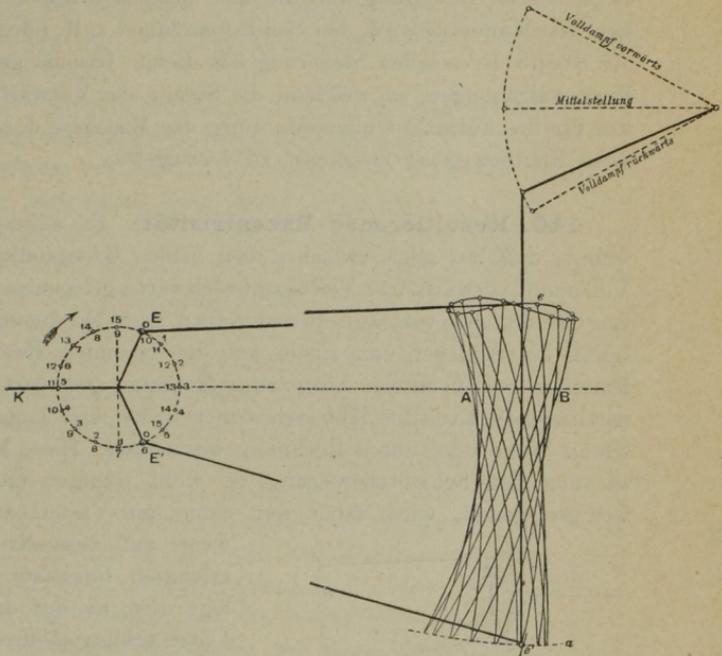


Fig. 103.

durchgeführt wurde, läßt sich mit unwesentlichen Änderungen ebenso vorteilhaft für die Untersuchungen der Coulissensteuerungen von Gooch und Allan anwenden.

Mit Hilfe dieses Diagrammes läßt sich auch die unbeabsichtigte, durch die endliche Länge der Aufhängestangen bedingte, daher unvermeidliche, auf- und niedergehende Bewegung des Gleitstückes in der Coulissee leicht ermitteln.

Man pflegt die Steuerung jedoch gewöhnlich so zu entwerfen, daß diese falsche Bewegung für die am meisten benützte Stellung der Coulissee ein Minimum wird; bei Schiffsmaschinen z. B. pflegt man die Coulissee der Stephenson'schen Steuerung aus diesem Grunde gewöhnlich an jenem Ende aufzuhängen, an welchem die Stange des Vorwärtsexcenters angreift, um für die normale Umlaufsrichtung der Maschine d. i. für Vorwärtsgang, diese Gleitbewegung möglichst zu verringern.

140. Resultierende Excentricität. Es wurde bereits früher erwähnt, daß bei allen zwischen den beiden Grenzstellungen der Coulissee, Volldampf vorwärts und Volldampf rückwärts, gelegenen Füllungen und bei den Steuerungen von Gooch und Allan auch bei diesen Maximalfüllungen selbst, der Schieber von einem aus der vereinten Bewegung der beiden Excenter resultierenden imaginären Excenter gesteuert erscheint. Dieses resultierende Excenter läßt sich seiner Größe und Lage nach auf graphischem Wege oder durch Rechnung bestimmen. Diese Methode der Untersuchung der Schieberbewegung ist wohl weniger mühsam, aber auch weniger genau, wird daher nur dann mit Vorteil zu verwenden sein, wenn auf besondere Genauigkeit der erlangten Resultate weniger Wert gelegt wird, als auf die Einfachheit der Untersuchungsmethode.

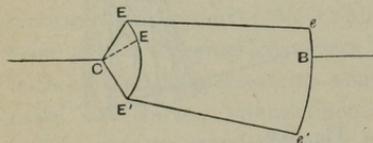


Fig. 104.

Eine sehr einfache Methode (nach Mac Farlane Gray) zur Bestimmung der resultierenden Excentricität der Lage und Größe nach für irgend eine Stellung der Stephensonsteuerung ist in Fig. 104 skizziert und besteht dem Wesen nach in folgendem:

Man denke sich die Kurbel in die gezeichnete Totlage gedreht; die Excenter stehen sodann in CE und CE' ; nun verbinde man die Mittelpunkte E und E' der beiden Excenter durch einen Kreisbogen, dessen Radius gleich ist

$$\frac{EE' \times \text{Länge der Excenterstange}}{2 \times ee'}$$

wobei ee' die Länge der Coulissee von Mitte zu Mitte Angriffspunkt der

Excenterstangen bedeutet. Befindet sich das Gleistück im Punkte B , dann bestimme man auf dem Kreisbogen EE' einen Punkt F so gelegen, daß $EF:EE' = eB:ee'$; CF gibt sodann die resultierende Excentricität ihrer Größe nach; die Lage von CF zur Kurbel bestimmt zugleich den Voreilwinkel derselben.

Bei gekreuzten statt offenen Stangen ist der Bogen EFE' verkehrt zu schlagen, sodaß seine konvexe Seite dem Wellenmittel C zugekehrt ist.

Ist auf diese Weise die resultierende Excentricität ermittelt, dann kann die Bewegung des Schiebers unter Zugrundelegung des Zeunerschen Schieberwegdiagrammes oder einer der anderen bereits beschriebenen Methoden untersucht werden.

Der durch EE' gelegte Kreisbogen bildet den geometrischen Ort der Mittelpunkte der resultierenden imaginären Excenter, von welchen der Schieber für alle Füllungen von Volldampf vorwärts bis Volldampf rückwärts gesteuert erscheint; man nennt diese Kurve daher auch, in diesem Sinne aufgefaßt, Mittelpunktskurve oder, da durch dieselbe die Eigenheiten der Steuerung zum Ausdrucke gebracht werden, die Charakteristik derselben. Diese Kurve ist für die Couliissensteuerung von Gooch, nachdem das lineare Voreröffnen konstant ist, eine zur Totpunktstellung der Kurbel senkrechte gerade Linie; für die Steuerung von Allan hingegen kann sie gleichfalls durch einen Kreisbogen ersetzt werden, welcher, dem Charakter dieser Steuerung entsprechend, flacher verläuft wie jener der Stephenson'schen Steuerung. Sind die beiden Endpunkte dieser Kurven und deren Entfernung vom Wellenmittel bestimmt, dann ermittelt man auch hier die imaginäre Excentricität für verschiedene Füllungsgrade ihrer Lage und Größe nach auf gleiche Weise, wie dies für die Stephenson'sche Coulisie im vorhergehenden gezeigt wurde. Es sei hier, des Zusammenhanges wegen, nochmals erwähnt, daß bei diesen beiden Steuerungen der Schieber auch bei den Maximalfüllungen von einem imaginären Excenter gesteuert erscheint, dessen Excentricität und Voreilwinkel bei offenen Stangen größer ist als Excentricität und Voreilwinkel der wirklichen Excenter; bei gekreuzten Stangen hingegen ist nur die ideale Excentricität größer, der Voreilwinkel jedoch kleiner. (Näheres hierüber siehe die an späterer Stelle zitierten Bücher über Steuerungen.) Für eine genaue Studie der Schieberbewegung ist jedoch stets die graphische Methode nach § 139 oder die Benützung eines Modelles vorzuziehen.

141. Lenkersteuerungen. Verschiedene Anordnungen von Steuerungen zum Zwecke des Umsteuerns und der Füllungsänderung wurden erdnen, welche sich zur Aufgabe stellten, bei Vermeidung der Anwendung zweier Excenter eine vollkommenerere Dampfverteilung zu erzielen, als durch

die Coulissensteuerung im allgemeinen erreicht werden kann. Diese Steuerungen lassen sich in drei Gruppen teilen und zwar in solche, bei welchen die Bewegung des Schiebers abgeleitet wird a) von einem Excenter allein;

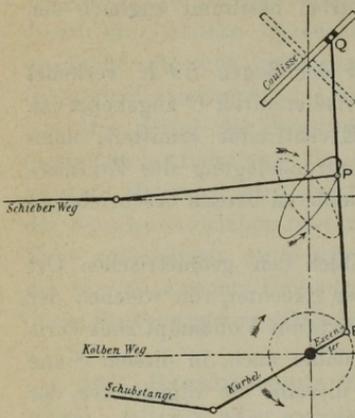


Fig. 105.

b) von irgend einem Punkte der Pleuelstange ohne Anwendung eines Excenters und c) von einem Excenter sowie dem Kreuzkopfe der Maschine; in diesem Falle erhält der Schieber somit eine kombinierte Bewegung. Aus diesen drei Gruppen sollen nur jene Konstruktionen, welche sich wirklich bewährten, also in erster Linie für Schiffs- und Lokomotivmaschinen ausgedehnte Verwendung gefunden haben, soweit es das Verständnis derselben erfordert, nachstehend in Kürze besprochen werden.

Unter den Steuerungen mit nur einem Excenter ist die Hackworthsteuerung, welche auch anderen als Vorbild diente, die

wichtigste. Wie aus der Linienskizze Fig. 105, welche den kinematischen Zusammenhang der Steuerung darstellt, zu ersehen, steht hier das Excenter E der Kurbel gerade gegenüber. Die Excenterstange EQ trägt an ihrem Ende, gelenkartig mit derselben verbunden, ein Gleitstück Q , welches sich längs einer geneigten Gleitbahn oder Coulisse verschiebt; die Bewegung des Schiebers wird von irgend einem Punkte P dieser Stange durch Ver-

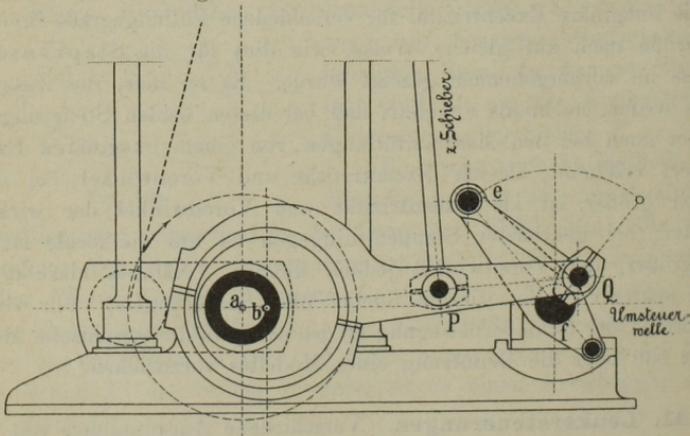


Fig. 106.

mittlung einer Lenkerstange abgeleitet. Indem Punkt E sich im Kreise bewegt, Q längs einer Geraden gleitet, beschreibt P eine ellipsenförmige

Bahn. Die Mitte der Gleitbahn liegt in einer Vertikalen über dem Wellenmittel; die Gleitbahn selbst, um eine fixe Achse drehbar, steht für ein und dieselbe Füllung bei gegebener Umlaufsrichtung der Maschine fix. Zum Zwecke des Umsteuerns wird die Gleitbahn über die Vertikale hinaus in die punktierte Stellung gedreht; Zwischenstellungen derselben entsprechen Zwischenfüllungen der Maschine; die vertikale Lage ergibt die kleinste Füllung und ungünstigste Dampfverteilung.

Die Bahn des Punktes P kommt bei Umkehr der Drehungsrichtung in die punktierte Lage. Nachdem die Länge der Schieberlenkerstange im Verhältnisse zum Schieberhub zumeist sehr groß ist, die mit derselben als Halbmesser beschriebenen innerhalb die elliptische Bahn des Punktes P fallenden Kreisstücke somit als gerade Linien angesehen werden können, ergibt sich die Dampfverteilung sehr einfach in der Weise, daß man in Entfernungen gleich der äußeren und inneren Deckung Parallele zur vertikalen Mittellinie zieht. Die diese Deckungslinien überragenden Teile der Wegkurven des Punktes P geben die Kanaleröffnungen; die Durchschnittspunkte entsprechen Beginn und Ende der Einströmung auf der einen, Beginn und Ende der Ausströmung auf der anderen Seite. Das lineare Voreröffnen bleibt für alle Füllungen konstant.

Für Untersuchungen, welche Anspruch auf die weitgehendste Genauigkeit erheben, müssen die geraden Deckungslinien durch Kreisbögen vom Halbmesser gleich der Länge der Lenkerstange ersetzt werden; das lineare Voreröffnen bleibt wohl für ein und dieselbe Cylinderseite konstant, ist jedoch nicht für beide Cylinderseiten vollkommen gleich.

Die Dampfverteilung der Hackworthsteuerung ist eine vorzügliche; der Dampfabschluß ist schärfer wie bei den Coullissensteuerungen, nur die Abnutzung des Gleitstückes und der Gleitbahn ist als ein Nachteil dieser Steuerung anzusehen.

Um dem Punkte Q ohne Gleitstück und Gleitbahn die erforderliche Bewegung zu erteilen, wird die Steuerung in der Weise ausgeführt, daß man die Excenterstange im Punkte Q an einen Schwinghebel anhängt, dessen Drehungspunkt für ein und dieselbe Füllung und Umlaufsrichtung der Maschine fix ist, bei Veränderung der Füllung sowie Umkehr der Be-

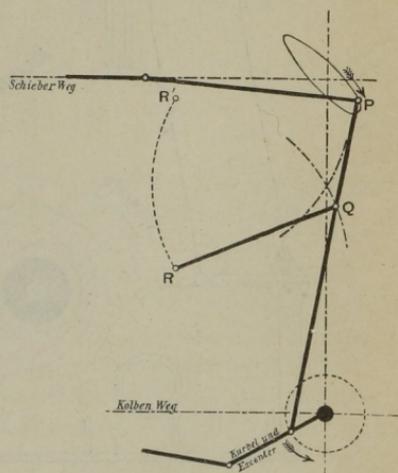


Fig. 107.

wegungsrichtung jedoch verstellt wird (siehe Fig. 106). Der Punkt Q beschreibt infolge dieser Anordnung keine geraden Linien mehr, sondern

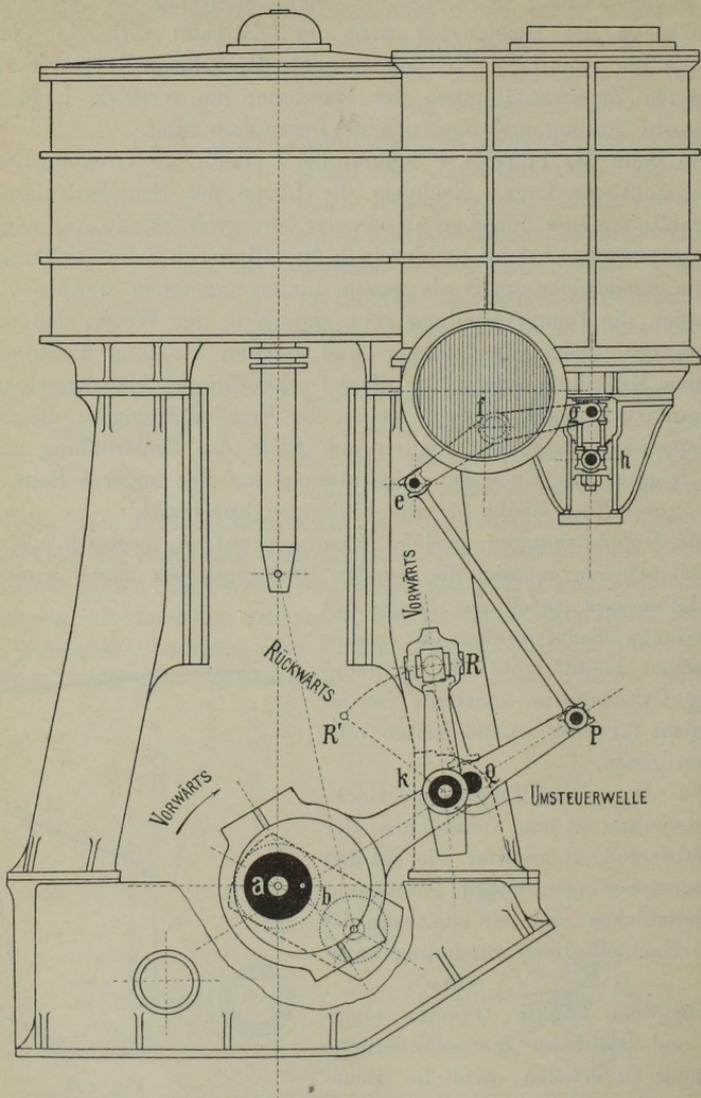


Fig. 108.

Kreisbögen vom Halbmesser gleich der Länge des Schwinghebels, wodurch die Symmetrie der Dampfverteilung zum Teil verloren geht.

der äußeren und inneren Überdeckung in gleicher Weise wie bei der Hackworthsteuerung die Dampfverteilung ergibt.

Fig. 110 zeigt eine ausgeführte Joysteuering.

Aus der Gruppe jener Steuerungen, bei welchen die Bewegung des Schiebers aus der vereinten Bewegung eines Excenters (Gegenkurbel) und des Kreuzkopfes der Maschine abgeleitet wird, sei hier die gleichfalls zur Steuerung von Lokomotiv- und Schiffsmaschinen vielfach verwendete

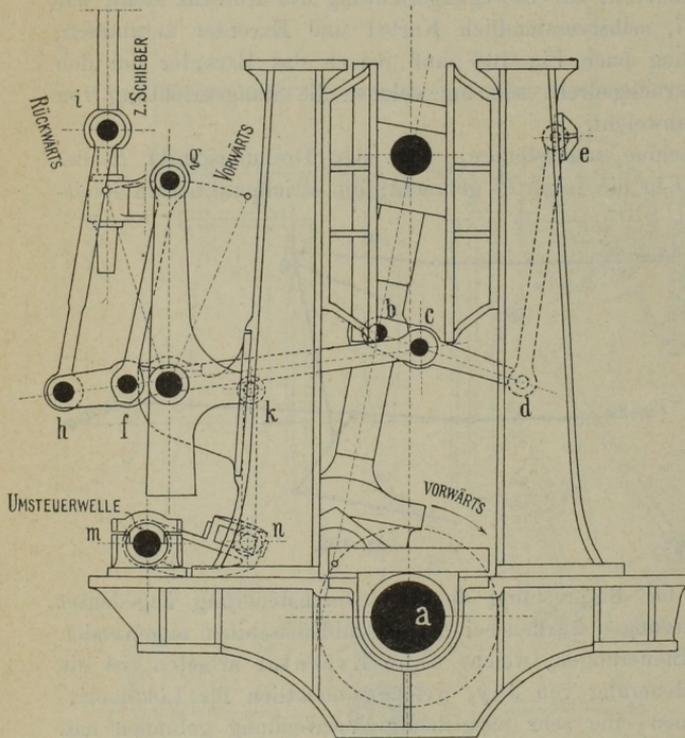


Fig. 110.

Steuerung von Heusinger-Waldegg in Kürze besprochen; das Prinzip derselben gibt die Linienskizze Fig. 111.

Das Excenter ist unter 90° gegen die Kurbel versetzt; der Voreilwinkel desselben ist somit Null; der Antriebsseits des Excenters ist veränderlich, während jener seits des Kreuzkopfes konstant bleibt. Die Excenterstange bc greift an dem Ende k einer Coulissee an, welche um einen festliegenden Drehpunkt d schwingt; die Bewegung der Coulissee wird durch eine im Punkte e an der Pendelstange hef angreifende Stange auf die geradlinig geführte Schieberstange übertragen und vereint sich dort mit jener Bewegung der Pendelstange, welche diese durch Vermittelung des Lenkers gh vom Kreuzkopfe empfängt. Die Pendelstange erhält somit eine Doppelbewegung: einerseits die im Verhältnisse der Hebellängen l' bzw. l'' zu l reduzierte Excenterbewegung; hierbei bildet der Endpunkt h der

periode ebenso groß wie jener der Expansionsperiode; die Einschieber-Expansionssteuerungen geben daher bei allen Füllungen kleiner wie etwa einhalb, infolge des übermäßigen Zunehmens der Kompression, eine sehr ungünstige Dampfverteilung. Für Maschinen, welche beständig oder wenigstens bei normalen Betriebsverhältnissen mit kleineren Füllungen arbeiten, verwendet man, wenn man es nicht überhaupt vorzieht eine andere Steuerung zu wählen, die Doppelschiebersteuerung.

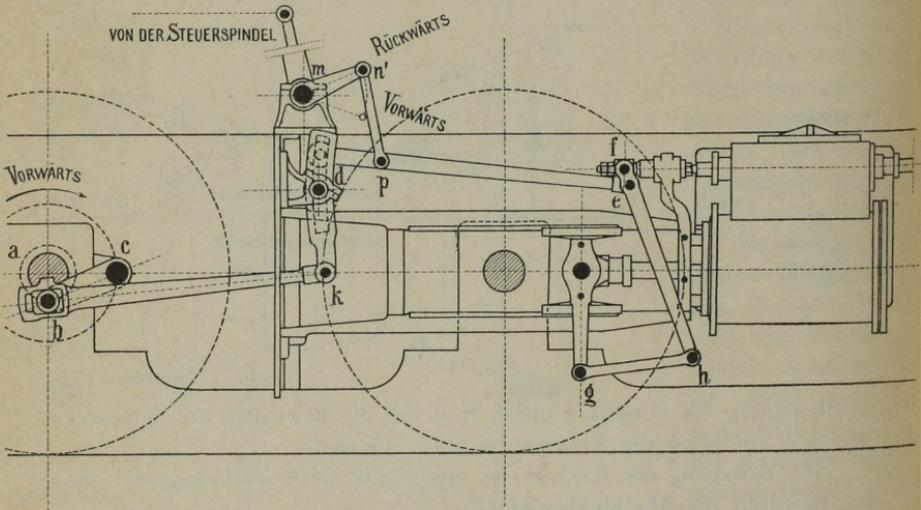


Fig. 112.

Die Doppel- oder Zweischiebersteuerung besteht aus dem eigentlichen Grund- oder Verteilschieber, welcher nach wie vor die Eröffnung des Dampfeinlaßkanales (Beginn der Admission), sowie die Eröffnung und den rechtzeitigen Schluß des Ausströmkanales (Beginn der Ausströmung und Beginn der Kompression) besorgt, während Schluß der Füllung, also Beginn der Expansion, durch einen zweiten, meist durch ein eigenes Antriebsorgan gesteuerten Schieber, den sogenannten Expansionsschieber, besorgt wird.

Man kann im allgemeinen zwei Arten von Doppelschiebersteuerungen unterscheiden. Bei der einen, wenig gebräuchlichen Art, ist das Schiebergehäuse durch eine Zwischenwand in zwei Kammern getrennt; in der unmittelbar an den Cylinder anschließenden Kammer arbeitet der Verteilschieber; dieser Raum erhält den Dampf aus der zweiten Kammer durch Vermittelung eines Expansionsschiebers oder eines die Stelle desselben vertretenden Expansionsventils. Man nennt diese Steuerungen daher auch Zweikammersteuerungen; dieselben werden heutzutage nur mehr ausnahmsweise in vereinzeltten Fällen angewendet. Der Expan-

sionsschieber bedient entweder nur eine oder mehrere, entsprechend schmälere, nebeneinander liegende, länglich rechteckige Öffnungen der Zwischenwand; der Schieber besitzt in diesem Falle gleichfalls eine gitterartige Form und wird daher auch Gitterschieber genannt. Man erreicht durch diese Anordnung große Kanaleröffnung bei verhältnismäßig kleinem Schieberhub. Der Expansionsschieber kann entweder so ausgeführt sein, daß in seiner mittleren Stellung die Durchlaßöffnungen wie in Fig. 113 vollkommen eröffnet oder wie in Fig. 114 vollkommen geschlossen sind. Im letzteren Falle liegt das Expansionsexcenter in einer Linie mit der Kurbel, den Winkel 0° oder 180° mit derselben einschließend, wenn derselbe Expansionsgrad für beide Umlaufsrichtungen gewünscht wird. Dampfabschluß durch den Expansionsschieber erfolgt in diesem Falle, sobald sich die Kurbel um den Winkel α aus ihrer Totlage gedreht hat, somit in P Fig. 115 steht; das Excenter steht dann in P' (unter 180° versetzt), und der Schieber befindet sich um die Deckungsbreite l (Fig. 114) von seiner Mittelstellung entfernt. Der Expansionsschieber eröffnet wieder, wenn die

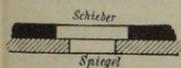


Fig. 113.

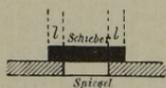


Fig. 114.

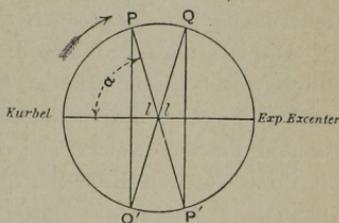


Fig. 115.

Kurbel im Punkte Q , das Excenter in Q' steht; der Verteilschieber muß daher genügend große Überdeckung besitzen, um früher, d. h. bevor sich die Kurbel um $180^\circ - \alpha$ aus ihrer Totlage gedreht hat, den Cylinderkanal zu schließen, da sonst Nachfüllung eintreten würde.

Bei der Anordnung der Steuerung nach Fig. 113 muß das Expansionsexcenter unter 90° gegen die Kurbel versetzt sein, wenn die Maschine zum Umsteuern eingerichtet ist, und gleiche Füllung für beide Cylinderseiten gewünscht wird. Wenn diese Bedingung jedoch nicht erfüllt werden soll, was namentlich dann der Fall ist, wenn die Maschine zu meist nur nach einer Richtung umläuft, dann ist es besser, das Excenter unter einem etwas geänderten Winkel gegen die Kurbel zu versetzen, damit für die Hauptdrehungsrichtung der Maschine ein schärferer, nicht so sehr verschleppter Dampfabschluß erzielt wird.

Nachdem der Expansionsschieber der Zweikammersteuerung nur den Dampfeintritt in die Dampfkammer des Grundschiebers, nicht aber in den Cylinder selbst abschließt, so wird der in dieser Kammer befindliche Dampf, so lange nicht der Cylinderkanal durch den Grundschieber ge-

geschlossen ist, in den Cylinder nachströmen. Bei kleinen Füllungen, d. h. frühzeitigem Abschluß durch den Expansionschieber und räumlich verhältnismäßig großer Dampfammer, kann dieser Einfluß auf die Größe der Cylinderfüllung sehr merklich werden.

143. Die Meyer-Steuerung. Die zweite Art der Doppelschieberexpansionssteuerungen besteht dem Wesen nach darin, daß auf dem Rücken des von zwei Einströmkanälen durchsetzten Grundschiebers (Flachschieber vorausgesetzt) der Expansionschieber hin- und hergleitet und hierbei die beiden Durchlaßkanäle abwechselnd öffnet und schließt. Durch Verstellung der beiden Arbeitskanten des Expansionschiebers (Änderung der gegenseitigen Entfernung derselben im Sinne der Bewegung des Schiebers) gegen die in unveränderlicher Entfernung von einander bleibenden korrespondierenden Arbeitskanten des Grundschiebers wird der frühere oder spätere Abschluß der Durchlaßkanäle derselben, somit jede beliebige Füllungsänderung in sehr einfacher Weise erzielt. Diese Gruppe von Steuerungen hat daher auch die ausgedehnteste Anwendung gefunden.

Die Originalanordnung dieser Zweischiebersteuerung für veränderliche Füllung, nach ihrem Erfinder Meyer-Steuerung genannt, ist aus Fig. 116 ersichtlich. Der Expansionschieber besteht aus zwei vollkommen getrennten Platten, welche auf dem Spiegel des Grundschiebers gleiten und mit ihren äußeren Kanten gegen die äußeren Abschlußkanten der Durchlaßkanäle arbeiten; die Entfernung l dieser Kanten bei der gezeichneten mittleren Stellung des Expansionschiebers ist daher auch maßgebend für die Größe der Füllung. Der Expansionschieber wird von einem eigenen Excenter betätigt; die Verstellung der beiden Platten erfolgt, wie aus Fig. 116 ersichtlich, in der Weise, daß die Schieberspindel rechts- und linksgängige Gewinde besitzt, welche in korrespondierende Muttern der beiden Schieberplatten passen, sodaß bei Drehung der Spindel in ein oder

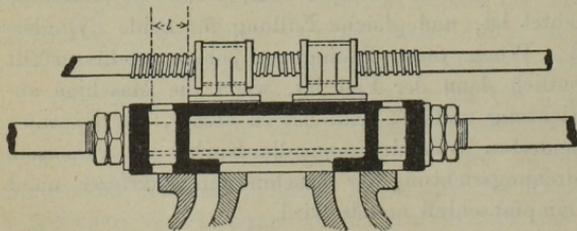


Fig. 116.

dem anderen Sinne die beiden Platten sich nähern oder von einander entfernen, wodurch die Distanz l beliebig verändert werden kann. Die Drehung der Spindel erfolgt bei der Meyer-Steuerung zu-

meist von Hand aus; zu diesem Zwecke ist die Schieberstange, den Schieberkasten dampfdicht durchsetzend, nach rückwärts verlängert und in der Nabe eines

Handrades derart geführt, daß bei der Drehung desselben die Schieber-
spindel mitgenommen, in ihrer geradlinigen Bewegung jedoch nicht ge-
hindert wird. Das Handrad ist in seiner unveränderlichen Stellung zum
Schieberkasten in geeigneter Weise fixiert. Die Drehung der Spindel,
beziehungsweise die Änderung der Füllung, kann somit auch während des
Ganges der Maschine erfolgen.

In welcher Weise diese Originalanwendung der Meyer-Steuerung
modifiziert wurde, um automatische, also vom Regulator der Maschine
beeinflusste Änderung der Füllung zu erzielen, soll an späterer Stelle
erörtert werden.

Nachdem der Grundschieber der Meyer-Steuerung den Beginn des
Dampfeintrittes, Beginn und Ende des Dampfaustrittes in gleicher Weise
steuert, wie jeder gewöhnliche Verteilschieber, so kommt hier als neu
nur die Bewegung des Expansionsschiebers zum Grundschieber in Betracht;
wir haben uns daher nur mit der Relativbewegung eines der beiden
Schieber zum anderen zu befassen, um über die Dampfabschlußverhältnisse
klaren Einblick gewinnen zu können.

In Fig. 117 seien $CM = r_a$ und $CE = r_b$ die Excentrizitäten des
Grundschiebers, beziehungsweise Expansionsschiebers
ihrer Größe und Lage nach; die resultierende Ex-
centrität, von welcher der Expansionsschieber bei
ruhend gedachtem Grundschieber gesteuert erscheint,
ist seiner Lage und Größe nach durch die Linie
 CR , parallel und gleich der Verbindungslinie ME ,
gegeben. (Es läßt sich dies in einfachster Weise
durch Aufstellung der Gleichungen für die Schieber-
wege der beiden Schieber und Bildung der Differenz derselben als Re-
lativbewegung nachweisen. Siehe die früher erwähnten Publikationen
über Schiebersteuerungen.)

Aus dem Diagramm Fig. 117 ergibt sich auch sofort, daß bei der in
Fig. 116 angenommenen gegenseitigen Entfernung l der beiden Arbeits-
kanten Dampfabschluß durch den Expansionsschieber dann erfolgt, wenn
sich die Kurbel, somit auch das imaginäre Excenter, soweit gedreht hat,
daß der relative Schieberweg gleich der Distanz l wird; dies entspricht
der Stellung CQ der resultierenden Excentrität. Während des Kurbel-
drehungswinkels $RCQ = \alpha$ findet somit Füllung statt. Für Reversier-
maschinen, welche nach beiden Richtungen mit denselben Füllungsgraden
umlaufen sollen, muß das Expansionsexcenter, wie in Fig. 117 angenommen,
unter 180° gegen die Kurbel versetzt sein; bei Betriebsmaschinen mit nur
einer Umlaufsrichtung empfiehlt es sich mitunter, diesen Winkel von 180°
verschieden anzunehmen, um schärferen Dampfabschluß zu erzielen.

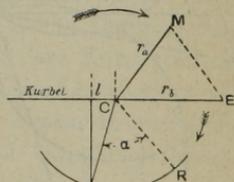


Fig. 117.

Die Wirkungsweise der Meyerschen Steuerung kann am besten unter Benutzung des Zeunerschen Schieberwegdiagrammes oder des Sinoidendiagrammes (§ 134 und 137) untersucht werden.

Es sei zunächst das Zeunersche Diagramm der Untersuchung zugrunde gelegt, und der größeren Allgemeinheit wegen angenommen, daß das Expansionsexcenter nicht gerade unter 180° gegen die Kurbel versetzt sei. Die mit der Excentricität CM des Grundschiebers, beziehungsweise CE des Expansionsschiebers als Durchmesser beschriebenen Zeunerschen Schieberwegkreise II und I Fig. 118 geben bekanntlich in ihren durch C gezogenen Sehnen die absolute

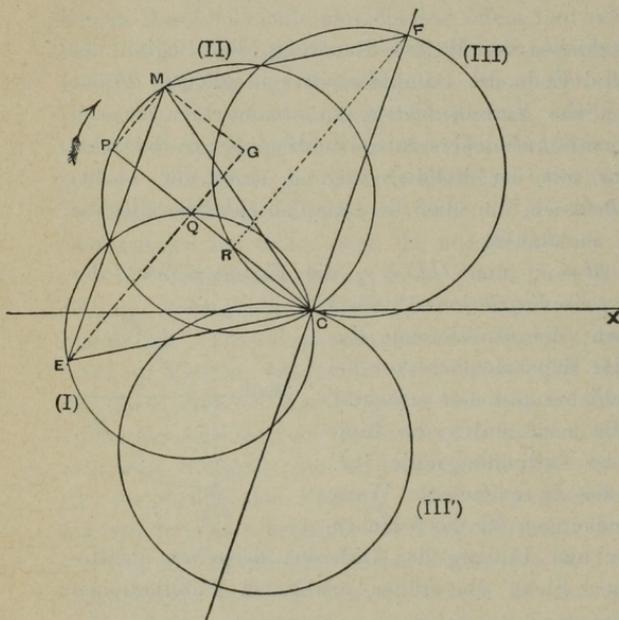


Fig. 118.

zogenen Sehnen die absolute Verschiebung des Grund- beziehungsweise Expansionsschiebers aus deren Mittelstellung bei jenem Kurbeldrehungswinkel, welcher von dieser Sehne und der Totlage der Kurbel (siehe Fig. 91) eingeschlossen wird.

Im Sinne der hier angenommenen, durch den Pfeil ersichtlichen Drehungsrichtung der Kurbel, entspricht der Winkel XCM dem Voreilwinkel des Grundschieberexcenters, XCE (gleichfalls in der

Gegenrichtung des Pfeiles gemessen) dem Voreilwinkel des Expansionsexcenters; dieser Winkel ist hier größer als 180° angenommen.

Zieht man nun durch C irgend eine die beiden Kreise I und II schneidende Gerade, z. B. CQP , dann gibt die Sehne CP die absolute Verschiebung des Grundschiebers, CQ jene des Expansionsschiebers, somit das Sehnenstück $PQ = CP - CQ$ die relative Bewegung eines Schiebers in Bezug auf den anderen. Diese Distanz PQ ist aber auch gleich der in die Richtung von CP fallenden Sehne CR des Kreises III, dessen durch C gehender Durchmesser CF gleich und parallel der Verbindungslinie EM ist.

Der Beweis hierfür läßt sich, wie bereits früher erwähnt, durch Aufstellung der Gleichungen für die Schieberwege, aber auch leicht graphisch

erbringen. Zieht man die punktierten Linien PM , FR und EQ , ferner MG senkrecht auf die Verlängerung EQ , dann sind die Winkel bei P , Q , R und G rechte Winkel, die Figur $PQGM$ ein Parallelogramm, somit $PQ = MG$. Nachdem ferner die beiden rechtwinkligen Dreiecke FRC und EGM , da CF gleich und parallel zu EM gezogen wurde, kongruent sind, so folgt daraus, daß auch $CR = MG$, somit $CR = PQ$ sein muß.

Für den Rücklauf des Kolbens, beziehungsweise die Rückdrehung der Kurbel, gibt der Kreis III' die resultierende Bewegung der beiden Schieber.

Die beiden Kreise III und III' geben daher in der Länge ihrer durch C gezogenen Sehnen die Relativbewegung beider Schieber für jeden beliebigen Kurbeldrehungswinkel; es lassen sich daraus unter Bezug auf die Erörterungen des § 134 die Dampfverteilungsverhältnisse in sehr einfacher Weise untersuchen.

Dampfabschluß durch den Expansionsschieber (Ende der Füllung) wird bei jener Kurbelstellung eintreten, bei welcher die derselben entsprechende Sehne gleich der Distanz l (Fig. 116) ist, weil diese Distanz dem relativen Wege des Expansionsschiebers bis zum Momente des Abschlusses des Grundschieberkanales entspricht. Schlägt man mit der Länge l als Halbmesser von C einen Kreis, dann gibt der zweite Durchschnittspunkt desselben mit dem Kreise III mit C verbunden jene Kurbelstellung, bei welcher der Expansionsschieber den Kanal des Grundschiebers wieder eröffnet; um Nachfüllungen zu vermeiden, muß in diesem Momente der Kurbeldrehung der Grundschieber den Cylinderkanal bereits geschlossen haben.

Durch Änderung der Distanz l , unter sonst gleichbleibenden Verhältnissen wird, wie bereits früher erwähnt, Änderung der Füllung erzielt; mit abnehmender Distanz l wird auch die Füllung kleiner und umgekehrt. Die unterste Grenze der Füllung (Minimalfüllung), beziehungsweise der derselben entsprechende Wert von l , muß so gewählt werden, daß der Durchlaßkanal des Grundschiebers bereits eröffnet ist, wenn dieser den Cylinderkanal zu öffnen beginnt, damit der Dampfeintritt nicht gehindert wird. Nur für den Fall, daß durch die Steuerung selbst absolute Nullfüllung erreicht werden soll, muß der Grundschieberkanal geschlossen erhalten bleiben; der Wert von l wird für diesen Fall zumeist negativ und ist hier speziell darauf zu achten, daß der Schieberkanal nicht durch die Innenkante des Expansionsschiebers während der Dauer der Eröffnung des Cylinderkanales durch den Grundschieber eröffnet wird, weil sonst falsche Füllungen eintreten würden.

Als oberste Füllungsgrenze (Maximalfüllung) kann stets jene Füllung angesehen werden, welche durch den Grundschieber allein diktiert wird; es muß für diesen Fall der Wert von l soweit vergrößert werden können,

daß der Durchlaßkanal des Grundschiebers nicht früher geschlossen wird, als dieser den Cylinderkanal schließt. Gewöhnlich geht man jedoch mit der Maximalfüllung nicht bis zu dieser Grenze, begnügt sich mit $\frac{1}{2}$, höchstens $\frac{3}{4}$ Füllung und erhält infolgedessen, wie das Studium der einschlägigen Diagramme ergibt, im allgemeinen günstigere Dampfabschlußverhältnisse. Die übrigen Momente der Dampfverteilung, d. i. Beginn der Einströmung, Beginn und Ende der Ausströmung, werden von dem Grundschieber allein diktiert; man ermittelt dieselben in bekannter Weise, indem man mit der äußeren und inneren Deckung als Halbmesser konzentrische Kreise von C aus beschreibt und dieselben mit dem Schieberwegkreis II des Grundschiebers zum Durchnitte bringt. (Siehe § 134.)

Für die komplizierteren Bewegungsverhältnisse der Doppelschiebersteuerungen eignet sich das Sinoidendiagramm besser als das Zeunersche Schieberwegdiagramm, da dasselbe die jeweiligen Kanaleröffnungen und die durch dieselben bedingten Dampfverteilungsverhältnisse übersichtlicher und somit klarer zum Ausdrucke bringt als das Zeunerdiagramm.

In gleicher Weise wie dies bereits bei Besprechung des Sinoidendiagrammes in § 137 erörtert wurde, sind in Fig. 119 die beiden Schieber-

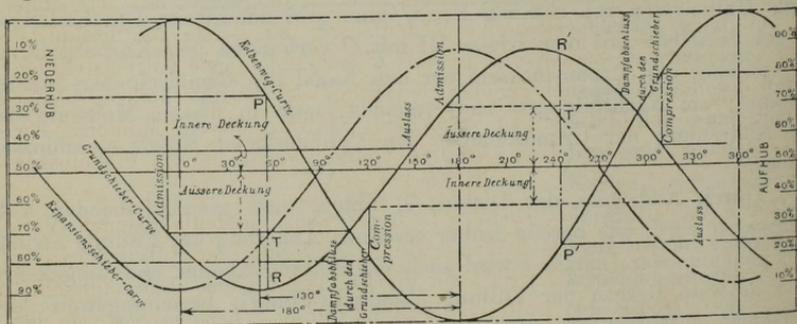


Fig. 119.

wegkurven für den Grundschieber und Expansionschieber, sowie die Pleuellinienkurve über den aufgerollten Pleuellinienweg als Basis eingezeichnet; die beiden Schieberwegkurven sind selbstverständlich den Voreilwinkeln entsprechend versetzt und in demselben Ordinatenmaßstabe gezeichnet. Zieht man in irgend einem Punkte des aufgerollten Pleuellinienweges eine Vertikale, so gibt das zwischen den beiden Schieberwegkurven liegende Stück derselben den relativen Schieberweg für den betreffenden Punkt der Pleuellindrehung. Projiziert man den Schnittpunkt dieser Vertikalen mit der Pleuellinienkurve auf die seitliche Pleuellinienkala, so erhält man den korrespondierenden Pleuellinienweg in Prozenten des Pleuellinienhubes. Soll daher in einem beliebigen Punkte des Pleuellinienhubes Dampfabschluß durch

den Expansionsschieber erfolgen, dann hat man einfach die Distanz l der Arbeitskanten der beiden Schieber (siehe Fig. 116) gleich der Distanz zwischen den beiden Schieberwegkurven in dem betreffenden Punkte des Kolbenhubes zu machen. Soll z. B. für $\frac{1}{4}$ Füllung der Wert von l bestimmt werden, dann ziehe man bei 25% der Skala die Horizontale bis zum Durchschnittspunkt P mit der Kolbenwegkurve; die Ordinate PR gibt in ihrem Teilstücke TR das gewünschte Maß von l . Mit abnehmender Füllung wird auch l kleiner; $l = 0$ entspricht in Fig. 119 etwa 10% Füllung; für Nullfüllung würde in dem durch Fig. 119 illustrierten Falle (die Versuchsmaschine, auf welche sich dieses Diagramm bezieht, ist eine kleine stehende Maschine im Ingenieurlaboratorium der Universität Cambridge) der Wert von l negativ werden; er ergibt sich aus der in der Totlage gezogenen Vertikalen. Die Excenter der in Rede stehenden Versuchsmaschine sind unter 130° (Voreilwinkel $\theta = 40^\circ$) und 180° ($\theta' = 90^\circ$) der Kurbel voreilend versetzt; beide Excenter haben dieselbe Excentricität gleich 20 mm; die äußere Überdeckung des Grundschiebers, gleich für beide Seiten, beträgt 10 mm; daraus ergibt sich gleiches lineares Vereröffnen für beide Cylinderseiten (2,5 mm), jedoch ungleiche Füllung und zwar 70 Prozent für den Niederhub und 62 Prozent für den Aufhub der Maschine; nachdem jedoch die Füllung, durch den Expansionsschieber diktiert, früher beendet ist, so hat diese Ungleichheit keinen weiteren Einfluß. Die inneren Überdeckungen des Grundschiebers sind jedoch ungleich groß, um gleiche Kompression zu erhalten; dieselbe beträgt 20 Prozent des Kolbenhubes zu beiden Cylinderseiten; zieht man daher bei 80% der rechts- und linksseitigen Kolbenwegskala die horizontalen Projektionslinien bis zum Schnitt der Kolbenwegkurve, dann ergeben sich aus den in diesen Schnittpunkten gezogenen Ordinaten die inneren Deckungen mit $6\frac{1}{4}$ mm für die Kurbelseite und rund $3\frac{1}{2}$ mm für die obere Seite des Schiebers.

Wenn man für ein und dieselbe Füllung zu beiden Seiten des Kolbens die Distanz TR , beziehungsweise $T'R'$ zwischen den beiden Schieberwegkurven mißt, so findet man, daß gleiche Füllungen nur durch ungleiche TR -beziehungsweise l -Werte erreichbar sind. So beträgt in dem Diagramme Fig. 119 für 25% Füllung $TR = l = 8,5$ mm und $T'R' = l' = 11$ mm; es ist also für diese Füllung die Differenz der l -Werte 2,5 mm. Behält man diese Differenz bei, dann werden selbstverständlich nur jene Füllungen, die von 25% nicht zu sehr abweichen, in dem vorliegenden Falle Füllungen zwischen 10 und 35%, praktisch als zu beiden Seiten konstant angenommen werden können. Will man für weitere Füllungs-grenzen konstante Füllungen erreichen, dann muß der l -Wert entsprechend geändert werden; dies wird in der Praxis der Meyersteuerung gewöhnlich

dadurch erzielt, daß man den Gewinden der Schieberspindel ungleiche Steigung gibt.

Bei der Meyersteuerung (Fig. 116) sind die beiden Gewinde der Schieberspindel vielgängig und von verhältnismäßig kleiner Steigung; zur Einstellung des Expansionschiebers für die innerhalb der Füllungsgrenzen wechselnden Füllungen ist daher bei größeren Änderungen der Leistung der Maschine auch eine größere Anzahl von Umdrehungen der Schieberspindel erforderlich; dies erschwert ungemein eine rationelle automatische Regulierung und werden daher Maschinen mit Meyersteuerung zumeist nur von Hand aus eingestellt. Es war daher das Bestreben nahe liegend, die Doppelschiebersteuerung so zu konstruieren, daß die Änderung der Füllung automatisch, durch den Regulator der Maschine direkt erfolgen kann.

Aus diesem Bestreben ist eine Reihe von Konstruktionen entstanden, welche sich in zwei Gruppen teilen lassen. Die eine Gruppe behielt den zweilappigen Expansionschieber bei und änderte nur die Stellvorrichtung der beiden Lappen in der Weise ab, daß die Einstellung derselben auf den jeweilig erforderlichen Füllungsgrad durch den Regulator bewirkt werden kann. Es wird dies dadurch erreicht, daß man entweder unter Beibehaltung der gemeinschaftlichen Schieberstange für jeden Lappen nur ein einziges langgängiges Schraubengewinde verwendet, so daß eine Verdrehung der Schieberspindel um höchstens 120° für die Regulierung genügt, oder man verwendet, von der Schraubenbewegung abgehend, für jeden Lappen eine eigene Stange und kuppelt dieselben unter einander und mit der Excenterstange derart, daß die beiden Stangen, somit auch die mit denselben fix verbundenen Lappen, durch den Regulator gegenseitig verstellt werden können.

Die zweite Gruppe der Doppelschiebersteuerungen ging von dem zweiteiligen auf den einteiligen Expansionschieber über; in diese Gruppe gehören die heute beliebtesten Zweischieberexpansionssteuerungen. Die Veränderung der Füllung kann hierbei wieder auf zweierlei Art erreicht werden; entweder durch Änderung der jeweiligen Distanz der arbeitenden Kanten des Expansionschiebers bei konstantem Schieberhub oder durch Änderung des Schieberhubes bei konstant bleibender Entfernung der Arbeitskanten des Expansionschiebers. Im letzteren Falle ist der Schieber in seiner Projektion auf den Schieberspiegel des Grundschiebers ein einfaches Rechteck; die Arbeitskanten des Expansions- und Grundschiebers laufen parallel und senkrecht zur Bewegungsrichtung der Schieber. Die Veränderung des Schieberhubes kann auf irgend eine Weise derart erfolgen, daß entweder bei direkter Kuppelung der Schieber- und Excenterstange der Excenterhub, oder bei indirekter Kuppelung, unter Einschalt-

tung eines um einen Fixpunkt oszillierenden Zwischengliedes, bei konstant bleibendem Excenterhub, die wirksame Länge dieses Gliedes verändert wird. In diesem Falle wird das Zwischenglied als Coulissee ausgebildet, mit welcher die Schieberstange fix verbunden ist, während das Gleitstück mit dem Angriffspunkte der Excenterstange in der Coulissee, welche als Hebel von veränderlicher Länge wirkt, verstellt werden kann.

Um den Reibungswiderstand des Expansionsschiebers, welcher bei Änderung der Füllung durch den Regulator überwunden werden muß, auf ein erreichbares Minimum zu reduzieren, werden die Schieber, namentlich bei größeren Maschinen, als entlastete cylindrische oder Kolbenschieber ausgeführt (§ 146).

Soll bei Doppelschiebersteuerungen mit einteiligem Expansionsschieber die Änderung der Füllung durch Änderung der jeweiligen Distanz der arbeitenden Kanten der Expansionsschieberplatte bei konstantem Schieberhub erreicht werden, dann ist die Projektion derselben auf den Spiegel des Grundschiebers ein Trapez; die beiderseitigen Arbeitskanten der Schieber laufen nicht parallel, sondern schließen einen spitzen Winkel (75° bis 95°) ein. Die Verstellung des Expansionsschiebers erfolgt senkrecht zu seiner Bewegungsrichtung, infolge dessen arbeitet eine größere oder geringere Breite desselben mit den Durchlaßkanälen des Grundschiebers zusammen, der l -Wert nimmt ab oder zu, der Kanalabschluß erfolgt früher oder später.

Diese Steuerung, nach ihrem Erfinder *Ridersteuerung* genannt, wird in der Weise ausgeführt, daß man zur Verwandlung der Querbewegung des Expansionsschiebers in eine Drehbewegung den Schieber cylindrisch aufrollt und den Grundschieber als Gegenhohlform cylindrisch ausbohrt. Bei größeren Ausführungen wird zur Entlastung des Expansionsschiebers dieser zum vollständigen Cylinder ausgebildet; der Grundschieber muß selbstverständlich die entsprechende, cylindrisch geschlossene Gegenform besitzen und kann daher zur eigenen Entlastung als vollständiger Kolbenschieber ausgeführt werden.

Die Drehbewegung der geradlinig geführten Schieberstange zum Zwecke der Füllungsänderung beziehungsweise Regulierung erfolgt durch den Regulator der Maschine, eventuell von Hand aus; die äußere Steuerung muß daher konstruktiv so ausgeführt sein, daß sie nebst der geradlinigen Bewegung des Schiebers auch dessen Drehbewegung gestattet. Diesbezügliche Detailkonstruktionen finden sich in allen Handbüchern und Tafelwerken über Schiebersteuerungen.

144. Dimensionierung der Schieber. Der Trickschieber. Die Abmessungen eines Schiebers sind in erster Linie abhängig von der Größe des Kanalquerschnittes an der Mündungsstelle.

Der Kanalquerschnitt soll im allgemeinen so groß angenommen werden, daß ein merklicher Spannungsabfall des Dampfes durch Drosselung beim Ein- und Austritt desselben vermieden wird; es sind hierbei selbstverständlich sämtliche Kanalquerschnitte und vor allem der von den betreffenden Abschlußorganen freigegebene Mündungsquerschnitt in Betracht zu ziehen.

In einem Querschnitte von unveränderlicher Größe wird sich die Geschwindigkeit des Dampfes während eines Kolbenhubes fortwährend und zwar proportional der Kolbengeschwindigkeit ändern; die größte Kolbengeschwindigkeit tritt, abhängig von der Länge der Schubstange, in der Nähe der Hubmitte ein und erfolgt das Anwachsen derselben von dem Nullwerte in der Totlage der Maschine anfänglich sehr rasch, so daß bereits nach ein Drittel des Hubes eine der maximalen Geschwindigkeit naheliegende Kolbengeschwindigkeit erreicht ist.

Man nimmt als größte zulässige Dampfgeschwindigkeit, bei welcher erfahrungsgemäß eine merkliche Drosselung nicht zu gewärtigen ist, gewöhnlich 50 m pro Sekunde an, bleibt jedoch bei Steuerungen mit mehrfach gewundenen Dampfwegen häufig unter diesem Werte und geht andererseits bei großen Schiebermaschinen sowie bei Dampfmaschinen, welche vermöge ihrer Anlage tunlichst reduzierte Abmessungen der Steuersteile erfordern (Lokomotiv- und Schiffsmaschinen), über diesen Wert hinaus.

Dem obigen Werte für die Maximalgeschwindigkeit des Dampfes entspricht eine mittlere Geschwindigkeit von ungefähr 30 m pro Sekunde; von dieser Geschwindigkeit geht man zumeist bei Berechnung der erforderlichen Kanalquerschnitte aus und rechnet dieselben somit für mittlere Verhältnisse nach der Gleichung

$$q = a \times b = \frac{1}{30} \frac{D^2 \pi}{4} \times c,$$

worin c die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Metern, D den Cylinderdiameter, a und b Breite und Länge des Kanalquerschnittes, gemessen an der Mündungsstelle, bedeuten. Von der Kanalbreite a hängt der Schieberhub beziehungsweise die Excentricität des Antriebsexcenters ab, nachdem die Deckungsbreite auch als eine Funktion der Kanalbreite angenommen werden kann; gewöhnlich beträgt der Schieberhub das $2\frac{1}{2}$ - bis 3-fache der Kanalbreite a . Nachdem die innere Deckung fast immer sehr klein, bei schnelllaufenden Maschinen häufig Null, sogar negativ angenommen wird, um derselben einen stoßfreien, weichen Gang zu sichern, so ist der Kanal auf der Ausströmseite während des größeren Teiles der Ausströmperiode ganz offen.

Ein großer Schieberhub bietet den Vorteil freieren Dampf- und Austrittes bei schärfer markierten Übergängen der einzelnen Dampfver-

teilungsperioden, hat jedoch den Nachteil größeren Arbeitsverbrauches und rascherer Abnutzung der Gleitflächen. Man pflegt erfahrungsgemäß für normale Konstruktionen die Kanallänge b gleich der 5- bis 6-fachen Kanalbreite a anzunehmen. Um bei großen Maschinen, welche zumeist auch mit hoher Kolbengeschwindigkeit arbeiten, daher große Kanalquerschnitte erfordern, ohne Verminderung derselben den Schieberhub reduzieren zu können, pflegt man die Kanäle geteilt auszuführen, so daß der Mündungsquerschnitt, wie aus Fig. 121 ersichtlich, in zwei, mitunter auch in drei rechteckige Öffnungen gleicher Breite zerlegt ist; der Schieberhub wird hierdurch, nachdem auch die äußere Deckung korrespondierend der Kanalbreite reduziert werden muß, ungefähr auf die Hälfte beziehungsweise ein Drittel seiner früheren Größe vermindert.

Eine andere Konstruktion, welche zugleich ein rascheres Eröffnen des Einlaßkanales ohne Vergrößerung des Schieberhubes bezweckt, ist der in Fig. 120 skizzierte Trickschieber. Bei dieser Konstruktion gelangt der Dampf gleichzeitig auf zwei Wegen in den Cylinderkanal; einerseits wird, wie bei jedem gewöhnlichen Schieber, der Kanal durch die Außenkante des Schiebers eröffnet, andererseits wird durch einen in den Schieber eingegossenen, denselben der Länge nach durchsetzenden Kanal Dampf von dem anderen Ende des Schiebers zugeführt, indem die Mündung dieses Kanales die Kante des Cylinderspiegels in demselben Momente überläuft, in welchem die äußere Arbeitskante des Schiebers den Cylinderkanal der Einströmseite eröffnet. Beginn und Ende der Einströmung, sowie Beginn und Ende der Ausströmung bleiben selbstverständlich durch den Trickischen Kanal unbeeinflußt.

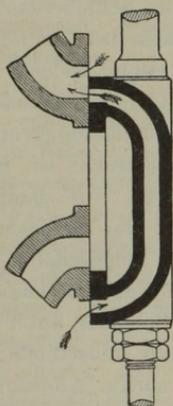


Fig. 120.

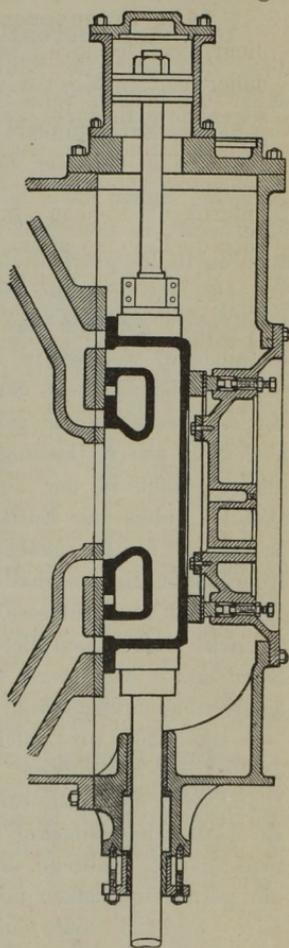


Fig. 121.

Damit der Einlaßkanal durch den äußeren Schiebersteg möglichst

wenig versperrt werde, muß die Breite dieses Steges (im Sinne der Bewegung des Schiebers gemessen) so klein als möglich gehalten werden.

Des Zusammenhanges wegen sei hier unter Hinweis auf Fig. 121 ein Detail, der sogenannte Balancekolben, erwähnt, welcher bei stehenden Maschinen mit schweren Schiebern dazu dient, das Gewicht desselben, der Schieberstangen und der damit verbundenen bewegten Teile, durch den Druck des Dampfes auf die untere Seite dieses Kolbens auszugleichen.

145. Schieberentlastungen. Ein anderes Detail, welches dazu dient, den Druck des Schiebers gegen den Cylinderspiegel zu entlasten und daher bei großen Schiebermaschinen vielfache Anwendung findet, ist der sogenannte **Entlastungsrahmen**; der Rücken des Schiebers wird durch diese Konstruktion von der Einwirkung des Dampfes mehr oder minder frei gemacht, daher auch nur ein Teil der Schieberfläche dem Dampfdrucke unterliegt. In dem Maße als der Schieber hierdurch entlastet wird, wird auch die Reibungsarbeit, somit auch die Abnutzung der Gleitflächen verringert.

Das Problem der Schieberentlastung wurde auf verschiedenste Art konstruktiv gelöst. Eine vielfach benützte Anordnung besteht aus einem Metallringe, welcher in eine entsprechend geformte ringförmige Nut des Schieberkastendeckels dampfdicht einpaßt und durch Federn gegen den Rücken des Schiebers gepreßt wird, welcher vollkommen eben, als Gleitfläche für den Entlastungsring bearbeitet sein muß. Eine andere Anordnung besteht in der konstruktiven Umkehrung des eben besprochenen Details, indem der Entlastungsring in eine Nut des Schiebers eingepaßt ist und auf der Innenfläche des Schieberkastendeckels gleitet. Durch diesen Ring bleibt die innerhalb desselben befindliche Schieberfläche nach außen dampfdicht abgeschlossen; Dampf, welcher trotz sorgfältigster Ausführung an nicht vollkommen dichtenden Stellen nach innen gelangt, wird nach dem Kondensator oder, wenn die Entlastungsvorrichtung am Hochdruckcylinder einer Compoundmaschine angebracht ist, nach dem Receiver abgeführt.

Manchmal wird auch, um eine dampfdichte Trennung des Rückens des Entlastungsrahmens und des Schieberkastendeckels zu erzielen, ein Diaphragma zwischen beiden eingeschaltet, in welchem Falle der Rahmen, welcher auch rechteckig geformt sein kann, an dem Schieberkastendeckel befestigt ist, während der Schieber unter demselben hin- und hergleitet; die Berührungsflächen müssen selbstverständlich dampfdichtend appretiert sein. Fig. 121 stellt eine solche Anordnung für einen großen Schieber mit geteilten Kanälen einer Schiffsmaschine dar.

146. Kolbenschieber. Die Schieberentlastung wird in noch vollkommenerer Weise dadurch erreicht, daß man den Rücken des Schiebers genau so formt, wie das Gesicht desselben und in dampfdichter Berührung

mit dem Schieberkastenobertheil oder Deckel längs desselben gleiten läßt; in dem Deckel sind Aussparungen angebracht, welche mit den Cylinderkanälen korrespondieren und mit denselben in Verbindung stehen, so daß sich der Dampfdruck vollständig ausgleicht. Die vollkommenste Ausführung dieser Anordnung ist der Kolbenschieber, welcher namentlich für hohe Dampfdrücke, somit zur Steuerung der Hochdruckcylinder von Schiffsmaschinen, Walzenzugmaschinen etc. ausgedehnte Anwendung gefunden hat. Die Einfachheit der Konstruktion, verbunden mit dem Vortheile bequemer Umsteuerbarkeit, läßt die Verwendung des Kolbenschiebers für schnellgehende und Reversiermaschinen besonders vorteilhaft erscheinen. Der Kolbenschieber ist ein vollständig cylindrischer Körper, gebildet durch Rotation des Schieberprofils um eine zur Schieberbewegung parallele Achse; die Cylinderkanäle müssen behufs vollkommener Entlastung des Schiebers ringförmig um denselben geführt werden. Kleinere Schieber werden gewöhnlich glatt cylindrisch mit eingedrehten Ölnuten, ohne Dichtungsringe, in die Hohlform des Steuercylinders beziehungsweise Gehäuses eingeschliffen. Große Schieber hingegen werden vielfach nach Art gewöhnlicher Dampfkolben mit metallenen Dichtungsringen ausgeführt (siehe Fig. 123); damit dieselben beim Überlaufen der Kanäle nicht ausspringen, sind Querstege, welche mit Rücksicht auf gleichmäßiges Einschleifen der Ringe schräg gestellt sind, in die Kanäle eingegossen. Nachdem der Kolbenschieber als Rotationskörper aus dem gewöhnlichen Muschelschieber entstanden ist, ergibt sich für seinen mittleren Teil eine Röhrenform; dieses zentrale Rohr wird zumeist benützt, um den Dampf durch den Schieber hindurchzuleiten; die Dampfzuleitung findet in diesem Falle nur an einem Ende des Steuercylinders oder Schieberkastens statt. Der lichte Querschnitt des Schieberrohres muß selbstverständlich mindestens gleich dem Kanalquerschnitte sein. Ist die Steuerung für innere Einströmung ausgeführt, dann findet die Auströmung von der einen Cylinderseite durch den Schieber nach der anderen Seite des Steuergehäuses statt. Man kann aber auch das Verbindungsrohr

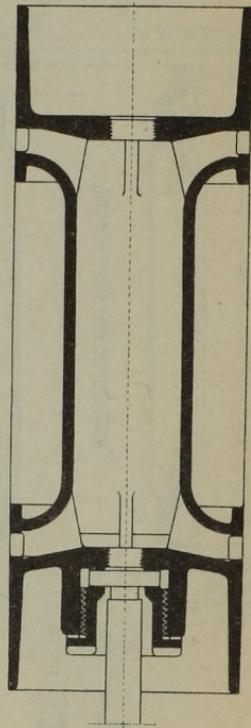


Fig 122.

soweit verengen, daß es obigen Zweck nicht mehr erfüllt, oder gänzlich in eine volle Stange übergehen lassen, welche dann nur mehr zur Ver-

bindung der beiden, aus vollen Scheiben gebildeten Schieberteile dient; in diesem Falle muß der Dampf an beiden Enden des Steuercylinders zugeführt werden.

Fig. 122 zeigt einen einfachen Röhrenkolbenschieber ohne Liederungen.

Eine in ihrer Art besonderes Interesse bietende Konstruktion eines Kolbenschiebers zeigt die an späterer Stelle beschriebene Willansche

Zentralschiebermaschine. Bei dieser Maschine ist die Kolbenstange hohl geformt und bildet in ihrem Innern das cylindrische Schiebergehäuse für den in demselben gleitenden Kolbenschieber; die Dampfverteilung ergibt sich aus der Relativbewegung der Kolbenstange und des Schiebers.

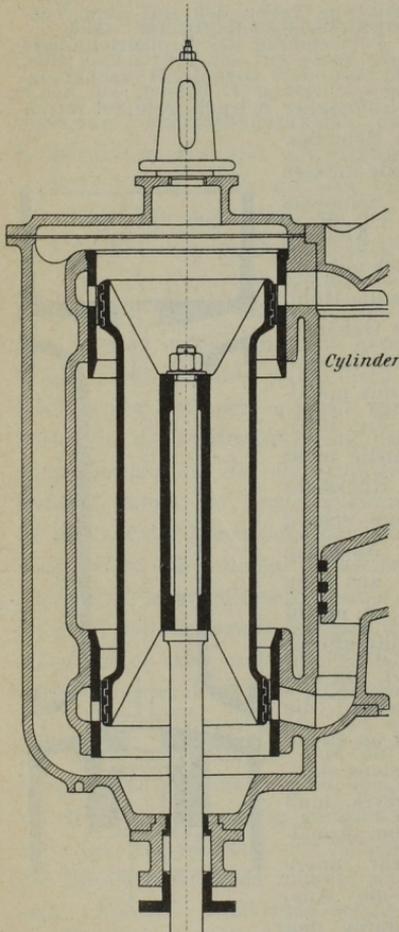


Fig. 123.

dem es noch keinem Konstrukteur geglückt ist, rotierende Schieber dauernd dampfdicht zu erhalten.

147. Drehschieber. Eine konstruktive Abänderung des Flachschiebers, darin bestehend, daß die Spiegelfläche desselben wie beim Kolbenschieber cylindrisch geformt, die Bewegung des Schiebers jedoch keine geradlinig hin- und hergehende, sondern eine drehende ist, hat bei stationären Maschinen eine sehr ausgedehnte Verwendung gefunden. Die Drehbewegung kann entweder eine nur schwingende oder eine kontinuierlich rotierende sein. Schieber der ersteren Art bezeichnet man im allgemeinen, nachdem sie von Corliß herrühren, Corlißschieber; speziell diese Art der Drehschieber fand nach ihrer Einführung durch Corliß rasche und vielseitige Verbreitung, während Steuerungen mit rotierenden Schiebern, trotz der wesentlichen Vorteile, welche dieselben bieten würden, bis heute keine Erfolge erzielen konnten, nach-

Der Drehschieber mit Oszillationsbewegung wird entweder in der Art ausgeführt, daß er in seiner Wirkungsweise dem normalen Flachschieber vollkommen entspricht, also die Dampfverteilung für beide Cylinderseiten besorgt, oder es bedient je ein Schieber eine Cylinderseite, oder endlich, und diese Variante findet die häufigste Anwendung, jede Cylinderseite wird von zwei Schiebern (Einlaß- und Auslaßschieber) bedient; in den beiden letzteren Fällen ist somit der Schieber zwei- beziehungsweise viermal geteilt; die Vierschieberanordnung ist die Originalanordnung von Corliß.

Der Natur der Cylinderkanäle entsprechend sind die Drehschieber immer so gelagert, daß ihre Drehachse senkrecht steht zur geometrischen Achse des Dampfeylinders; mit Rücksicht auf den Steuerungsantrieb durch die Schwungradwelle legt man die Schieberspindeln stets parallel zu dieser. Außerdem müssen die Schieber so situiert sein, daß sie durch den Dampfdruck gegen ihre Spiegelfläche dichtend angepreßt werden; es muß daher der Auslaßschieber das Schiebergehäuse von der Abdampfleitung abschließen. Der Antrieb der Schieber erfolgt mittelst Excenter, Excenterstange und einem auf der Schieberspindel sitzenden Hebel, und zwar bei dem einteiligen Schieber direkt, ohne Zwischenglieder, bei dem zwei- und vierteiligen Schieber indirekt durch Vermittelung einer Steuerscheibe, welche vom Excenter betätigt wird und ihre schwingende Bewegung auf die Schieber überträgt. Bei stehenden Corlißmaschinen findet man mitunter auch eine derartige Anordnung der äußeren Steuerung, daß je ein Excenter und eine Steuerscheibe die beiden Einlaß- beziehungsweise Auslaßventile bedient.

Bei vier Steuerschiebern sind die Auslaßschieber stets zwangläufig und zwar in kontinuierlich unveränderlicher Verbindung mit dem Antriebs-element gesteuert, während die Einlaßschieber entweder zwangläufig, oder aber, wie bei der Originalcorlißsteuerung, freiläufig gesteuert sein können; im letzteren Falle steht das steuernde Organ nur während der Admissionsperiode in zwangläufiger Verbindung mit dem Antriebselemente; der Schluß des Kanales, also das Zurückgehen des Steuerorganes in seine Anfangs- oder Ruhelage, erfolgt nach vorhergehender Lösung dieser Verbindung unter dem Einflusse eines Gewichtes, einer Feder, der Expansivkraft komprimierter Luft etc. sehr rasch, nahezu plötzlich. Der freiläufige Schluß gewährt den Vorteil präzise wirkender Regulierung der Maschine durch selbsttätige Änderung der Füllung, ist jedoch mit Nachteilen verbunden, welche die Anwendung dieser Steuer methode für schnellgehende

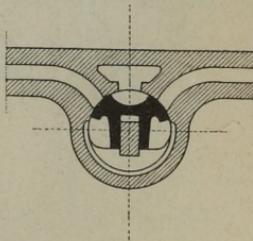


Fig. 124.

Maschinen (etwa über 100 Umdrehungen pro Minute) ausschließt. Andererseits gestatten die freiläufigen oder Ausklinksteuerungen nur Füllungs-

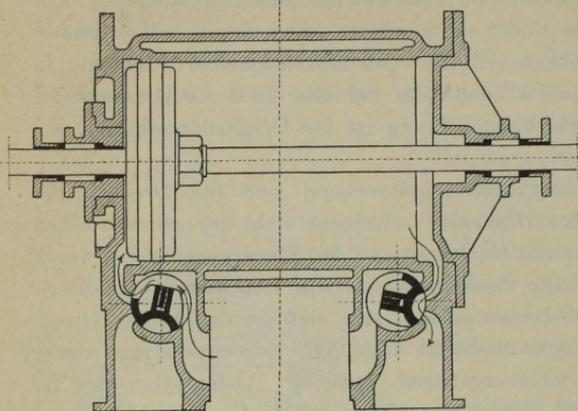


Fig. 125.

zwangläufig gesteuert werden; die Füllungsänderung erfolgt hierbei automatisch, zumeist durch Änderung des Voreilwinkels und der Excentrizität

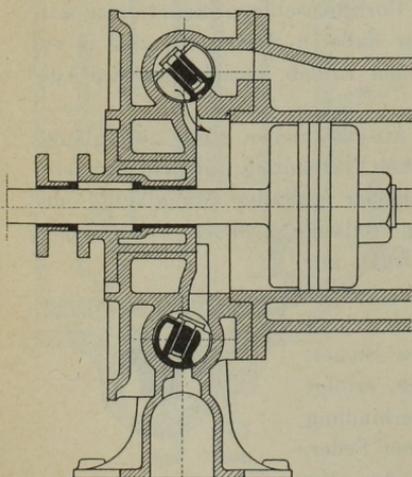


Fig. 126.

ungen verwendet. Die Steuerventile der Dampfmaschinen werden fast immer mit senkrechter Bewegungsrichtung, also vertikal, derart angeordnet,

änderungen bis zu etwa 0,4 als Maximalfüllung, da die Lösung der Verbindung im äußersten Falle erfolgen muß, wenn sich das Antriebsexcenter um 90° aus seiner mittleren Stellung gedreht hat.

Wird die Dampfverteilung für Ein- und Austritt einer oder beider Cylinderseiten durch nur einen Schieber besorgt, dann muß derselbe

besonders die sogenannten Achsregulatoren. Fig. 124, 125 und 126 zeigen die gewöhnliche Form und Disposition der Schieber bei Ein-, Zwei- und Vierschiebermaschinen; bei Maschinen der letzteren Art findet man die Schieber mitunter in den beiden Cylinderdeckeln oder für je eine Cylinderseite nebeneinander liegend, am Bauche des Cylinders situiert.

148. Ventile. Als Abschlußorgan für die Steuerung der Wärmekraftmaschinen im allgemeinen wird mit Vorliebe das Ventil in seinen verschiedenen Formen und Anord-

daß sie bei der Aufwärtsbewegung öffnen, somit durch den Dampfdruck gegen ihre Sitzfläche gepreßt werden; das Eigengewicht derselben wirkt hierbei gleichzeitig als Schlußkraft.

Die einfachste Ventilform ist das sogenannte Tellerventil, eine tellerförmige Platte mit schmaler ringförmiger Sitzfläche auf einer kreisrunden Öffnung. Das Tellerventil ist für die Steuerung von Dampfmaschinen nicht verwendbar, da der volle Dampfdruck auf die volle Kreisfläche des Ventiles beim Anhub derselben von dem Steuergestänge aufgenommen werden müßte; es können daher nur solche Ventilformen Verwendung finden, welche eine Entlastung des Ventiles mit sich bringen. Es ist jedoch im Interesse des dampfdichten Schlusses vorteilhaft, wenn das Ventil in seiner Schlußlage durch den Dampf noch gegen seinen Sitz gedrückt wird, jedoch nur mit einer Kraft, welche von dem Gestänge, beziehungsweise der äußeren Steuerung beim Anhub des Ventiles genügend leicht überwunden werden kann, es ist daher nur eine teilweise Entlastung des Ventiles wünschenswert.

Diese teilweise Entlastung wird dem Wesen nach dadurch erreicht, daß man das Ventil als Doppelsitzventil, also mit zwei ringförmigen Sitzflächen von ungleichem Durchmesser derart ausführt, daß sich der Dampfdruck auf das Ventil aus zwei nach entgegengesetzten Richtungen wirkenden Kräften, welche sich gegenseitig nahezu aufheben, zusammensetzt. Die Anordnung zweier Sitzflächen bietet auch

den weiteren wichtigen Vorteil, daß beim Anhub des Ventiles zwei Durchtrittsquerschnitte für den Dampf gleichzeitig freigelegt werden, also bei gleichem Durchflußquerschnitt nur die halbe Hubhöhe erforderlich ist.

Ventile können nur dazu dienen, um eine Öffnung, welche zwei im übrigen vollkommen getrennte Räume verbindet, entweder freizugeben oder zu schließen; dieselben können somit nicht wie ein Verteilschieber zur Verbindung eines Raumes mit einem zweiten, beziehungsweise dritten

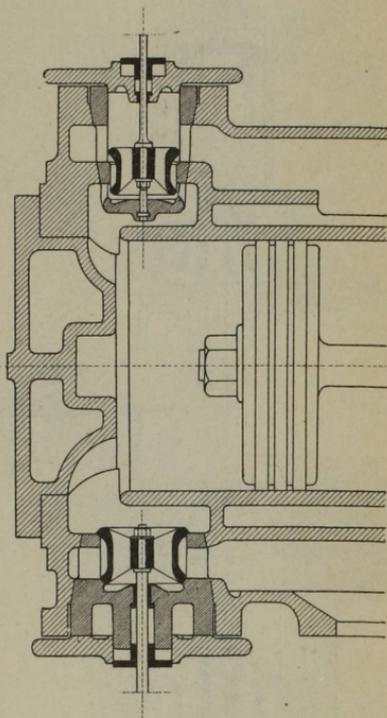


Fig. 127.

Raume verwendet werden. Bei Ventilsteuerungen sind daher stets vier getrennte Abschlußorgane (je ein Ein- und Auslaßventil für jede Cylinderseite) erforderlich. Die Bedingung, daß das Ventil durch den aus der Entlastung desselben resultierenden Dampfdruck gegen seinen Sitz gedrückt werden soll, bringt es mit sich, daß das Einlaßventil das Einlaßgehäuse gegen den Cylinder, das Auslaßventil hingegen das Auslaßgehäuse gegen die Abdampfleitung abschließen muß; es gilt hier somit dieselbe

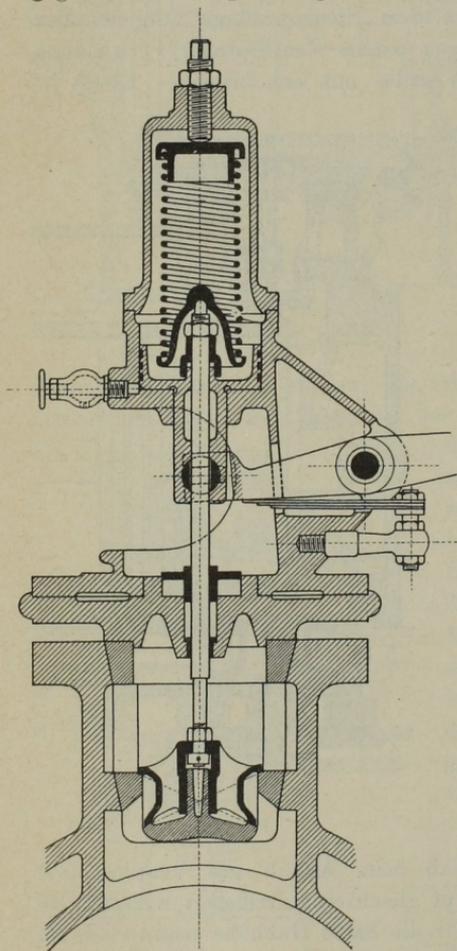


Fig. 128.

Regel, wie bei den Corlißschiebern. Für die Form des Ventiles ist es jedoch gleichgiltig, ob dasselbe als Einlaß- oder Auslaßventil verwendet wird. Die in Rede stehende Situation der Auslaßventile beziehungsweise Auslaßschieber hat zur Folge, daß das Auslaßgehäuse hier mit zum schädlichen Raum gehört; es muß daher in konstruktiver Beziehung eine möglichste Ausfüllung desselben durch die Form des Gehäusedeckels bei Ventilmaschinen beziehungsweise des Auslaßschiebers selbst bei Corlißmaschinen angestrebt wurden.

Damit die Ventile in den beiden Sitzflächen unter Dampf dicht schließen, müssen dieselben nicht nur sorgfältig in den beiderseitigen Berührungsflächen eingeschliffen, sondern auch Ventil und Sitz aus demselben Materiale hergestellt sein, damit für beide Teile derselbe Ausdehnungskoeffizient in Betracht kommt; zumeist wählt man Gußeisen bester Qualität und setzt den Ventilsitz für sich als gesonderten Teil in das Gußstück des Cylinders ein (siehe Fig. 127, 128 und 129).

Die Verbindung zweier einfacher Tellerventile durch eine gemeinsame Spindel als Doppelsitzventil hat seinerzeit namentlich in Amerika vielfache

Anwendung gefunden; heutzutage ist diese Anordnung jedoch durch das sogenannte Rohrventil, die für Steuerungen gebräuchlichste und vermöge der einfachen Dampfzuführung viel vorteilhaftere Ventilform, verdrängt. Das Rohrventil ist aus dem Doppeltellerventil dadurch entstanden, daß zur Verbindung der beiden Abdichtungsflächen ein offenes Rohr verwendet wird, welches jedoch genügend großen freien Durchflußquerschnitt besitzen muß, damit der an der unteren Dichtungsfläche austretende Dampf ungehindert hindurchströmen kann. Der Dampf braucht daher dem Ventil nur von oben zugeführt zu werden. Die allgemein gebräuchliche Anordnung dieser Ventile ist aus den vorhin angeführten Figuren ersichtlich.

Eine andere Ventilform, welche neben dem Rohrventil nicht selten zur Anwendung kommt, ist das Glockenventil

Fig. 130 (s. S. 336). Das Glockenventil unterscheidet sich dadurch von dem Rohrventil, daß die rohrartige Verbindung der beiden Dichtungsflächen außerhalb des Ventilsitzes liegt, während sie beim Rohr-

ventil innerhalb desselben angeordnet ist; der volle tellerartige Sitz liegt daher beim Glockenventil oben, beim Rohrventil hingegen unten.

Die Entlastung wird beim Rohrventil dadurch erreicht, daß die obere Dichtungsfläche, beim Glockenventil hingegen dadurch, daß die untere Dichtungsfläche etwas größeren Durchmesser erhält; es ist dies auch schon aus dem Grunde notwendig, um das Ventil einbringen zu können. Man pflegt den äußeren Durchmesser der kleineren Dichtungsfläche um weniges

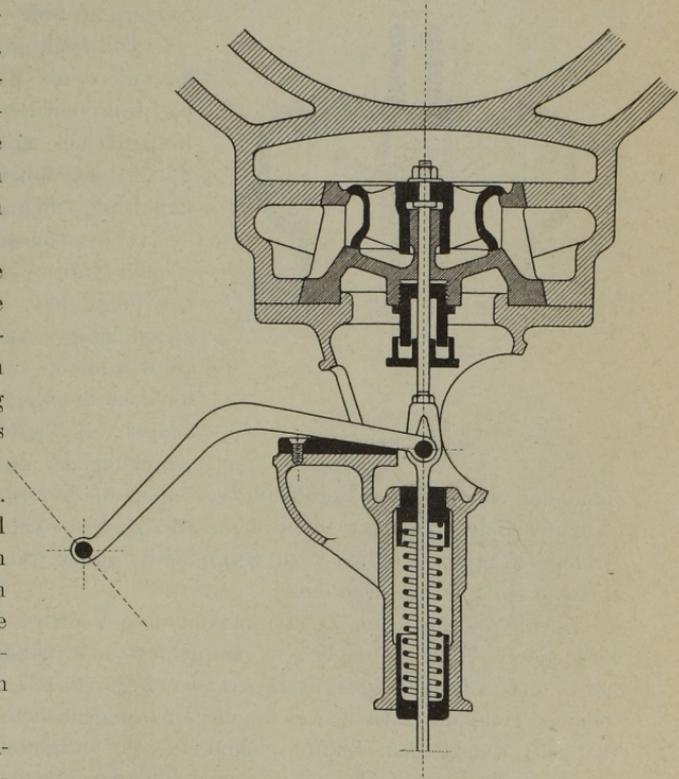


Fig. 129.

kleiner zu halten als den inneren Diameter der größeren Dichtungsfläche; die sich daraus ergebende Differenzringfläche, multipliziert mit dem Unterschiede des inneren und äußeren Dampfdruckes (unter und über dem Ventil) gibt die Dampfschlußkraft, mit welcher das Ventil, abgesehen von der künstlichen Belastung durch Federn, Luftpuffern etc. gegen die Sitzfläche gepreßt wird; diese Schlußkraft bildet auch den größten Teil des Eröffnungswiderstandes, welcher bei Anhub des Ventiles von der äußeren Steuerung überwunden werden muß.

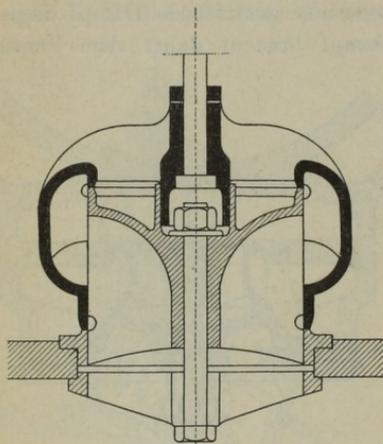


Fig. 130.

Die Dichtungsflächen selbst werden meist als parallele Kegelflächen, bei Rohrventilen mitunter auch als Kegelflächen mit gemeinschaftlicher Spitze ausgeführt (Fig. 128), was die Erhaltung dichten Schlusses, selbst bei verschiedenen Ausdehnungskoeffizienten für Ventil und Ventilsitz, zur Folge hat, weil ein Körper bei gleichmäßiger Ausdehnung sich selbst ähnlich bleibt, sich daher der Winkel, welchen die Kegel einschließen, nicht ändert; es tritt daher eine Verschiebung der dichtenden Flächen auf

einander ein, aber die Berührung derselben bleibt erhalten. Um die beim Aufsitzen des Ventiles sowie beim plötzlichen Anheben desselben auftretenden Stöße möglichst zu vermindern, sollen Steuerungsventile möglichst kleine Masse erhalten.

Auf die bequeme Zugänglichkeit des Ventiles und Ventilsitzes ist besonderer Wert zu legen; es empfehlen sich daher Anordnungen des Ein- und Auslaßventiles nach Art der Figuren 127, 128 und 129. Die beiden Teile des Sitzes, welche die Dichtungsflächen bilden, sind durch Rippen, welche dem Dampfe ungehinderten Durchfluß gestatten müssen, verbunden; diese beiden Teile sind außerdem noch durch Rippen mit einem Schlußring verbunden, welcher konisch gedreht und in das Ventilgehäuse oder das Cylindergußstück dampfdicht eingeschliffen ist. Die Befestigung des Ventilsitzes erfolgt nur durch den Druck des Deckels, beziehungsweise dessen Verschraubung, gegen diesen Schlußring, so daß derselbe nach Abnahme des Deckels, ohne Lösung weiterer Verbindungsteile, ausgehoben werden kann. Das Ventil selbst muß eine besondere Führung am Ventilsitze, gewöhnlich mittelst Rippen, erhalten, um mit voller Genauigkeit nach jedem Anhub wieder in die Schlußlage zu ge-

langen. Aus demselben Grunde pflegt man gewöhnlich die Ventilspindel mit dem Ventil nicht starr, sondern mit einer gewissen Beweglichkeit zu verbinden, um ein Schiefziehen oder Klemmen des Ventiles zu vermeiden, falls die geometrische Achse der Bohrung für die Ventilspindel im Deckel nicht mit jener der Geradföhrung des Ventiles vollkommen übereinstimmen sollte.

Im Zusammenhange mit dem vorhergehenden sei hier noch erwöhnt, daß einzelne im Dampfmaschinenbau hervorragende Firmen, namentlich Gebrüder Sulzer in Winterthur, in neuester Zeit bei ihren Großmaschinen viersitzige Ventile verwenden, um infolge der hierdurch wesentlich verminderten Ventilhubhöhe ruhigen Gang der Maschine, selbst bei verhältnismäßig hohen Umlaufzahlen, erreichen zu können. Das Einschleifen und Dichthalten dieser Ventile soll nach den bereits vorliegenden Erfahrungen keine Schwierigkeiten verursachen. Fig. 131 zeigt die Anordnung eines solchen viersitzigen Einströmventiles einer Sulzer-Maschine.

Die Anordnung der Ventile am Cylinder hängt in erster Linie von der Lage derselben und der Art der Steuerung ab. Bei liegenden Maschinen sind zumeist die Einlaßventile am Rücken, die Auslaßventile am Bauche des Cylinders angeordnet, weil die gebräuchlichste Art der Bewegungsübertragung von der Maschinenwelle auf die Steuerorgane durch eine besondere, parallel zum Cylinder gelagerte Steuerwelle, welche ihrerseits die Excenter trägt, erfolgt. Sind die Excenter hingegen nach Art der Bewegungsübertragung bei Flach- und Corlißschiebern unmittelbar auf der Schwungradwelle befestigt, welche Anordnung namentlich bei Ventilmaschinen mit Umsteuerung (Fördermaschinen u. dgl.) angewendet wird, dann sind die Ventile seitlich zumeist nebeneinander liegend angeordnet, sodaß je ein Einlaß- und Auslaßventil durch einen gemeinschaftlichen Winkelhebel betätigt werden.

Bei stehenden Maschinen sind die Ventile zumeist zur Seite des Cylinders und zwar das Einlaßventil über dem Auslaßventil oder neben demselben angeordnet; seltener findet man die Anordnung, bei welcher die beiden Ventile für die obere Cylinderseite im Deckel, jene für die untere Cylinderseite in einem seitlichen Ausbau des Cylinders untergebracht sind.

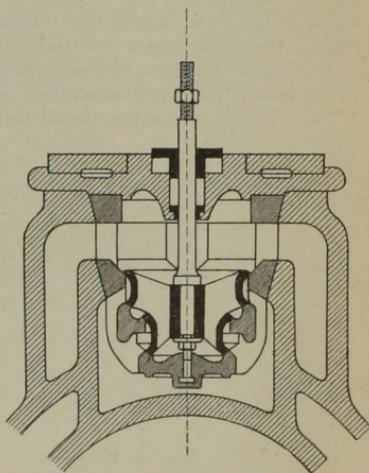


Fig. 131.

Ob nun die Ventile so oder so situiert sind, es ist stets darauf zu achten, daß das im Cylinder gebildete Kondensat durch die Auslaßventile abfließen kann, beziehungsweise bei deren Eröffnung selbsttätig abgeführt wird.

Im Gegensatze zu den entlasteten Doppelsitzventilen der Dampfmaschinensteuerungen werden die Steuerventile der Explosions- und Verbrennungsmotoren als einfache Tellerventile, mit konischer oder ebener Sitzfläche und langgeführten Spindeln gebaut. Diesbezügliche Anordnungen sind aus den Textfiguren in Abschnitt XIV und XV zu ersehen.

Litteraturnachweis.

- Zeuner*, Die Schiebersteuerungen. 1. Aufl. Freiberg 1858.
 — —, 5. Auflage. Leipzig 1888.
Stehle, Die Schiebersteuerungen und ihre Diagramme. 3. Aufl. Berlin 1898.
Auchincloss, Die praktische Anwendung der Schieber- und Coulissensteuerungen. Berlin 1886.
Blaha, Die Steuerungen der Dampfmaschinen. 3. Aufl. Berlin 1889.
Leist, Die Steuerungen der Dampfmaschinen. Berlin 1900. Zugleich 4. Auflage des gleichnamigen Werkes von Blaha.
Gutermuth, Die Dampfmaschinen der Weltausstellung in Paris 1900. Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure 1900 und 1901.
-