

2. Steuerungen.

Bedingungen einer Lokomotivsteuerung sind:

- richtige, d. h. der Bewegung des Kolbens entsprechende Dampfverteilung,
- wirtschaftliche Dampfverteilung, d. h. der Dampfverbrauch soll bei der meist gebrauchten Zugkraft ein möglichst geringer sein,
- möglichst gleiche Dampfverteilung auf Kurbel- und Deckelseite, Umsteuerbarkeit,
- ausreichende Füllungsverstellbarkeit.

Einteilung der Steuerungen:

- nach Art der Lage bezüglich des Rahmens in
 - innen liegende Steuerungen,
 - außen liegende Steuerungen,
 - Steuerungen mit Zwischenhebel,
- nach Art der Ausführungen in
 - Steuerungen mit zwei Hubscheiben,
 - Steuerungen mit einer Gegenkurbel,
 - Lenkersteuerungen.

Hauptteile einer Steuerung sind:

- innere Steuerung (Schieber, Ventile, Hähne),
- äußere Steuerung (verschiedene Steuerungen und ihre Führungen, wie Hängeeisen, Voreilhebel, Lenkerstange, Schwingenstange, Schieberschubstange, Steuerstangenhebel u. dgl., ferner Schwingen, Hubscheiben, Steuerbock und -Schraube).

a) Innere Steuerung.

I. Steuerung mit Schiebern.

a) Flachschieber.

Meist mit Trickkanal versehen. Baustoff Rotguß oder weiches Gußeisen; zuweilen Weißmetalleingüsse zur Verminderung der Abnutzung. Durch Trickkanal Verdoppelung der Einströmquerschnitte. Hauptvorteil der Flachschieber ist die Möglichkeit des Abklappens bei Wasserschlagen. Andererseits nötigt diese Schieberbauart wegen der starken Schieber- und Stopfbuchsreibung zur Ausführung sehr kräftiger Steuerungsgestänge und Bolzen.

Abb. 267 zeigt einen Trickschieber der preußischen Staatsbahn mit Weißmetalleingüssen. Zur Verminderung der starken Schieberreibung werden auf größeren Schiebern häufig Entlastungsvorrichtungen angeordnet. Die Unmöglichkeit, Flachschieber auf die Dauer dicht zu halten und die kostspieligen Wiederherstellungsarbeiten ließen schon frühzeitig den Gedanken aufkommen, Kolbenschieber zu verwenden. Aber erst mit Einführung des Heißdampfes sind die vielfachen Schwierigkeiten beseitigt worden, die sich bei Anwendung von Kolbenschiebern anfangs ergaben.

β) Kolben- oder Rohrschieber.

Sind auszuführen, wenn Überhitzungstemperatur etwa 270° C überschreitet. Es wird meist innere Einströmung angewandt. Kolbenschieber besitzen gegen innere Drucksteigerung (Wasserschlag) keine Nachgiebigkeit. Daher Notwendigkeit der Anbringung von Sicher-

heitsventilen an Zylindern. Ferner sind Luftsaugeventile und Druckausgleichvorrichtungen an den Zylindern vorzusehen.¹⁾

An den ältesten Heißdampflokomotiven wurden Kolbenschieber von 260 mm Durchmesser mit breiten federnden Dichtungsringen benutzt. Infolge des hohen Gewichts und der Reibung der federnden Ringe ging man zu ungefederten Ringen über, die in geheizten Buchsen liefen und mit doppelter Einströmung versehen waren. Ihr Durchmesser wurde nach und nach bis auf 150 mm verkleinert. Die Unmöglichkeit, die Schieber auf die Dauer vor Abnutzung zu schützen,²⁾ führte zu wachsender Dampfverschwendung im Betriebe. Die preußische Staatsbahn ging daher seit 1909 dazu über, Kolbenschieber mit schmalen federnden Ringen zu verwenden.

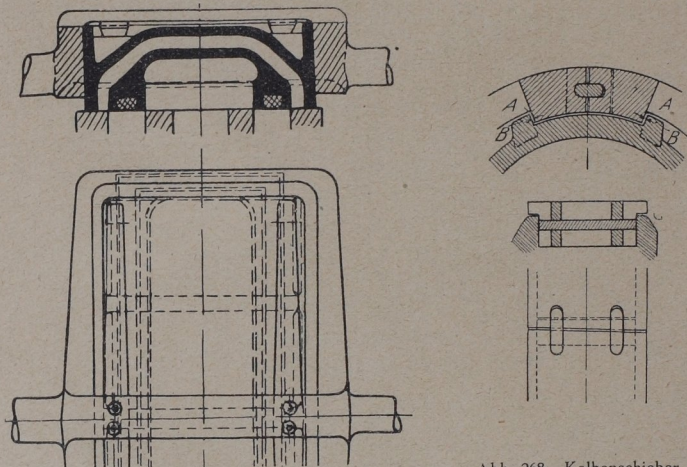


Abb. 267. Flachschieber mit Trickkanal.

Abb. 268. Kolbenschieber Bauart „Fester“.

1. Kolbenschieber mit breiten federnden Ringen. Bauart „Schmidt“ mit einfacher Einströmung (Abb. 269).

Nachteile sind dadurch beseitigt, daß infolge eigenartiger Bauart ein zu starkes Anpressen und Zusammendrücken des Ringes verhindert wird. Hierzu sind hinter dem Ring mehrere dampfdichte Räume geschaffen, die durch strahlenförmig im Ring angebrachte Löcher von 5 mm Durchmesser mit dem äußeren Dampfkanal in Verbindung stehen, so daß auf beiden Seiten des Ringes der gleiche Druck vorhanden ist und der Ring durch die Federspannung allein zum besseren Dichten gegen die Wandungen gedrückt wird. Um

¹⁾ Diese Vorrichtungen sind an dem neuerdings bei der Reichsbahn verwendeten Koch-Schieber unnötig, weil die beiden Tellerventile in den Schieberkörpern sich bei Leerlauf selbsttätig öffnen.

²⁾ Vgl. Becher, Vorschläge zur Erzielung der Entlastung von Kolbenschiebern Z. V. D. I. 1913, S. 184,

den dampfdichten Abschluß zwischen Deckel und Ring, sowie zwischen Ring und Schieberkörper zu erzielen und um zu verhindern, daß der Ring zwischen Schieberkörper und Deckel festgeklemmt wird, ist der Schieberdeckel etwas federnd ausgebildet und nur mit dem inneren Rand gegen den Schieberkörper festgeschraubt, während der äußere Rand nur durch den auf den Deckel ausgeübten Überdruck angepreßt wird. Die Lage der Ringe am

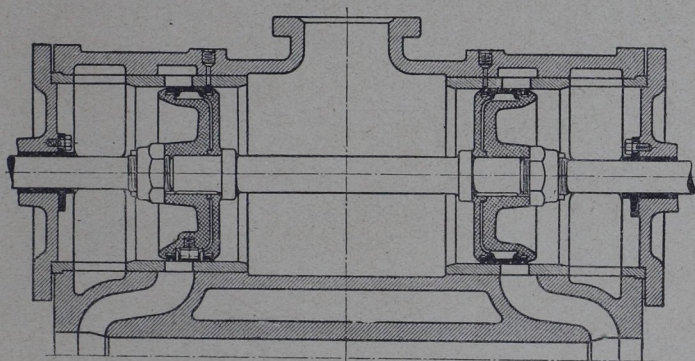


Abb. 269. Kolbenschieber mit breiten federnden Ringen Bauart „Schmidt“.

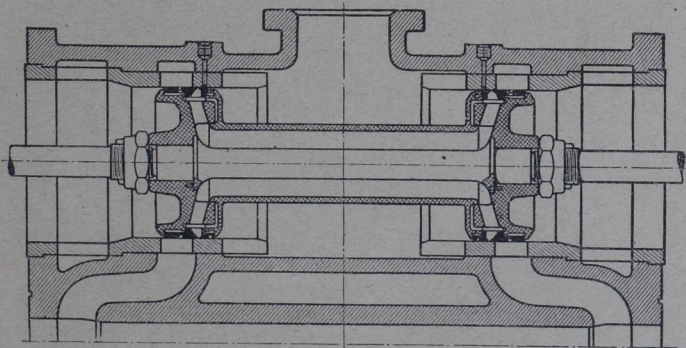


Abb. 270. Kolbenschieber mit Trickkanal Bauart „Schmidt“.

Kolbenkörper ist derart festgelegt, daß die Schnittfuge immer über den breiten Steg im Kanal der Buchse hinweggleitet, so daß durch die Schnittfuge keine Undichtigkeit entstehen kann. Die äußeren Schnittfugen des Ringes werden durch besondere Verschlußstücke überdeckt, die am Schieberkörper bzw. am Deckel angebracht sind. Werden diese Verschlußstücke angeschraubt, so sichern sie gleichzeitig den Ring gegen Drehung, sind sie aber angegossen, so ist in der mittleren Schnittfuge ein Feststellstift angeordnet.

Bauart „Schmidt mit Trickkanal“ (Abb. 270).

Die Anwendung des Trickkanals hat den Vorteil, daß infolge der doppelten Einströmung ein kleinerer Schieberdurchmesser bzw. bei gleichem Durchmesser eine größere Kolbengeschwindigkeit erreicht werden kann als beim Schieber mit einfacher Einströmung.

Bauart „Fester“ (Abb. 268).

Ausgeführt bei Lokomotiven der sächsischen Staatsbahn, bei italienischen und bei Lokomotiven für Java. Der breite

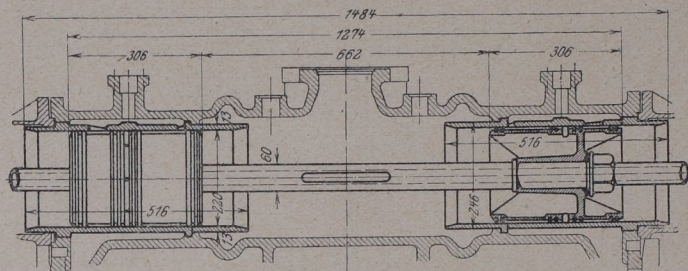


Abb. 271. Kolbenschieber Bauart „Schichau-Wolf“ mit doppelter Einströmung.

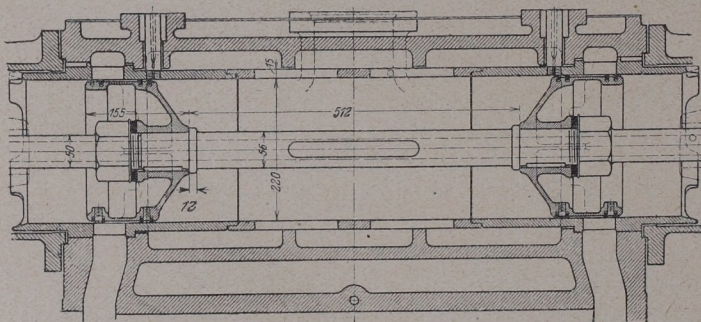


Abb. 272. Kolbenschieber Bauart „Schichau-Wolf“ mit einfacher Einströmung.

federnde Dichtungsring hat ein Dichtungsschloß, das die ebene Schnittfuge durch eine Quer- und zwei Längseinlagen (Keile) verschließt. Die Ringe werden mit nur geringer Spannung eingesetzt; sind sie infolge Abnutzung so weit auseinandergedrückt, daß die Ansatzflächen A des Ringes gegen die Nocken B des Schieberkörpers zur Anlage gekommen sind, so hat sich erfahrungsgemäß der Schieber so eingelaufen, daß bei guter Abdichtung der Bewegungswiderstand desselben nur ganz gering ist. Die Nocken B verhüten gleichzeitig ein Verdrehen des Schieberringes. Die Einströmungskanäle der Büchsen haben schräge Verbindungsstege, wodurch ein Einlaufen derselben in die Schieberringe vermieden wird.

2. Kolbenschieber mit schmalen federnden Ringen. Bauart „Schichau-Wolf“ (Abb. 271/272).

Der Schieberdurchmesser ist 220 mm, die Dichtungsringe sind 6 mm breit und 8 mm hoch. Zwischen Schieberkörper und Schieberbuchse sind 0,75 mm Spiel vorgesehen. Der Schieberkörper wird durch die Schieberstange schwimmend in der Schieberbuchse gehalten. Die Tragstange ist in Führungen gelagert, die aus einem dichtenden und einem aus dem Heißdampf entfernten tragenden Teil bestehen. Zur Erzielung geringsten Gewichts ist die Schieberstange durchbohrt, während die Schieberkörper möglichst leicht gehalten sind. Die Dichtungsringe sind aus Spezialgußeisen, das vermöge einer besonderen Verarbeitung hohe Elastizität, geringe Härte und gleichmäßiges Anliegen gewährleistet. Mit Rücksicht auf die starken Temperaturschwankungen ist es zweckmäßig, die Ringe mit etwas Spiel in den Nuten einzusetzen, wodurch ein Festklemmen des Ringes beim Verziehen des Schieberkörpers oder auch durch Ölverkrustungen verhindert wird.

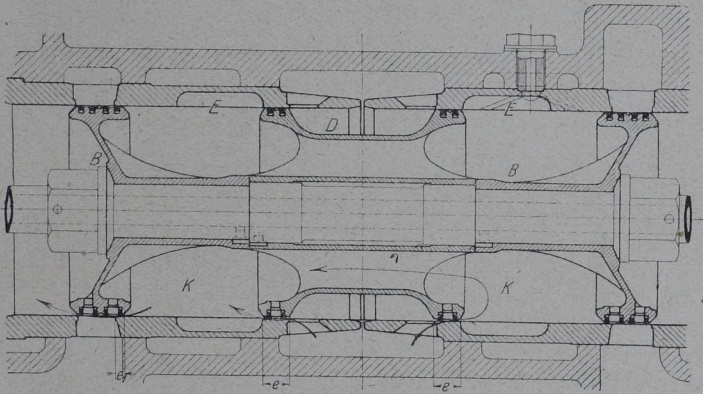


Abb. 273. Kammerschieber Bauart „Hochwald“.

Ursprünglich wurden derartige Kolbenschieber nur mit doppelter Einströmung gebaut (vgl. Abb. 271). Seit dem Jahre 1913 wurden gleichartige Schieber jedoch mit einfacher Einströmung zunächst für Güterzuglokomotiven ausgeführt. Nachdem sie sich auch bei Schnellzuglokomotiven gut bewährt hatten, erhalten alle Lokomotiven der preußischen Staatsbahn seit dem Jahre 1915 den Kolbenschieber nach Abb. 272 mit schmalen federnden Dichtungsringen und einfacher Einströmung.

3. Kammerschieber Bauart „Hochwald“

Der Kammerschieber in Abb. 273 besteht aus den Köpfen B B, einer dazwischen angeordneten Muschel D und hat einen von der Muschel, den Köpfen und dem Schieberspiegel begrenzten Kammerraum K K. Die Stege der Schieberköpfe steuern mit den Innenkanten die Kammer und mit den Außenkanten den Abdampf; die Stege der Muschel steuern die Ein-

strömung und tragen zu diesem Zwecke die Einströmdeckung e . Die Kammerdeckung e_1 ist kleiner als die Einströmdeckung e , so daß die Kammer schon vor Beginn der Einströmung, während der Verdichtung, Anschluß an den Zylinderkanal erhält. Durch diesen Eintritt der Kammer in die Dampfverteilung wird die Bildung eines zweiten Einströmspaltes ermöglicht und gleichzeitig die Verdichtung beeinflußt. Bei der Bildung des zweiten Einströmspaltes arbeiten die Einströmstege der Muschel mit Aussparungen E in der Schieberbuchse so zusammen, wie es die Pfeile in der Abb. 273 erkennen lassen. Sobald die Muschelstege beginnen, den Frischdampfkanal zu öffnen, ist der Zylinderkanal bereits weit geöffnet und der an den beiden Eröffnungskanten der Muschel eintretende Frischdampf kann ungehindert in den Zylinderkanal strömen. Die freie Weite des Zylinder-

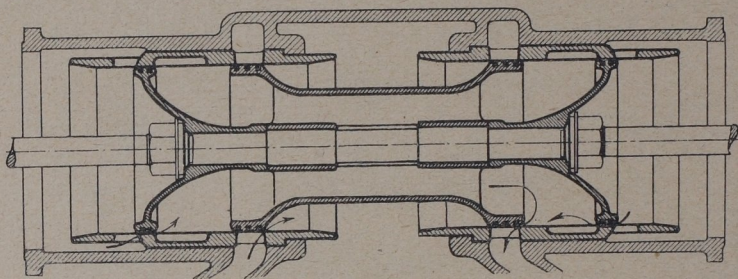


Abb. 274. Kammerschieber Bauart „Hochwald“ für Niederdruckzylinder, mit äußerer Einströmung.

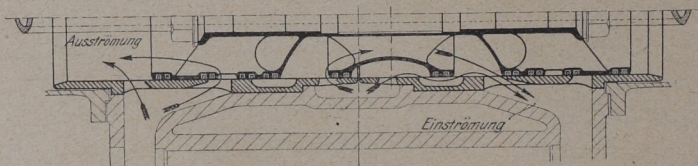


Abb. 275. Kammerschieber Bauart „Hochwald“ mit doppelter Ausströmung.

kanals in der Einströmstellung des Schiebers ist hierbei gleich dem Unterschied zwischen der Einströmdeckung e und der Kammerdeckung e_1 , und die doppelte Eröffnung hält deshalb solange an, bis der Schieber aus seiner Mittelstellung 2 ($e - e_1$) hinausgegangen ist.

Einfacherer Kanalführung wegen erhält bei Verbundanordnung der Niederdruckzylinder im allgemeinen äußere Einströmung. Hierbei sind die im Kammerraum liegenden muldenförmigen Aussparungen des Schieberspiegels nach außen verlegt (Abb. 274). Sie arbeiten mit den Stegen der Schieberköpfe und nicht, wie bei der inneren Einströmung mit den Stegen der inneren Muschel zusammen.

Der Kammerschieber kann auch zur Vergrößerung des Anfahrmentes dienen. Er hat zwei Deckungen, die der Frischdampf bestreichen muß: die eigentliche Einströmdeckung an den Muschel-

kanten und die zweite kleinere Deckung an den Eröffnungsstegen der Kammer. Führt man den Frischdampf mit Umgehung der inneren Muschel unmittelbar in die Kammer ein, so erhält man entsprechend der kleineren Kammerdeckung eine vergrößerte Füllung, ohne an der Steuerung selbst etwas geändert zu haben. Eine derartige Ausführung wurde u. a. bei der 2C-Heißdampf-Drilling-Schnellzuglokomotive der preußischen Staatseisenbahn angewendet.

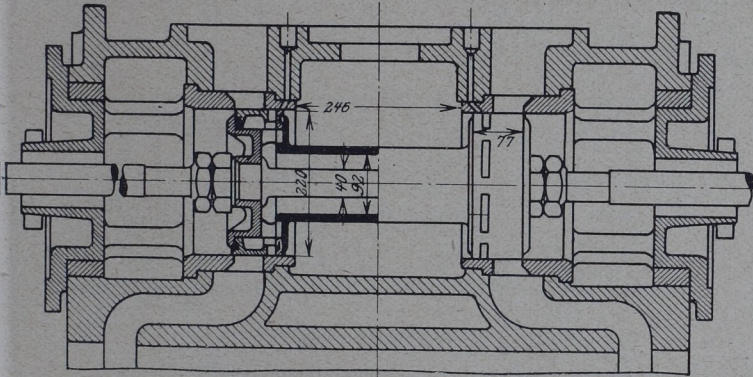


Abb. 276. Kolbenschieber Bauart „Schwedische Staatsbahn“.

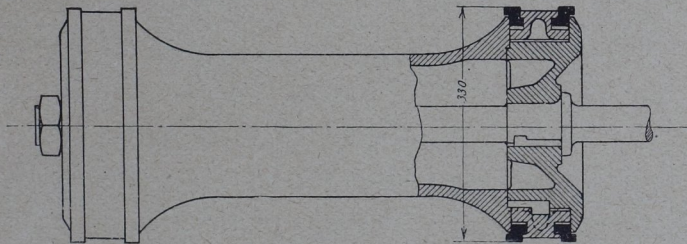


Abb. 277. Kolbenschieber amerikanische Bauart „Player“.

Abb. 275 zeigt einen Hochwaldschieber mit doppelter Ausströmung, wie er bei Lokomotiven wohl nur ausnahmsweise zur Anwendung gelangt.

4. Verschiedene bemerkenswerte sonstige Schieberbauarten.

Kolbenschieber für Zwillingslokomotiven.

Bauart der schwedischen Staatsbahn (Abb. 276); mit doppelter innerer Einströmung. Jeder Schieber trägt einen breiten Ring, der mit zwei seitlichen Stählringen versehen ist.

Bauart „Player“ (Abb. 277/278); dreiteiliger Schieber mit beiderseits aufgesetzten Deckelkörpern und breiten, mehrteiligen Kolbenringen. Eine Gruppe von drei Ringen bildet den Schieberlappen, und zwar zwei äußere hochkantige (etwa nach Vaucrain-Art), sowie dazwischen zurückstehend ein U-förmiger, mit den beiden ersten verzahnter breiter fester Ring. Mittels eines eingelegten Keiles wird der Ring gegen Verdrehung festgehalten. Eine unverzahnte neuere Ringform zeigt Abb. 279, wonach die drei Ringe glatt aneinander anschließen. Eine innere Verspannung ist in beiden Fällen nicht vorhanden. Höhe der Ringe 19 mm, Breite unten 15,8 und oben 12,7 mm, Spaltbreite 0,8 mm.

Bauart der belgischen Staatsbahn (Abb. 280); der Schieber hat einfache innere Einstromung. Der Kolbenring ist drei-

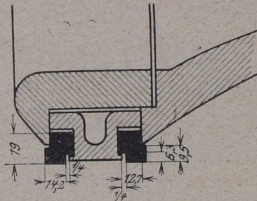


Abb. 278. Ring für Kolbenschieber Bauart „Player“.

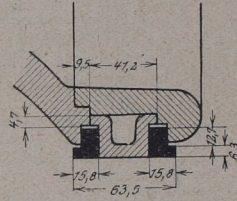


Abb. 279. Amerikanischer Kolbenschieberring.

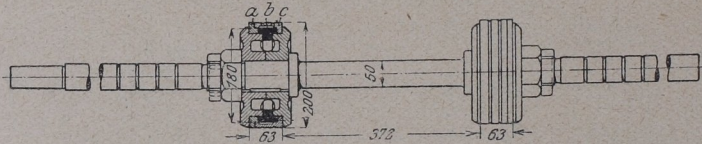


Abb. 280. Kolbenschieber Bauart „Belgische Staatsbahn“.

teilig (a, b, c). Zusammenklappen desselben während der Verdichtung wird verhindert durch eine Anzahl Bohrungen auf dem Umfang des größten Ringes, die den Dampfdruck ausgleichen.

Doppelschieber für Vierlinglokomotiven.

Bauart „Maffei“ (Abb. 281); zwei gewöhnliche Kolbenschieber sitzen auf einer Stange nebeneinander. Je zwei Zylinder einer Seite werden durch solch einen Doppelschieber gesteuert. Schieberdurchmesser 270 mm. Die Schieberstopfbüchsen stehen nur unter dem Druck des ausströmenden Dampfes. Die Kanäle zu den Zylindern brauchen sich nicht zu überkreuzen. Die Dampfführung ist durch Pfeile kenntlich gemacht. Abdichtung der Kolbenschieber durch Ringe an vier Stellen.

Doppelschieber für Vierzyl.-Verbundlokomotiven.

Bauart „Vaucrain“ (Abb. 282); es ist ein dreifacher Rohrschieber. Der innere steuert mit innerer Einstromung den Hochdruckzylinder;

der ausströmende Verbinderdampf strömt in den Hohlraum und durch die beiderseitigen äußeren Steuerkanten in den Niederdruckzylinder. Der auf den Büchsen aufliegende (also nicht entlastete) Schieberkörper besteht aus einem Stück. Er hat schmale hochkantige Kolbenringe von T-Querschnitt mit gleicher, gezahnter Stoßfuge, damit die Kanten der Ringe steuern können.

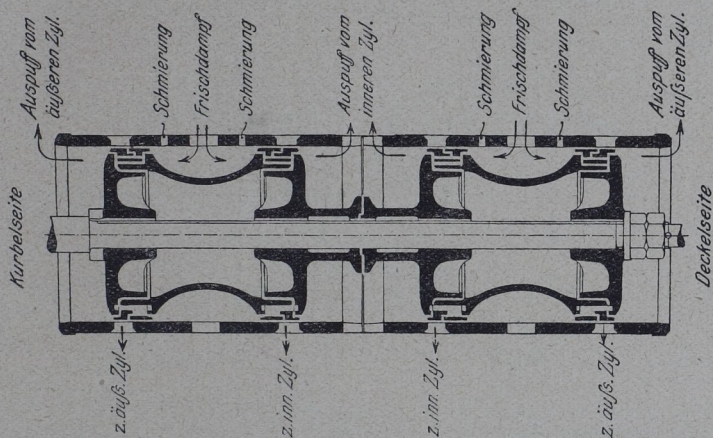


Abb. 231. Kolbenschieber Bauart „Maffei“ für Vierlinglokomotiven.

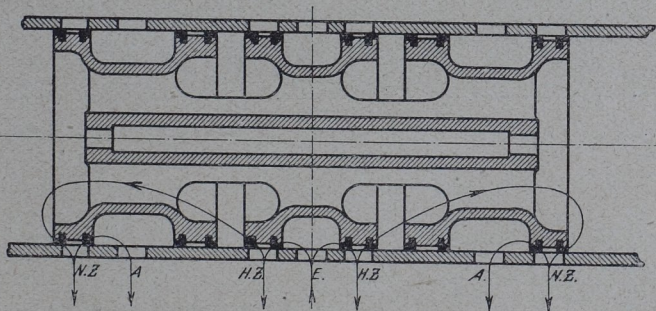


Abb. 232. Kolbenschieber Bauart „Vauclain“ für Vierzylinder-Verbundlokomotiven.

Bauart „H a n o m a g“ (Abb. 283/284); drei gewöhnliche Kolbenschieber sind auf einer Stange zusammengebaut. Der mittlere Teil steuert den Hochdruckzylinder mit innerer, die beiden Außenteile den Niederdruckzylinder mit äußerer Einströmung. Für die Steuerung des Hoch- und Niederdruckzylinders einer Seite dient also solch ein Doppelschieber. Beiderseits abwechselnd strömt der Dampf mit

äußere Einströmung zum Niederdruckzylinder und entweicht hierauf durch den ringförmigen Raum der beiden Niederdruckschieber in einen in das Blasrohr führenden Verbindungskanal. Die Kolbenschieberdurchmesser sind mit 320 bzw. 440 mm ungewöhnlich groß. Entsprechend dem größeren Rauminhalt des Niederdruckdampfes haben die äußeren Niederdruckschieber größeren Durchmesser. Das gemeinsame Schiebergehäuse für die drei Rohrschieber ist länger als der Zylinder.

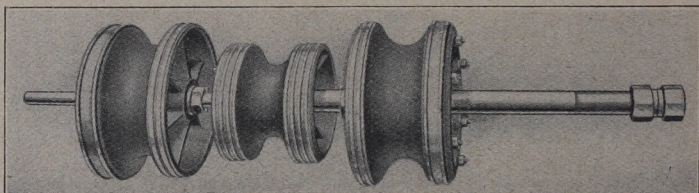
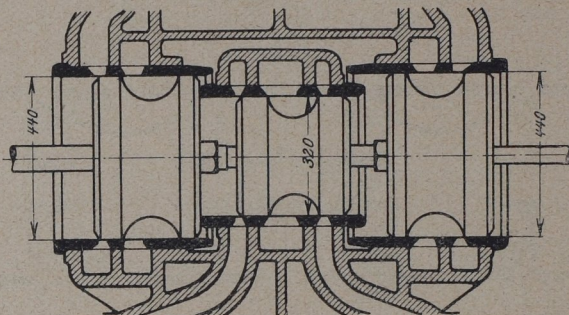


Abb. 283/284. Kolbenschieber Bauart „Hanomag“ für Vierzylinder-Verbundlokomotiven.

II. Ermittlung der Hauptabmessungen von Schiebern.

Nach Graßmann¹⁾ mache man die Einströmdeckung bei Lokomotiven mit einfacher oder doppelter Einströmung und einfacher Ausströmung

$$e = \frac{F \cdot c}{y \cdot b}$$

Hierin ist

F die Kolbenfläche in qcm,

$c = \frac{n'}{30}$ die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek. Es ist zu setzen $n' = 0,7 n$, wobei n die größte zulässige Drehzahl der Triebäder in 1 sek,

¹⁾ Graßmann, Geometrie und Maßbestimmung der Kulissensteuerungen, 1916. Springer, Berlin,

b die senkrecht zur Schieberschubrichtung gemessene Kanalbreite in cm.

$b = \beta \pi \delta$ bei Lokomotiven mit Kolbenschiebern; hierin bedeutet β den durch Stege hervorgerufenen Verengungsfaktor ($\beta = 0,7$ bis $0,75$) und δ den inneren Durchmesser der Schieberlaufbüchse ($\delta = 0,4$ bis $0,5 d$, wobei d der Zylinderdurchmesser).

y ist ein Erfahrungswert, der aus Zusammenstellung 33 zu entnehmen ist.

Kanalbreite a in Schieberschubrichtung ermittle man aus der Beziehung

$$a = \frac{F \cdot c}{w \cdot b}$$

Hierin gelten für F, c und b die eben bezeichneten Größen. w gibt die mittlere Ausströmgeschwindigkeit in m/sek an und ist aus Zusammenstellung 33 zu entnehmen.

Zusammenstellung 33.

Werte von y und w

Schieberbauart	einfache Dehnung		doppelte Dehnung			
			Hochdruckzylinder		Niederdruckzylinder	
	y	w m/sek	y	w m/sek	y	w m/sek

Sattdampf

Muschelflachschieber mit einfacher Einströmung	60 ÷ 70	43 ÷ 50	48 ÷ 56	35 ÷ 40	57 ÷ 66	40 ÷ 45
	65 ÷ 75	43 ÷ 50	53 ÷ 62	35 ÷ 40	63 ÷ 73	40 ÷ 45
Kolbenschieber mit einfacher Einströmung	45 ÷ 55	38 ÷ 45	40 ÷ 45	30 ÷ 36	50 ÷ 58	36 ÷ 42
	50 ÷ 60	38 ÷ 45	—	—	—	—

Heißdampf

Muschelflachschieber mit einfacher Einströmung	70 ÷ 80	50 ÷ 57	55 ÷ 65	40 ÷ 45	65 ÷ 75	43 ÷ 50
	75 ÷ 85	50 ÷ 57	61 ÷ 72	40 ÷ 45	71 ÷ 82	43 ÷ 50
Kolbenschieber mit einfacher Einströmung	50 ÷ 60	45 ÷ 52	50 ÷ 55	36 ÷ 42	55 ÷ 65	42 ÷ 48
	55 ÷ 65	45 ÷ 52	55 ÷ 65	—	—	—

Bei Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung hat sich als brauchbarer Wert für die Ausströmdeckung erwiesen

$$i = (0 \div 0,1) r_e$$

wenn r_e die Exzentrizität der Entwurfsfüllung ist. Diese wird, nachdem e wie oben angegeben gefunden ist, mit Hilfe von Zusammenstellung 34 ermittelt. Als Entwurfsfüllung f ist für einfache Dehnung 35% anzunehmen; der Voreinströmungswinkel ε soll bei doppelt öffnendem Einlaß 11 bis 12°, bei einfach öffnendem 15 bis 16° betragen.

Zusammenstellung 34.

Werte von $r_{e/e}$.

Füllung f 35 %	Voreinströmungswinkel ε					
	11°	12°	13°	14°	15°	16°
	$r_{e/e} = 1,3409$	1,3514	1,3624	1,3735	1,3849	1,3966

Für doppelte Dehnung sind allgemein gültige Angaben bezüglich der Ausströmdeckung nicht möglich. Hier ist die Entscheidung an Hand des jeweilig zu entwerfenden Steuerungsdiagrammes zu treffen (vgl. hierzu Graßmann S. 100 ff.).

Beispiel:

Der Zylinderdurchmesser einer Lokomotive mit einfacher Dampfdehnung sei 610 mm, der Kolbenhub 660 mm, der Triebraddurchmesser 1350 mm, die größte Geschwindigkeit 50 km/st, entsprechend einer größten Umdrehungszahl in der Minute von rund 200. Die Kolbenschieber sollen einfache Einströmung erhalten. Wie groß ist die Einströmdeckung, die Kanalbreite und die Ausströmdeckung zu machen?

Durchmesser des Kolbenschiebers

$$\delta = 0,4 d = 0,4 \cdot 61 \cong 24 \text{ cm}$$

Einströmdeckung $e = \frac{F \cdot c}{y \cdot b}$

$$\text{Hierin ist } F = \frac{610^2 \cdot \pi}{4} = 2920 \text{ qcm}$$

$$c = \frac{0,7 \cdot 200 \cdot 0,66}{30} = 3,08 \text{ m/sek}$$

$$y \cong 55 \text{ (vgl. Zusammenstellung 33)}$$

$$b = 0,75 \cdot \pi \cdot 24 = 56,6 \text{ cm}$$

$$\text{Also } e = \frac{2920 \cdot 3,08}{55 \cdot 56,5} \cong 2,9 \text{ cm} = 29 \text{ mm}$$

Kanalbreite $a = \frac{F \cdot c}{w \cdot b}$

$$\text{Hierin ist } w \cong 45 \text{ m/sek (vgl. Zusammenstellung 33)}$$

$$\text{Also } a = \frac{2920 \cdot 3,08}{45 \cdot 56,6} \cong 3,5 \text{ cm} = 35 \text{ mm}$$

Ausströmdeckung $i = 0,05 \cdot r_e$

Bei 35 % Entwurfsfüllung und 15° Voreinströmungswinkel wird nach Zusammenstellung 34.

$$\frac{r_e}{e} = 1,3849 \text{ oder, da } e = 29 \text{ mm}$$

$$r_e = 1,3849 \cdot 29 \cong 40 \text{ mm}$$

$$\text{Also } i = 0,05 \cdot 40 = 2 \text{ mm.}$$

III. Steuerung mit Ventilen.

Bei Mangel an gutem Heißdampföl hat sich gezeigt, daß Kolbenschieber stark verkrusten, so daß die Ringe in den Nuten festsitzen und ihre Federkraft verlieren. Sie halten alsdann nicht mehr dicht, und hoher Dampfverbrauch ist die weitere Folge. Infolgedessen hat man sich im Lokomotivbau den Ventilsteuerungen zugewandt, die seit Jahren im ortsfesten Dampfmaschinenbau mit bestem Erfolg Verwendung finden. Neben unbedingter Betriebssicherheit, die die Ventilsteuerung auf Grund wesentlicher Verbesserungen erfahren hat, ist die Ersparnis an Zylinderöl bis zu 60% gegenüber gleichartigen Kolbenschieberlokomotiven zu nennen. Ventilmaschinen können auch mit wesentlich höheren Überhitzungen arbeiten, da eine Rücksichtnahme auf den Entflammungspunkt des Schmieröles entfällt.

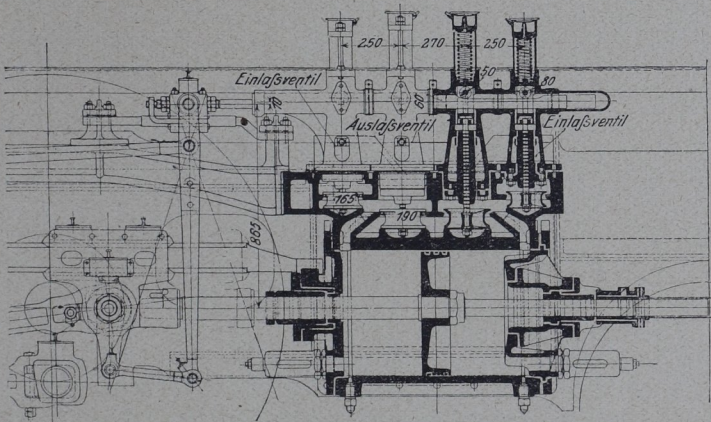


Abb. 285. Lenz-Ventilsteuerung für die oldenburgische 1C1-S-Lokomotive.

a) Lenz-Steuerung für Oldenburg.

Abb. 285 zeigt die von der Hanomag für die oldenburgische 1C1-Schnellzuglokomotive ausgeführte Lenz-Ventilsteuerung. Die Ventile für den Einlaß sind an den Enden, die für den Auslaß in der Mitte des Zylinders angeordnet. Als Baustoff findet Stahlguß oder neuerdings gepreßtes Stahlblech Anwendung. Alle Ventile, die als Doppelsitzventil ausgebildet sind, werden durch den Zylinderüberdruck auf Schließen beansprucht. Sie sind an Stahlspindeln angeschraubt, die in besonders langen Führungen mit eingesetzten Buchsen arbeiten. Die Abdichtung des Dampfes wirkt als sogenannte Labyrinthdichtung mittels eingedrehter Rillen. Die Spindeln enden in Köpfen, in denen Rollen leicht drehbar angeordnet sind. Diese laufen unmittelbar auf der Nocken- oder Hubkurvenstange, die ihren Antrieb von der äußeren Steuerung erhält. Die einzelnen Ventilköpfe sind getrennt gehalten, so daß jedes einzelne Ventil mit Führung, nachdem

Zusammen-
Steuerungsverhältnisse der 1C1-Schnellzug-

	Vorwärtsgang										
	Voreilung	Größter Weg der Hubkurvenstange	E-Ventilhub	A-Ventilhub	Springen des Schwingensteines	Prozente vom Kolbenweg während					der Kompression des Gegen-dampfes
						der Dampf-füllung	der Dehnung	des Dampf-aus-trittes		Kompression	
						der Hin	der Zurück				
vor dem Kolben	6	56	4	16	0	5½	46	48½	48	47	5
hinter	6	56	4	16	0	5½	47½	47	46	48½	5½
v.	6	57	5	16	0	10	49	41	55½	42	2½
h.	6	57	5	16	0	10½	50½	39	54½	43	2½
v.	6	59	7	16	1	19	48½	32½	64½	34½	1
h.	6	59	7	16	1	20	49	31	62½	36	1½
v.	6	63	9	16	4	28½	45	26½	72	27½	½
h.	6	63	9	16	4	31½	44½	24	69	30½	½
v.	6	68½	11½	16	7	38½	40½	21	78	21¾	¼
h.	6	68	11½	16	7	43	38	19	75	24¾	¼
v.	6	73½	13	16	9	48	35	17	82	18	—
h.	6	73½	13	16	9	52½	32½	15	79½	20½	—
v.	6	84	14	16	11	58	29	13	86	14	—
h.	6	83	14	16	11	62½	25½	12	84	16	—
v.	6	99½	14	16	12	68½	22	9½	90	10	—
h.	6	98	14	16	12	72	19½	8½	89	11	—
v.	6	122	14	16	14	79	15	6	93½	6½	—
h.	6	122	14	16	14	80½	14	5½	92½	7½	—

Größter Weg der Hubkurvenstange nach vorn 122 mm,
nach hinten 122 mm; gesamt 244 mm.

Größter Ausschlag des Schwingensteines (einschl. Springen)
nach unten 195 mm.

die Nockenstange nach vorn herausgezogen ist, ohne an der äußeren Steuerung irgend etwas zu lösen, herausgenommen werden kann. Die Federn aller Ventile sind gleich, nur unterscheiden sie sich für Ein- und Ausströmung in der Vorspannung. Zusammenstellung 35 enthält die Steuerungsergebnisse der oldenburgischen 1C1-Lokomotive.¹⁾

In Zusammenstellung 36 sind die Einstromungsverhältnisse der preußischen 2C-Drilling-Schnellzuglokomotive (Kolbenschieber) mit denen der oldenburgischen 1C1-Zwilling-Schnellzuglokomotive (Ventilsteuerung) verglichen. Man ersieht hieraus die Überlegenheit der Ventilsteuerung bezüglich der Dampfeintrittsquerschnitte, die sich namentlich bei sehr kleinen Füllungen zeigt.

¹⁾ Vgl. Hanomag-Nachrichten 1917, Heft 3, S. 45.

stellung 35.

lokomotive für Oldenburg mit Ventilsteuerung.

	Rückwärtsgang										
	Voreilung	Größter Weg der Hubkurvenstange	E-Ventilhub	A-Ventilhub	Springen des Schwingensteines	Prozente vom Kolbenweg während					der Kompression des Gegen-dampfes
						der Dampf-füllung	der Dehnung	des Dampf-aus-trittes			
							Hin	Zu-rück			
vor dem Kolben	6	56	4	16	0	5	47	48	50	46	4
hinter	6	56	4	16		Steuerung auf Mitte					
v.	6	57	5	16		5 1/2	49	45 1/2	47	48	5
h.	6	57	5	16	3	10 1/2	51 1/2	38	58	40	2
v.	6	59	7	16		11	52	37	57	41	2
h.	6	59	7	16	6	20	51 1/2	28 1/2	67 1/2	31 1/2	1
v.	6	62 1/2	8 1/2	16		20 1/2	52	27 1/2	67	32	1
h.	6	62	8 1/2	16	8	30	48	22	74	25 1/2	1/2
v.	6	66	10 1/2	16		30	48	22	74	25 1/2	1/2
h.	6	66	10 1/2	16	11	40	42	18	79	20 1/2	1/2
v.	6	69	12	16		40 1/2	42	17 1/2	79	20 1/2	1/2
h.	6	70	12	16	13	50	35 1/2	14 1/2	85 1/2	14 1/4	1/4
v.	6	75	13	16		50	35	15	82 1/2	17 1/2	1/4
h.	6	76	13	16	15	59	29 1/2	11 1/2	86	14	—
v.	6	84	14	16		62 1/2	26	11 1/2	86	14	—
h.	6	86	14	16	24	69	21 1/2	9 1/2	89	11	—
v.	6	92	14	16		72	18 1/2	9 1/2	89	11	—
h.	6	94	14	16	32	73 1/2	18 1/2	8	91	9	—
						77	15	8	90	10	—

Größter Weg der Hubkurvenstange nach vorn 92 mm, nach hinten 94 mm; gesamt 186 mm.

Größter Ausschlag des Schwingensteines (einschl. Springen) nach oben 165 mm.

Zusammenstellung 36.

Einströmungsverhältnisse der preußischen 2C-Drilling- und der Oldenburgischen 1C1-Lokomotive.

Füllung	10 %		20 %		30 %	
	Preußen	Oldenburg	Preußen	Oldenburg	Preußen	Oldenburg
Größter Einströmungsquerschnitt . . . qcm	30	50	45	70	60	90
Zylinderquerschnitt qcm	1960	2640	1960	2640	1960	2640
Verhältnis	1/65	1/53	1/44	1/38	1/33	1/30

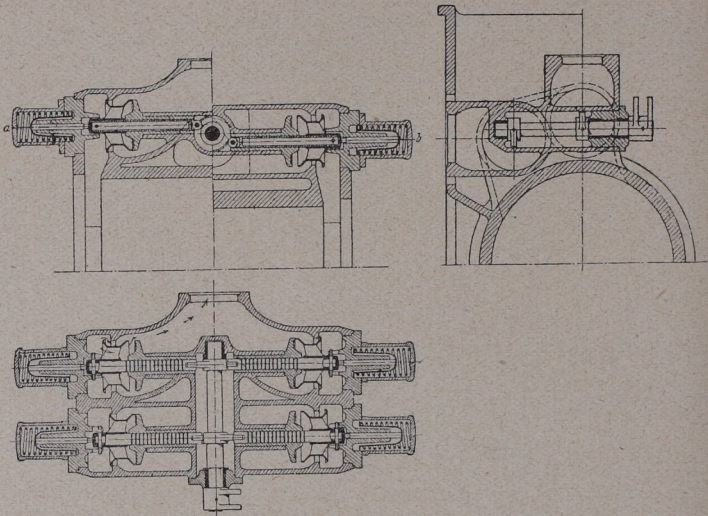


Abb. 286/287. Lentz-Ventile für eine österreichische Lokomotive.

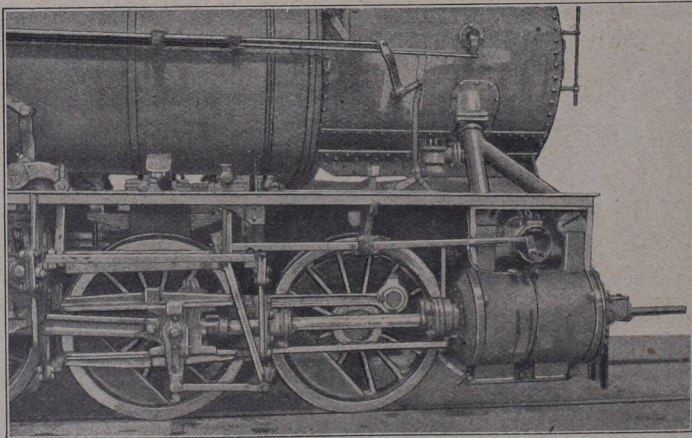


Abb. 288. Lentz-Ventilsteuerung für eine österreichische E-G-Lokomotive.

β) Lentz-Steuerung für Österreich.

Nachdem erkannt war, daß nur ein sehr leichtes Ventil den besonderen Anforderungen des Eisenbahnbetriebes entsprechen könne, wurden von Lentz für eine 1920 in Betrieb genommene E-Güterzuglokomotive der österreichischen Bundesbahnen Ventile entworfen, die durch ein Preßverfahren aus 3 mm starkem Stahlblech hergestellt wurden. Ein Einströmventil dieser Lokomotiven von 150 mm Durchmesser wog 1,3 kg, ein Ausströmventil von 170 mm Durchmesser 1,5 kg; mit Spindel und Rolle waren die entsprechenden Gewichte 2,6 und 3,2 kg. Demgegenüber war das Gewicht des Kolbenschiebers einer gleichartigen Lokomotive 143 kg. Vergleicht man die Beschleunigungskräfte bei größter Füllung (Leerfahrt mit ausgelegter Steuerung), so findet man für das Einlaßventil 13,7 kg, für

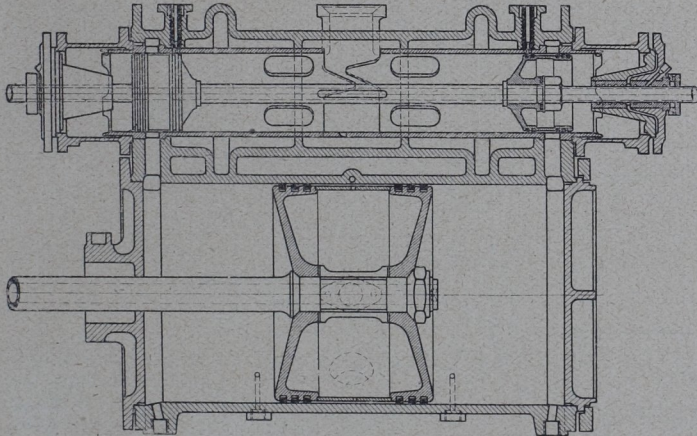


Abb. 289. Gleichstromzylinder nach „Stumpf“.

das Auslaßventil 19 kg, für den Kolbenschieber dagegen 750 kg. Bemerkenswert ist die Anordnung der Ventile. Wie die Abb. 286/287 erkennen läßt, sind die Ventile liegend angeordnet, und zwar liegt je ein Einlaß- und ein Auslaßventil nebeneinander. Der Antrieb der Ventile erfolgt durch eine Welle, auf der je zwei Schwingdaumen angeordnet sind. Die Welle wird durch einen außen aufgekeilten Hebel in Bewegung gesetzt, mit dem die Ventilzugstange (Schieber-schubstange) in Verbindung steht (Abb. 288).

IV. Steuerung der Stumpf'schen Gleichstromlokomotive.

Die Gleichstromlokomotive entstand 1908 bei der Moskau-Kasan-Bahn (Kolomna) und bei der preußischen Staatsbahn (Vulkan). Ihr Vorteil liegt in der Vermeidung der Innenkondensation, da die Deckel nicht durch Abdampf gekühlt, sondern durch Kompressionswärme ge-

heizt werden. Die Dampfersparnis wächst mit zunehmender Dehnung und abnehmender Überhitzung. Bei Füllungen bis 30% arbeitet die Gleichstromlokomotive deshalb nach vielfacher Erfahrung so sparsam, wie eine Verbundmaschine. Bei großer Füllung verschwindet der Vorzug des Gleichstroms, weil der Taupunkt nicht erreicht wird, während die hohe Kompression die Zugkraft schädlich beeinflusst. Anzustreben ist Verminderung der Kompression bei großen Füllungen. Dies geschieht am leichtesten bei Schiebersteuerung, indem eine solche Aus-

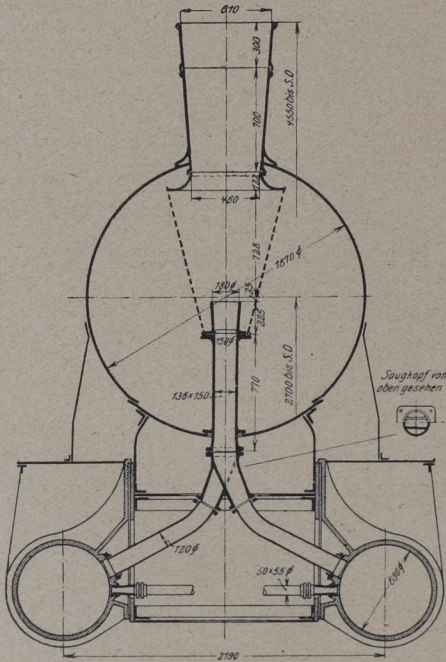


Abb. 290. Führung der Auspuffleitungen bei der Stumpf'schen Gleichstromlokomotive.

$s = 660$ mm, so wird $l = 120 + 0,5 \times 660 = 450$ mm.

Zur Verwendung der Kompression sind die Auspuffleitungen nach Abb. 290 ineinander zu führen. Der Auspuff des Zylinders der einen Seite bewirkt so ein Absaugen im Zylinder der anderen Seite. Nach Versuchen mit einer G_{10} -Gleichstromlokomotive wird ein hinreichender Unterdruck erzeugt, um den schädlichen Raum bei 12 at Kesseldruck von 17 auf 12% zu vermindern.¹⁾

geben wird, daß von 40% Füllung ab die Kompression höchstens noch 60% beträgt. Abb. 289 zeigt einen Stumpf'schen Gleichstromzylinder mit Schiebersteuerung. Die früher gebräuchlichen, auf dem Zylinderumfang verteilten Auslaßschlitze und Auspuffwulst sind zur Erzielung größerer Abdampfgeschwindigkeit durch eine einzige Bohrung vom Durchm. $d = 1,3 \sqrt{\mathcal{D}}$ in der Zylinderwand ersetzt. Hierin ist \mathcal{D} die größte Dampferzeugung in kg/st.

Die Vorausströmung durch den Kolben wird zweckmäßig bei 75% Höchstfüllung mit 25% bemessen. Hiernach ist Kolbenlänge $l = d + s - 2f_v$, worin d Durchmesser der Bohrung, s Kolbenhub und Vorausströmung $f_v = 0,25 \times s$; also $l = d + 0,5 \times s$. Ist z. B. $d = 120$ mm,

¹⁾ Vgl. Stumpf: „Die Gleichstrom-Dampfmaschine“, II. Auflage, München 1921, Oldenbourg.

β) Gooch-Steuerung (Abb. 294 bis 296).

Von zwei auf Welle O unter gleichen Winkeln zur Kurbel OK aufgekeilten Hubscheiben $O E_1$ und $O E_2$ von gleicher Größe wird die Schwinde $C_1 C_2$ angetrieben durch zwei gleich lange Schwingenstangen, die offen oder gekreuzt sein können. Von dem Schwingenstein P

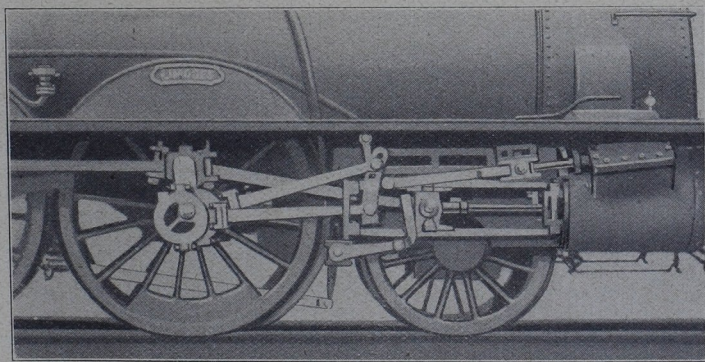
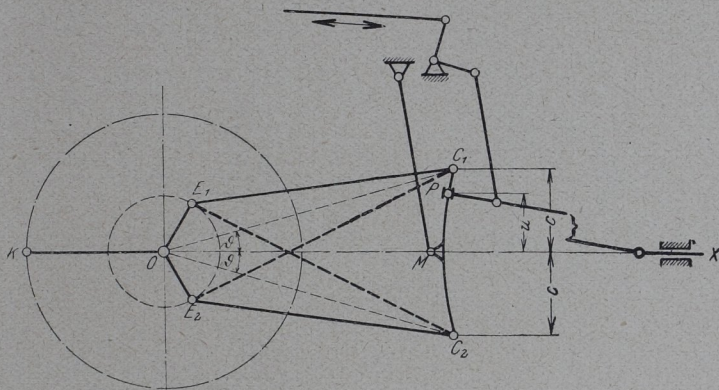


Abb. 294/295. Gooch-Steuerung.

aus wird die Bewegung der Schwinde mit Hilfe der Schieberschubstange auf den Schieber übertragen. Der geführte Punkt der Schwinde mit seiner Führungsbahn bleibt stets in unveränderter Höhenlage. Veränderung der Lage des Schwingensteines P gegenüber den beiden Schwingenantriebspunkten C_1 und C_2 durch Heben und Senken des Steines mit seiner Führungsbahn. Die eine Hubscheibe allein bewirkt Vorwärts-, die andere Rückwärtsgang der Maschine.

7) Allan-Steuerung (Abb. 297 bis 299).

Zwei gleich große Hubscheiben OE_1 und OE_2 sind unter gleichen Voreilwinkeln auf der Welle aufgekeilt. Von ihnen führen zwei gleich lange, offene oder gekreuzte Schwingenstangen zu den Schwingenantriebspunkten C_1 und C_2 . Die Schwinde ist geradlinig und wird mit ihrem Mittelpunkt M oder dem unteren Antriebspunkt C_2 durch eine Hängestange MS auf einem flachen Bogen geführt.

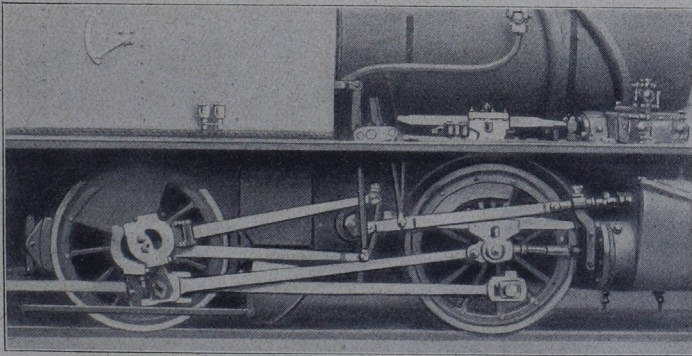
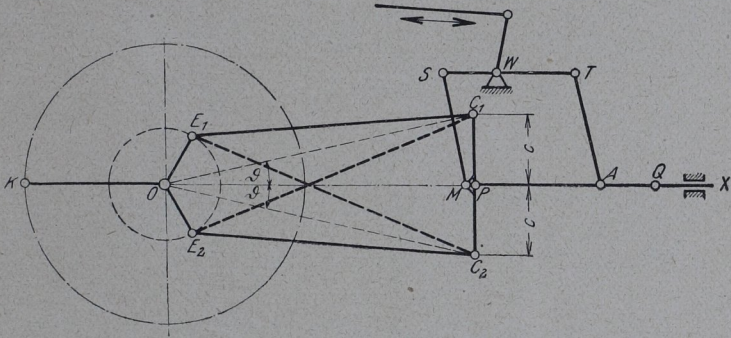


Abb. 298/299 Allan-Steuerung.

Übertragung der Schwingenbewegung durch die Schieberschubstange PQ auf die Schieberstange und hiermit auf den Schieber. Die Schieberschubstange wird in A durch eine Hängestange AT auf einem flachen Bogen geführt. Beide Hängestangen hängen am doppelarmigen Hebel SWT , der auf der Steuerwelle W aufgekeilt ist. Lagenveränderung des Steines in der Schwinde durch gleichzeitiges Heben der Schwinde und Senken des Steines oder umgekehrt. Die eine Hubscheibe dient für den Vorwärtsgang, die andere für den Rückwärtsgang der

zylinder verwendbar ist. Die Bewegung der Außenschieber ist deshalb absichtlich unregelmäßig gestaltet, um die Fehler in der Bewegung der Innenschieber in engeren Grenzen zu halten.

Die Scheitellinie ist eine gerade, die bei der Grundstellung der Kurbel auf der Hauptgetriebschubrichtung senkrecht steht und

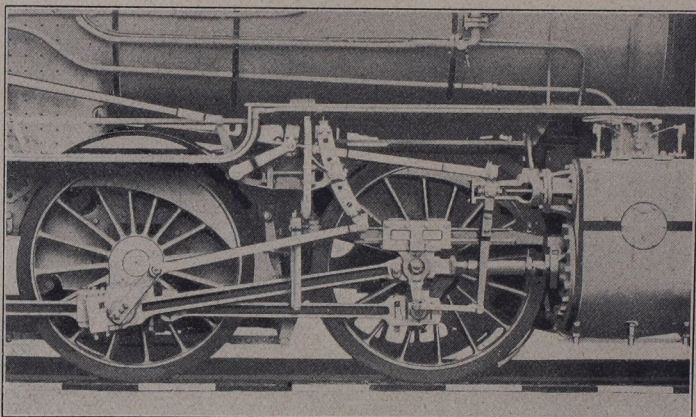


Abb. 304. Heusinger-Steuerung.

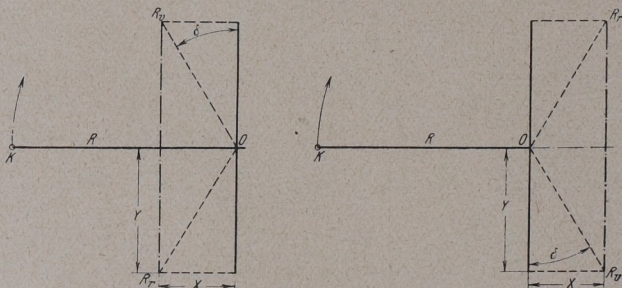


Abb. 305/306. Scheitellinie der Heusinger-Steuerung
mit innen steuernder Schieberkante. mit außen steuernder Schieberkante.

hierdurch in zwei gleiche Teile geteilt wird. Für die Konstruktion der Scheitellinie ist folgendes zu beachten. Denkt man sich Gegenkurbel OE (vgl. Abb. 300) lose drehbar auf der Welle und unter Festhaltung des Punktes C_1 in seiner Anfangslage die Kurbel aus ihrer linken Totlage um 90° gedreht, so ist der hierbei bewirkte Ausschlag des Punktes C_2 gleich dem Kurbelhalbmesser R . Die Bewegung überträgt sich auf den Ableitungspunkt P in einem um das

Hebelarmverhältnis $\frac{n}{m}$ verkleinerten Maße. Der Ausschlag des Punktes P und damit die Auslenkung des Schiebers aus seiner Mittellage ist also

$$X = R \cdot \frac{n}{m}$$

Wird nunmehr der Punkt C₂ in seiner jetzigen Lage festgehalten und die Gegenkurbel OE um den Winkel 90° nachgedreht, so ist der hierbei hervorgebrachte Ausschlag des Punktes C₁

$$k = r \cdot \frac{u}{c}$$

Für $u = U$ erhält k seinen größten Wert.

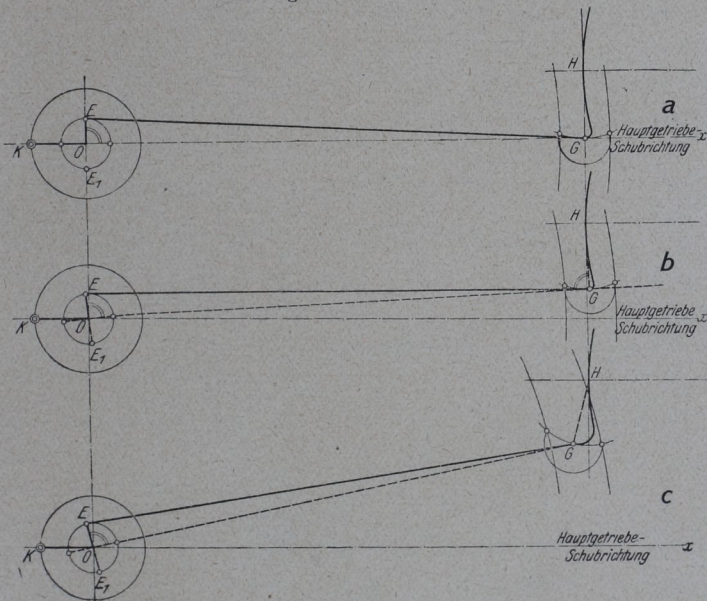


Abb. 307. Lage des Antriebspunktes G bei der Heusinger-Steuerung.

Der Ausschlag, den der Ableitungspunkt P dabei erfährt, ist um das Hebelarmverhältnis

$$\frac{m-n}{m} \text{ kleiner, also } Y = k \cdot \frac{m-n}{m} = r \cdot \frac{u}{c} \cdot \frac{m-n}{m}$$

Beide Bewegungen stehen aufeinander senkrecht und lassen sich durch das Kräfte-Parallelogramm zusammensetzen. Abb. 305 stellt die Scheitellinie einer Heusingersteuerung mit innen steuernden, Abb. 306 mit außen steuernden Schieberkanten dar. Die Komponenten des Ersatzexzenters sind

$$X = R \cdot \frac{-n}{m} \quad Y = r \cdot \frac{U}{c} \cdot \frac{m+n}{m}$$

Das Minuszeichen auf der rechten Seite der Gleichung für X besagt, daß die Komponente X entgegengesetzt der Kurbelrichtung abzutragen ist. Aus einem Vergleich der beiden Gleichungen für Y bezüglich Innen- bzw. Außen-Einströmung geht hervor, daß die Exzentrizität $OE = r$ im zweiten Falle kleiner auszuführen ist als im ersten, um eine gleich lange Scheitellinie zu erhalten.

Die Schwinde der Heusingersteuerung ist nach einem Kreisbogen mit dem Halbmesser gleich der Länge der Schieberschubstange zu krümmen. Bei Lokomotiven mit vorzugsweise Vorwärtsgang ist wegen der Entlastung des Schwingzapfens H der untere Schwingenteil für den Vorwärtsgang zu wählen (Stein F unterhalb Zapfen H).

Der Aufkeilwinkel der Gegenkurbel läßt sich am besten durch Konstruktion ermitteln. Damit die Schwinde in beiden Totlagen der Kurbel dieselbe Lage einnimmt, muß der Antriebspunkt G (Abb. 307) auf der Senkrechten liegen, die in O auf der Verbindungslinie der gegenüberliegenden Stellungen der Gegenkurbel E und E_1 errichtet wird. Ferner ist es erforderlich, daß zur Erhaltung einer gleichmäßigen Schieberbewegung die Ausschläge der Schwinde aus

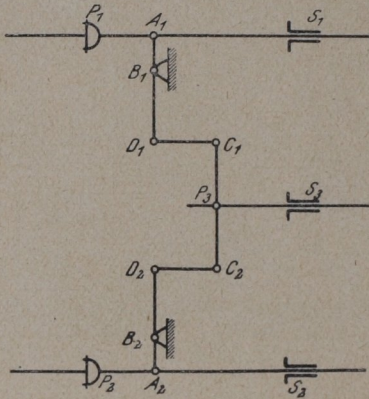


Abb. 308 Schieberbewegung für Innenzylinder der Drillinglokomotive Gattung S_{1102} .

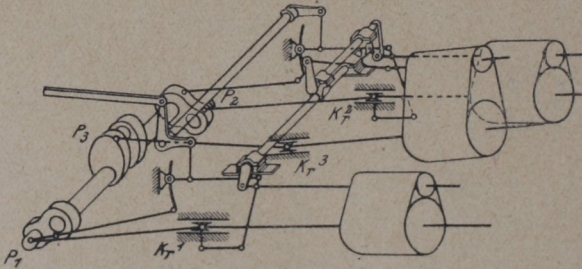


Abb. 309. Steuerung der Drillinglokomotive Gattung G_{12} .

ihrer Mittellage nach beiden Seiten gleich groß werden. Die richtige Lage des Punktes G läßt sich am besten durch Versuche ermitteln. Die drei vorkommenden Fälle: Punkt G fällt in die Haupttriebschubrichtung, Linie OG berührt den Schwingungskreis von G, Linie OG schneidet den Schwingungskreis von G, sind in Abb. 307 a, b und c dargestellt. Im ersten Falle steht OE senkrecht OX, im letzten Falle ist der Winkel KOE bei gleichem Halbmesser

von $P_2 Kr^2$. Beide Außenbewegungen werden auf diese Weise zu einer gleichen, um 120° versetzten Bewegung vereinigt.

ε) Marshall-Steuerung (Abb. 310/311).

Von der auf Welle O (Abb. 310) der Kurbel OK um 180° nach-eilend aufgekeilten Gegenkurbel OE geht die Lenkerstange EC aus. Ihr Endpunkt C wird durch Lenker CT auf einem flachen Kreisbogen geführt. Die Ableitung der Bewegung geschieht im Punkt P der Lenkerstange EC, die Übertragung auf den Schieber erfolgt durch Schieberschubstange PQ, die durch das Gelenk Q mit der Schieberstange verbunden ist. Die Änderung der Füllung und die Drehrichtung der Maschine wird bewirkt durch Verlegen der Neigung der Führungsbahn des Punktes C. Änderung der Neigung der Führungsbahn wird dadurch bewirkt, daß die Führungsstange im Punkt T an einen um W drehbaren Winkelhebel angelenkt ist. Drehung des Winkelhebels TWF erfolgt mittels Steuerstange vom Führerstand aus.

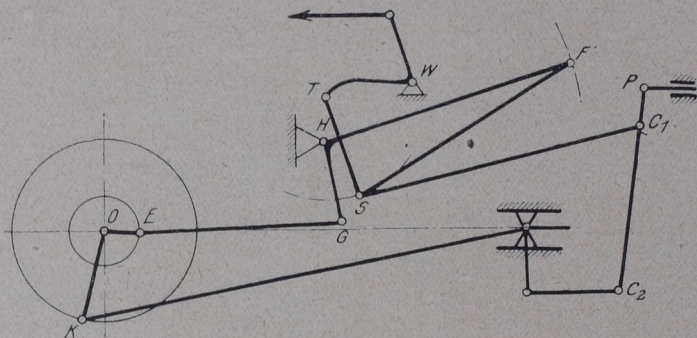


Abb. 312. Gölsdorf-Steuerung.

In England ist die Marshallsteuerung verschiedentlich mit zwei Hubscheiben ausgeführt (Abb. 311). Von der Hubscheibe OE_1 wird der um den festen Punkt A drehbare Winkelhebel CAB angetrieben. In B greift Lenker BD an, der die Schwinde PP' bewegt. Auf die Schwinde wird ferner die Bewegung der Hubscheibe OE_2 durch die Schwingenstange E_2M übertragen. Mittelpunkt M der Schwinde wird durch die Stützstange MA auf einem Bogen geführt. Die Bewegung der Schwinde wird von dem Punkt P durch die Schieberschubstange PQ auf die Schieberstange und somit auf den Schieber übertragen. Die Veränderung der Füllung und des Drehsinnes der Maschine wird bewirkt durch Verstellen des Schwingensteines in seiner Lage in bezug auf den Schwingenmittelpunkt M.

ζ) Winkelhebelsteuerung nach Gölsdorf.

Sie ähnelt der Heusingersteuerung, jedoch ist die Schwinde ersetzt durch einen in seinem Scheitel H drehbar gelagerten Winkelhebel GHF (Abb. 312). Am Punkt G des Winkelhebels greift die Schwingenstange an, während von Punkt F aus durch den Lenker FS

die Bewegung des Hebels auf die Schieberschubstange $S C_1$ übertragen wird. Hebelarm $H F$ und Lenker $F S$ erfüllen die Aufgabe der Schwinge bei der Heusingersteuerung. Die zweite Bewegung des Punktes P wird vom Kreuzkopf abgeleitet. Veränderung der Füllung und des Drehsinnes der Maschine durch Veränderung der Schwingbahn des Punktes S .

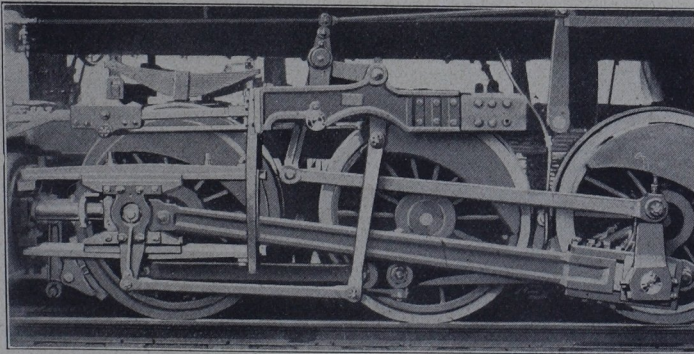
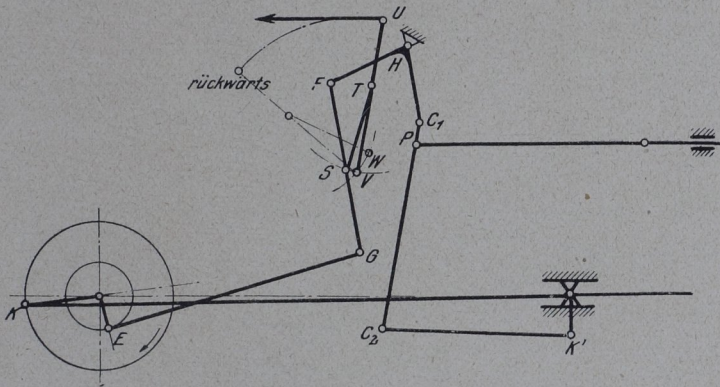


Abb. 313/314. Baker-Steuerung.

η) Baker-Steuerung (Abb. 313/314).

Sie ist in Amerika in den letzten Jahren zur Einführung gekommen und findet immer mehr Verbreitung. Das Steuergestänge ist, wie aus Abb. 314 ersichtlich, in einem Stahlgußrahmen gelagert, der an jeden Lokomotivrahmen angeschraubt werden kann. Wie bei der Heusingersteuerung wird die eine Bewegung für den Schieberweg vom Kreuzkopf abgeleitet, die zweite von einer um 90° gegen die

Kurbel versetzten Gegenkurbel. Der Kreuzkopf überträgt seine Bewegung (Abb. 313) mit Hilfe der Lenkerstange $K'C_2$ auf den Voreilhebel C_2C_1 . Die Gegenkurbel wirkt durch die Lenkerstange $E G$ und die Stange $G F$ auf den Hebel $F H C_1$, der in H drehbar gelagert ist und in C_1 seine Bewegung auf den Voreilhebel C_1C_2 überträgt. Beide

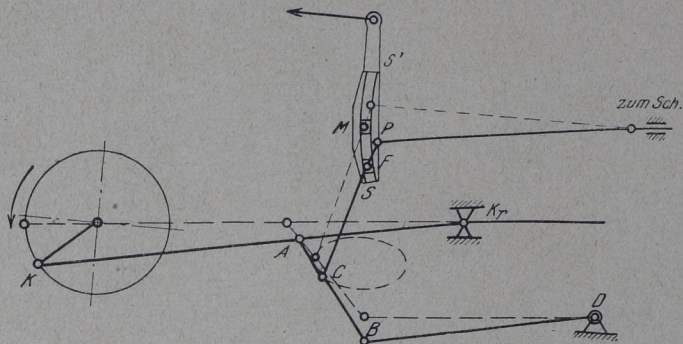


Abb. 315. Joy-Steuerung.

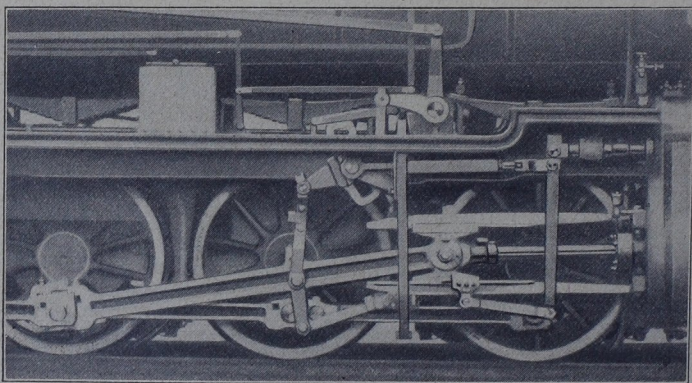


Abb. 316. Heusinger-Joy-Steuerung.

Bewegungen, die der Gegenkurbel und die des Kreuzkopfes werden in Punkt P zusammengesetzt und von hier aus auf den Schieber übertragen. Etwa in Mitte der Stange FG greift die Stange ST an, die an dem im Festpunkt V gelagerten Hebel VTU angelenkt ist. Die Lage dieses Hebels bestimmt die Größe der Füllung und den Drehsinn der Maschine.

ð) Joy-Steuerung, Klose-Steuerung (Abb. 315 bis 318).

Bei beiden ist jede Hubscheibe vermieden; die Bewegung des Schiebers wird von einem Punkt der Schubstange abgeleitet.

Im Punkt A der Triebstange K Kr (Abb. 315) greift bei Joy die Lenkerstange A B an, die mit der Lenkerstütze B D verbunden ist. Im Punkt C der Lenkerstange ist der Voreilhebel C F P angeschlossen. Die drei Stangen A B, B D und C F bilden zusammen den Ellipsenlenker. Punkt C bewegt sich auf einer ellipsenähnlichen Kurve.

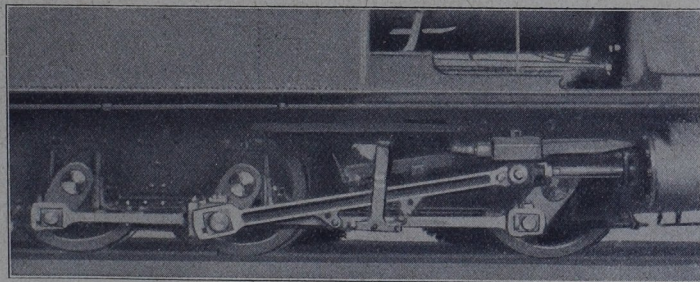
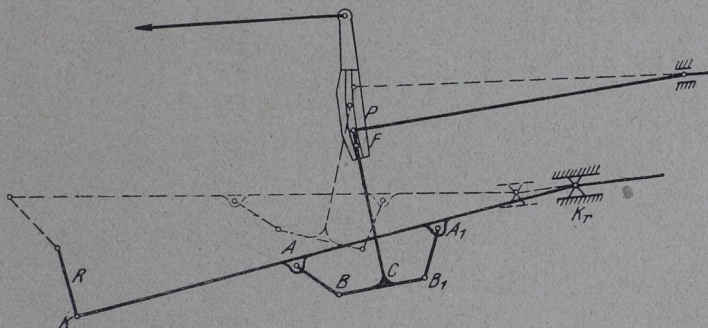


Abb. 317/318, Klose-Steuerung.

Stange C P wird in F durch die Steuersteinführung S S' in einem flachen Kreisbogen geführt. Die Steuersteinführung wird durch einen um den Punkt M drehbaren Hebel gehalten. Um Füllung und Gangart zu ändern, ist der Steuerhebel um M zu drehen, wodurch die Neigung der Steuersteinführung verändert wird.

Abb. 316 zeigt eine Heusinger-Joy-Steuerung, bei welcher der Schwingenantrieb von der Gegenkurbel durch einen Schwingenantrieb von einem Punkte der Triebstange nach Art der Joy-Steuerung e. setzt ist.

Eine Abart der Joy-Steuerung ist die Steuerung von Klose (Abb. 317/318), bei welcher der Voreilhebel $B B_1 C F P$ mittels zweier Gelenke $A A_1$ und zweier Lenkerstangen $A B$ und $A_1 B_1$ an der Triebstange befestigt ist.

1) Redington-Steuerung.

Abb. 319 zeigt diese englische Steuerung mit nur einer Hubscheibe. Auf der Kurbelachse ist die Hubscheibe unter 180° gegen die Kurbel versetzt aufgekeilt. Die Bewegung ersterer wird einmal von der mit dem Hubscheibenring fest verbundenen Stange A auf den an Schwinge E befestigten Arm B und hierdurch auf die Schwinge selbst übertragen; ferner wird mit Hilfe der Lenkerstange C der in P angelenkte Hebel L von der Hubscheibe angetrieben. Hebel L und Schwinge E sind durch Gelenk Q miteinander verbunden. Im Schwingenstein F werden beide Bewegungen, die von A und von L herrührende vereinigt und von hier aus durch die Schieberschubstange $F O$ auf den Schieber übertragen.

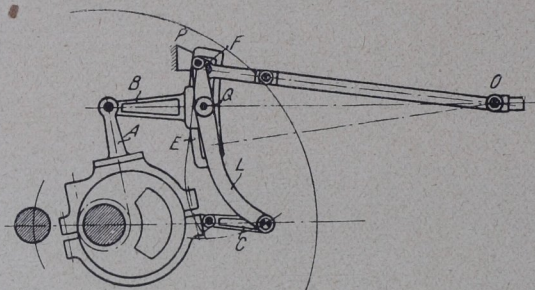


Abb. 319. Redington-Steuerung.

2) Gresley-Steuerung.

Angewendet bei englischen Drillinglokomotiven. Die beiden Außensteuerungen werden nach Heusinger betrieben. An der vorderen Verlängerung der Schieberstange eines äußeren Kolbens ist ein ungleicharmiger wagerechter Hebel (2:1) angelenkt. Dessen entgegengesetzte Ende trägt die Mitte eines gleicharmigen Hebels, der einerseits an die Schieberstange des Mittelschiebers, andererseits an die des anderen Kolbens angelenkt ist. Alle drei Schieber müssen in einer Ebene liegen.

II. Entwurf einer Heusinger-Steuerung.

Der Entwurf zerfällt in zwei Teile:
in die Maßbestimmung der inneren und äußeren Steuerung.

a) Maßbestimmung der inneren Steuerung.

Erfolgte bereits in dem Abschnitt „Ermittlung der Hauptabmessungen von Schiebern“ auf Seite 340.

β) Maßbestimmung der äußeren Steuerung.

Die Abmessungen können mit Hilfe der bei der Beschreibung der Heusingersteuerung angegebenen Gleichungen auf Seite 357 ermittelt werden.

Die für die größte Füllung erforderlichen Abmessungen X und Y lassen sich zeichnerisch folgendermaßen bestimmen. Man zeichne nach Abb. 320 mit dem Ersatzexzenter für die Entwurfsfüllung $r_e = r_e' \cdot \frac{e}{e'}$ den Schieberkreis und mit der Einlaßdeckung e den Deckungskreis. Alsdann trage man den zu r_e gehörigen Voreilwinkel an und fälle von dem Schnittpunkt seines freien Schenkels mit dem Schieberkreis die Senkrechte auf den wagerechten Durchmesser. Diese Senkrechte ergibt die Richtung der Scheitellinie. Ihre Größe erhält man dadurch, daß man im Abstand der größten Füllung von der linken Kurbelotlage die Senkrechte auf den wagerechten Durchmesser errichtet. In ihrem Schnittpunkt mit dem äußeren Überdeckungskreis ziehe man an den Deckungskreis die Tangente, die auf der Scheitellinie die Größe Y abschneidet.

γ) Beispiel.

Es ist für eine E-Heißdampf-Zwilling-Güterzuglokomotive die innere und äußere Steuerung (nach „Heusinger“) zu entwerfen. Bekannt seien aus dem Entwurf der Maschine:

Zylinderdurchmesser	$d = 610$ mm
Kolbenhub	$s = 660$ mm
Triebstrahldurchmesser	$D = 1350$ mm
Größte zulässige Geschwindigkeit V_{\max}	$= 50$ km/st
Kesselüberdruck	$p_k = 12$ at

Entwurf der inneren Steuerung.

Es werde ein Kolbenschieber gewählt mit einfach öffnendem Einlaß und innen steuernden Schieberkanten. Für die vorliegende Lokomotive mit einem Schieberdurchmesser von 240 mm wird nach Seite 342 die Einströmdeckung 29 mm, die Kanalweite 35 mm, die Ausströmdeckung 2 mm. Mit diesen Angaben erfolgt der

Entwurf der äußeren Steuerung.

Es werde das Zeuner'sche Diagramm angewendet, wobei beim Aufzeichnen am zweckmäßigsten alle Größen in doppeltem Maßstab dargestellt werden.

Zeichne um O den Kreis mit der Einlaßdeckung e als Halbmesser (Abb. 320). Trage in O an OA den Winkel δ_e an und auf seinem freien Schenkel r_e bis P ab. Die von P auf die Kolbenweglinie gefällte Senkrechte PQ gibt die Richtung der Scheitellinie an. Nun bestimme man die zu der größten Füllung — die hier zu 76% gewählt werde — gehörige Kurbelstellung OF und lese in F an den mit e geschlagenen Kreis die Tangente, welche die Richtung der Scheitellinie in R schneidet. QR ist dann gleich der Länge der Scheitellinie bei 76% Füllung. Es ergibt sich aus der Abb. 320 abgemessen $X = 34$ mm $Y_{\max} = 53,5$ mm. Nun ist

$$X = R \cdot \frac{n}{m}$$

Der größere Wert ist für vollkommenere Steuerungen zu wählen; kleinere Werte sind nicht zweckmäßig, da dann das Steinspringen zu stark anwächst. Es werde für die zu entwerfende Steuerung

$$\frac{U}{k} = 3,2 \text{ gewählt; dann ergibt sich } U = 3,2 \cdot k = 3,2 \cdot 60 = 192 \text{ mm.}$$

Der Halbmesser der Gegenkurbel werde gewählt zu

$$r = \frac{R}{2} = \frac{330}{2} = 165 \text{ mm}$$

Somit ist für die Entfernung des Angriffspunktes der Schwingenstange vom Schwingendrehpunkt:

$$c = r \cdot \frac{U}{k} = 165 \cdot 3,2 = 528 \text{ mm}$$

Der senkrechte Abstand des Schwingendrehpunktes von der Zylinderachse ist aus der Gleichung

$$h = z + \sqrt{n^2 - X^2}$$

zu berechnen, worin z der Abstand der Schieberstangen- von der Kolbenstangenmitte; hier z. B. $z = 600$ mm. Also wird

$$h = 600 + \sqrt{95^2 - 34^2} = 689 \text{ mm.}$$

3. Steuerungs-Einzelheiten.

a) Zylinder.

I. Allgemeine Grundsätze.

Baustoff. Zylindergußeisen von $k_z = 16$ bis 26 kg/qmm Zugfestigkeit; oft geringer Stahlzusatz.

Berechnung. Durchmesser d und Kolbenhub s wie früher auf Seite 68 bis 71 angegeben. Wandstärke δ für den zylindrischen Teil errechnet sich nach Erfahrungswerten zu

$$\delta_{cm} = 0,015 d_{cm} + 1,5 \text{ für Niederdruckzylinder}$$

$$\delta_{cm} = 0,025 d_{cm} + 1,5 \text{ für Hochdruckzylinder.}$$

Eine stärkere Ausführung von δ ist notwendig mit Rücksicht auf späteres Ausbohren der Zylinder. Die Wandstärken sonstiger Zylinderteile sind, je nach Zylindergröße, 18 bis 25 mm. Jedoch ist es, hauptsächlich bei großen ebenen Wänden, ratsam, die vordem angenommenen Wandstärken auf Festigkeit nachzuprüfen.

Die Form der Zylinder richtet sich im allgemeinen nach Lage zum Rahmen und nach Art der Steuerung. Man unterscheidet Innen- und Außenzylinder. Bei Zweizylinderlokomotiven liegen die Zylinder meist außen. Gegenüber Innenlage ist hierbei das Triebwerk gut zugänglich und die Beanspruchung der Triebachse günstiger. Innenzylinder in England und Belgien gebräuchlich. Vorteilhaft ist der ruhige Gang hierbei; nachteilig die schwere Zugänglichkeit des Triebwerkes, die Gestaltung der Kropfchase und die Beschränkung des Zylinderdurchmessers durch das Rahmenlichtmaß. Bei Zweizylinder doppelte Dehnung liegt der Hochdruckzylinder stets rechts.

Aus baulichen Gründen können Außen- und Innenzylinder geneigt liegen (Neigung etwa bis 1 : 6), und zwar Schräglage der Außenzylinder wegen des lichten Raumes, z. B. bei kleinen Raddurchmessern zwecks Unterbringung der Zylinderhähne. Schräglage der Innenzylinder, z. B. um über eine vordere Radachse hinwegzukommen, wegen Anbringung der Gleitbahnführung über der vorderen Kuppel-