

Anhang I.

Das Fressen des Schieberspiegels,

Rauhwerden des Kolbenlaufes, Riefingwerden der Kolbenstange und Heisslaufen der Excenter.

a) Das Fressen des Schieberspiegels.

Während der Drucklegung der Seiten 105—114 hatte ich besonders günstige Gelegenheit, interessante Beobachtungen zu machen, welche hier am Schlusse noch erwähnt sein sollen.

Wir haben auf Seite 110—112 über Ursachen für das Fressen des Schieberspiegels gesprochen. Eine sehr wichtige Rolle spielt auch der **Dampfdruck**. Die Hauptfaktoren, die wir zu beachten haben, sind folgende:

1. Die Grösse des **Flächendruckes** der Schieberfläche,
2. Die **Beschaffenheit** des Cylinderöles,
3. Die **Zuführung** des Cylinderöles.

Diese drei äusserst wichtigen Punkte sind es, die auf das Fressen des Schieberspiegels Einfluss haben.

In Nachstehendem bezeichnet:

F die **Druckfläche** des Schiebers in qcm, d. h. die Fläche, auf welche der Dampf drückt, während dabei der Expansionsschieber die Durchlasskanäle abgeschlossen hat, also der Regulator hochsteht,

f die **Tragfläche** in qcm, d. h. die wirkliche Berührungsfläche zwischen Schieber und Schieberspiegel, also die Fläche, welche den Schieberdruck aufzunehmen hat.

q den spez. **Flächendruck** in kg auf den qcm Schieberfläche.

K die Kraft in kg, welche nötig ist, um den **Schieberwiderstand** zu überwinden,

μ den **Reibungskoeffizienten**.

Versuche haben ergeben, dass man bei der Schieberbewegung nur den halben Dampfdruck einzusetzen hat; man nimmt an, dass zwischen Schieber und Schieberspiegel eine Spannung von $\frac{p}{2}$ herrscht.

Man zeichnet sich den Schieberspiegel, wie ihn Fig. Ia u. s. w. (Seite 270) angedeutet, auf und bestimmt danach zuerst die Druckfläche und hierauf die Tragfläche. Wie man dabei verfährt, ist ausführlich behandelt in Haeder's Zeitschrift Jahrg. 1897 Nr. 7 S. 51 u. f. Wir wollen an dieser Stelle nur die **Resultate** wiedergeben, welche die Untersuchung für einen Schieber von verschiedenen Ausführungen der Maschine 350 mm Cylinderdurchmesser, 600 mm Hub, $n = 95$ Touren pro Min. ergab. Es sind dabei der **geteilte** Schieber (Fig. 585) und der **ungeteilte** (Fig. 586) berücksichtigt.

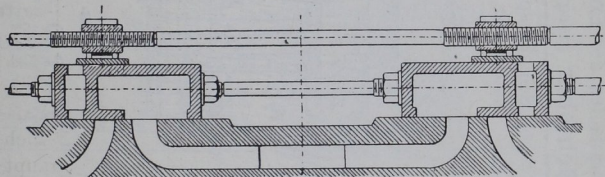


Fig. 585. Geteilter Schieber.

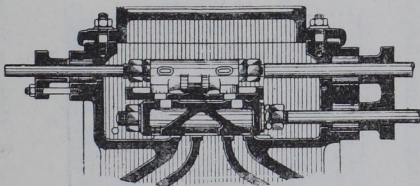

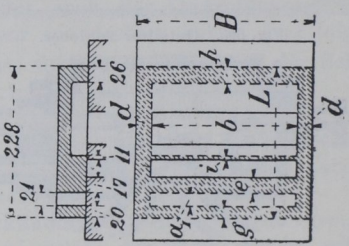
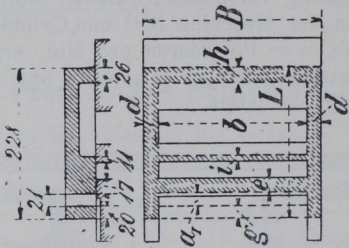
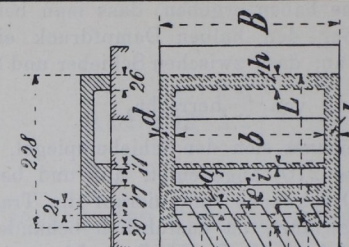


Fig. 586. Ungeteilter Schieber.

In nachstehender Zusammenstellung soll besonders die Grösse des Flächendruckes pro qcm Tragfläche für verschiedene Ausführungen festgestellt werden, denn das Fressen des Schieberspiegels hängt wesentlich davon ab, während die angegebenen Werte des **Schieberwiderstandes** auf das Gestänge (Heisslaufen der Excenter) Einfluss haben.

Um vergleichende Zahlen zu erhalten, wollen wir die Tragfläche auf die äusseren Dimensionen des Schiebers, also auf Länge L mal Breite B reduzieren, den geteilten Schieber denken wir uns als einen Schieber von $2L$ Länge.

Tab. 10. Der geteilte Schieber (vergl. S. 269 Fig. 585).

<p>Die Tragfläche ist durch  bezeichnet.</p> <p>Flächendruck pro qcm Tragfläche . . . Druckfläche . . . Schieberwiderstand .</p>	<p>a) Schieberspiegel am Cy-linder ohne Aussparung.</p>  <p>Fig. 1a. Geteilter Schieber.</p> $q = 2,33 \cdot p$ $F = 2 \cdot B \cdot L$ $K = 75 \cdot \frac{2 \cdot B \cdot L}{1000} \cdot p$	<p>b) Schieberspiegel am Cy-linder mit Aussparung.</p>  <p>Fig. 1b.</p> $q = 2,39 \cdot p$ $F = 0,85 \cdot (2 \cdot B \cdot L)$ $K = 64 \cdot \frac{2 \cdot B \cdot L}{1000} \cdot p$	<p>c) Schieberspiegel am Cy-linder mit teilweiser Aussparung.</p>  <p>Fig. 1c.</p> $q = 2,31 \cdot p$ $F = 0,88 \cdot (2 \cdot B \cdot L)$ $K = 66 \cdot \frac{2 \cdot B \cdot L}{1000} \cdot p$
--	---	--	---

Tab. 11. Der ungeteilte Schieber (vergl. S. 269 Fig. 586).

a Schieberspiegel am Cylinder ohne Aussparung.

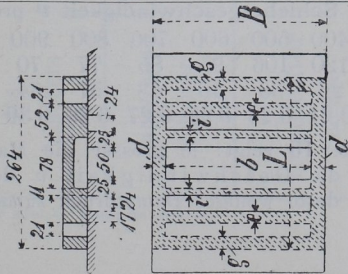


Fig. IIa.

$$q = 2,16 \cdot p$$

$$F = B \cdot L$$

$$K = 75 \cdot \frac{B \cdot L}{1000} \cdot p$$

b Schieberspiegel am Cylinder mit Aussparung.

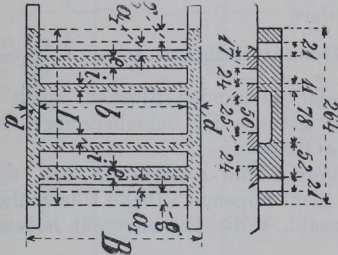


Fig. IIb.

$$q = 2,21 \cdot p$$

$$F = 0,74 \cdot B \cdot L$$

$$K = 55 \cdot \frac{B \cdot L}{1000} \cdot p$$

c Schieberspiegel am Cylinder mit Überström-nute N.

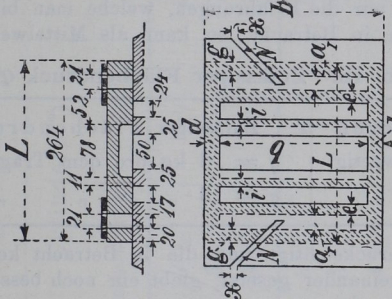


Fig. IIc.

$$q = 1,9 \cdot p$$

$$F = 0,86 \cdot B \cdot L$$

$$K = 65 \cdot \frac{B \cdot L}{1000} \cdot p$$

d Schieberspiegel am Cylinder mit breiter Trag-leiste d mit Entlastungs-nute N.

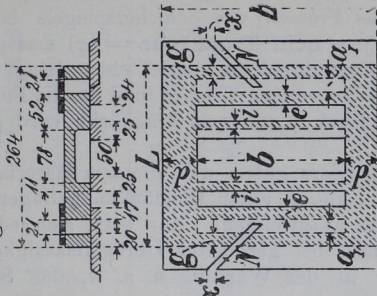


Fig. II d.

$$q = 1,6 \cdot p$$

$$F = 0,89 \cdot B \cdot L$$

$$K = 67 \cdot \frac{B \cdot L}{1000} \cdot p$$

Für das Fressen des Schieberspiegels ist besonders der Druck pro qcm Tragfläche = (q) massgebend. Je besser das Cylinderöl ist, desto eher dringt dasselbe in die zusammengepressten Flächen und in die Poren ein und der Flächendruck q pro qcm Tragfläche wird grösser sein dürfen.

Bei besonders gutem und dichtem Material des Schieberspiegels mag es unter Umständen gelingen, höheren Dampfdruck anzuwenden. Man setzt sich jedoch der Gefahr aus, dass bei geringster Unregelmässigkeit und Unachtsamkeit in der Wartung u. s. w. der Schieber zu fressen beginnt.

Ziehen wir die Erfahrungen, welche man bisher hierüber machte, in Betracht, so kann als Mittelwert gelten:

Tab. 12. Zulässiger Flächendruck q .

Cylinderöl	Zulässiger Flächendruck
a) minderwertig	$q = 8$ kg pro qcm Tragfläche
b) gut	$q = 13$ " " " "

Dies berücksichtigt und die in Betracht kommenden Zahlen untereinander gesetzt, giebt ein noch besseres Bild, wie Tab. 14 zeigt.

Die mittlere

$$\text{Geschwindigkeit } v = \frac{4 r \cdot n}{60}$$

der aufeinander gleitenden Flächen spielt natürlich auch eine Rolle, je grösser der Schieberspiegel ist, desto mehr wird derselbe fressen.

Für gebräuchliche Ausführung und normale Umdrehungszahlen giebt folgende Tabelle Überschlagswerte, worin n die Tourenzahl, r die Excentricität bedeutet.

Tab. 13. Schiebergeschwindigkeit v pro Sekunde.

Hub =	400	500	600	700	800	900	1000	mm
n =	120	106	95	85	77	70	65	
r =	26	33	40	48	57	64	72	mm
v =	0,21	0,23	0,25	0,27	0,29	0,30	0,31	m.p.Sk.

Die Tab. 13 zeigt: je grösser die Maschine, desto grösser ist die Geschwindigkeit v der gleitenden Flächen und desto weniger Dampfdruck zulässig.

Tab. 14. Zusammenstellung der Resultate. (Mittelgrosse Maschine, etwa 700 Hub.)

Konstruktion des Schiebers	Aus- führung nach:	Druck pro qcm Trag- fläche <i>q</i>	Zulässiger Dampfdruck		Druck- fläche <i>F</i>	Schieber- widerstand (Excenterdruck) <i>K</i> †)
			minderwertig	Cylinderöl*) gut		
geteilter Schieber	Fig. Ia	2,3 <i>p</i>	3 ^{1/2}	5 ^{1/2}	1 <i>B · L</i>	75 · $\frac{2 \cdot B \cdot L}{1000} \cdot p$
	" Ib	2,4 "	3 ^{1/2}	5 ^{1/2}	0,85 "	64 · " · <i>p</i>
	" Ic	2,3 "	3 ^{1/2}	5 ^{1/2}	0,88 "	66 · " · <i>p</i>
ungeteilter Schieber	Fig. IIa	2,1 <i>p</i>	3 ^{3/4}	6	1 <i>B · L</i>	75 · $\frac{B \cdot L}{1000} \cdot p$
	" IIb	2,2 "	3 ^{1/2}	6	0,74 "	55 · " · <i>p</i>
	" IIc	1,9 "	4 ^{1/4}	7	0,86 "	65 · " · <i>p</i>
	" IId	1,6 "	5	8	0,89 "	67 · " · <i>p</i>

*) Hierüber siehe später.

†) Bei Verwendung von gutem Cylinderöl kann *K* 30% geringer gesetzt werden.

Die Werte des zulässigen Dampfdruckes in Tab. 14 Spalte 4 gelten für mittelgrosse Maschinen. (700—800 mm Hub.)

Sie sind also zu erhöhen bzw. zu vermindern um:

Tab. 15. Einfluss der Schiebergeschwindigkeit.

das 1,3 1,2 1,1 1 0,9 fache der Werte Tab. 14
bei Hub 400 500 600 700 800 1000 mm.

Im allgemeinen sollte das Produkt Flächendruck q in qcm \times Schiebergeschwindigkeit v in m pro Sek. folgende Werte nicht übersteigen:

Cylinderöl minderwertig . . .	$q \cdot v = 2,3$
„ gut	$q \cdot v = 3,7$

Eine gut funktionierende Schieberentlastungs-Konstruktion in der Weise, dass ein kreisförmiger Teil des Grundschiebers entlastet wird, lässt auch die Anwendung hohen Dampfdruckes zu. Doch wollen wir auf diese Specialkonstruktion hier nicht weiter eingehen.

84tes Beispiel. (Zulässiger Dampfdruck).

Welcher Dampfdruck ist zulässig für Schieberausführung Fig. IIc, also schmale Tragleiste d mit Entlastungsnute N ?

Antwort.

Tab. 17.

		Cylinderöl	
		minderwertig	gut
Nach Tab. 14 für 700—800 Hub	$p =$	$4\frac{1}{4}$ Atm.	$p =$ 7 Atm.
Nach Tab. 15 für 500 Hub	$p = 1,2 \cdot 4\frac{1}{4} = 5$	„	$p = 1,2 \cdot 7 = 8,4$ „

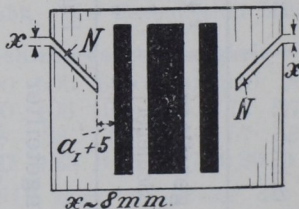


Fig. 598. Schieberspiegel zu Fig. IIc (Seite 271).

Wir sehen also aus der Tab. 14, dass die Ausführung bzw. Konstruktion des Schieberspiegels eine grosse Rolle spielt, was besonders bei Dampfdrücken über 5 Atm. zu beachten ist. In diesem Falle sollte man geteilten Flachschieber ganz vermeiden und nur die Schieberkonstruktion Fig. II d nehmen, den Schieberspiegel also ohne Aussparung, aber mit der Entlastungsnute N versehen, siehe Fig. 598. Dabei ist auch die seitliche Tragleiste d (Fig. II d) nach Tab. 18 breit zu machen.

Es ist natürlich vorteilhaft, wenn man bei der Konstruktion der Maschine sich auf hohen Dampfdruck einrichtet. Deshalb nehme man die Dimensionen für den

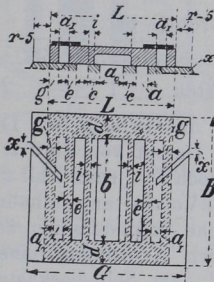


Fig. 599—600.

Schieberspiegel und den Schieber wie in Tab. 18 angegeben (die anderen Dimensionen a_0 , a , c , e , a_1 sind ja durch die Steuerungsverhältnisse von selbst gegeben),

Tab. 18.

Dimensionen zur Bestimmung des Schieberspiegels.

Cylinderdurchm. $D =$	200	250	300	350	400	450	500 mm
Kanalbreite . . . $b =$	110	140	170	210	250	290	330 mm
Tragleiste . . . $d =$	20	30	40	45	50	55	60 "
$g =$	16	19	22	25	28	32	34 "

ferner Länge des Schieberspiegels $G = L + 2r - 10$ mm (L Schieberlänge nach Fig. 599; r Excentricität).

Man wendet auch wohl mehrere Tragleisten an, wie

in Fig. 600a skizziert. Für Schieber mit grösserer Kanalbreite ist diese Konstruktion eine vorteilhafte Ausführung.

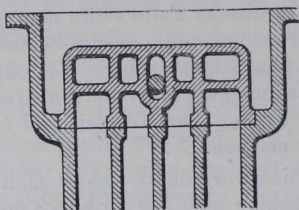


Fig. 600a. Kanal mit Längsrippen.

Man könnte anordnen bei:

Kanalbreite $b =$	200–300	300–400	400–500	mm
Anzahl d. Zwischenleisten	1	2	3	„

Wenn wir auch das Prinzip der Dampfschmierung annehmen, also den Dampf vor Eintritt in die Maschine schmieren, so ist es doch für jeden Fall zweckentsprechend, eine Vorrichtung zu haben, um die Schieberfläche besonders ölen zu können und zwar durch Anordnung eines Schmiergefässes auf dem Schieberkasten nach Fig. 601. Dann wäre noch zu beachten, dass das Öl auch auf die Flächen verteilt wird und zwar durch die Anordnung von Nuten. Es ergeben sich dann zwei Ausführungsformen, die in folgendem dargestellt sind.

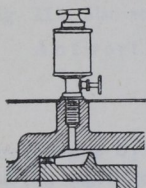


Fig. 601.

Ausführung nach Fig. 602–605.

Wir gehen davon aus, durch dass A Cylinderöl mittelst Schmiergefäss oder Schmierpumpe in den Schieberkasten geleitet wird, welches durch den an den Grundschieber angegossenen Behälter z^*) aufgefangen und vermittelst Vertiefungen l (halbkreisförmig, 10–13 mm Durchmesser) nach den Schmiernuten n gelangt. Die Überströmung für die Entlastung bilden hier die etwas vergrößerten Schmiernuten an den Stellen xx .

*) Statt des angegossenen Behälters dürfte auch eine Abschrägung genügen.

Ausführung nach Fig. 606 (bei Schiffsmaschinen gebräuchlich).

In diesem Falle werden eine Anzahl Nuten 6—8 mm eingefräst. Der Dampf kann die grossen Flächen unter-

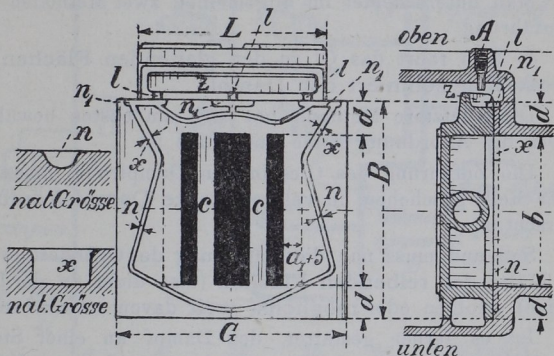


Fig. 602—603. Nuten. Fig. 604. Grundriss. Fig. 605. Querschnitt.

spülen. Die Nuten bilden zugleich den schon erwähnten Überströmkanal zur Entlastung der Schieber.

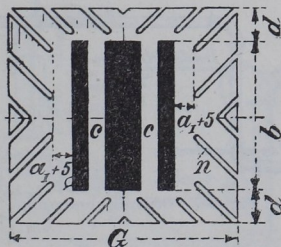


Fig. 606. Schieberspiegel. (Richtige Ausführung.)

Sowohl beim Auftuschieren des Schiebers in der Werkstatt als auch beim Nachhelfen an Ort und Stelle dürfte der aufgeschraubte Schieberkasten gegenüber dem angegossenen besonders vorteilhaft sein.

Die Zuführung des Cylinderöles.

Man unterscheidet im allgemeinen zwei Methoden der Ölzuführung.

1. Man führt das Öl zu den gleitenden Flächen.
2. Man schmiert den Dampf.

Diese letztere Methode hat sich am besten bewährt, sofern die Anordnung keine unrichtige ist.

Die Zuführung des Öles in den Dampfraum muss an einer Stelle geschehen, in welcher starke Dampfströmung herrscht.

Soll und muss nun die Zuführung des Cylinderöles in der Nähe der reibenden Flächen (also dicht an der Maschine) erfolgen oder möglichst weit davon entfernt sein?

Ist es ferner gestattet, den Dampf an einer Stelle der Hauptdampfleitung zu schmieren und dann diesen geschmierten Dampf durch verschiedene Abzweigungen nach verschiedenen Maschinen zu leiten, wie in Fig. 607 schematisch dargestellt?

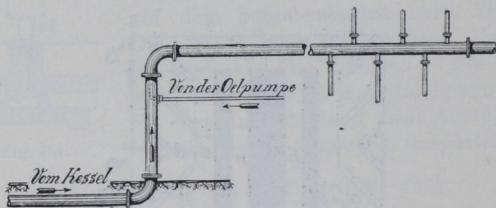


Fig. 607. Centralschmierung.

Zur Beantwortung dieser Frage will ich die Einrichtung einer

Centralschmierung

erwähnen, welche ich kürzlich zu sehen Gelegenheit hatte.

85tes Beispiel. (Centralschmierung.)

Es handelt sich um das Schmieren der in Fig. 608 angegebenen Dampfmaschinen Nr. 1—14 und I u. II.

Der **Schmierapparat A** schmiert den Dampf für die Dampfzylinder Nr. 1—14.

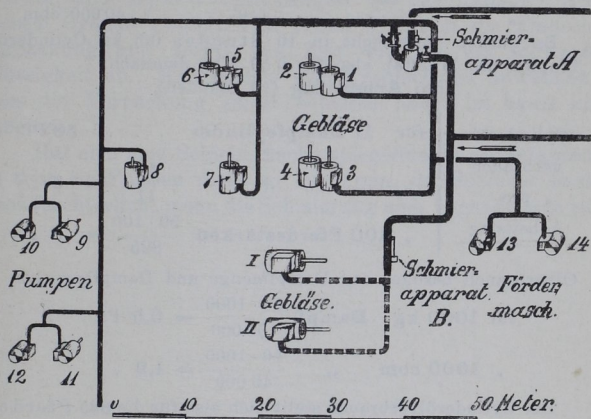


Fig. 608. Disposition der Centralschmierung.

Der **Schmierapparat B** schmiert den Dampf für die Dampfzylinder I u. II.

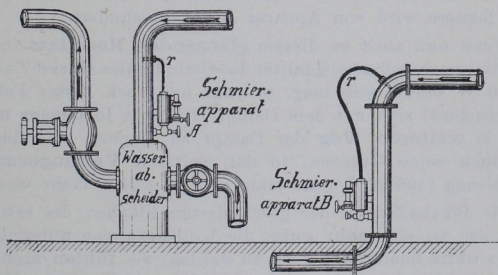


Fig. 609. Anordnung von Apparat A, von Apparat B. Fig. 610.

Die Einrichtung ist ausgeführt von der Vacuum-Oil-Company und funktioniert tadellos.

Die Anordnung der Schmierapparate selbst zeigt Fig. 609. u. 610. Diese Art des Schmierens ergibt überraschende Resultate.

Die Maschinen Nr. 3—4 u. 8 sind meist ausser Betrieb, so dass **Apparat A** für gewöhnlich 11 Dampfzylinder mit Öl versorgt.

Monatelange Beobachtungen ergaben nun folgendes:

Durchschnittliche Leistung der 11 Cylinder 825 Pferdestärken.

Durchschnittlicher Dampfverbrauch (10 Stunden) 105 000 kg.

„ „ „ (10 „) 40 000 cbm.

Es wurden verbraucht in 10 Stunden 0,5 kg Cylinderöl (3 Tropfen pro Minute), also für 0,50 Mk., demnach pro **Arbeitstag** (10 Stunden).

Cylinderöl-	{	für 11 Dampfzylinder . . .	50 Pf.
verbrauch		„ 1 „	$\frac{50}{11} \sim 5$ „
pro Arbeitstag		„ 100 Pferdestärken	$\frac{50 \cdot 100}{825} = 6$ „

Ölverbrauch bezogen auf Dampfmenge und Dampfgewicht.

$$\text{für 1000 kg Dampf} \quad \frac{50 \cdot 1000}{105\,000} = 0,5 \text{ Pf.}$$

$$\text{„ 1000 cbm „} \quad \frac{50 \cdot 1000}{40\,000} = 1,2 \text{ „}$$

Der Cylinderölverbrauch stellt sich also für die 825 Pferdestärken pro Tag (10 Stunden) auf 50 Pf.!

Dabei werden 11 Dampfzylinder von durchschnittlich 650 mm Durchmesser geschmiert und die Dampfzylinder sind von der Schmierstelle bis 70 m entfernt.

Nur den Pumpen 9—11 musste ab und zu etwas Öl direkt gegeben werden, ebenso den Kolbenstangen der Gebläsemaschine I—II, letztere wird von Apparat B aus geschmiert.

Wenn nun auch an diesem glänzenden Resultate in erster Linie die ausgezeichnete Qualität des Cylinderöles Marke Vakuumöl 600 W schuld sein mag, so zeigt uns doch dieser Fall, dass das Cylinderöl sich mit dem Dampf vielleicht je besser mischt, einen je weiteren Weg der Dampf zu machen hat, dieses hat aber auch seine Grenzen, in der weiteren Verlängerung der Rohrleitung (100 m) konnte man von Öl nichts mehr verspüren.

Die Beschaffenheit der geschmierten Flächen der erwähnten Maschinen ist eine sehr gute, die Kolbenstangen spiegelblank, letztere ohne besonders geölt zu werden; sie fühlen sich fettig an, ein Zeichen, dass das Öl in die kleinsten Poren des Materials eindringt.

Zweifellos sind die Maschinen jetzt besser in Stand als früher, wo jede Maschine eine eigene mechanische Schmierpumpe hatte und ein minderwertiges Öl verwendet wurde.

Hierzu kommt eine Ölersparnis. Man gebrauchte früher 4 mal so viel Öl, welches fast das doppelte des jetzigen kostete.

Leider zeigt sich bei dieser Methode ein Übelstand. Bekanntlich dringt das Öl viel leichter durch Undichtigkeiten und durch **Verpackungen** als der Dampf. Aus diesem Grunde zwängt sich etwas Öl durch die Flanschverpackung und tropft von Zeit zu Zeit als schwarze Flüssigkeit ab. Man müsste also Tropfschalen anwenden; dass die Verpackung selbst Schaden leidet ist kaum anzunehmen.

Hat sich eine Schieberfläche spiegelblank **eingelaufen**, so tritt ein Fressen nicht so leicht ein, der Schieber heult ganz fürchterlich, wenn die Schmierung eine ungenügende ist.



Das Fressen des Cylinderlaufes.

Aus den vorhergehenden Betrachtungen geht hervor, dass die **Zuführung des Cylinderöles** grossen Einfluss auf die gute Wirkung der Schmierung hat. Durch unrichtige Ölzuführung wird die Maschine, selbst bei Verwendung besten Cylinderöles, ruiniert.

36tes Beispiel. (Falsche Schmierung.)

Ein Maschinenfabrikant klagt mir die Not, dass alle von ihm in der letzten Zeit gelieferten Ventildampfmaschinen im **Kolbenlauf fressen**. Er hat schon verschiedene neue Kolben geliefert, alles ohne Erfolg. Ich besichtige die vier Maschinen (400—600 mm Cylinderdurchmesser), bei allen konnte man rauhe, gefressene Cylinderläufe beobachten; zu dem trat aus den Stopfbüchsen der Kolbenstange und dem Auspuffrohr die bekannte schwarze Brühe (das Gemisch von Öl und Eisen). Die Vermutung des Fabrikanten, vielleicht sei das zum Cylinder verwandte Material ungeeignet, konnte ich nicht teilen, obwohl ein dichter Guss sich am besten hält.

Die Untersuchung der Ölzufuhr ergab folgendes:

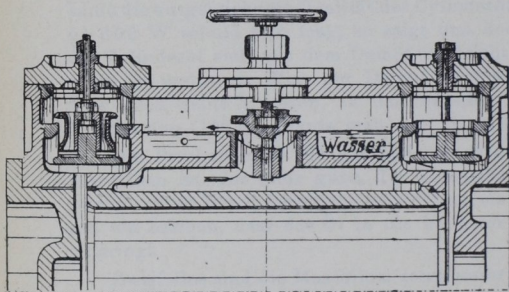


Fig. 611. Unrichtige Ölzufuhr.

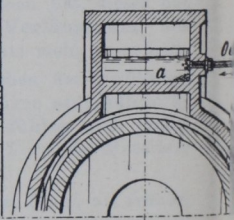


Fig. 612.

Nach dem Herausnehmen des Ventiles fand sich zwischen den Einlassventilen angesammeltes Wasser vor, und neben

dem Öleintrittsrohr in Fig. 612 bei *a* hatten sich Klumpen Öl angesammelt.

Das Cylinderöl gelangte also mit dem Dampfstrom gar nicht in Berührung. Es wurde in das angesammelte Wasser gedrückt. Von Zeit zu Zeit wird dann wohl etwas Öl nach dem Cylinder gekommen sein, das jedoch zur gleichmässigen Schmierung des Kolbenweges nicht ausreicht und das Fressen trat ein.

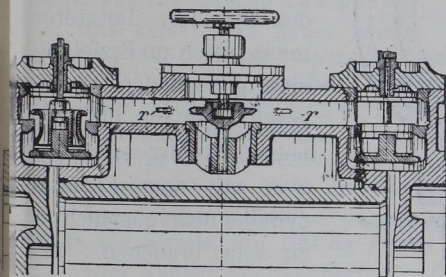


Fig. 613. Bessere Ölzufuhr.

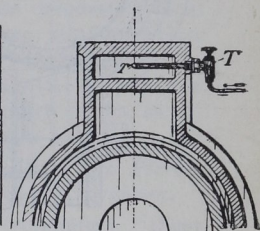


Fig. 614.

Abgesehen davon, dass man die **Wassersäcke** überhaupt vermeiden sollte, wie in Fig. 613 gezeichnet, sollte die Zuführung des Cylinderöles bei dieser Ventil-anordnung an zwei Seiten geschehen, jede Seite einen besonderen Tropföler, anschliessend an das Schmierrohr *r*, wie Fig. 614 zeigt.

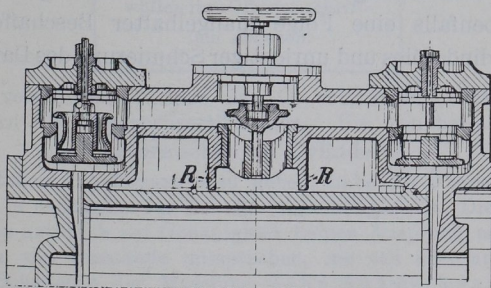


Fig. 615.

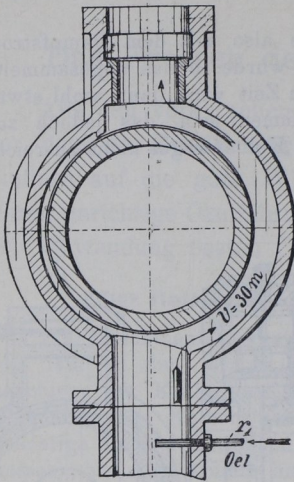


Fig. 616.

Eine **gute Mischung** des Öles mit dem Dampf dürfte auch die Ausführung nach Fig. 615 bis 616 ergeben.

Man führt das Öl in das **Eintrittsrohr** oder den Cylinder. Letzterer muss jedoch zur Erzielung einer genügenden Dampfgeschwindigkeit die Rippen *RR* besitzen, welche aber mit dem Einsatzcylinder nicht abgedichtet zu sein brauchen. Sie können 1–2 mm Luft haben.

Die Erscheinung, dass bei Schiebermaschinen, bei welchen der **Schieberspiegel** stark frisst, auch der **Cylinderlauf** eine rauhe Beschaffenheit zeigt, berechtigt zu der Annahme, dass das mit Eisen vermischte Öl vom Schieberspiegel in den Cylinderlauf gelangt und dann dort die Zerstörung anrichtet.

Das Riefigwerden der Kolbenstangen

ist ebenfalls eine Folge mangelhafter Beschaffenheit des Cylinderöles und unrichtiger Schmierung des Dampfes (vergl. S. 68).



Das Cylinderöl.

Über die Eigenschaften des Cylinderöles haben wir schon auf Seite 105 gesprochen.

Wie jeder andere Artikel, kann man auch hiervon sagen: „Das beste ist gerade gut genug“ und „das teuerste ist immer das beste“.

Die Erfahrungen haben gezeigt, dass man bei Verwendung von besserem, teurerem Öl zum mindesten nicht mehr Geld ausgiebt, als bei Verwendung minderwertiger Öle. Sie haben ferner gezeigt, hoher Flächendruck bedingt sehr gutes Schmieröl, d. h. bei Schiebermaschinen soll man das beste Öl verwenden. Hiernach dürfte es unrichtig sein, auf den Preis der Kilogramm zu achten.

Das richtigste Resultat würde der Preis pro Pferdekraft und Stunde, pro 100 kg Dampf u. s. w. ergeben.

Dies bedingt **Sachkenntnis** des Ölverkäufers. Diese Sachkenntnis besitzt der letztere leider in vielen Fällen nicht, und dies ist der Grund, weshalb man in dem Ölreisenden im allgemeinen einen nicht gern gesehenen Besucher erblickt.

Eigne er sich die erwähnten Kenntnisse an, werde auch er ein nützliches Glied für die Bestrebung der Industrie, so werden auch die bekannten Schilder:

Öl- und Gummi-Reisende wollen ihre Offerten schrift- lich abgeben.
--

bald verschwinden, denn das Öl soll keine Marktware, sondern ein Vertrauensartikel sein. Um nun betreffs des

Verbrauches an Cylinderöl

dem Laien Anhaltspunkte zu geben, habe ich Überschlagswerte in nachstehender Tabelle zusammengestellt. Dieselben können natürlich auf Genauigkeit keinen Anspruch machen, da zu viel Umstände mitsprechen, sie soll aber anregen, dem Schmieren der Maschine mehr Aufmerksamkeit zuzuwenden.

Tab. 21. Cylinderölverbrauch (Annäherungswerte)
der Dampfmaschinen pro Tag (10 Arbeitsstunden) in Pfennigen.

Leistung P.S.	40	60	80	100	130	170	220	300	400	600	1000
Schiebermaschinen	15	25	30	35	40	45	50	60	65	80	100
Ventilmaschinen	—	—	25	30	35	40	45	50	55	60	80

Bei neuen Maschinen nimmt man in der ersten Betriebswoche 50⁰/₀ mehr, nach und nach weniger, bis nach viermonatlichem Betriebe der Wert der obigen Tabelle erreicht wird.

Zeigen sich Übelstände, z. B. Riefigwerden der Kolbenstangen und Schieberstangen, Brummen der Schieber etc., so prüfe man:

das Cylinderöl, die Ölzuführung.

Die in Tab. 21 angegebenen Werte können unter besonders günstigen Verhältnissen noch geringer ausfallen, wie das Beispiel auf Seite 280 zeigt.



Das Heisslaufen der Excenter.

Der Druck im Steuergestänge (Schieberwiderstand) hat besonders Einfluss auf das Heisslaufen der Excenter. Die Bestimmung des Excenterdruckes geschieht nach Tab. 14 Spalte 4.

86tes Beispiel. (Druck im Steuergestänge.)

Der Schieber der Maschine 700 Hub hat eine Fläche von 31×31 , also $BL = 960$ qcm, demnach Druck im Steuergestänge (Schieberwiderstand) bei 6 Atm. Dampfdruck (und Ausführung Fig. IIc) nach Tab. 14 Seite 273

$$K = 65 \cdot \frac{960}{1000} \cdot 6 \sim 374 \text{ kg.}$$

Zur leichteren Bestimmung des Schieberwiderstandes (Excenterdruck) diene Tab. 22.

Tab. 22. Überschlagswerte der Schieberdimensionen B und L für gebräuchliche Ausführung.

H u b	400	500	600	700	800	900	1000 mm
$B = L =$	19	23	27	31	35	40	44 cm
$\frac{B \cdot L}{1000}$ ca.	0,34	0,53	0,73	0,96	1,2	1,6	1,9

87tes Beispiel. (Druck im Excenter.)

Wie gross ist der Druck im Steuergestänge bei der Maschine 800 Hub und 7 Atm.?

Nach Fig. IIa Seite 271 wird $K = 75 \cdot 1,2 \cdot 7 = 630$ kg
Ausführung " IIc " 271 " $K = 65 \cdot 1,2 \cdot 7 = 540$ "

Das Heisslaufen der Excenter hängt wesentlich von der Grösse des Flächendruckes im Excenter und der Umfangsgeschwindigkeit im Excentering ab.

Bezeichnen wir mit:

K den Schieberwiderstand, d. h. die zur Bewegung des Schiebers erforderliche Kraft in kg,

e den Durchmesser des Excentering in cm,

$0,8b$ die wirklich tragende Breite des Excenters in cm,

$q = \frac{K}{e \cdot 0,8b}$ den Flächendruck pro qcm in kg,

v die Umfangsgeschwindigkeit im Excentering in m pro Sek., so soll das Produkt $q \cdot v$ folgende Werte nicht übersteigen:

Gusseisen auf Gusseisen 2,5
 „ „ Weissguss 3,5

Für gebräuchliche Ausführung der Eincylindermaschinen (6—7 Atm. Druck) kann man die Excenterbreiten b nach Tab. 23 wählen. Excenter mit Weissguss-einlage können schmaler werden.

Selbstverständlich spielt auch hier die Beschaffenheit des zum Schmieren benützten Maschinenöles eine grosse Rolle.

Tab. 23. Überschlagswerte für Excenter.
 (Gusseisen auf Gusseisen.)

Maschine	Hub	300	400	500	600	700	800 mm
	n	150	120	106	95	85	77 pro Minute
Excenter	Durchmesser e ca.	175	220	270	320	360	400 mm
	Breite b	65	70	75	85	95	105 „
	q „	0,8	1,3	1,4	1,5	1,6	1,6 kg pro qcm
	v „	1,4	1,4	1,5	1,6	1,6	1,6 m pro Sek.
	$q \cdot v$ „	1,1	1,8	2,1	2,4	2,5	2,5

Für höhere Dampfdrücke empfiehlt es sich, die Excenter im Verhältnis breiter zu machen oder Weissgussfutter anzuordnen.

Auffallend ist die grosse Verschiedenheit der zulässigen Produkte $q \cdot v$ für die einzelnen Maschinenteile.

Tab. 24. Werte $q \cdot v$ (Flächendruck pro qcm \times Geschwindigkeit in m pro Sek.).

	Schieber	Excenter	Hauptlager	Kurbelzapfen
$q \cdot v =$	2,3—3,7	2—2,5	25—32	45—65

Wenn man auch berücksichtigt, dass bei dem Schieber der Druck während seiner ganzen Bewegung gleich gross

ist, dagegen beim Hauptlager und Kurbelzapfen in jeder Kurbelstellung eine **andere Grösse** annimmt, berücksichtigt man ferner noch, dass die Geschwindigkeit v im Hauptlager und Kurbelzapfen konstant, dagegen bei dem Excenter und dem Schieber veränderlich ist, so giebt es doch keine genügende Erklärung für die grosse Neigung der **Excenter zum Heisslaufen**. Hier spielt entschieden die mehr oder weniger gute Bearbeitung eine Rolle, mit einer grossen Breite des Excenters allein ist die Frage nicht zu lösen.

Über die Ausführung des Excenters s. Seite 141 u. 142.

