

VII. ABSCHNITT.

Die Bauarten und Anlage der Dampfmaschinen. Die Konstruktion und Ausführung der Dampfmaschinenteile.

§ 50.

Die Bauarten, Rahmen und Kurbelwellenlager der Dampfmaschinen.

Die Bauart unserer Transmissions-Dampfmaschinen, d. h. die Ausführung und Anordnung ihrer wichtigsten Teile, ist eine sehr verschiedenartige. Man unterscheidet in dieser Hinsicht zunächst, je nachdem die Maschine auf einem besonderen Fundament befestigt wird und für längere Zeit bezw. dauernd ihren Standort innehalten soll, oder aber ohne besonderes und grösseres Fundament aufgestellt wird und nur für kürzere Zeit ihren Standort innehält, letzteren zudem in leichter Weise und ohne Demontage ändern kann, feststehende oder stationäre Maschinen, und mobile Maschinen oder Lokomobilen.¹⁾

Weiter ist für die Bauart der Transmissions-Dampfmaschinen die Lage der Cylinder- und Führungsachse massgebend. Ist diese Achse horizontal, so ist die Maschine eine liegende, ist die Achse vertikal, so heisst die Maschine eine stehende. Im letzteren Falle kann die Maschine noch freistehend im Raume angeordnet, oder aber an einer Wand bezw. an einem mit dieser verbundenen Mauerpfeiler befestigt und als sogenannte Wanddampfmaschine ausgebildet werden.

Endlich ist auf die Bauart die Ausbildung des Rahmens, die Anordnung der Cylinder, Kurbeln, Steuerung u. s. w. von Einfluss.

Um nun die gebräuchlichsten Bauarten unserer Transmissions-Dampfmaschinen kennen zu lernen, wollen wir hier vorläufig nur die stationären Maschinen ins Auge fassen und von diesen zunächst die in den weitaus meisten Fällen verwendeten liegenden und stehenden Maschinen einer Würdigung gegeneinander unterziehen, dann die Bauarten beider, soweit sie durch die Anordnung und Ausbildung ihrer Hauptteile bedingt ist, verfolgen, womit zugleich die für die Konstruktion und Ausführung der Rahmen und Kurbelwellenlager wichtigsten Regeln verknüpft werden können. Schliesslich sollen die Wanddampfmaschinen und Lokomobilen kurz eine Betrachtung bezüglich ihrer Bauart und Anlage finden.

1) Von der sonst noch mitunter üblichen Bezeichnung „halbmobile Maschinen“ soll hier abgesehen werden.

1. Vor- und Nachteile der stehenden und liegenden Maschinen.

Stehende Transmissions-Dampfmaschinen fanden früher, abgesehen von den wegen ihres federnden Balanciers nur für wenig Umdrehungen und geringe Kolbengeschwindigkeiten brauchbaren Balanciermaschinen, bei stationären Anlagen nur wenig Verwendung. Sie haben sich erst dann wesentlichen Eingang im stationären Dampfmaschinenbau verschafft, als zum Betriebe von Dynamomaschinen hohe Umdrehungszahlen verlangt wurden und man die Welle der Dampfmaschine unter Vermeidung eines Zugkraftorganes (Riemen oder Seile) direkt mit der Welle der Dynamomaschine kuppelte, beide Maschinen also zu einem sogenannten Dampf-dynamo vereinigte. Heute konkurriert die stehende Maschine mit oben befindlichem Cylinder schon ganz beträchtlich mit der liegenden, und in der That sind die Vorteile der ersteren so bedeutende, dass ihre Bauart, wie im Schiffsmaschinenbau schon lange, auch für feststehende Maschinen in Zukunft wohl die massgebende sein wird. Wenn heute noch viele Fabriken liegende Maschinen mit Vorliebe bauen, so liegt dies teils in der Gewohnheit, in den vorhandenen Einrichtungen, Modellen, den niedrigeren Preisen (siehe weiter unten) dieser Maschinen begründet, teils auch daran, dass die den einzelnen Firmen patentierte Ventilsteuerung sich leichter bei liegenden Maschinen anbringen lässt, bei stehenden dagegen immer einen komplizierten Antrieb und Cylinder erfordert.

Vergleichen wir die stehende und liegende Maschinenanordnung, so erkennen wir das Folgende:

Das Gewicht des Kolben- und Schiebergestänges wirkt bei liegenden Maschinen senkrecht, bei stehenden parallel zu den Unterstützungsflächen dieser Teile. Infolgedessen sind bei den erstgenannten Maschinen die Reibung und einseitige Abnützung, sowie die hiermit verbundenen Arbeitsverluste und erforderlichen Nachstellungen des Kolbens, Schiebers in und am Cylinder, des Kreuzkopfes, der Stangen in den Führungen und Stopfbuchsen u. s. w. viel grösser als bei den letztgenannten.

Namentlich ist dieser Umstand für Kolbenschieber, die ja meistens für hohe Drucke und Tourenzahlen verwendet werden, von Bedeutung, da nur bei genügender Dichtigkeit eine hinreichende Entlastung dieser Schieber und damit verbundene sichere Einwirkung des Regulators stattfindet. Weiter macht das bei liegenden Maschinen senkrecht zum Dampf- und Massendruck gerichtete Gestängegewicht in der Regel drei- oder vierteilige Kurbelwellenlager notwendig, die komplizierter in der Ausführung und schwieriger in der genauen Einstellung sind als die nur zweiteiligen Lager der stehenden Maschinen, wo alle Kräfte in der Hauptsache die gleiche Richtung haben. Endlich suchen die hin- und hergehenden Massen, falls diese nicht gut ausbalanciert sind, eine liegende Maschine hin- und herzuschieben, wodurch die Fundamentanker auf Biegung beansprucht werden, während die stehende Maschine unter dem Einfluss der gleichen Kräfte nur von dem Fundamente abgehoben bzw. auf dasselbe niedergedrückt wird, die Anker also von einer solchen Biegebungsbeanspruchung frei bleiben.

Der Raum, den eine stehende Maschine zur Aufstellung erfordert, kann kleiner (ungefähr halb so gross) wie derjenige einer entsprechenden liegenden Maschine sein. Mit Rücksicht hierauf finden stehende Maschinen namentlich dann Verwendung, wenn der zur Verfügung stehende Platz klein oder teuer ist.

Das Fundament der stehenden Maschinen fällt einfacher als das der liegenden aus, und alle Stösse gehen bei stehender Anordnung in dasselbe.

Die Zugänglichkeit der stehenden Maschinen ist bei zweckmässiger Ausbildung des Rahmens ebenso leicht, die Bedienung fast ebenso bequem wie die der liegenden. Dasselbe ist hinsichtlich der Möglichkeit, Ausbesserungen bei etwaigen Betriebsstörungen vorzunehmen, der Fall. Die Betriebssicherheit ist ebenfalls bei beiden Anordnungen die gleiche.

Die Gleichförmigkeit des Ganges ist bei liegenden Maschinen unter sonst gleichen Verhältnissen grösser als an stehenden, bei denen das Gestängegewicht nicht ausgeglichen ist. Das bei den letztgenannten Maschinen zur Erzielung desselben Gleichförmigkeitsgrades erforderliche Mehrgewicht des Schwungrades und die hierdurch etwa bedingten grösseren Lagerdrucke, Wellenstärken u. s. w. gegenüber einer liegenden Maschine sind aber nur von geringer Bedeutung.

Der kurze Hub, mit welchem stehende Maschinen vielfach versehen werden, stellt dieselben hinsichtlich des Dampfverbrauches und der Betriebskosten etwas ungünstiger als liegende langhubige Maschinen. Es steht aber nichts im Wege — und viele Ausführungen beweisen das — auch stehende Maschinen mit langem Hube zu bauen, welche ebenso günstigen Dampfverbrauch wie liegende ergeben.

Die Anschaffungskosten der stehenden Maschinen sind im allgemeinen höher als die der entsprechenden liegenden. Aber für die Güte einer Bauart sind nicht diese Kosten allein, sondern die Kosten einer Pferdestärke, d. h. die Betriebskosten inkl. Bedienung, Repara-

turen, Verzinsung und Amortisation des Anlagekapitales massgebend, und von zwei Maschinenanordnungen wird diejenige immer die beste sein, welche bei gleicher Betriebssicherheit den günstigsten wirtschaftlichen Wirkungsgrad ergibt.

2. Bauarten, Rahmen und Kurbelwellenlager der liegenden Eincylindermaschinen.

Die liegenden Eincylindermaschinen unterscheiden sich in ihrer Bauart:

a) nach der Anordnung des Cylinders. Derselbe kann freihängend und schwebend mit seinem vorderen Flansch am Rahmen befestigt sein, oder aber in seiner Längsrichtung eine ein- oder mehrfache besondere Unterstützung auf dem Rahmen oder Fundamente besitzen. Die schwebende Cylinderanordnung ist natürlich nur für kleine Bohrungen und kurzen Hub zulässig, da sonst Durchbiegungen des Cylinders in der Längsachse eintreten.

b) nach der Form und Lage der Führungsbahnen für den Kreuzkopf. Die Führung kann in den Bahnen eben, rund oder \diamond -förmig gestaltet sein, und die Bahnen können in der Schwingungsebene der Schubstange oder zu beiden Seiten dieser Ebene liegen.

Am beliebtesten sind jetzt **Rundführungen**, die zwei übereinanderliegende Streifen eines Hohlzylinders als Bahnen besitzen und auf der Bohrbank leicht und billig hergestellt werden können, auch in der später näher angegebenen Weise ein genaues Zusammenfallen von Cylinder- und Führungsachse durch die Bearbeitung sichern.

\diamond -förmige Führungen gewähren den Vorteil, dass der Kreuzkopf auch gegen Drehungen um die Führungsachse gesichert ist und einem seitlichen Verschleiss seiner Schleifer begegnet werden kann. Da der erstgenannte Vorteil aber nur bei einseitigem Antrieb der Luftpumpe vom Kreuzkopfpapfen aus von Wert ist, diese Antriebsweise aber jetzt mit Recht vermieden wird, sonst jedoch das Bestreben zu Verdrehungen in dem angedeuteten Sinne sehr gering ist, so finden \diamond -förmige Führungen nur noch selten Verwendung, zumal ihre Herstellungskosten bedeutend höhere als die der Rundführungen sind.

Ebene Führungen können entweder einseitig in der Schwingungsebene der Schubstange unterhalb der letzteren, also an der Seite angeordnet werden, nach welcher bei der gewöhnlich in der Vorwärtsrichtung sich drehenden Maschine der Normaldruck wirkt — der selten und nur in geringem Masse in entgegengesetzter Richtung auftretende Normaldruck wird dabei durch zwei schmale Eisenschienen aufgenommen —, oder aber sie können zu beiden Seiten der vorerwähnten Schwingungsebene liegen, wodurch dann vier Führungsbahnen erforderlich werden. Einseitige Führungen der angedeuteten Art gestatten eine leichte Zugänglichkeit und Besichtigung des Kreuzkopfes und der Führung und werden mit Rücksicht hierauf gern bei schnelllaufenden kleinen Maschinen gewählt. Vierfach und zu beiden Seiten der Schubstangen-Schwingungsebene angeordnete ebene Führungs-

bahnen bieten den meistens nur gering angeschlagenen Vorteil, dass sie der Führungsachse sehr nahe gerückt werden können und dass deshalb das Moment der Reibung an den Schleifern geringer als bei denjenigen Führungen ausfällt, deren Bahnen in der Schwingungsebene der Schubstange liegen und soweit von der Achse entfernt werden müssen, als für den Ausschlag dieser Stange nötig ist. Stets fallen aber auch ebene Führungen in der Herstellung teurer als runde aus, weshalb letztere bei liegenden Maschinen eine weit häufigere Anwendung als erstere finden.

c) nach der Anordnung der Kurbelwellenlager und der Gestaltung der Kurbelwelle, je nachdem beide Lager mit dem Rahmen vereinigt sind und die Welle also eine gekröpfte ist, oder nur ein Lager am Rahmen sitzt, das andere Lager aber getrennt von diesem auf dem Fundament befestigt wird und also die Kurbel der Welle am Ende aufgezogen ist. Gekröpfte Wellen fallen teurer aus, bieten aber den Vorteil, dass die Lager einander sehr nahe gerückt werden können und der zur Aufstellung der Maschine erforderliche Platz kleiner sein kann. Auch fällt bei Rahmen mit zwei angegossenen Lagern wegen des fliegend angeordneten Schwungrades der Unterschied zwischen Rechts- und Linksmaschinen¹⁾ fort, was bei Rahmen mit nur einem angegossenen Lager und zwischen den Lagern befindlichem Schwungrad nicht der Fall ist. Gekröpfte Wellen und Rahmen mit zwei Lagern findet man jetzt meistens nur bei kleinen und mittleren liegenden Maschinen, namentlich dann, wenn letztere mit einer Dynamomaschine direkt gekuppelt sind, deren rotierende Teile dann zugleich als Schwungmassen für die Dampfmaschine dienen.

Von den verschiedenen Ausführungen der hier zu betrachtenden Rahmen für liegende Eincylindermaschinen sind zu nennen:

Das **Doppelbalkenbett** in Fig. 1, Taf. 1 mit vier Führungsbahnen, die paarweise zu beiden Seiten der Schubstangen-Schwingungsebene liegen. Es besteht aus zwei Längsbalken von □-förmigem Querschnitt, die durch Querbalken untereinander verbunden sind. Das Kurbelwellenlager, die Führungen und der Cylinder werden durch Schrauben auf besonderen Arbeitsleisten des Bettes befestigt.

Angegossene Knaggen, welche mit zwischen getriebenen Keilen das Lager und den Cylinder gegen Verschiebungen in der Bewegungsrichtung der hin- und hergehenden Massen sichern sollen, haben den Nachteil, dass der Cylinder sich nicht seiner Erwärmung entsprechend frei ausdehnen kann, erschweren auch die genaue Herstellung der Arbeitsleisten, die alle in einer Horizontalebene liegen müssen. Es empfiehlt sich deshalb nach v. Reiche, die Knaggen am Cylinder fortzulassen und den letzteren an seinem, der Führung näher liegenden Ende durch zwei Keile zu befestigen, die auf jeder Seite quer zur Hubrichtung zur Hälfte in den Fuss des Cylinders und zur Hälfte in den Längsbalken des Bettes getrieben werden.

1) Liegt bei einer Maschine, wenn man vom Cylinder gegen die Kurbelwelle sieht, die der letzteren aussen aufgesteckte Kurbel rechts von ihrem Lager, so nennt man die Maschine eine Rechts-, im entgegengesetzten Falle eine Linksmaschine.

Das Doppelbalkenbett bildet eine sehr solide, d. h. nicht federnde, starre Rahmenform, gewährt auch den Vorteil, dass die einzelnen Teile bei erforderlicher Reparatur ohne Demontage des Bettes abgenommen werden können und dass die Hebelarme der angreifenden Kräfte (siehe später) klein ausfallen, da sowohl die Cylinder- und Führungsachse dem Fundamente, als auch die Gleitbahnen der Führungsachse recht nahe liegen. Trotz dieser Vorzüge tritt das Doppelbalkenbett gegen Rahmen mit Rundführung in der Anwendung immer mehr zurück, hauptsächlich wegen seines grossen Gewichtes und seiner schwierigen Bearbeitung.

An Stelle der vier ebenen Führungsbahnen lassen sich beim Doppelbalkenbett auch zwei runde Bahnen in der Schwingungsebene der Schubstange anbringen, wie dies Fig. 2, Taf. 1 zeigt. Besondere Vorteile gewährt aber diese Anordnung gegenüber derjenigen in Fig. 1 nicht.

Rahmen mit einseitiger, ebener Führung sind auf Taf. 2 dargestellt, und zwar zeigt Fig. 1 die Ausbildung des Rahmens bei gekröpfter Welle, Fig. 3 dieselbe bei aufgesteckter Stirnkurbel und besonderem hinteren Lager. Der Cylinder kann in beiden Fällen schwebend angeordnet werden und greift in Fig. 1 über einen abgedrehten Vorsprung, in Fig. 2 in eine ausgebohrte Vertiefung des hinteren Rahmenflansches. Zur Aufnahme des bei vorwärtslaufenden Maschinen nur selten nach oben gerichteten Normaldruckes dienen Stahlschienen, die über die Ränder des Kreuzkopfschleifers greifen und durch Schrauben auf der unteren Führung befestigt, sowie durch Prisonstifte in ihre Lager gesichert werden.

Von den Rahmen mit Rundführungen ist zunächst der schwebende **Bajonettrahmen** in Fig. 1, Taf. 3 zu erwähnen. Er ruht nur unter dem Kurbellager auf dem Fundament und ist mit dem anderen Ende durch Schrauben am Cylinderflansch befestigt. Zur Verbindung des cylindrischen Hohlkörpers, welcher die Führungsbahnen enthält, dient meistens ein Hohl-gussbalken, selten ein solcher von H-förmigem Querschnitt. Der letztere erleichtert zwar das Einformen, ist auch, wenn er mit dem Kurbellager durch Schrauben verbunden wird — was man hier wegen der leichten Anbringung und Zugänglichkeit dieser Schrauben häufig antrifft — ohne Weiteres zu Rechts- und Linksmaschinen verwendbar, genügt aber weniger den Festigkeitsanforderungen als der kastenförmige Hohl-gussbalken.¹⁾

Zur Entfernung des Kernes aus dem letzteren sind die nötigen Kernlöcher vorzusehen. Auch ist Bedacht auf eine Öffnung zum Austreiben des Kreuzkopfszapfens zu nehmen, falls dieses nicht bei der dem Lager näheren Totlage des Kreuzkopfes ohne eine solche Öffnung möglich ist. Die Aussparung im cylindrischen Führungsteile wird gewöhnlich mit einer Leiste versehen, die blank gemacht, oder auch nur sauber gestrichen und dann wulstartig ausgebildet wird.

Bei schwebend angeordnetem Cylinder, was, wie nochmals erwähnt werden soll, nur für kleine Bohrungen und kurzen Hub zulässig ist, muss der Rahmen natürlich

1) Derselbe ist mit dem Lager gewöhnlich zusammengelassen, und muss letzteres im Modell, je nachdem der Rahmen für eine Rechts- oder Linksmaschine verwendet werden soll, anders angeordnet werden.

an der Cylinderseite eine Unterstützung auf dem Fundamente erhalten. Man gelangt dann zu der in Fig. 1, Taf. 5 dargestellten Form des Rahmens.

Der schwebende Bajonettrahmen fällt sehr leicht aus und bietet neben billiger Bearbeitung der Rundführung den Vorteil, dass mit dem Ausbohren der letzteren gleichzeitig der hintere Rahmenflansch abgedreht und mit einem genau bearbeiteten, ein- oder vorspringenden Centrierungsring versehen werden kann. Mit diesem letzteren greift der Rahmen später in oder über den entsprechend bearbeiteten Cylinderflansch und sichert so ein genaues Zusammenfallen von Führungs- und Cylinderachse schon durch die Bearbeitung und unabhängig von einer richtigen Montage. Näheres über diese Verbindung des Rahmens mit dem Cylinder ist im nächsten Paragraphen angegeben.

Einen Nachteil des schwebenden Bajonettrahmens bilden die Durchbiegungen, welche in der Führung infolge des Normaldruckes selbst bei nicht zu grossem Hube auftreten und oft mit blossem Auge wahrzunehmen sind. Um diese Durchbiegungen möglichst zu vermindern oder ganz zu beseitigen, giesst man bei kleinen und mittleren Maschinen wohl nach Fig. 1, Taf. 3 dem der Kurbel näheren Führungsende einen Fuss A an, oder lässt nach Fig. 2, Taf. 3 (siehe auch die Abbildung des Titelblattes, welche einer Ausführung von Theodor Wiede's Maschinenfabrik in Chemnitz entspricht) den Hohlbalcken des Rahmens vom Lager bis zur Führung am Fundamente aufliegen. Am besten ist jedenfalls, zur Vermeidung der angeführten Durchbiegungen den Rahmen auf seiner ganzen Länge, also vom Lager bis zum Flansch, zu unterstützen, und diesbezügliche Ausführungen sind nicht nur bei grossen Maschinen geboten, sondern werden, trotzdem nun der Rahmen wieder schwer ausfällt, jetzt vom modernen Maschinenbau auch bei kleinen und mittleren Maschinen bevorzugt. Fig. 1, Taf. 4 zeigt einen solchen Rahmen in einer Ausführung, wie sie von G. Kuhn in Stuttgart stets gewählt wird, Fig. 2, Taf. 4 einen solchen in der bei grossen Maschinen meist gebräuchlichen Form.

Ganz auf dem Fundament liegende Rahmen mit Rundführung nach Fig. 2 und 3, Taf. 5 schliesslich kommen meistens an kleineren Maschinen vor. In Fig. 2 sind beide Lager, in Fig. 3 nur ein Lager dem Rahmen angegossen.

Bei der **Konstruktion der Rahmen** sind die folgenden Punkte zu beachten:

Jeder Rahmen muss genügend starr sein, darf nicht federn und soll die auftretenden Kräfte möglichst in sich aufnehmen, damit Beanspruchungen des Fundamentes thunlichst vermieden werden. Wir empfehlen, wenn

S den Hub der Maschine in **mm**

bezeichnet, für die einfache, nicht mit Arbeitsleisten versehene Wandstärke

$$\text{beim Doppelbalkenbett } \delta = \frac{S}{100} + 5 \text{ mm,}$$

bei allen anderen Rahmen in der Führung

$$\delta = \frac{S}{40} + 5 \text{ mm,}$$

sonst

$$0,8 \delta \text{ bis } \delta$$

zu nehmen, an den zu bearbeitenden Stellen 8 bis 15 mm zuzugeben, die Wandstärke also auf

$$\delta + 8 \text{ bis } 15 \text{ mm}$$

zu erhöhen.

Der Rahmen ist auf dem Fundamente mit möglichst wenigen, aber kräftigen Ankern zu befestigen, die dort anzuordnen sind, wo die Kräfte am Rahmen angreifen. Passende Stärken, die auf englische Zolle abzurunden sind, liefert für die Fundamentanker in den meisten Fällen der Wert

$$\frac{3}{100} S + 15 \text{ bis } 20 \text{ mm.}$$

Die Hebelarme für die angreifenden Kräfte und Reibungswiderstände sind, damit die Momente beider gering werden, möglichst klein zu halten, d. h. die Cylinder- und Führungsachse ist dem Rahmen bzw. Fundamente, die Schlittenbahnen sind der Führungsachse thunlichst zu nähern. Für die Höhe des Rahmens von Mitte Führung bis Oberkante Fundament empfiehlt sich zu nehmen:

$$\text{beim Doppelbalkenbett } \frac{S}{2} + 50 \text{ bis } 100 \text{ mm,}$$

bei den anderen Rahmen je nach der Ausbildung

$$\frac{S}{2} + 120 \text{ bis } 200 \text{ mm,}$$

oder besser wie in Fig. 2, Taf. 3 und 5

$$\frac{D'}{2} + 100 \text{ bis } 150 \text{ mm}^1),$$

unter **D'** die Bohrung der Rundführung in **mm** verstanden.

Die letztere wird man mit Rücksicht auf die vorstehende Bedingung nur gerade so gross nehmen, dass die Schubstange schwingen kann. Passende Bohrungen liefert in der Regel der Wert

$$D' = \frac{S}{2} \text{ bis } \frac{S}{2} + 30 \text{ mm.}$$

Beim Doppelbalkenbett sind die Schleifer nach der vorstehenden Regel möglichst niedrig zu halten und beiderseits möglichst nahe an den Kreuzkopf zu rücken.

Die Breite der Gleitflächen ist ebenso gross wie die der Schleifer zu machen, deren erforderliche Druckflächen nach § 25 zu berechnen sind.

Die Länge der Gleitflächen ist so zu bemessen, dass die Schleiferenden in den Totlagen des Kreuzkopfes um

$$k_1 = 10 \text{ bis } 15 \text{ mm}$$

übertreten. Ist also

λ die Länge der Schleifer in **mm**,

so muss die Länge der Gleitflächen

$$S + 2 \left(\frac{\lambda}{2} - k_1 \right) = S + \lambda - 2k_1$$

betragen.

1) In Fig. 1, Taf. 5 anstatt $\frac{D'}{2} \dots \frac{D''}{2}$, wenn D'' der äussere Durchmesser des Cylinderflansches ist.

Beim Aufzeichnen eines Rahmens trägt man zuerst die Mitte des Kurbelwellenlagers und des Kreuzkopfhubes, d. i. die Längsmittle der Gleitflächen, auf. Der Abstand beider Mitten ist gleich der Schubstangenlänge L von Mitte bis Mitte Auge. Von der Längsmittle der Gleitflächen aus können dann die Totlagen des Kreuzkopfes und die Länge der Gleitflächen selbst aufgezeichnet werden. Nach hinten zu ist der Rahmen so lang zu machen, dass bei der dem Cylinder näheren Totlage des Kreuzkopfes zwischen dessen Nabe und der ganz ausgezogenen Stopfbuchsbrille noch

$$k_2 = 50 \text{ bis } 100 \text{ mm}$$

Spielraum verbleiben.

Für genügende und sorgfältige Schmierung der Führungsbahnen ist natürlich stets Sorge zu tragen. Den oberen Gleitflächen wird bei der meistens gebräuchlichen Ölschmierung das Schmiermaterial aus einem der Führung aufgegossenen Behälter vermittelst Docht und Röhren zugeführt. Die unteren Gleitflächen, denen man das Öl meistens aufgiesst, besitzen an den Hubenden in der Regel kleine Behälter, die durch angegossene oder angeschraubte Leisten gebildet werden und das Entweichen des Öles verhindern, auch die Enden der Schleifer immer in das Schmiermaterial tauchen lassen. Bei Fettschmierung müssen in der unteren Bahn nach Fig. 3, Taf. 5 genügend grosse Schmiernuten vorgesehen werden.

Schliesslich sollen bei keiner modernen Maschine die erforderlichen Ölfänger fehlen, damit das Fundament vor dem fortgeschleuderten Öl geschützt und dieses behufs Wiederverwendung nach vorausgegangener Reinigung gesammelt wird. Die Figuren auf Taf. 2 bis 5 zeigen die verschiedensten Ausführungen solcher Ölfänger. Sie bestehen, falls der Rahmen nicht schon derartig ausgebildet ist, aus einer unter der Kurbel befindlichen Platte, welche durch ihre beiderseitige Neigung oder ihre Krümmung das Öl nach einer Sammelstelle leitet, und einem Schirm, der auf der Aussenseite der Kurbel an der vorerwähnten Platte sitzt. Mit dem Ölfänger wird meistens das Geländer der Maschine verbunden, es sei denn, dass die Schubstange in einem aus zwei Teilen bestehenden Gehäuse (siehe Fig. 1, Taf. 5) schwingt oder die Bettform den Schutz eines besonderen Geländers unnötig macht.

Die **Kurbelwellenlager** sind nur bei kleinen liegenden Maschinen zweiteilig mit unter 45° stehenden Lagerfugen (siehe Fig. 2, Taf. 2 und 5), sonst in der Regel drei- oder vierteilig aus den schon angeführten Gründen. Die Lagerschalen werden jetzt nur bei kleinen Bohrungen aus Rotguss oder Bronze hergestellt, bestehen sonst aber stets aus Gusseisen, denen Weiss-, Magnoliametall oder eine entsprechende Legierung an den Laufflächen eingegossen ist. Gehalten wird die Legierung in schwalbenschwanzförmigen Nuten, die dem Umfang und der Länge nach verlaufen. Des besseren Haftens der Legierung wegen werden die Nuten etwas bearbeitet und mit flüssigem Zinn bestrichen. Zum Nachstellen der seitlichen Lagerschalen dienen entweder Stellschrauben mit Druckplatte, die von der Seite her, oder Keilstücke, die von

oben aus bethätigt werden. Solche Nachstellvorrichtungen werden aber meistens nur an der einen, freien Seite des Lagerbockes angeordnet, was für gewöhnlich auch hinreichend ist, zumal die andere Seite, wo der Rahmen anschliesst, seitliche Stellschrauben nicht immer unterbringen lässt, auch einem starken Verschleiss der Lagerschale an dieser Seite durch Einlegen einer stärkeren Hinterplatte begegnet werden kann.

Fig. 4 und 5, Taf. 22 zeigen die gebräuchliche Ausführung der vorliegenden Kurbelwellenlager, von denen die erste an einer liegenden Verbundmaschine von H. Pauksch, Aktien-Gesellschaft in Landsberg a/W., auf der Frankfurter Ausstellung im Jahre 1891 ausgeführt war, die letzte dem „Praktischen Maschinenkonstrukteur von Umland“¹⁾ entnommen ist.

Die Gusseisenschalen werden hinreichend stark gemacht. In Fig. 4 sind dieselben aussen auf der ganzen Länge abgedreht und an einer Drehung im Lagerkörper durch schmiedeeiserne Zapfen verhindert, welche in die Unterschale greifen. In Fig. 5 sind die Lagerschalen aussen mit Arbeitsleisten versehen, welche zusammen ein Achteck bilden und von Hand in den entsprechend gestalteten Lagerbock eingepasst werden. Verschiebungen der Schalen in deren Längsrichtung werden in Fig. 4 durch Ränder, welche den Schalen angegossen sind, in Fig. 5 durch die Zapfen der Unterschale verhütet; die übrigen Schalen sind in der letztgenannten Figur dann auch gegen eine Verschiebung gesichert, indem sie zwischen Kurbelnabe und Kurbelwellenbund oder -ansatz liegen.

Die Stärke der schmiedeeisernen oder stählernen Seitenplatten bzw. die Öffnung im Lagerkörper muss so gross sein, dass die untere Schale nach geringem Anheben der Welle um letztere herumgedreht und herausgenommen werden kann. Der Lagerdeckel ist an jeder Seite doppelt auf den Lagerbock eingepasst, in Fig. 4 auch noch durch zwei Bolzen gegen Kräfte, welche in dieser Richtung auf den Deckel einwirken, geschützt.

Die Keilstücke in Fig. 4 werden unabhängig vom Deckel durch Schrauben eingestellt, welche sich in Rotgussmuttern drehen. In Fig. 5 bestehen die Stellschrauben und die in den Lagerkörper eingelegten Muttern aus Stahl; Gegenmuttern sind hier nötig, weil man die Seitenschalen nicht fest anpressen darf.

Die Stärke der Lagerschalen kann man

$$w_1 = \frac{d_1}{6} + 20 \text{ mm,}$$

die Stärke des Weissmetalles an der schwächsten Stelle

$$w_2 = \frac{d_1}{40} + 5 \text{ mm}$$

nehmen, wenn d_1 die Bohrung des Lagers ist.

Zur Schmierung des Kurbelwellenlagers wird wieder fast stets Öl genommen, das gewöhnlich aus zwei seitlich von der Längsmittle auf dem Deckel befestigten Tropföfern entnommen und durch Röhren und breite Schmiernuten nach der Lagermitte und Unterschale geleitet wird. Ein in der Längsmittle des Deckels aufgegossener Behälter wird vielfach mit Speck oder konsistentem Fett angefüllt und dient als Reserve-Schmiervorrichtung bei etwaigem Warmlaufen. Neuerdings findet man auch die bei Transmissionslagern übliche Ringschmierung auf die Kurbelwellenlager angewendet.

1) Jahrgang 1888, Seite 193.

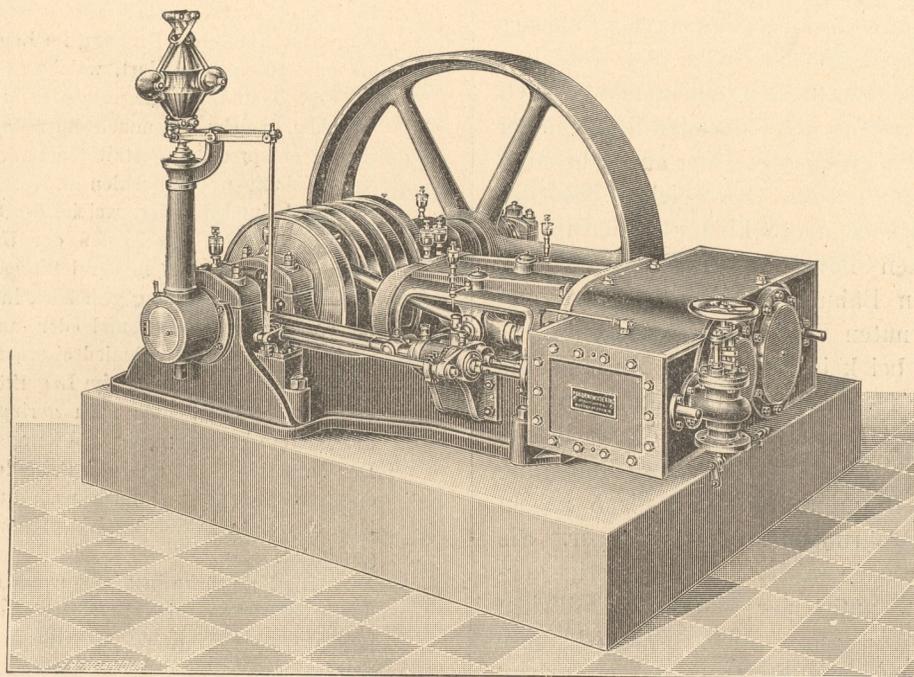
3. Bauarten der liegenden Mehrcylindermaschinen.

Zweimal-Expansionsmaschinen unterscheiden sich in ihrer Bauart hauptsächlich durch die Lage der Cylinder, die neben- oder hintereinander liegen können.

Maschinen mit nebeneinander liegenden Cylindern besitzen zwei Kurbeln, die unter 90° oder 180° gegeneinander versetzt sind. Die Anordnung der Kurbeln unter 90° bietet nach den Angaben auf Seite 57 den Vorteil, dass die Gleichförmigkeit des Ganges unter sonst gleichen Verhältnissen eine grössere als bei der Kurbelanordnung unter 180° ist, während letztere, wie auf Seite 56 angeführt, durch teilweise Aufhebung der Massendrücke in den beiden Gestängen einen ruhigeren Gang gewährt. Bezüglich der Ausbildung der Rahmen hat

Fundament schwer und teuer. Auch fallen die Dampfleitungen zwischen beiden Cylindern lang aus, was für die Dampfverluste durch Abkühlung nicht günstig ist, und die Kurbelwelle wird oft recht stark. Weit besser ist dies bei der zweiten Anordnung, wo die Maschine nur einen Rahmen besitzt und die Cylinder und Führungsachsen einander recht nahe gerückt werden, die ganze Anordnung also eine gedrängtere wird. Aus diesem Grunde findet diese Bauart meistens bei Antrieb von Dynamomaschinen Verwendung, zumal der Aufnehmer recht klein gehalten werden kann, was ja zur schnellen und guten Regulierung einer Zweimal-Expansionsmaschine erforderlich ist. Für Maschinen mit 180° gegeneinander versetzten Kurbeln ist die letztgenannte Bauart natürlich

Fig. 161.



man hier zwei Anordnungen zu unterscheiden. Man verwendet nämlich entweder zwei getrennte Rahmen und eine Kurbelwelle mit zwei aufgesteckten Stirnkurbeln, oder man benutzt nur einen Rahmen mit zwei Führungen und eine doppelt gekröpfte Kurbelwelle. Beide Bauarten sind durch die Fig. 1 bzw. 2 auf Taf. 24 wiedergegeben, von denen die erste einer Ausführung von Richard Raupach, Maschinenfabrik in Görlitz entspricht, die zweite eine Schmidtsche Heissdampfmaschine von J. E. Christoph, Maschinenfabrik in Niesky bei Görlitz darstellt. Auch ist die zweite Anordnung an der von Pokorny & Wittekind in Bockenheim bei Frankfurt a/Main ausgeführten schnelllaufenden Maschine in Fig. 161 des Textes ersichtlich.

Die Bauart mit zwei getrennten Rahmen ist die bei grossen Compound-Maschinen übliche. Als Rahmen können alle bei den liegenden Eincylindermaschinen besprochenen Ausführungen mit nur einem Lager verwendet werden. Infolge des verhältnismässig grossen Abstandes der beiden Rahmen und Cylinder voneinander wird der zur Aufstellung der Maschine erforderliche Raum gross, das

die allein massgebende, da es ja hier, wie auf Seite 56 gezeigt wurde, darauf ankommt, die Gestängeachsen einander so nahe als möglich zu legen. Als Bettformen kommen hier Ausführungen nach Fig. 2, Taf. 2 in Betracht. Die aufgegossenen Führungen können eben oder rund sein, die Cylinder werden bei kleinen Maschinen schwebend angebracht.

Die unter dem Namen Tandembauart bekannte Anordnung der Zweimal-Expansionsmaschinen mit hintereinander liegenden Cylindern und nur einer Kurbel bedarf zur Aufstellung eines langen, schmalen Raumes und gewährt nach Seite 56 bei nicht zu hohen Anschaffungskosten den Vorteil, dass sie sich möglichen Falles leicht durch Anhängen eines grösseren Cylinders an den vorhandenen einer Eincylindermaschine herstellen lässt. Die Gleichförmigkeit des Ganges ist bei ihr dagegen kleiner als bei zwei unter 90° gegeneinander versetzten Kurbeln.

Fig. 162 des Textes zeigt die gebräuchliche Tandemaschinen-Anordnung an einer Ausführung der Maschinenfabrik von Pokorny & Wittekind in Bockenheim bei Frankfurt a/Main. Der grosse Cylinder liegt meistens

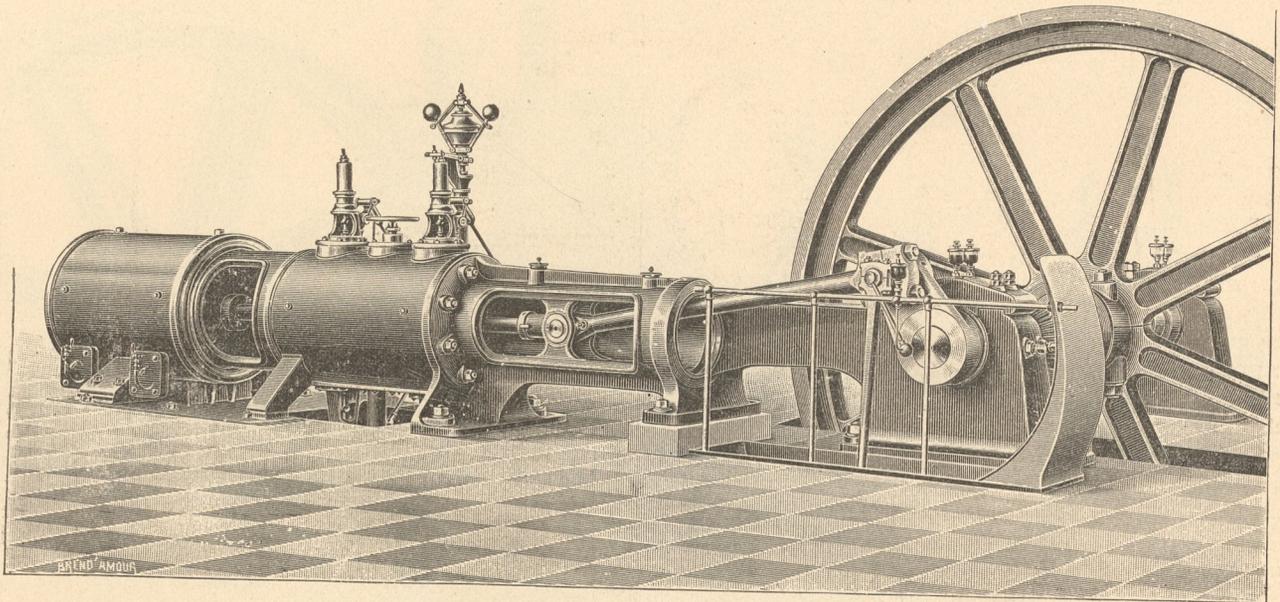
hinter dem kleinen, wenn auch manche die umgekehrte Anordnung wegen des besseren Aussehens der Maschine vorziehen. Das Verbindungsstück zwischen beiden Cylindern wird drei- oder vierteilig gemacht, und die beiden Cylinder werden so weit voneinander abgerückt, dass man den Kolben des vorderen Cylinders in dem Zwischenraume nachsehen kann, es sei denn, dass die Anordnung und Ausbildung der bezüglichen Cylinderdeckel eine derartige ist, dass beide, sowie der Kolben des vorderen kleinen Cylinders durch den hinteren grossen Cylinder herausgezogen werden kann (siehe § 51).

Bezüglich der oben erwähnten Schmidtschen Heissdampfmaschinen sei hier erwähnt, dass dieselben bei Einfach-Expansionsmaschinen meistens noch aus zwei nebeneinander liegenden Cylindern bestehen, die nach Art der Gasmotoren

letzteren), sowie später Kompression hinter dem kleinen Kolben allein, Expansion hinter dem grossen Kolben und im Receiver; 3. halbe Umdrehung: Expansion hinter dem grossen Kolben, Dampfvortritt, bis die Kurbel des Niederdruckcylinders in der äusseren Totlage steht. Nun Austritt, Kompression u. s. w. auf der bisherigen Kolbenseite. Auf der anderen Seite des grossen Kolbens gemeinschaftliche Expansion mit dem Receiver (zugleich als Dampfeintritt auf dieser anderen Kolbenseite), Expansion hinter dem grossen Kolben u. s. w.

Man ersieht hieraus, dass der Niederdruckcylinder auf der einen Kolbenseite Dampf von wesentlich höherer Spannung als auf der anderen erhält, weil die eine Kolbenseite mit dem kleinen Cylinder in Verbindung tritt, die andere dagegen von diesem getrennt bleibt und Dampf empfängt, der schon auf der erstgenannten Seite, sowie im Receiver expandiert hat. Die hierdurch veranlasste Ungleichheit der Arbeit des Niederdruckcylinders auf beiden Kolbenseiten ist aber für die gleich-

Fig. 162.



vorne offen sind. Die Wirkung des Dampfes auf den Kolben ist eine einseitige. Die Kurbeln sind unter 180° gegeneinander versetzt. Hierdurch wird die Stopfbüchse der einseitigen Kolbenstange, deren dauernde Dichthaltung bei der hohen Temperatur des überhitzten Dampfes immer schwierig ist, entbehrlich, und die Liderringe des sehr langen Kolbens liegen immer in einer kühlen Zone.

Bei Verbundmaschinen wird nur der kleine Cylinder einfachwirkend ausgeführt, und zwar doppelt oder nur einmal wie in Fig. 2, Taf. 24 angeordnet. Die letztere Anordnung setzt eine eigentümliche Dampfverteilung voraus, die nach einer freundlichen Mitteilung des Herrn J. E. Christoph in Niesky wie folgt vor sich geht. Die Kurbel des doppeltwirkenden Niederdruckcylinders eilt derjenigen des Hochdruckcylinders um 90° voran, und das hinter den Kolben des letzteren tretende Dampfquantum wird den folgenden Perioden unterzogen.

1. halbe Umdrehung: Dampfeintritt, Expansion und Dampfvortritt hinter dem kleinen Kolben allein bzw. in den Receiver;
2. halbe Umdrehung: Zuerst Dampfvortritt vor dem kleinen Kolben in den Receiver, bis die Hochdruckkurbel nicht ganz unter 90° , die Niederdruckkurbel kurz vor ihrer inneren Totlage steht. Dann Voreintritt hinter den grossen Kolben, gemeinschaftliche Expansion¹⁾ im Receiver, vor dem kleinen und hinter dem grossen Kolben (zugleich Dampfeintritt für den

1) Mit anfänglicher kleiner Kompression.

mässige Verteilung der Arbeit der Maschine auf die vier Quadranten nur günstig, indem der Niederdruckcylinder auf der einen Seite während des Dampfvortrittes am kleinen Cylinder und zusammen mit diesem, auf der anderen Seite aber während der Expansionsperiode im kleinen Cylinder, wenn auch getrennt von diesem, seine Hauptarbeit leistet.

Die Erfolge, welche die Schmidtschen Heissdampfmaschinen bezüglich des Dampfverbrauches erzielt haben, stehen bis jetzt unerreicht da. Nach Versuchen betrug der Dampfverbrauch für die Nutzperdestärke und Stunde bei einer 39 pferd. Auspuffmaschine nur 7,7 bis 7,9 kg, bei einer 62 pferd. Verbundmaschine mit Kondensation nur 5,5 kg.

Liegende **Dreimal-Expansionsmaschinen** werden stets mit zwei unter 90° versetzten Kurbeln versehen. Auf die eine derselben wirken die tandemartig hintereinander liegenden Hoch- und Mitteldruckcylinder, für deren Anordnung das bei der Tandemmaschine Angeführte gilt. An der anderen Kurbel greift der Niederdruckcylinder an, dessen durch beide Cylinderdeckel gehende Kolbenstange hinten die Luftpumpe bewegt. Bisweilen giebt man der Niederdruckkurbel auch wohl einen grösseren Hub als der Mittel- und Hochdruckkurbel, damit beide Maschinenseiten gleich lang werden und der Platz vollständig ausgenützt wird.

Fig. 163 des Textes lässt die gewöhnliche Anordnung der liegenden Dreifach-Expansionsmaschinen wieder an einer Ausführung der Maschinenfabrik von Pokorny & Wittekind in Bockenheim bei Frankfurt a/Main erkennen.

4. Bauarten, Rahmen und Kurbelwellenlager der stehenden Eincylindermaschinen.

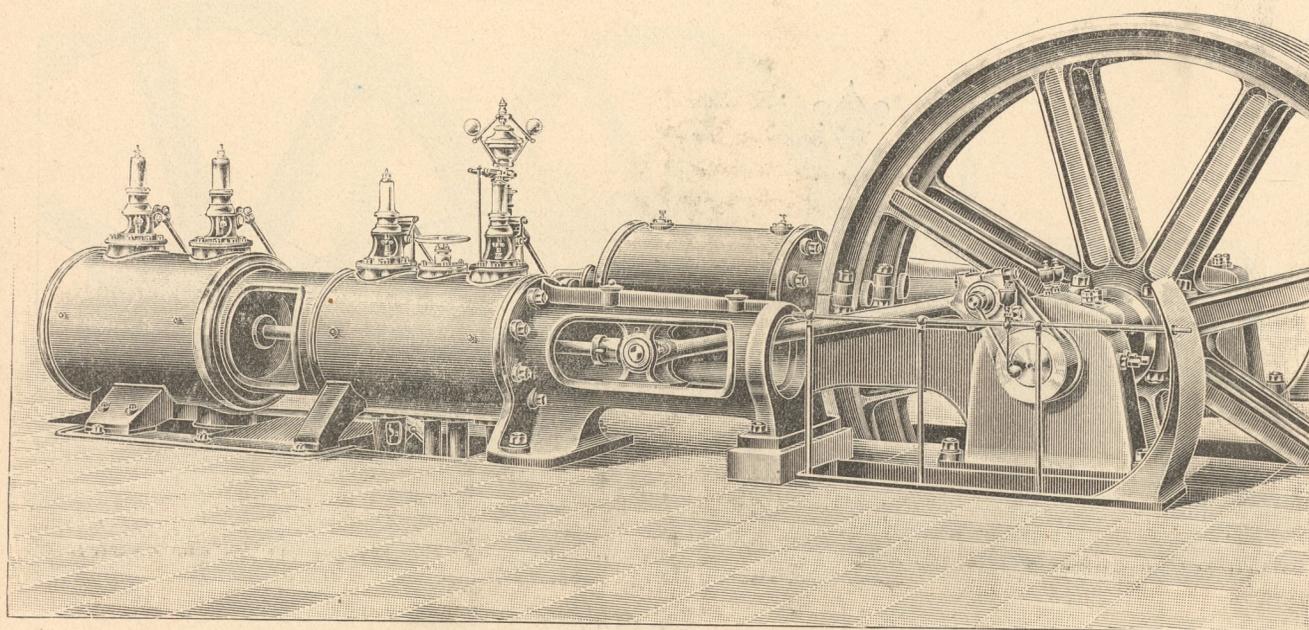
Diese Maschinen, von denen hier nur diejenigen mit oben befindlichem Cylinder betrachtet werden sollen, da die umgekehrte Anordnung mit oben liegender Kurbelwelle nur sehr selten ihre Berechtigung hat, kommen hauptsächlich in zweierlei Bauarten zur Ausführung. Dieselben unterscheiden sich vorzugsweise in der Form des Rahmens und der Führung; die Anordnung und Ausbildung der übrigen Teile, soweit selbige nicht durch die

Selten findet man die Säule, welche dann stets aus Gusseisen bestehen muss, nach Fig. 4, Taf. 6 noch mit einer zweiten Führung versehen.

Als Vorteil der vorliegenden Bauart ist die leichte Zugänglichkeit und grosse Übersichtlichkeit der bewegten Teile zu nennen.

Maschinen der zweiten Bauart besitzen einen **Rahmen von symmetrischer oder A-Form**, wie ihn Fig. 2 und 3, Taf. 6 zeigen. Hier sind zwei Ständer vorhanden, welche nach Fig. 2 mit der Grundplatte zusammengegossen, nach Fig. 3 derselben aufgeschraubt sind. Die Führung ist rund (selten eben), und der Cylinder wird auf den beiden Ständern, die sich oben zu einer runden Platte vereinigen, mit einer Centrierungsleiste befestigt.

Fig. 163.



Steuerung bedingt sind, lässt nur wenig und geringe Abweichungen zu.

Die eine der erwähnten beiden Bauarten zeigt grosse Ähnlichkeit mit derjenigen eines Dampfhammers, der ihr Vorbild war, und Maschinen mit dieser Bauart bezeichnet man deshalb auch gewöhnlich als **Hammermaschinen**. Das Bett derselben besteht nach Fig. 1, Taf. 6 aus einer soliden Grundplatte, der die beiden (manchmal auch noch ein drittes) Kurbelwellenlager enthält. Auf der Platte wird zur einen Seite der Lager ein kräftiger Hohlgussständer mit der meistens einseitigen, ebenen Führung, zur anderen Seite eine schmiedeeiserne oder hohle gusseiserne Säule befestigt, die beide zusammen oben den Cylinder tragen. Die Kurbelwelle ist, wie bei stehenden Maschinen stets, gekröpft und die Grundplatte zwischen den Hauptlagern so ausgebildet, dass die Schubstange schwingen kann.

Der Hohlgussständer ist oben und unten zur Entnahme des Kernes offen, die Säule wird nach der Figur durch Schrauben am Cylinder befestigt, die durch eine Öffnung m einzubringen sind. In Fig. 1a, Taf. 6 sind zwei Säulen angeordnet, die mit dem Cylinder durch Keile verbunden werden.

Diese zweite Rahmenform bietet den Vorteil, dass bei billiger Herstellung der Rundführung wie beim Korlissrahmen ein genaues Zusammenfallen von Cylinder- und Führungsachse schon durch die Bearbeitung gesichert wird. Bezüglich der Zugänglichkeit und Übersichtlichkeit der bewegten Teile steht sie dagegen der erst erwähnten Rahmenform nach.

Fig. 164 des Textes lässt die Bauart einer stehenden Eincylindermaschine mit A-Rahmen, wie sie von Pokorny & Wittekind in Bockenheim bei Frankfurt a/Main gebaut werden, nochmals deutlicher erkennen.

Für die **Konstruktion der vorliegenden Rahmen** sind die auf Seite 292 und 293 angeführten Regeln wieder massgebend. Nur nehme man hier mit Rücksicht auf den meist kurzen Hub S der stehenden Maschinen

die Wandstärke

$$\delta = \frac{S}{50} + 10 \text{ mm,}$$

die Bohrung der Rundführung

$$D' = \frac{S}{2} \text{ bis } \frac{S}{2} + 50 \text{ mm.}$$

Zu beachten ist auch, dass bei der Konstruktion nach Fig. 2, Taf. 6, wo die Ständer der Grundplatte angegossen sind, an der letzteren in der Verlängerung der Führungsachse eine genügend grosse Öffnung zum Durchlassen der Bohrspindel vorzusehen ist. In Fig. 2, Taf. 6 ist diese Öffnung nicht angedeutet, dagegen in Fig. 2, Taf. 25.

Die Auflageflächen des Rahmens am Fundament sind so breit zu machen, dass der Auflagedruck 2 kg/qmm nicht überschreitet. Auflageflächen und Fundamentanker sind dabei zweckentsprechend zu verteilen.

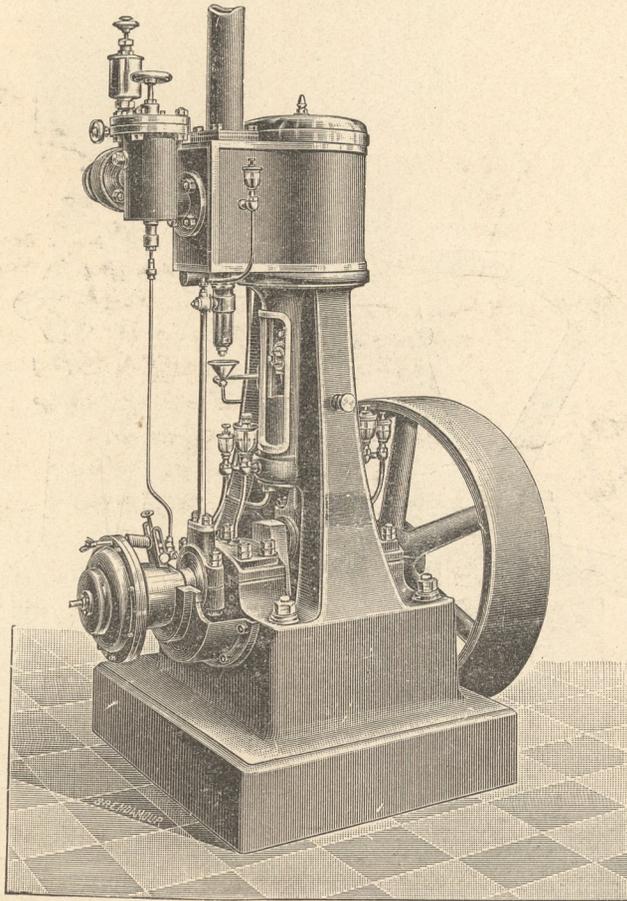
Das Schmiermaterial wird der Führung, wenn Ölschmierung vorhanden, durch ein Röhren von der jetzt meist gebräuchlichen Centralschmiervorrichtung aus zu-

aussen abgedreht und innen mit Weissmetall ausgegossen. Fig. 6, Taf. 22 zeigt die gebräuchliche Ausführung. Zwei seitliche Schmiervorrichtungen führen Öl zu, das in der Mitte dem Deckel eingegossene Gefäss dient wieder als Reserve-Schmiervorrichtung und wird mit Speck oder Fett angefüllt. An den beiden Enden sind die Schalen wulstartig ausgebildet, um das verbrauchte Öl aufzunehmen und unten durch ein Röhren nach der Sammelstelle zu leiten.

5. Bauarten der stehenden Mehrcylindermaschinen.

Bei den **Zweimal-Expansionsmaschinen** ist die Bauart wieder von der Anordnung der Cylinder und der

Fig. 164.



geleitet und durch einen am unteren Ende der Führung befestigten kleinen Behälter am Entweichen verhindert. Bei Fettschmierung dagegen ist das Schmiermaterial durch besonders weite Nuten auf die Führung zu pressen, wie dies aus Fig. 1 und 3, Taf. 6 ersichtlich ist. Bezüglich der Schmiervorrichtung in Fig. 1 ist bei den „Kreuzköpfen“ das Erforderliche gesagt.

Die **Kurbelwellenlager** werden der Führungsachse möglichst nahe gerückt, damit die Kurbelwelle nicht zu stark ausfällt und bei Schiebersteuerungen mit ausserhalb der Lager befindlichen Excentern die Dampfkanäle nicht zu lang werden. Die Lager brauchen, weil der Dampf- und Massendruck mit dem Gewicht des Gestänges in der Hauptsache in eine Richtung fällt, nur zweiteilig zu sein. Die Lagerschalen bestehen aus Gusseisen, werden

Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

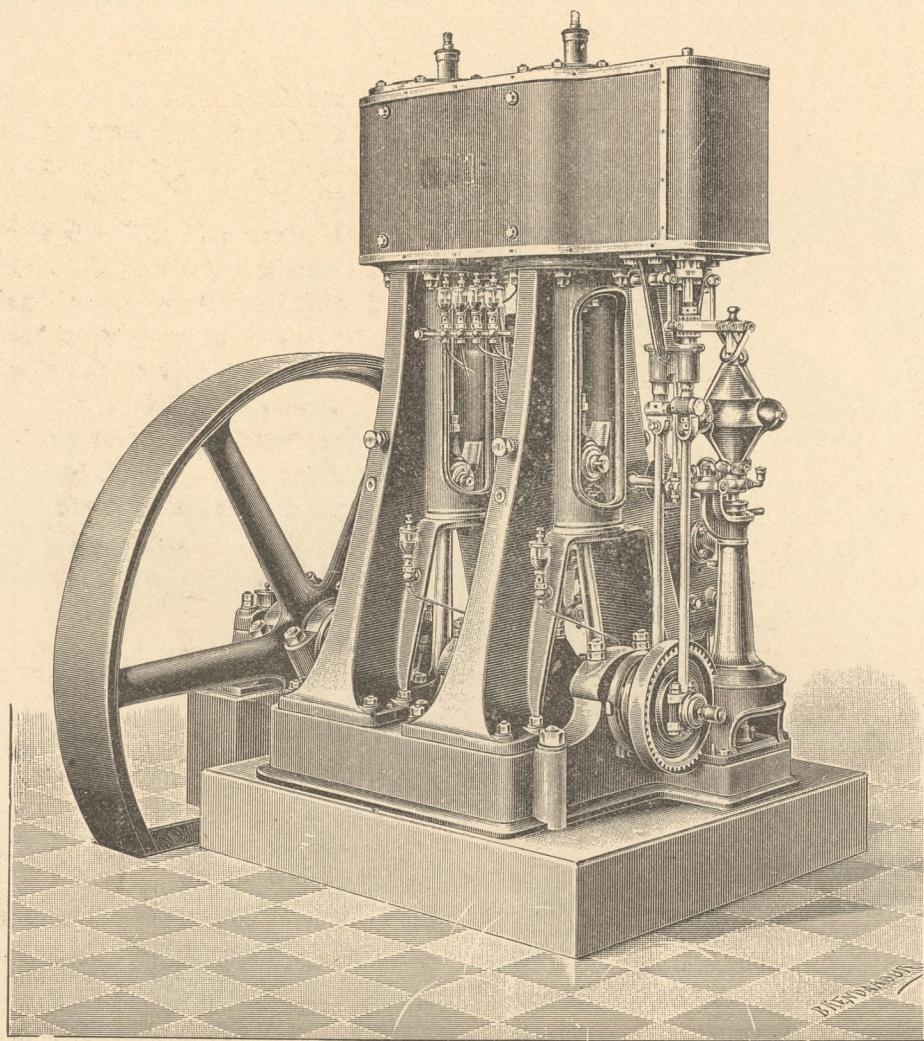
Zahl der Kurbeln abhängig, genau wie dies auf Seite 294 für die entsprechenden liegenden Maschinen angegeben wurde.

Liegen die Cylinder, von denen jeder auf eine besondere Kurbel wirkt, nebeneinander, so werden auf der gemeinschaftlichen Grundplatte zwei der vorstehend besprochenen Ständerformen befestigt. Die Welle ist doppelt gekröpft und in drei oder vier Lagern unterstützt. Die bei einseitiger Führung zur Stützung der Cylinder erforderlichen Säulen sind, damit die bewegten Teile übersichtlich und zugänglich bleiben und damit die Kräfte vom Cylinder auf dem kürzesten Wege zum Fundament geleitet werden, meistens zwischen die Lager einer jeden Kurbelkröpung, also in die Schwingungsachse der Schubstange oder in möglichster Nähe dieser Ebene, gesetzt.

Die Cylinder- und Führungsachsen werden häufig einander recht nahe gerückt. Es bietet dies den Vorteil, dass die ganze Anordnung recht gedrängt und der zur Aufstellung erforderliche Platz klein ausfällt. Auch sind bei nahe aneinander gerückten Cylindern die nun aussen liegenden Steuerungsorgane leichter zugänglich, während andererseits bei weiter abstehenden Cylindern und zwischen diesen befindlichen Steuerungsorganen das Schwungrad dem äusseren Rahmenlager recht nahe gesetzt werden kann, sowie die Kreuzköpfe und Schubstangen der

Bei der Tandemanordnung mit übereinander liegenden Cylindern und nur einer Kurbel bilden die Cylinder gewöhnlich ein einziges Gussstück und die gemeinsame Kolbenstange geht durch einen eingesetzten Zwischendeckel. Zur Abdichtung der Stange dient eine Metall-Stopfbuchse, deren Ringe zweiteilig sind und durch eine Feder aufeinander gepresst werden. Der grosse Cylinder befindet sich meistens oben. Es geschieht dies, um den Hochdruckcylinder besser zugänglich zu machen; auch werden die Dampfkanäle dieses Cylinders oft kürzer

Fig. 165.



Maschine besser zu erreichen und zu übersehen sind. Bei Maschinen, deren Kurbeln unter 180° gegeneinander stehen, wird man, um das auf Seite 56 erklärte Tanzen der Maschine möglichst herabzumindern, die Cylinder- und Führungsachsen natürlich stets recht nahe aneinander rücken, wie dies ja bei der Collmannschen Maschinenanordnung, wo sogar das zwischen den beiden Cylindern sonst vorhandene mittlere Kurbelwellenlager fortgelassen wird, am weitesten getrieben ist.

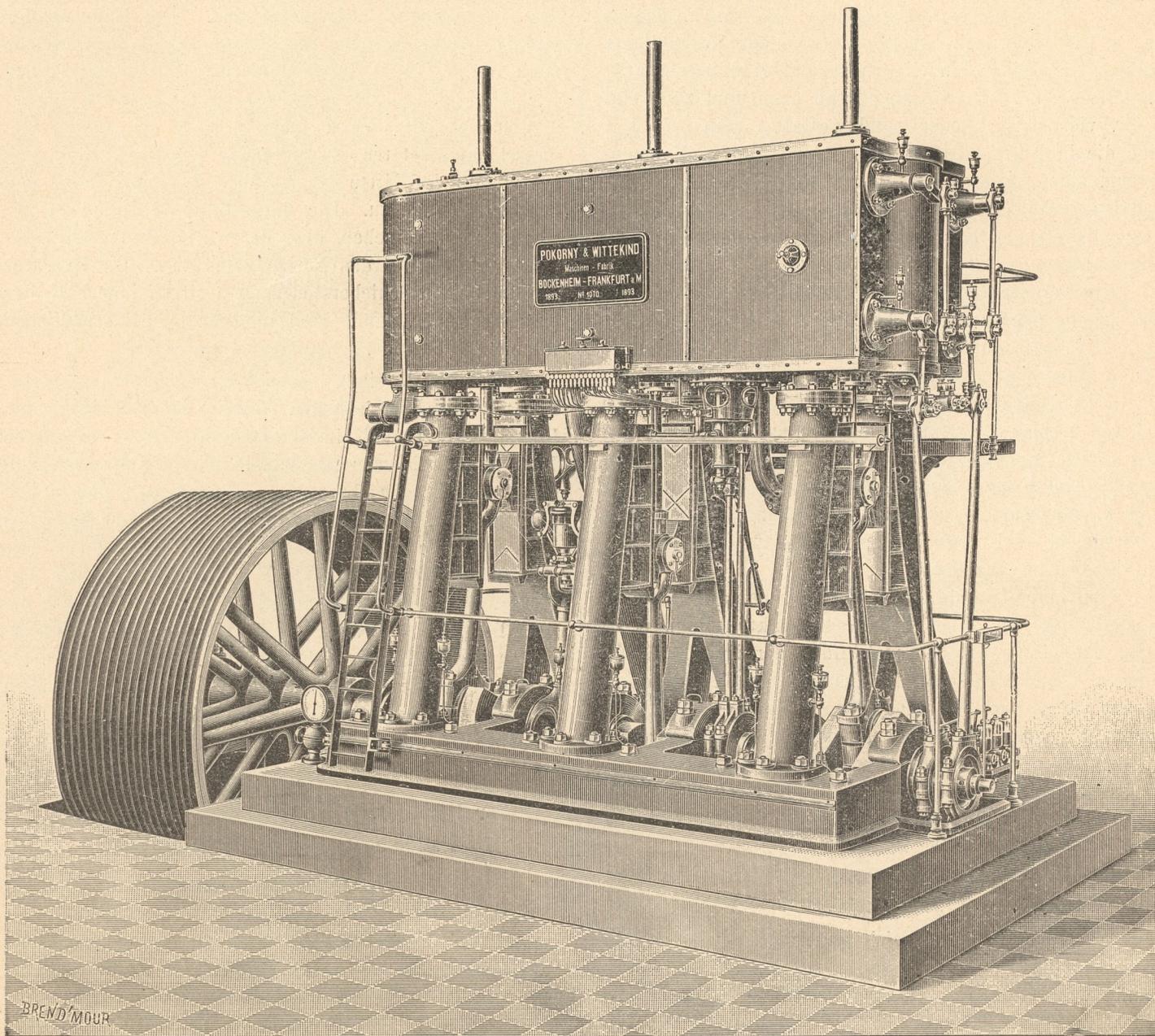
Fig. 165 des Textes zeigt eine Zweifach-Expansionsmaschine mit A-Rahmen nach Ausführungen von Pokorny & Wittekind in Bockenheim, während Fig. 1, Taf. 25 die Bauart solcher Maschinen nach dem Hammersystem erkennen lässt.

als bei umgekehrter Anordnung. Die Steuerungen, gewöhnlich Kolben- oder Flachschieber, von denen derjenige des kleinen Cylinders durch einen Flachregler bethätigt wird, sitzen entweder zu entgegengesetzten Seiten der Cylinder und ihr Gestänge befindet sich ausserhalb des Rahmens, oder sie sind übereinander auf einem gemeinschaftlichen Gestänge angeordnet. Das letztere ist z. B. bei der Ausführung nach „Patent Tosi“ in Fig. 2, Taf. 25 der Fall; die daselbst dargestellte Maschine wurde von der Berliner Maschinenbau-Aktiengesellschaft, vorm. L. Schwartzkopff, in Berlin gebaut. Die einseitige Lage des gemeinschaftlichen Schiebergestanges gestattet es, das Schwungrad dicht an das andere Kurbelwellenlager zu rücken.

Die vorliegende Bauart stehender Zweimal-Expansionsmaschinen zeichnet sich durch geringen Preis, gedrängte Anordnung und kleines Platzbedürfnis vorteilhaft aus. Auch lässt sich das Modell jeder Eincylindermaschine nach unbedeutenden Abänderungen zu diesen Maschinen verwenden bzw. jede vorhandene Eincylindermaschine mit genügend starkem Gestänge durch Auf-

drei unter 120° gegeneinander versetzten Kurbeln gebaut. Die Ständer sind wie bei den Hammermaschinen nur an einer Seite angeordnet, um die Zugänglichkeit möglichst gross zu machen, die Führungen sind eben. Fig. 166 des Textes lässt die gewöhnliche Bauart wieder an einer Ausführung der Firma Pokorny & Wittekind erkennen. Der Niederdruckcylinder befindet sich meistens

Fig. 166.



setzen eines grösseren Cylinders zu einer Zweimal-Expansionsmaschine umbauen. Bei demselben Gleichförmigkeitsgrade verlangt die Tandemanordnung aber ein schwereres Schwungrad als die entsprechende Maschine mit zwei Kurbeln unter 90° . Mit Rücksicht auf die Stabilität der ganzen Maschine wird man ferner die stehenden Tandemaschinen nur mit kurzem Hube versehen können, was hinsichtlich des Dampfverbrauches nicht günstig ist.

Stehende **Dreimal-Expansionsmaschinen** werden fast stets mit nebeneinander befindlichen Cylindern und

zwischen den beiden anderen Cylindern, die Säulen stehen in den Schwingungsebenen der Schubstangen. Die Steuerung des einen der beiden äusseren Cylinder wird man der besseren Zugänglichkeit wegen stets aussen anordnen, die des anderen dagegen innen, um das Schwungrad recht nahe an das äussere Lager des letztgenannten Cylinders rücken zu können.

6. Wanddampfmaschinen.

Ist der Platz sehr beschränkt, so befestigt man bei kleineren Anlagen den Rahmen einer Maschine wohl an

der Umfassungsmauer des Gebäudes, namentlich dann, wenn die zu betreibende Transmissionswelle auch an dieser Wand liegt und nun direkt mit der hoch liegenden Kurbelwelle der Dampfmaschine gekuppelt werden kann. Solche Wanddampfmaschinen sind genau wie liegende Maschinen mit gekröpfter Kurbelwelle ausgebildet, und alle Rahmen, welche zu den letztgenannten Maschinen verwendet werden können und zwei angegossene Lager besitzen bzw. deren Befestigung zulassen, sind also auch für Wanddampfmaschinen geeignet. So zeigen Fig. 3 und 4, Taf. 1 die nach dem Doppelbalkenbett ausgebildete Rahmenform einer eincylindrigen und Zwillings-Wanddampfmaschine. Die Führung kann eben, und zwar ein- bzw. viergeleisig, oder rund gestaltet sein. Weiter sind die in Fig. 2, Taf. 2 und 5 dargestellten Rahmenformen ohne weiteres für Wanddampfmaschinen zu verwenden, sobald man nur noch für eine Unterstützung des Cylinders und Entlastung der Befestigungsschrauben Sorge trägt.

Eine zweite Bauart der Wanddampfmaschinen, bei welcher die Kurbelwelle nicht parallel, sondern senkrecht zu der Wand steht, an der die Maschine hängt, kommt nur als Eincylindermaschine und bei kleinen Dimensionen vor. Der Rahmen besitzt dann eine ähnliche Form wie bei der vorigen Anordnung, erhält aber oben einen angegossenen, kräftigen Ring oder Kegelstumpf, auf dessen Ränder die beiden Kurbelwellenlager befestigt werden und in welchem die Schubstange schwingen kann. Die Gleitflächen sind natürlich senkrecht zur Richtung des Normaldruckes anzuordnen.

Wanddampfmaschinen bieten den schon angedeuteten Vorteil, dass sie eines sehr beschränkten Raumes zu ihrer Aufstellung bedürfen und infolge der direkten Kuppelung ihrer Kurbelwelle mit der Transmission alle Zwischenorgane vermeiden. Sie sind aber nur für kleine Anlagen, nicht zu grossen Hub und geringe Umdrehungszahlen zu verwenden, da sonst die Erschütterungen des Gebäudes zu stark ausfallen und zur Beseitigung derselben starke Pfeiler nötig werden, die dann den Vorteil des geringen Platzbedürfnisses wieder aufheben.

7. Lokomobilen.

Dieselben empfehlen sich für Anlagen von verhältnismässig kurzer Dauer, für Betriebe, die ihren Ort häufig wechseln, sowie in Fällen, wo zur Einmauerung eines stationären Kessels und zur Fundamentierung, Aufstellung der zugehörigen Maschine nicht die genügende Zeit vorhanden ist. Sie an Stelle stationärer Maschinen auch in anderen Fällen anzuwenden, wie dies häufig geschieht, ist nicht ratsam, da die stationäre Anlage kaum oder nur wenig höhere Anlagekosten erfordert, bei gleich guter Ausführung auch dieselbe Ausnützung des Brennmaterials ergibt, dabei aber eine bequemere und bessere Wartung, sowie eine längere Betriebsdauer als die Lokomobile gewährt.

Von den verschiedenen Bauarten der Lokomobile, die alle zu besprechen, zu weit führen würde, soll hier nur die gebräuchlichste und bekannteste erwähnt werden,

wie sie namentlich von R. Wolf in Magdeburg ausgeführt wird und z. B. in Fig. 2, Taf. 23 an einer Verbund-Lokomobile ersichtlich ist. Der Kessel, ein ausziehbarer Röhrenkessel, trägt an der Seite der Feuerung die Dampfzylinder, an der Seite der Rauchkammer die drei Kurbelwellenlager. Die letzteren sind durch Schrauben auf einer kräftigen, bearbeiteten Platte befestigt, welche ebenso wie die zusammengegossenen Cylinder bzw. Dampfmantel (siehe hierüber § 51) in starken Flanschen dem Kesselmantel aufgenietet sind. Die Führung der Kreuzköpfe ist eben und besteht aus vier Bahnen, welche nach Fig. 5, Taf. 1 durch Stahlschienen gebildet werden. Die letzteren sind mit ihrem einen Ende an der Cylinderstopfbuchse, mit ihrem anderen Ende an einem dem Kessel aufgenieteten Gusseisenbock befestigt. Eine Ausparung in der Mitte des letzteren lässt das Schwingen der Schubstange zu. Die dargestellte Maschine ist mit Kondensation versehen, über deren Einrichtung am Ende dieses Abschnittes das Nötige gesagt ist. Die Excenter für die beiden Schiebersteuerungen sitzen innerhalb der äusseren Lager, damit die Dampfkanäle und schädlichen Räume des Cylinders möglichst klein werden.

Die Vorteile einer Lokomobile gegenüber einer stationären Maschine bestehen, soweit sie nicht durch den Kessel bedingt sind, in dem Fortfall eines besonderen Platzes und Raumes zur Aufstellung der Maschine, in der Ersparnis eines besonderen Fundamentes und in dem Fehlen der Dampfleitung zwischen Kessel und Maschine. Als Nachteile der Lokomobile sind zu nennen: die schwierige Bedienung infolge der hohen Lage der Maschine, die starke Verstaubung der letzteren durch die nahe liegende Feuerung, und der grosse Schmiermaterialverbrauch der Lager, Führung und Excenter infolge der hohen Temperatur, welche diese Teile über dem heissen Kessel annehmen.

§ 51.

Der Dampfzylinder. Die Rohrleitungen und Fundamente der Dampfmaschinen.

Für die Konstruktion der Dampfzylinder sind sehr viele Rücksichten und Bedingungen massgebend. Sie richtet sich zunächst nach der Lage des Cylinders an der Maschine, ist also davon abhängig, ob letztere stehend oder liegend angeordnet ist, sie ist weiter bedingt durch die Art der Steuerung, durch die Verbindung mit dem Rahmen und Fundamente, sie ist auch eine andere, je nachdem der Dampfzylinder ohne Dampfmantel bleiben oder mit einem solchen versehen werden soll, wobei im letzteren Falle die Ausführung des Dampfmantels wieder in verschiedener Weise erfolgen kann, u. s. w. Wir werden die gebräuchlichsten Ausführungen hier am besten an Hand der Tafeln und der einzelnen Teile eines Dampfzylinders verfolgen, wobei wir zugleich die wichtigsten Regeln über die Konstruktion dieser Teile anschliessen. Wir beschränken uns dabei aber zunächst auf den einfachen Cylinder stationärer Maschinen und werden erst später besondere Konstruktionen, wie sie z. B. bei mehreren

zusammengeschossenen Cylindern oder bei den Cylindern der Lokomobilen vorkommen, behandeln.

Das **Material** der Dampfzylinder ist feinkörniges, graues Gusseisen, vielfach mit Zusatz von etwas Schweisseisen. Möglichste Dichtigkeit und eine gewisse Härte für die Laufflächen sind unbedingt erforderlich. Der Guss erfolgt am besten stehend und mit verlorenem Kopf; liegender Guss ist nur bei kleinen Cylindern und solchen, denen der Arbeitszylinder besonders eingesetzt wird (siehe später), zulässig.

Die **Wandstärke** des eigentlichen Cylinders, also der Lauffläche, ist namentlich mit Rücksicht auf die Art des Gusses, die Erhaltung der genauen Kreisform während des Ausbohrens und die Lage des Cylinders an der Maschine zu wählen. Wir empfehlen eine Wandstärke, die von der Bohrung **D** des Cylinders in **mm** abhängig ist und

für liegend gegossene und anzuordnende Cylinder
bei gehöriger Unterstützung derselben auf dem
Fundamente oder Rahmen

$$\delta = \frac{D}{50} + 16 \text{ mm,}$$

bei freihängender oder schwebender Anbringung

10% mehr als vorhin,

für stehend gegossene und stehend angeordnete Cylinder

10 bis 20% weniger als oben

genommen werden kann.

Die **Bohrung** des Cylinders ist eine doppelte, nämlich die eigentliche, in welcher der Kolben läuft, und die Vorbohrungen, in welche der eine oder die beiden Cylinderdeckel eingelassen werden. Die Vorbohrungen erhalten einen Durchmesser von

$$D + 8 \text{ bis } 15 \text{ mm}$$

und gehen mit einer schrägen Fläche in die eigentliche Bohrung über. Dadurch, dass der Kolben in den Totlagen mit seinen Liderringen etwas über die Endkanten der eigentlichen Bohrung hinaus- und in die Vorbohrungen hineintritt, verhindern die letzteren das Anschleifen eines Grates. Auch bieten die Vorbohrungen den Vorteil, dass bei etwaigem Nachbohren des ausgelaufenen Cylinders das Passen der Deckel nicht beeinträchtigt wird.

Beim Entwurf eines Cylinders zeichnet man am besten zunächst den Kolben seiner äusseren Begrenzung nach in den beiden Totlagen auf. Hierdurch ist dann schon die Länge der eigentlichen Bohrung festgelegt, wenn man den entsprechenden Kolbenring um

$$k_1 = 1 \text{ bis } 3 \text{ mm}$$

übertreten lässt. Auch kann nun entsprechend der äusseren Begrenzung des Kolbens in dem später angegebenen Abstände die innere Kante der Cylinderdeckel gezeichnet werden. Die äussere Kante des Cylinders läuft im Längsschnitt des letzteren parallel zur eigentlichen und Vorbohrung.

Cylinder mit **Dampfmantel** besitzen eine doppelte Wandung, von denen die innere dem Arbeitszylinder, die äussere dem Heizzylinder angehört; der zwischen beiden Wandungen vorhandene Raum wird mit dem Heizedampfe angefüllt. Die Verbindung beider Cylinder hat so zu

erfolgen, dass dem Heizedampfe in sicherster Weise der direkte Übertritt in den Arbeitszylinder verwehrt ist. Man unterscheidet in dieser Hinsicht zweierlei Ausführungen. Bei der einen sind beide Cylinder zusammengossen und bilden ein einziges Gussstück, bei der anderen wird der Arbeitszylinder getrennt von dem Heizzylinder und den anhängenden Stützen, Kanälen, Füssen u. s. w. gegossen und in denselben eingesetzt.

Bei der ersten Methode lässt sich die Abdichtung zwischen Arbeits- und Heizzylinder leichter und auch wohl sicherer als bei der zweiten herstellen, und es erstreckt sich die Heizung auf die ganze Länge des Arbeitszylinders. Dagegen fällt das Gussstück sehr kompliziert aus, und die Wahrscheinlichkeit, dass Gussfehler oder Gussspannungen vorkommen, von denen die ersten oft zum Verwerfen des ganzen Gussstückes führen, die letzteren im späteren Betriebe recht gefährlich werden können, ist bei dieser Methode grösser als bei der anderen, wo der besonders gegossene Arbeitszylinder viel leichter ohne Fehler hergestellt und auf seine Brauchbarkeit untersucht, sowie das einfachere Gussstück des Heizzylinders sicherer frei von den erwähnten Spannungen gegossen werden kann. Andererseits erstreckt sich bei dieser zweiten Methode die Heizung nicht auf die Enden des Arbeitszylinders und die Abdichtungen beider Cylinder sind schwieriger zugänglich; oft führt auch das Einsetzen oder Einpressen des inneren Cylinders, wenn dies nicht sehr sorgfältig geschieht, zu Sprengungen des äusseren Cylinders beim Anwärmen oder Eintreiben.

Die Ausführung der mit dem Arbeitszylinder aus einem Stück gegossenen Heizzylinder ist aus Fig. 2, Taf. 8 und Fig. 1, Taf. 9 ersichtlich. Der zwischen beiden Cylinderwandungen befindliche Heizraum erhält zweckmässig eine Weite

$$w_1 = \frac{D}{20} + 20 \text{ mm,}$$

während die Stärke der äusseren Wandung, also die des Heizzylinders,

$$\delta_1 = 0,9\delta \text{ bis } 0,8\delta$$

genommen werden kann. Zur Entfernung des Kernes und zur Abführung eines Teiles der Gase beim Guss ist der Heizraum am hinteren Flansch mit einer Anzahl von Öffnungen¹⁾ zu versehen, die später wieder verschlossen werden. Ausser in den beiden Flanschen hängen Arbeits- und Heizzylinder noch in der Hubmitte durch eine Anzahl radialer Putzen zusammen. Die hinteren Deckelschrauben sind im vorliegenden Falle stets als Stiftschrauben ausgebildet, die ihre Befestigung in oder neben den Stegen finden, welche zwischen den Kernöffnungen im hinteren Flansch verbleiben.

Die Abdichtung der erwähnten Kernöffnungen geschieht in verschiedener Weise. In eine an der Flanschseite eingedrehte Nut wird entweder ein Kupferring eingetrieben, oder ein schmiedeeiserner Ring eingelegt und durch Umnieten an

1) Es sei denn, dass an anderer Stelle Kernöffnungen angebracht werden, wie dies mitunter bei nicht geheiztem vorderen Deckel geschieht.

den Rändern oder mit Hilfe von Mennigkitt abgedichtet. Die Deckelschrauben sind dann, wie Fig. 3, Taf. 7 zeigt mit Bund versehen und halten den schmiedeeisernen Ring. Bisweilen findet man auch nach Fig. 10, Taf. 7 die Kernöffnungen schwalbenschwanzförmig ausgebildet und durch Gusseisenstücke mit am Rande eingetriebenen Kupferringen verschlossen.

Eine besondere Konstruktion der Heizcylinder mit eingegossenem Arbeitscylinder, die von den böhmischen Fabriken vielfach ausgeführt wird, rührt von Prof. Doerffel in Prag her. Nach derselben wird ein Teil des Heizcylinderumfangs durch einen Blechmantel gebildet, der mit seinen gebördelten Rändern an zwei Flanschen genietet ist. Fig. 2, Taf. 9 zeigt diese Konstruktion. Dieselbe erleichtert die sichere und zuverlässige Ausführung des Gussstückes wesentlich.

Der Blechmantel ist gewölbt, um den Wärmeausdehnungen Folge geben zu können. Er muss ferner der Länge nach geteilt sein, damit er über den Gusscylinder gebracht werden kann. Die Nieten für die Längsnähte werden durch eine im Querschnitt der Figur ersichtliche Öffnung auf jeder Seite eingebracht. Von hier aus muss auch das Gegenhalten beim Nieten erfolgen.

Wird der Arbeitscylinder in den Heizcylinder eingesetzt, so berühren sich beide in zwei Arbeitsleisten kurz vor den Hubenden und die Abdichtung erfolgt durch Kupferringe allein oder mit unterlegtem Rostkitt in schwalbenschwanzförmigen Vertiefungen. Solche Ausführungen zeigen die Cylinder in Fig. 3, Taf. 8, Fig. 2 und 3, Taf. 10. Die Weite des Heizmantels beträgt hier

$$w_2 = 0,9 \delta \text{ bis } \delta \text{ oder } 20 \text{ bis } 30 \text{ mm,}$$

die Wandstärke des Heizcylinders wieder

$$\delta_1 = 0,9 \delta \text{ bis } 0,8 \delta.$$

In Fig. 3, Taf. 8 sind die Kupferringe an beiden Enden des Arbeitcylinders auf den untergefüllten Rostkitt eingetrieben, wie dies in Fig. 8, Taf. 7 nochmals grösser dargestellt ist. Wird der Rostkitt fortgelassen, so werden mehrere Kupferringe übereinander eingestemmt (siehe Fig. 9 und 11, Taf. 7). Um den Arbeitscylinder, der vor dem Einsetzen an der Lauffläche überschruppt, nach dem Einsetzen aber fertig ausgebohrt wird, gegen eine Verschiebung in der Hubrichtung zu sichern, dient nach der einen Seite ein Bund des Arbeitscylinders, der sich gegen einen entsprechenden Ansatz des Heizcylinders legt, nach der anderen Seite der vordere oder hintere Cylinderdeckel je nach der Anordnung des vorerwähnten Bundes und Ansatzes. Der vordere Deckel kann dabei entweder auch eingesetzt und mit Kupferringen abgedichtet sein, oder aber einen Flansch besitzen, wie dies in Fig. 9 und 11, Taf. 7 in grösserem Massstabe gezeigt und später bei den Cylinderdeckeln noch näher erklärt ist.

In Fig. 2, Taf. 10 ist dieselbe Konstruktion für einen stehenden Cylinder angedeutet. Der Cylinderboden ist hier auch mit Kupferringen eingedichtet. Giesst man den Boden mit dem Cylinder aus einem Stück, was namentlich bei geheiztem Boden geschieht, so dichtet man den eingesetzten Arbeitcylinder nach Fig. 3¹⁾, Taf. 10 oben wieder durch eingestemnte Kupferringe, unten dagegen durch einen horizontalen Flansch mit zwischen gelegter Dichtung ab. Ist die Bohrung nur klein, so bleibt zum Einbringen der Befestigungsschrauben für diesen Flansch von innen aus nicht der genügende

1) Nach Ausführung der Maschinenfabrik von van den Kerchove in Gent für die Centralstation der Berliner Elektrizitätswerke „Zeitschrift deutscher Ingenieure“, Jahrgang 1890, S. 701.

Raum. Man dreht dann die Schrauben am besten von aussen ein, wie dies am kleinen Cylinder der Fig. 5, Taf. 11 angedeutet ist. Schlecht ist es, in einem solchen Falle, den unteren Flansch ganz fortzulassen (siehe den kleinen Cylinder der Fig. 4, Taf. 10) und den Arbeitscylinder warm oder durch Pressen in den Heizcylinder einzubringen, wie dies früher bei Schiffsmaschinen üblich war, wenn der Heizraum nur zum Vorwärmen des Arbeitscylinders diente, also nur kurz vor dem Anlassen der Maschine, nicht während des Betriebes mit frischem Dampfe gefüllt wurde. Bei anhaltender Heizung bietet die vorliegende Ausführung nicht die genügende Sicherheit für eine dauernde und hinreichende Abdichtung des Heizmantels gegen den Arbeitscylinder; auch ist die Gefahr, dass bei nicht ganz vorsichtigem Einbringen des letzteren ein Zersprengen des einen oder anderen Cylinders stattfindet, hier sehr gross.

Die Heizung der Cylinder kann in doppelter Weise erfolgen. Entweder durchströmt der Heizrampf den Heizmantel, oder er stagniert, ruht in ihm. Im ersteren Falle muss der Cylinder mit seinem Eintrittsdampfe geheizt werden, und die Anordnung wird dann so getroffen, wie sie in Fig. 2, Taf. 8, sowie Fig. 1, Taf. 9 dargestellt ist. Der Dampf tritt durch den Einlassstutzen, der in den Figuren unten angebracht ist, zuerst in den Heizmantel, durchströmt diesen und gelangt dann durch das Absperrventil, dessen Sitz im Heizcylinder angebracht sein muss, um den Cylinder vorwärmen zu können, in den Schieberkasten oder die Ventilkästen. Die Spindel des Absperrventiles, das bei Mehrmal-Expansionsmaschinen nur am Hochdruckcylinder vorhanden ist, beim Niederdruckcylinder fortfällt, zeigt vertikal nach oben, oder horizontal nach vorne. Eine kleine Öffnung x (Fig. 15, Taf. 7) dient bisweilen zum Vorwärmen der Schieber- oder Ventilkästen. Bei der zweiten Art der Heizung, wo der Dampf im Mantel ruht, kann die Spannung des Heizrampfes von derjenigen des Arbeitsdampfes verschieden sein; sie ist also bei dem Mittel- oder Niederdruckcylinder der Mehrmal-Expansionsmaschinen, sobald erstere mit frischem Kesseldampfe geheizt werden sollen, die allein zulässige. Der Heizrampf wird hier durch eine besondere Leitung dem Mantel zugeführt, der dann den erforderlichen Putzen (mit IIIa in Fig. 3, Taf. 8, Fig. 2 und 3, Taf. 9 und 10 bezeichnet) zum Anschluss dieser Leitung besitzen muss.

Die Wirkung beider Heizungsmethoden dürfte unter sonst gleichen Verhältnissen dieselbe sein, vorausgesetzt, dass in beiden Fällen die ja für jeden Heizmantel unbedingt erforderliche Abführung des Kondenswasser in zuverlässiger Weise bewirkt wird.

Die **Cylinderflanschen** sind möglichst kräftig zu halten. Passende Stärken liefert der Wert

$$\delta_1 = 1,4 \delta \text{ bis } 1,5 \delta,$$

wenn δ die Wandstärke des Arbeitscylinders ist, wie sie auf Seite 301 angegeben wurde. Die Flanschen werden an der Planseite meistens vollständig bearbeitet und nur bei kleinen Bohrungen, wenn die Deckel aufgeschliffen werden sollen, mit einer Arbeitsleiste von 10 bis 20 mm Breite versehen (siehe Fig. 1, Taf. 11). Als Dichtungsmaterial dient bei ganz abgedrehten Flanschen meistens

Zeichenpapier, welches mit Leinöl getränkt ist, seltener Leinwand oder Pappe mit Mennige, Asbestscheiben u. s. w. Beim vorderen Flansch lässt man wohl auch eine besondere Dichtung ganz fort und passt die Flächen sauber aufeinander.

Die **Cylinderdeckel** bildet man gewöhnlich in Rippen- oder Hohl-guss aus. Ihre innere, dem Kolben zugewandte Seite läuft, abgesehen von den Aussparungen oder Abflachungen, welche den frischen Dampf aus den Kanälen hinter den Kolben leiten, parallel zur äusseren Begrenzung der zugehörigen Kolbenseite. Besitzt also der Kolben vorspringende Teile, so sind entsprechende Aussparungen im Deckel vorzusehen. Mit Rücksicht auf eine möglichst einfache Form des letzteren wird man aber solche vorspringende Teile möglichst zu vermeiden suchen und namentlich die Schrauben des Kolbendeckels in diesen versenken. Bei der Totlage des Kolbens verbleibt zwischen diesem und dem zugehörigen Cylinderdeckel ein Spielraum

$$k_3 = 5 \text{ bis } 10 \text{ mm,}$$

der von der Güte der Ausführung der Kurbeltriebteile abhängig und möglichst klein zu bemessen ist, damit der schädliche Raum nicht unnötig gross ausfällt.

Die Deckel werden in die Vorbohrung eingelassen. Wie weit dies zu geschehen hat, hängt von der Lage der Dampfkanäle, der Steuerungsorgane, der Länge der Schieber- und Ventilkästen u. s. w. ab. Centriert wurden die Deckel in der Vorbohrung früher nur in einer einzigen schmalen Leiste¹⁾ am Cylinderflansch (siehe Fig. 3, Taf. 7), da man sonst ein Festbrennen der Deckel, welches ihre Lösung sehr erschwert, befürchtete. Neuerdings lässt man wohl die Cylinderdeckel in ihrer ganzen Länge (siehe Fig. 4, 5 und 8, Taf. 7), oder in zwei Leisten (siehe Fig. 9, Taf. 7), von denen die eine am Anfang, die andere soweit als möglich am Ende des Einsatzes sitzt, in der Vorbohrung anliegen, um die Abkühlungsfläche der Deckel möglichst zu beschränken. Bedingung ist aber dann, dass ein nichtharzendes Öl zur Cylinderschmierung verwendet wird, damit das vorerwähnte Festbrennen der Deckel auch sicher ausgeschlossen ist.²⁾

Der vordere Cylinderdeckel, bei stehenden Maschinen der Cylinderboden, wird entweder mit dem Cylinder zusammengegossen oder in diesen eingesetzt. Das erstere geschieht gern bei liegenden Cylindern, wenn Arbeits- und Heizcylinder ein Gussstück bilden, weil dann die Heizung des Deckels in einfachster Weise ermöglicht wird (siehe Fig. 2, Taf. 8, Fig. 1, 2 und 3, Taf. 9); bei stehenden Cylindern ist die Konstruktion Bedingung, sobald der eingesetzte Arbeitscylinder unten in einem horizontalen Flansch befestigt werden soll (siehe Fig. 3, Taf. 10). Eingesetzte vordere Cylinderdeckel oder -böden, welche den Vorteil der leichteren Herstellung und Bearbeitung des Cylinders bieten, werden durch eingestemte

1) Die möglichst wenig ($\frac{1}{2}$ mm) gegen den übrigen Deckelum-fang vorstehen soll.

2) Nach Stribeck in der „Zeitschrift deutscher Ingenieure“, Jahrgang 1892, S. 41.

Kupferringe (siehe Fig. 11. Taf. 7) oder mit Hilfe eines Flansches, der zwischen Cylinder- und Rahmenflansch sitzt (siehe Fig. 9, Taf. 7), befestigt. Die letztere Methode, die beim hinteren Cylinderdeckel ja stets benutzt wird, macht vorne sehr lange Schrauben nötig, liefert eine sehr grosse Gesamt-Flanschdicke daselbst und ist namentlich bei stehenden Maschinen, wo die Packung unter den Cylinder zu liegen kommt (siehe Fig. 1, Taf. 10), nicht angebracht. Zur Heizung solcher eingesetzten Cylinderdeckel sind natürlich besondere Verbindungs-röhrchen oder -kanäle mit dem Heizmantel des Cylinderumfangs erforderlich. Diesbezügliche Ausführungen zeigen die Fig. 8 bis 11, Taf. 7.

Auf die folgenden Punkte sei bei der Konstruktion der Cylinderdeckel noch besonders aufmerksam gemacht.

Bei angegossenem vorderen Cylinderdeckel bzw. -boden ist die Stopfbuchse der Kolbenstange besonders einzusetzen, damit man eine kräftige Spindel zum Ausbohren durchführen kann.

Gewöhnlich geschieht dies in der Weise, dass der Packungsbehälter der Stopfbuchse mit zwei Arbeitsleisten am Umfange im Boden centriert und durch Schrauben mit einem Flansch an demselben befestigt und abgedichtet wird (siehe Fig. 2, Taf. 8 und 9). Der Boden muss an der Einsatzstelle natürlich geschlossen sein; Ausführungen, wie sie Fig. 4, Taf. 10 in dieser Beziehung zeigen, sind immer bedenklich.

Bei hohlgegossenen Cylinderdeckeln sind die nötigen Kernöffnungen vorzusehen. Dieselben werden später durch Deckel oder Putzen (x in Fig. 3, Taf. 8) wieder verschlossen.

Bei Rundführungen ist am vorderen Boden oder Cylinderflansch eine Centrierung anzuordnen, welche das genaue Ineinanderfallen von Führungs- und Cylinderachse durch die Bearbeitung sichert (siehe Seite 292). Die Centrierung wird in verschiedener Weise bewirkt.

In Fig. 6, Taf. 7 und Fig. 1, Taf. 8 greift der Rahmen aussen über den Cylinderflansch, in Fig. 11, Taf. 7 über einen kurzen Vorsprung dieses Flansches, in Fig. 4 und 9, Taf. 7 über einen solchen Vorsprung des Deckels, in Fig. 1, Taf. 7 und Fig. 2, Taf. 8 über den Flansch der eingesetzten Stopfbuchse. Zu empfehlen ist es, den Centrierungsvorsprung am Cylinder oder Rahmen nur kurz zu halten, da bei zu grosser Länge, wie z. B. in Fig. 1, Taf. 8, die Demontage des Cylinders zu sehr erschwert wird.

Die **Deckelschrauben** sind der Cylinderachse möglichst nahe zu rücken, damit der Flanschdurchmesser und der Hebelarm des Deckeldruckes klein, die Schraubenzahl gering wird. Man benutzt, wo es zugänglich ist, Kopfschrauben, deren Köpfe mit Rücksicht auf die vorerwähnte Forderung oft einseitig abgehauen werden; Stiftschrauben finden nur dort Verwendung, wo Kopfschrauben wegen der dahinter sitzenden Kanäle, Schieber-, Ventilkästen oder Putzen nicht angeordnet werden können, oder andere Umstände Stiftschrauben bedingen, wie z. B. in Fig. 3, Taf. 7. Ist der vordere Cylinderdeckel mit Zwischenflansch eingesetzt, so erhalten die Schrauben zweckmässig in der Mitte einen Bund und an jedem Ende eine Mutter (siehe Fig. 9, Taf. 7). Gegen ein Drehen oder Zurückschieben in den Umkleidungsraum des Cylinder-mantels sind die Deckelschrauben stets in irgend einer

Weise zu sichern. Am hinteren Cylinderdeckel sind auch die nötigen Abdrückschrauben (siehe Fig. 7, Taf. 7) vorzusehen.

Die Zahl der Deckelschrauben wählt man passend zu

$$A = \frac{D}{50} \text{ bis } \frac{D}{50} + 2,$$

wobei aber der Abstand derselben voneinander niemals 150 mm überschreiten soll. Die Schrauben verteilt man so auf den Umfang, dass möglichst wenig Stiftschrauben erforderlich werden, auch möglichst keine Schrauben auf die Dampfkanäle fallen.

Der Kerndurchmesser s_1 der Schrauben in mm ergibt sich, wenn man annimmt, dass der Dampfdruck sich auf alle Deckelschrauben gleichmässig verteilt, nach der Zugfestigkeit aus der Beziehung

$$s_1^2 \frac{\pi}{4} k_z = D^2 \frac{\pi}{4} \frac{p_u}{100 \cdot A},$$

wenn k_z die zulässige Spannung in **kg/qmm**,

p_u der höchste Dampfüberdruck in **At** (kg/qcm) ist. Setzt man

$$A = \frac{D}{50}$$

und

$$k_z = \frac{1}{10} \sqrt{D},$$

so erhält man aus der obigen Gleichung

$$s_1 = \sim 2,236 \sqrt{p_u \sqrt{D}}$$

bezw. für den äusseren Gewindedurchmesser der Deckelschrauben einen Wert, der natürlich auf engl. Zolle abzurunden ist, von

$$s = 1,2 \cdot s_1 = \sim 2,6 \sqrt{p_u \sqrt{D}}.$$

Im allgemeinen dürfte mit Rücksicht darauf, dass p_u selten grösser als 6 Atm ist und bei höherem Druck (Hochdruckcylinder der Mehrmal-Expansionsmaschinen) die Bohrung D , also auch die zulässige Spannung k_z nach dem obigen Wert klein ist, die aus der vorstehenden Gleichung für $p_u = 6$ sich ergebende einfachere Beziehung

$$s = \sim 6,5 \sqrt[4]{D}$$

brauchbare Werte liefern.

Die **Stutzen** zum Anschluss des Dampf- und Dampfaustrittsrohres legt man bei liegenden Maschinen mit Dampfmantel jetzt meistens nach unten, sodass die betreffenden Rohrleitungen in das Fundament zu liegen kommen und der Maschinenraum nicht von ihnen durchsetzt wird. Durchströmt dann der Heiz- und Arbeitsdampf den Mantel, so mündet der Eintrittsstutzen direkt in den letzteren (Fig. 2, Taf. 8 und Fig. 1, Taf. 9). Ruht aber der Heizedampf im Mantel, so muss man bei Flachschiebern (Fig. 3, Taf. 8) und Ventilen noch einen besonderen Kanal um den Mantel giessen, der oben in den Schieberkasten bezw. in den Längskanal führt, welcher die Ventilkästen der Einlassventile auf jeder Kolben- seite miteinander verbindet. Bei Rund (Korliss) schiebern ist dieser Umfangskanal nur nötig, wenn die Einlass-

schieber oben liegen (Fig. 3, Taf. 9), während sonst die in Fig. 2, Taf. 9 angedeutete Anordnung getroffen wird. Der Auslassstutzen schliesst bei Flachschiebern an den mittleren Cylinderkanal an, bei Ventilen sitzt er wieder an einem unteren Längskanal des Cylinders (Fig. 1, Taf. 9). Das gleiche ist bei Rundschiebern (Fig. 3, Taf. 9) der Fall, es sei denn, dass wie in Fig. 2, Taf. 9 die Kästen der Auslassschieber durch ein besonderes Rohrstück verbunden sind, welches den Auslassstutzen trägt.

Bei liegenden Flachschiebermaschinen ohne Dampf- mantel lässt man das Eintrittsrohr wohl noch von oben an den Schieberkasten anschliessen, was bei kleinen liegenden Maschinen mit vom Regulator beeinflusstem Drosselventil ja zudem erforderlich ist. In Fig. 1, Taf. 8 ist der Auslass- stutzen dem Cylinderfuss angegossen.

An stehenden Cylindern sitzt der Einlassstutzen bei Flach- und Kolbenschiebern am Schieberkasten (siehe Fig. 1 und 2, Taf. 10), bei Rundschiebern oder Ventilen erhält entweder jeder Schieber- oder Ventilkasten seinen Einlassstutzen (siehe Fig. 3¹), Taf. 10, punktiert) oder beide vereinigen sich wieder wie bei den liegenden Cylindern zu einem Längskanal, der in der Mitte den Einlassstutzen hat (siehe Fig. 3, Taf. 10, ausgezogen).

Der Auslassstutzen wird bei stehenden Cylindern ebenso wie bei den liegenden angeordnet.

Bezüglich der **Dampfkanäle, Schieber- und Ventil- kästen** ist zu bemerken:

Bei Cylindern mit Flachschiebern haben die beiden seitlichen Dampfkanäle rechteckigen Querschnitt. Am Spiegel erhalten alle Kanäle Arbeitsleisten, um ein genaues Abschneiden des Schiebers beim Öffnen und Schliessen zu sichern. Zweckmässig ordnet man bei liegenden Maschinen die Dampfkanäle so an, dass ihre untere Fläche horizontal durch den tiefsten Punkt des Cylinders geht (siehe Fig. 2 und 3, Taf. 8), damit das Kondenswasser durch diese Kanäle in das Auslassrohr entweichen kann.

Der Schieberkasten wird nur bei kleinen Cylindern mit diesen aus einem Stück gegossen; bei mittleren und grossen giesst man den Kasten für gewöhnlich getrennt, um das Abrichten des Schieberspiegels zu erleichtern. Im letzteren Falle greift der Schieberkasten, damit er nach jeder Demontage wieder in die richtige Lage kommt, mit besonderen Arbeitsleisten über einen kleinen Vorsprung am Spiegel (siehe Fig. 3, Taf. 8). Am Schieber- kastendeckel kann dieser Vorsprung, welcher die Bearbeitung sehr verteuert, aber fortgelassen, der Deckel also ohne besonderes Einpassen dem Kasten aufgesetzt werden, da es ja in den meisten Fällen auf eine ganz genaue Lage dieses Deckels nicht ankommt. Die Wandungen des Schieberkastens erhalten eine Stärke

$$\delta_2 = 0,8 \delta \text{ bis } 0,7 \delta,$$

die Flanschen desselben, sowie seines Deckels eine solche

$$\delta_4 = 1,4 \delta_3 \text{ bis } 1,5 \delta_3.$$

1) Der hier um den Heizmantel durch eine dritte Cylinder- wandung geschaffene Raum bildet bei dem Niederdruckcylinder den Receiver. x sind Kernöffnungen, die durch Platten mit umgestemten Kupferringen verschlossen werden.

Die Schrauben am Schieberkasten werden im Durchmesser s' um $\frac{1}{4}$ oder $\frac{1}{8}$ Zoll engl. kleiner als die Deckelschrauben des Cylinders genommen. Die erforderliche Zahl A' der erstgenannten Schrauben berechnet sich, wenn

F die Druckfläche des Schieberkastendeckels in **qmm**,
 p_u der höchste Dampfüberdruck in **Atm (kg/qcm)**

ist und der Kerndurchmesser der Schrauben zu $0,85 s'$, ihre zulässige Zugspannung zu 3 kg/qmm angenommen wird, aus der Gleichung

$$F \frac{p_u}{100} = (0,85 s')^2 \frac{\pi}{4} 3 \cdot A'$$

zu

$$A' = \sim 0,006 \frac{F \cdot p_u}{(s')^2}.$$

Die Entfernung der Deckelschrauben soll aber niemals mehr als 150 mm betragen; auch sind die Schrauben nicht auf die Ecken zu setzen.

Bezüglich der Berechnung der Schieberkastendeckel muss auf die betreffende Arbeit von Bach¹⁾ verwiesen werden. Ist bei dem Viereck, welches man sich durch die Mitte der Schrauben an diesem Deckel gelegt denken kann,

a die eine,

b die andere Seitenlänge,

$\sqrt{a^2 + b^2}$ die Diagonale,

J das Trägheitsmoment des Deckelquerschnittes nach der Diagonalen,

c_1 der Abstand der am stärksten gespannten Faser von der Nullachse dieses Querschnittes,

so berechnet sich, wenn alles auf mm bezogen wird, nach Bach die auftretende grösste Biegungsspannung zu

$$k_b = \frac{p_u}{100} \frac{a^2 \cdot b^2}{12 \sqrt{a^2 + b^2}} \frac{e_1}{J}$$

k_b soll für gewöhnlich 2 kg/qmm nicht überschreiten.

Grundsätzlich falsch ist es ferner nach Bach, den als einfache Platte ausgebildeten Deckel durch aussen aufgesetzte Rippen, die also auf der gezogenen Seite liegen, versteifen zu wollen, wie es z. B. in Fig. 4, Taf. 10 am Schieberkasten des kleinen Cylinders geschehen ist. Der Abstand e_1 fällt dann sehr gross aus. Günstiger in dieser Beziehung ist es schon, wenn der Deckel in den Schieberkasten eingelassen, versenkt wird, wie z. B. in Fig. 4, Taf. 10 beim grossen Cylinder, sowie in Fig. 3, Taf. 8. Am besten ist es, wenn Rippen angeordnet und kräftig wirksam sein sollen, dieselben nach innen zu legen, sodass die gezogenen Fasern den kleineren Schwerpunktsabstand bekommen, und ferner den Deckel zu wölben, wie z. B. in Fig. 2, Taf. 8.

Bei Cylindern mit Rund (Korliss) schiebern bilden die Schieberkästen kleine Cylinder, die senkrecht zum Hauptcylinder an dessen Enden oben und unten oder paarweise nur unten angeordnet sind. Die eigentliche Bohrung in der Längsmittle dieser kleinen Cylinder ist

die Lauffläche der Schieber. Sie wird oft mit Aussparungen (siehe Schnitt 3—3 in Fig. 2, Taf. 9) versehen, welche sich mit Dampf füllen und zur Entlastung der Schieber beitragen sollen. Selten findet man Stahlbuchsen (Fig. 3, Taf. 10) an der Laufstelle eingetrieben. In die Vorbohrungen der Schiebercylinder (siehe Fig. 5, Taf. 49) werden die Deckel mit Centrierungsleiste eingesetzt. Bei den Wheelockhähnen (siehe Fig. 6 und 10, Taf. 49) ist das Schiebergehäuse schwach konisch ausgebohrt.

Bei stehenden Cylindern mit Kolbenschiebern liegt die Bohrung des Schieberkastens parallel zur Cylinderachse und die beiden äusseren Dampfkanäle sind dem Schieberkasten ringförmig mit allmählich sich vergrößerndem Querschnitt nach dem Cylinder hin eingegossen (siehe Fig. 1, Taf. 10). Meistens findet man hier noch gusseiserne Buchsen als Laufflächen eingesetzt, wenn auch von anderer Seite diese Buchsen als unnötig verworfen werden. Um das Gewicht des Schiebers und seines Gestänges auszugleichen, giebt man zweckmässig, wenn die äusseren Kanten den Dampfeintritt steuern, der frische Dampf also von aussen einströmt, der unteren, im entgegengesetzten Falle der oberen Lauffläche des einfachen Schiebers eine um 2 bis 3 mm grössere Bohrung als der anderen. Die Flanschen des Schieberkastens bilden bei Kolbenschiebern meistens die Fortsetzung der Cylinderflanschen.

Bei Ventilcylindern sind die Ventilkästen dem Mantel und den Flanschen oben und unten angegossen. Die Ventilsitze werden den Kästen eingetrieben und dichten gegen diese in zwei konischen Ringflächen ab, von denen die eine zweckmässig in der Verlängerung der anderen liegt (siehe Fig. 1, Taf. 9, sowie Fig. 2 und 3, Taf. 45). Vorteilhaft ist es auch, wenn die vertikale Mittellinie der Einlassventile und der zugehörigen Ventilkästen durch die Mitte der Kanalöffnung in der Cylinderwand geht (wie in Fig. 1, Taf. 47 punktiert angedeutet), weil dann der Dampf beim Einströmen seine Richtung möglichst wenig zu ändern braucht und der schädliche Raum klein ausfällt. Sind die Auslassventile grösser im Durchmesser als die Einlassventile, so kommt dann aber deren Mitte etwas hinter diejenige der Auslassöffnung in der Cylinderwandung nach der Hubmitte hin zu liegen.

Soll ein liegender Cylinder auf dem Fundamente gestützt werden, so sind die hierzu dienenden **Cylinderfüsse** niemals direkt auf das Fundament zu setzen, wie dies z. B. in Fig. 1 und 2, Taf. 8 geschehen ist. Um bei einer Demontage des Cylinders das Fundament nicht zu zerstören, ist es vielmehr besser, dem letzteren erst besondere Platten oder Balken aufzulegen, auf denen die Cylinderfüsse in bearbeiteten Flächen durch Schrauben befestigt werden. Die Form dieser Platten oder Balken ist eine sehr verschiedenartige (siehe Fig. 3, Taf. 8, sowie Fig. 1 bis 3, Taf. 9); sie werden bei der Montage der Maschine untergossen und halten ihre genaue Lage auch bei einer Demontage des Cylinders unverändert ein. Bei Ventilcylindern müssen die Füsse so angeordnet werden, dass an den Hubenden Raum für die

1) Siehe C. Bach, „Die Maschinen-Elemente“, Verlag von Bergsträsser in Stuttgart.

Kästen und Steuerung der Auslassventile verbleibt (siehe Fig. 1, Taf. 9 und Fig. 2, Taf. 43), bei Korlisscyllindern benutzt man die Schieberkästen zu Cylinderfüßen (siehe Fig. 2, Taf. 9 und Fig. 7, Taf. 48) oder bildet die Auslassrohre zu solchen aus (siehe Fig. 5, Taf. 49).

Zum Schutz gegen Wärmeverluste erhält der Cylindermantel noch eine **Umkleidung** mit Filz, Kieselguhr oder einer anderen Isoliermasse. Über letztere wird dann noch ein Schutzmantel gelegt, der früher aus Holz, jetzt meistens aus Eisen- oder Stahlblech mit blaugrauer Walzhaut besteht. Holzmäntel, die sich bald verwerfen, müssen durch Messing- oder Eisenbänder zusammengehalten (Fig. 1, Taf. 8), oder an zweiteiligen Holzringen (Fig. 7, Taf. 7) befestigt werden. Eisen- und Stahlblechmäntel von ca. 2 mm Dicke werden durch kleine Stiftschrauben entweder am Cylinderflansch selbst (Fig. 4 und 5, Taf. 7), oder an diesem vorgegangenen Putzen (Fig. 2 und 3, Taf. 7) festgemacht. Um den Rand des Blechmantels und die etwa zwischen ihm und dem Cylinderflansch entstehende unschöne Fuge zu verdecken, bringt man vielfach blank gedrehte gusseiserne Verkleidungsringe an, wie sie die Fig. 2 bis 5, Taf. 7 zeigen.

Cylinderdeckel, Schieber-, Ventilkästen, werden ebenfalls, soweit als zugänglich, mit Isoliermasse umhüllt. Als Mantel dient bei den Cylinderdeckeln und Ventilkästen eine vollständig oder in einzelnen Leisten blank gedrehte Haube oder Kappe (Fig. 3 und 5, Taf. 7, Fig. 1 bis 3, Taf. 8 u. s. w.), bei Schieberkästen und deren Deckeln wieder ein Blechmantel. Ecken werden in den Blechmänteln der Schieberkästen mit Hilfe von Rippen, Laschen oder L-Eisen gebildet (Fig. 22 bis 24, Taf. 7).

Besondere Sorgfalt legt die Praxis jetzt auf eine zweckmässige Ausführung und Anordnung der **Cylinderarmatur**. Zu derselben rechnet man die folgenden Teile.

Zur Anbringung des Indikators bedarf jeder Cylinder an den Hubenden der sogenannten **Indikatorputzen**, welche auf den Tafeln 7 bis 11 mit V bezeichnet sind. Ihre Bohrung, die natürlich hinter der Totlage des Kolbens münden muss, beträgt gewöhnlich 10 bis 13 mm und erweitert sich vorne auf $\frac{3}{4}$ oder besser 1 Zoll engl. Muttergewinde, um hier durch die erforderlichen Indikatorschrauben verschlossen zu werden. Letztere bestehen aus Rotguss und sind nach Fig. 3, Taf. 7 gestaltet. Nach Bach erhalten sie zur Verringerung der Abkühlflächen des schädlichen Raumes auch wohl einen bis an die Cylinderbohrung reichenden Stift (Fig. 5, Taf. 7). Will man den Indikator auch während des Betriebes anbringen können, so muss man an Stelle der einfachen Indikator-schrauben Verschlussstücke mit Hahn nach Fig. 20 und 21, Taf. 7 nehmen; dieselben sind aber, wie auf Seite 85 angeführt, insofern nachteilig, als sie zur Kondensation des Dampfes, unter Umständen auch zur Drosselung desselben, beitragen.

Zur **Schmierung** der Dampfzylinder dient jetzt gewöhnlich eine mechanisch angetriebene kleine Ölpumpe, wie solche von Molerup, Michalk, Rost u. s. w. konstruiert worden sind. Dieselbe presst das Schmiermaterial,

als welches reines Mineralöl verwendet wird, tropfenweise und gleichmässig durch ein Kupferröhrchen entweder direkt in das Dampfeintrittsrohr, oder dort am Cylinder in den frischen Dampf, wo dieser nach dem Schieber- oder Ventilkasten strömt (siehe die Putzen I z. B. in Fig. 3, Taf. 8 oben am Umföhrungskanal, in Fig. 1, Taf. 9, Schnitt 2—2). An der Eintrittsstelle ist ein kleines Rückschlagventil in das Kupferröhrchen einzuschalten. Auf der Längsmittle der Cylinder bei liegenden Maschinen oder auf der Mitte des Deckels bei stehenden Maschinen (mitunter auch noch am Schieberkasten) angebrachte Ölvasen mit **Doppelkük**n nach Fig. 14, Taf. 7 dienen als Reserve-Schmierapparat. Bei Mehrzylindermaschinen verwendet man entweder für jeden Cylinder eine besondere Ölpumpe, die gewöhnlich alle nur den Dampf des Hochdruckzylinders schmieren, von denen aber auch, wenn erforderlich, eine oder die andere durch eine Umschaltvorrichtung das Öl nach dem Mittel- oder Niederdruckzylinder pressen kann, oder man benutzt eine einzige, grössere Ölpumpe mit mehrteiligem Druckrohr.

Zur Entfernung des Kondenswassers aus dem Cylinder sind an den Enden des letzteren die Putzen (II) für die **Kondenshähne** (Fig. 16 und 17, Taf. 7) vorzusehen. Dieselben besitzen eine Durchgangsöffnung von 7,5 bis 19 mm und leiten das Kondenswasser durch zwei an ihnen befestigte Kupferröhrchen fort, sobald sie mittelst eines gemeinschaftlichen Hebelmechanismus (Fig. 18 und 19, Taf. 7) vom Maschinenwärter geöffnet werden. Entbehrlich sind die Kondenshähne bei Cylindern mit Flachschiebern, wenn die Kanäle mit ihrer untersten Kante im tiefsten Punkte des Cylinders münden, ferner bei Cylindern mit Rund (Corliss-)schiebern, bei denen die Auslassschieber, welche unter dem Cylinder liegen, das Kondenswasser austreten lassen. Gewöhnlich werden die Kondenshähne auch bei Ventileylindern fortgelassen, da hier das Kondenswasser durch die Auslassventile, die man häufig auch noch durch einen Griff P an ihrem Steuerungsmechanismus (Fig. 4, Taf. 45) von Hand öffnen kann, in die Abdampfleitung tritt, wenn auch bisweilen, wie z. B. in Fig. 10, Taf. 47, besondere Kondenshähne oberhalb der Ventile vorgesehen werden. Zur Fortschaffung des Kondenswassers aus dem Schieberkasten und Dampfmantel¹⁾ dienen selbstthätige Kondenswasserableiter oder sogenannte Kondensstöpfle. Die zum Anschluss der erforderlichen Rohrleitungen dienenden Putzen sind in den Figuren auf Taf. 8 bis 11 mit IV bzw. III (IIIc) bezeichnet.

Sicherheitsventile an den Dampfzylindern sollen Wasserschlüge, die durch Ansammeln von Kondenswasser, von Wasser aus dem Kessel oder Kondensator entstehen und die schlimmsten Folgen nach sich ziehen können, verhüten. Die Ventile erhalten 1 bis 2 Zoll engl. Durchmesser und Federbelastung (Fig. 12, Taf. 7). Bei liegenden Cylindern werden sie meistens unten angebracht (siehe die Putzen VI in Fig. 3, Taf. 8), selten findet man nur ein Ventil am hinteren Deckel (Fig. 2, Taf. 9). Bei

1) Auch Cylinderdeckeln, wenn solche geheizt werden.

stehenden Cylindern setzt man meistens das obere Ventil auf die Mitte des Cylinderdeckels, das untere auf den Dampfeintrittskanal (Fig. 3, Taf. 10). Bisweilen findet man auch die Sicherheitsventile zwischen den Cylinder und die Kondenshähne geschaltet (Fig. 1a, Taf. 23).

Nachdem im Vorstehenden die einzelnen Teile der einfachen Cylinder ihre Erledigung gefunden haben, sollen nun noch einige **besondere Cylinderkonstruktionen** hier erwähnt werden.

Als solche sind zunächst die bei kleinen Zweimal-Expansionsmaschinen mit zwei Kurbeln und aussen liegenden Steuerungen vorkommenden zusammengegossenen Cylinder zu erwähnen. Fig. 2, Taf. 11 zeigt eine solche Ausführung für eine liegende Maschine, Fig. 4, Taf. 10 eine solche für eine stehende. Im ersteren Falle sind sogar die Arbeitscylinder mit eingegossen, im letzteren sind dieselben dem Gussstück eingesetzt, was sich mit Rücksicht auf die sowie so schon komplizierte Form als besser erweist und meistens anzutreffen ist. In Fig. 2, Taf. 11 tritt der frische Dampf in den Heizmantel des kleinen Cylinders, der aus dem letzteren kommende Dampf in den Heizmantel des grossen Cylinders ein. In Fig. 4, Taf. 10 werden die Dampfmäntel beider Cylinder mit frischem Dampfe geheizt. Zur Entfernung des Kernes dienen die Öffnungen x , die durch Platten und eingestemmte Kupferringe oder Deckel verschlossen werden.

Als Vorteil solcher zusammengegossenen Cylinder kann nur der Fortfall der sonst erforderlichen Verbindung beider durch Verschraubung oder mittelst einer Leitung, sowie die Möglichkeit, die beiden Cylinder einander recht nahe zu rücken — falls hierauf Wert gelegt wird — angeführt werden. Der Nachteil der Konstruktion liegt, wie schon angedeutet, in der grossen Komplikation des Gussstückes und der damit verbundenen hohen Wahrscheinlichkeit, dass Fehler im Guss auftreten können, die zum Fortwerfen des ganzen Stückes zwingen. Bei grossen Bohrungen wird man es deshalb wohl stets vorziehen, die Cylinder getrennt zu giessen und durch ein Kupferrohr, das gut isoliert wird, zu verbinden. Das letztere empfiehlt sich namentlich bei stehenden Maschinen mit zwei Kurbeln und weit voneinander abstehenden Cylindern mit Rücksicht auf die Beanspruchung, welche die Rahmen oder Ständer sonst durch die Wärmeausdehnung der Cylinder erfahren. Ein getrennter Guss beider Cylinder wird auch fast stets vorgenommen, wenn beide oder eine der Steuerungen zwischen den Cylindern liegt.

Fig. 5 und 6, Taf. 11 zeigen noch die Verbindung von drei Cylindern durch Verschraubung. In Fig. 5 sind die Cylinder in den Flanschen der Schieberkästen, in Fig. 6 in besonderen Stützen miteinander verbunden. Empfohlen dürfte es sich, in beiden Figuren die Stopfbuchsen für die Kolbenstangen aus dem früher angegebenen Grunde einzusetzen. Durch die Öffnungen x_1 und x_2 in Fig. 5 werden die Schieber des mittleren und grossen Cylinders eingebracht.

Eine besondere Konstruktion verlangen auch die inneren Deckel der Cylinder einer liegenden Tandemmaschine, sobald man das Verbindungsstück beider Cylinder nicht mehrteilig und allzu lang halten will.

Um den kleinen Kolben durch die Bohrung des dahinter befindlichen grossen Cylinders heraus ziehen zu können, muss der innere Deckel des letzteren von innen eingesetzt werden und der innere Deckel des kleinen Cylinders so klein gehalten sein, dass er durch die innere Deckelöffnung des grossen geht. Fig. 7, Taf. 11 zeigt eine solche Ausführung, wie sie von Dr. Proell angegeben ist.¹⁾

Der grössere Durchmesser des Deckels y_1 muss kleiner als der kleinere desjenigen y_2 sein, dessen grösserer Durchmesser wieder kleiner als D_g sein muss.

Besondere Cylinderkonstruktionen findet man schliesslich an den Lokomobilen von Wolf in Buckau-Magdeburg und Anderen. Der Dampfcylinder ist hier mit dem Dampfdom zusammengegossen, damit der Dampf des letzteren den Cylinder heizt. Der Dampfeintritt in den Schieberkasten erfolgt von oben her. Fig. 3, 3a und 4, Taf. 11 zeigen diesbezügliche Ausführungen.

Soll der Regulator auf die Drosselklappe wirken, wie es namentlich bei kleinen Lokomobilen der Fall ist, so tritt der Dampf aus dem Dom zunächst durch das Absperrventil a und dann durch die Klappe b in den Schieberkasten (Fig. 3). Ventil und Klappe sind in einem kleinen Verbindungsstücke untergebracht, das dem Dom an der Seite aufgesetzt ist. Bei vom Regulator beeinflusster Steuerung entfällt natürlich die Klappe (Fig. 3a). Bei Zweimal-Expansionsmaschinen werden die beiden Cylinder dem Dampfdom an den Seiten eingegossen (Fig. 4), und ein quer eingegossenes Rohr leitet den Dampf aus dem kleinen Cylinder zum grossen.

Über das **Maschinenfundament**, welches hier zusammen mit den Rohrleitungen seine Erledigung finden möge, ist allgemein das Folgende zu bemerken.

Hergestellt wird das Fundament aus hart gebrannten Klinkerziegeln, ausgenommen eine untere Schicht aus Beton von 0,5 bis 0,75 m Dicke oberhalb des Baugrundes. Die Klinker sind, gut angefeuchtet, in Cementmörtel zu versetzen, der aus 1 Teil Cement und 2 bis 4 Teilen reinem Sand besteht. Die Löcher für die Fundamentanker werden am besten durch Ummauern von Holzprismen hergestellt, die an einer Holzplatte, auf der die Hauptlinien der Maschine vorgerissen sind, befestigt und mit dieser Platte nach Bedarf hoch gezogen werden. Bei kleineren Maschinen genügen Anker mit 1- oder Hammerköpfen, bei grösseren sind stets Splintanker zu verwenden, für welche dann die nötigen Kanäle oder Handlöcher zum Einstecken der Splinte im Fundament vorzusehen sind. Der Rahmen wird zunächst auf dem Mauerwerk unterkeilt und dann mit dünnem Cement untergossen. Hervorstehende Teile des Fundamentes werden sauber mit Cement verputzt. Die Tiefe des Fundamentes beträgt gewöhnlich 1,6 bis 3 m je nach der Grösse der Maschine.

Bei stehenden Maschinen ist das Fundament, abgesehen von der Schwungradgrube und den Ankerlöchern, meistens ein voller prismatischer Klotz, bei liegenden Maschinen dagegen sind die nötigen Kanäle, um zu den Ankerlöchern zu gelangen, die Aussparungen bzw. Räume

1) Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1888, S. 444.

für die Dampfleitungen, den Receiver, Kondensator, falls dieser unter Flur steht u. s. w., vorzusehen. Die Ausbildung der Fundamente möge daher zusammen mit den Rohrleitungen im Nachstehenden an Hand des Fundament- und Rohrplanes einiger ausgeführten Maschinen besprochen werden.

Fig. 1, Taf. 23 zeigt zunächst das Fundament und die Rohrleitungen einer liegenden eincylindrigen Kondensationsmaschine, wie sie wiederholt von der Chemnitzer Maschinenfabrik vorm. Richard Hartmann in Chemnitz ausgeführt wurde. Die Luftpumpe des Kondensators wird von der durchgehenden Kolbenstange vermittelt eines zweiarmigen Hebels angetrieben und befindet sich unter Flur des Maschinenraumes.

Die Form des eigentlichen Fundamentes ist im Grundriss punktiert angedeutet. Zwei Kanäle K_3 führen von der Schwungradgrube aus zu den Fundamentankern der beiden Kurbelwellenlager, ein Kanal K desgleichen von dem tieferen Kondensatorraum aus zu den Anker des Cylinders und des mittleren Rahmenfusses. Der letztgenannte Kanal ist durch eine Kappe G überdeckt, die nur unterhalb des Cylinders, soweit dies die Auslassventile und Dampfleitungen erfordern, ausgespart ist. Hinter dem Cylinder ist der Kondensatorraum durch drei Kappen, welche sich auf I-Träger T stützen, überwölbt; die mittlere Kappe G_1 besitzt eine Aussparung für den Luftpumpenhebel, die hintere G_3 eine solche als Einsteigeöffnung E . Um an die Anker des Kondensatorrahmens gelangen zu können, sind die Öffnung E_1 und die Kanäle K_2, K_1 angeordnet.

Die von Kessel kommende Leitung R_1 führt den frischen Dampf zunächst zu einem Wasserabscheider W unterhalb des Dampfzylinders und dann durch den Dampfmantel zum Absperrventil V_1 und den Einlassventilen. Der austretende Dampf geht durch die Leitung R_2 zu dem Wechselventil V_2 , das je nach seiner Stellung den Dampf entweder in den darunter befindlichen Kondensator, oder durch eine nicht eingetragene Leitung R_3 , die an den Seitenflansch des Ventiles anschliesst (siehe den eingetragenen Pfeil im Grundriss und Querschnitt), ins Freie leitet. R_4 ist die Einspritzleitung, V_4 das Einspritzventil, das von oben aus bethätigt werden kann, R_5 die Warmwasserleitung. Von den beiden aufgestellten Kondensstöpfen A und B nimmt der eine das Kondenswasser des Wasserabscheiders W vermittelt der Leitung r_2 , der andere dasjenige des Dampfmantels durch die Leitung r_3 auf; beide Leitungen gehen vom tiefsten Punkte des Wasserabscheiders bezw. Dampfmantels aus.

Soll der frische Dampf nicht durch den Dampfmantel strömen, so muss das Absperrventil V_1 in der Leitung sitzen und vor demselben eine kleine Leitung r_1 ¹⁾ mit dem Absperrventile W zum Heizen des Mantels abzweigen. Fig. 1a, Taf. 23 zeigt ferner noch die Kondenshähne des Cylinders mit ihrer Leitung, falls solche Hähne erforderlich sind.

Fig. 1, Taf. 24 giebt weiter den Rohr- und Fundamentplan einer liegenden Compound-Receiver-Maschine

1) Diese Leitung ist in Fig. 1, Taf. 23 mit eingetragen, fällt aber fort, wenn, wie angenommen, der frische Dampf den Heizmantel durchströmt.

aus der Maschinenfabrik von Richard Raupach in Görlitz. Der Luftpumpenkolben sitzt auf der verlängerten Kolbenstange des kleinen Cylinders. Die Form des Fundamentes ist aus dem Grundriss zu erkennen. Hinter den Cylindern ist der Raum um das Kondensatorfundament herum überwölbt. Aus diesem Raum, in den man durch die Einsteigeöffnung E gelangt, führt ein mittlerer Kanal K in die Schwungradgrube, von der aus man durch nicht eingezeichnete Querkanäle an die Fundamentanker der Kurbelwellenlager gelangen kann. Die beiden Seitenkanäle K_1 und K_2 bezw. deren nach oben offene Verlängerungen K_3 und K_5 gewähren Zutritt zu den Fundamentankern und Rohrleitungen der Cylinder und Rahmenfüsse.

Der frische Dampf geht zunächst durch den Wasserabscheider W , dann durch die Rohrleitung R um den Heizmantel herum zum oberen Absperrventil V und den Einlassventilen des kleinen Cylinders. Aus dem letzteren tritt er durch die Leitung R_1 in ein Zweigstück T . Der eine Arm desselben führt zum Receiver A , der andere durch den Krümmer T_1 zum Wechselventil V_1 . Der letztgenannte Arm wird nur benutzt, wenn die Maschine mit nur einem Cylinder arbeiten soll, in welchem Falle der bei x liegende Ring durch einen Blindflansch ersetzt werden muss, während für gewöhnlich bei y ein solcher Blindflansch liegt. Die Verbindung des Receivers mit dem grossen Cylinder bewirkt die Leitung R_2 . Der Abdampf des letzteren geht durch R_3 zum Wechselventil V_1 , das ihn ins Freie leitet, wenn ohne Kondensation gearbeitet werden soll, sonst aber durch R_4 von oben in den Kondensator führt. R_6 ist die Kalt-, R_7 die Warmwasserleitung des letzteren.

Von dem Wasserabscheider W geht oben eine kleine Frischdampfleitung r_2 ab, die dem Receiver frischen Dampf zuführt, wenn das Absperrventil v_2 geöffnet wird. Das geschieht beim Anlassen der Maschine, um den Receiver mit Dampf zu füllen. Der Abzweig r_3 der vorigen Leitung liefert den Dampf für die Receiverheizung, von welcher aus dann durch die Leitungen r_4 und r_7 frischer Dampf zu den Cylinder-Dampfmänteln gelangt. Von den drei Kondensstöpfen schliesslich nimmt C durch die Leitung r das Wasser des Wasserabscheiders W auf, während C_1 und C_3 durch die Leitungen r_1 bezw. r_6 mit den Dampfmänteln der Cylinder in Verbindung stehen.¹⁾

Eine besondere Anordnung besitzen die Rohrleitungen der Compound-Receiver-Lokomobile mit Kondensation von R. Wolf in Buckau-Magdeburg, wie sie Fig. 2, Taf. 23 zeigt. Der Dampfeintritt in die beiden Cylinder erfolgt in der aus Fig. 4, Taf. 11 ersichtlichen und auf Seite 307 schon angegebenen Weise. Der Abdampf des grossen Cylinders geht durch das Rohr R der Fig. 2, Taf. 23 in den Kondensator K , der durch R_1 und das Ventil V sein Kühlwasser erhält. Unterhalb des Kondensators sitzt das Wechselventil V_2 , das den Abdampf, im Falle ohne Kondensation gearbeitet werden soll, durch K

1) Eine Kondenswasserleitung für den Receiver-Heizmantel ist hier auch angezeigt.

nach einer an V_2 anzuschliessenden Auspuffleitung R_3 leitet, sonst aber das Kondensationsgemisch durch R_2 der Luftpumpe L zuführt. Das Warmwasser pumpt die letztere in das neben ihr aufgestellte Bassin mit der Überlaufleitung R_5 . Aus dem Bassin saugt die Speisepumpe S das Warmwasser durch die Leitung r an und drückt es durch diejenige r_1 und den Windkessel W in den Kessel (siehe auch Fig. 5, Taf. 12). Als zweite erforderliche Speisevorrichtung des letzteren dient ein Injekteur J, dessen Druckleitung r_2 und dessen Dampfleitung r_3 ist.

Schliesslich sind in Fig. 1, Taf. 25 die Rohrleitungen einer stehenden Verbundmaschine von gebräuchlicher Anordnung eingetragen. Es bezeichnet:

- R die vom Kessel kommende Frischdampfleitung,
- W den Wasserabscheider,
- V das Absperrventil in derselben,
- R_1 die Abdampfleitung des grossen Cylinders,
- V_1 das Wechselventil,
- R_5 die hieran schliessende Auspuffleitung,
- C den Kondensator,
- R_3 die Einspritzleitung,
- R_2 die Leitung zur Luftpumpe,
- R_4 die Warmwasserleitung,
- r, r_1 und r_2 die Heizleitung für die Dampfmäntel der beiden Cylinder,
- r_3 die Hilfs-Frischdampfleitung des Receivers,
- r_4 und r_5 die Kondenswasserleitung der beiden Cylinder¹⁾,
- r_6 desgl. für den Receiver,
- r_7 und r_8 desgl. für die Schieberkasten,
- r_9 und r_{10} desgl. für die Cylinder-Heizmäntel.

§ 52.

Die Dampfkolben und die Kolbenstangen.

Die Dampfkolben haben in unseren Dampfmaschinen die Bewegung und Kraft des Dampfes aufzunehmen und an das Gestänge zu übertragen. Haupterfordernis hierbei ist, dass die Kolben dicht halten, d. h. Dampfverluste, welche durch Übertreten des Dampfes von der einen zur anderen Kolbenseite entstehen, thunlichst vermeiden, und dass sie möglichst wenig Reibung und Verschleiss verursachen. Von der Dichtheit eines Kolbens überzeugt man sich dadurch, dass man die Maschinenkurbel in ihrer Totlage absteift und den Cylinderdeckel der gegenüber liegenden Kolbenseite öffnet. Der eingelassene Dampf soll dann bei einem gut dichtenden Kolben nur in Form von Wasserperlen an der offenen Seite zu bemerken sein.

Als Hauptteile eines jeden Dampfkolbens sind zu nennen: Die Lider- oder Dichtungsringe und der Kolbenkörper. Die ersteren sollen die erwähnte Abdichtung bewirken und machen, wenn sie nicht ohne weiteres in den Kolbenkörper eingebaut, d. h. über diesen geschoben werden können, noch einen dritten Hauptteil, den Kolbendeckel, erforderlich.

1) Über den Kolben sind keine Kondenshähne und -leitungen vorgesehen.

Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

Das Material der **Lider-** oder **Dichtungsringe** zunächst ist Gusseisen, Bronze oder Stahl. Hiervon findet das Gusseisen, weil es billiger als die übrigen Materialien ist und sich in den meisten Fällen gut bewährt hat, die grösste Verwendung. Stahl wird nur zu kleinen Kolben mit schwachen Ringen benutzt, Bronze kommt wegen ihres hohen Preises nur dann in Betracht, wenn Wert darauf gelegt wird, den Verschleiss vom Cylinder fern zu halten und allein an den Ringen stattfinden zu lassen.

Um die erforderliche Abdichtung an ihrem Umfange zu erzielen, müssen die Liderringe mit einer gewissen Kraft gegen die Cylinderwandung gepresst werden. Es ist von grösster Wichtigkeit, aber auch äusserst schwierig, diese Kraft von vorne herein richtig zu bemessen. Ist die Kraft zu gross, so fällt die Reibung des Kolbens zu bedeutend aus, ist die Kraft zu gering, so ist die Abdichtung keine genügende; die Rücksicht auf den Verschleiss der Ringe verlangt ferner, dass die Kraft anfangs reichlicher, als unbedingt erforderlich, gewählt wird, damit auch später nach eingetretenem Verschleiss noch eine genügende Dichtheit vorhanden ist und ein häufiges Nachspannen der Ringe vermieden wird. Je nach der Art, in welcher die Kraft, mit welcher die Ringe gegen die Lauffläche des Cylinders gedrückt werden, erzeugt wird, lassen sich zwei verschiedene Ausführungen der Liderringe unterscheiden. Wird diese Kraft durch die eigene Elasticität der Ringe erzeugt, so nennt man dieselben selbstspannend oder Selbstspanner. Ist die eigene Elasticität der Liderringe aber nur gering, und werden zur Unterstützung der eigenen Spannkraft noch besondere Federn oder andere Ringe angeordnet, so bezeichnet man die Liderringe als solche mit Spannvorrichtung.

Aber nicht nur am Umfange, sondern auch in der Richtung der Kolbenbewegung, also nach den beiden Seiten hin, ist eine gewisse Anpressung der Liderringe in den meisten Fällen erforderlich. Diese Anpressung erstreckt sich gegen die Ränder des Kolbens bzw. Kolbendeckels und hat die Spielräume aufzuheben, welche an den Berührungsflächen der Ringe mit den erwähnten Rändern infolge der hin- und hergehenden Bewegung des Kolbens namentlich bei grosser Kolbengeschwindigkeit entstehen. Werden diese Spielräume nicht beseitigt, so kann der Dampf von der einen Kolbenseite hinter die Ringe und von hier aus auf die andere Kolbenseite treten.

Verfolgen wir die oben erwähnten beiden Ausführungsarten der Dichtungsringe, so ist zu bemerken, dass Selbstspanner bei den Transmissions-Dampfmaschinen gewöhnlich nur für Bohrungen unter 400 mm Verwendung finden. In einem Kolben werden mindestens zwei, oft aber auch drei oder vier solcher Ringe angeordnet. Die Spannkraft wird denselben dadurch erteilt, dass sie geschlossen im Umfange grösser als die Cylinderbohrung gehalten und nach Herausnahme eines Stückes auf die letztere zusammengepresst werden.

Bestehen also die Ringe aus Gusseisen, so giesst man einen Hohlzylinder mit verlorenem Kopf und einer

solchen Nutzhöhe, dass man später die sämtlichen Ringe eines Kolbens von ihm abstechen kann (Fig. 1a, Taf. 15). Nach der Bearbeitung der Stossflächen wird der Cylinder am Umfange vorgedreht und dann in die Einzelringe zerlegt. Den letzteren wird nun durch Ausbohren ein Stück aus dem Umfange entnommen, das entweder nach Fig. 1b, oder nach Fig. 1d, Taf. 15 gestaltet ist. Hierauf wird jeder Ring, nachdem die Berührungsstellen des Ausschnittes sauber aufeinander gepasst sind, vermittelst eines Spannbandes zusammengepresst und nochmals vor die Planscheibe gespannt, um schliesslich auf die Cylinderbohrung fertig gedreht zu werden (Fig. 1c bzw. 1e, Taf. 15). Werden die Ringe schon vor dem Aufschneiden fertig gedreht, so halten sie nicht dicht. Ist

D die Cylinderbohrung,
a der Ausschnitt in mm,

und rechnet man für das zweimalige Abdrehen 5 bis 10 mm, so muss der äussere Durchmesser des un bearbeiteten Hohlcylinders

$$D + \frac{a}{\pi} + 5 \text{ bis } 10 \text{ oder rund } D + \frac{a}{3} + 5 \text{ bis } 10 \text{ mm}$$

betragen.

Selbstspanner aus Stahl werden ähnlich hergestellt, nur dass man dieselben aus Stahldraht von entsprechendem Querschnitt fertigt.

In dem Kolbenkörper müssen die Ringe mit den Stossflächen aufgeschliffen werden; dasselbe geschieht dort, wo zwei übereinander liegende Ringe sich berühren. Die Schnittfugen der einzelnen Ringe eines Kolbens werden gegeneinander versetzt. Damit die Ringe sich im Kolbenkörper nicht drehen können, sichert man dieselben durch kleine Stifte oder Schrauben, welche aber den Ring am Anpressen gegen die Cylinderwand nicht hindern dürfen. Die Schnittfuge, welche sich bei eintretendem Verschleiss des Ringes immer mehr öffnet, wird zweckmässig durch ein sogenanntes Ringschloss verdeckt, welches dem Dampf den Durchtritt daselbst verwehrt. Fig. 12 bis 15, Taf. 15 zeigen die gebräuchlichen Ausführungen solcher Ringschlösser.

Bei Selbstspannern bestehen die letzteren gewöhnlich aus einem kleinen Kupferblech, das nach Fig. 12 und 13 am Umfange bzw. der Stirnfläche des Ringes durch kleine Schraubchen an dem einen Ende des letzteren befestigt ist und beim Auseinandergehen des Ringes auf dem anderen Ende gleiten kann. In Fig. 14 ist zu gleichem Zwecke ein weiches Messingstück, das vermittelst eines dahinter liegenden Plättchens, Schrauben und Kupfernieten an dem einen Ringende angebracht ist, in eine Nut des anderen eingelassen. In Fig. 15 schliesslich sitzt an jedem Ringende ein Kupfer- oder Messingblech, die beide den schrägen Ringschlitz verdecken und sich in einer horizontalen Trennfläche aufeinander verschieben können. Die einzelnen Teile aller dieser Ringschlösser müssen durch Schaben den Ringen sehr sauber auf gepasst werden.

Die Dimensionen der selbstspannenden Kolbenringe werden meist empirisch gewählt. Bezüglich der Ringdicke zunächst ist zu bemerken, dass schwache Ringe besser federn, bei eintretendem Verschleiss länger an-

gepresst werden und weniger Reibung verursachen als starke. Bei kleinen Bohrungen findet man deshalb die Ringe meistens nicht sehr stark gewählt. Wir empfehlen für Gusseisen eine Ringdicke

$$b = 0,6 \sqrt{D},$$

wenn der Ring, wie es meistens geschieht, überall gleich stark gemacht wird. Ist das nicht der Fall, ist vielmehr der innere Ringumfang excentrisch zum äusseren, so kann der vorstehende Wert für die kleinste Ringdicke genommen werden, während für die grösste

$$b_1 = b + 0,01 D$$

zu wählen ist. Ungleich starke Ringe werden immer an der schwächsten Stelle aufgeschnitten. Die Höhe der gusseisernen Ringe beträgt

$$h = b \text{ bis } 2b.$$

Stahlringe erhalten eine Dicke von 5 bis 16 mm und eine Höhe von 5 bis 13 mm.

Die Grösse des Ringausschnittes wählt man vielfach

$$a = 0,04 D + 20 \text{ mm},$$

während andere

$$a = \sim 0,1 D$$

empfehlen. Die Kraft, mit welcher der überall gleich starke Ring dann gegen die Cylinderwandung gepresst wird, berechnet sich ¹⁾ annähernd zu

$$p = 100 \left(\frac{b}{D} \right)^3 \text{ kg/qmm},$$

während die Beanspruchung des der Aufschnittstelle gegenüberliegenden Ringquerschnittes

$$k_b = 3 p \left(\frac{D}{d} \right)^2$$

beträgt.

Um die Ringe nicht nur in der radialen, sondern auch in der achsialen Richtung selbstspannend zu machen und also gegen die Kolben- bzw. Deckelränder zu pressen, was, wie früher angeführt, namentlich bei schnelllaufenden Maschinen zweckmässig ist, verfährt man nach Fig. 2a, Taf. 15 wohl so, dass man die auszuschneidenden Stücke an der Schlitzstelle etwas gegeneinander versetzt und die Ringenden später übereinander biegt (Fig. 2b). Die Ringe werden dann beim Fertigdrehen des Umfanges an den Stirnflächen gerade gestochen. Die Anspannung, welche die Ringe in der genannten Richtung erfahren, erstreckt sich aber nicht gleichmässig über die Endflächen. Besser in dieser Beziehung ist das von Cremer angegebene Verfahren, aus einem Gusseylinder durch Ausdrehen einer entsprechend verlaufenden Nut und Auf- bzw. Ausschneiden an der Anfangs- und Endstelle nach Fig. 3a, Taf. 15 einen Spiralling herzustellen. Derselbe äussert im zusammengepressten Zustande (Fig. 3b) nicht nur in radialer, sondern auch in achsialer Richtung eine gleichmässige Anpressungskraft. Die beiden Schnittstellen an den Endflächen müssen natürlich wieder durch ein

1) Nach „Reymann, Festigkeit und Reibung der Dampfkolben“, Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1896, S. 85.

Ringschloss aus Kupferblech verdeckt werden, damit hier kein Dampf durchtreten kann.

Bei grossen Cylinderbohrungen, oft schon bei solchen von 300 mm an, verwendet die Praxis im Transmissions-Dampfmaschinenbau Liderringe mit besonderer Spannvorrichtung. Selbstspannende Ringe ergeben hier bei genügender Dicke zu wenig Federung und legen sich deshalb schlecht an die Cylinderwandung an, während bei dünnen Ringen die Anpressung zu gering ausfällt. Die Fig. 4 bis 11, Taf. 15 zeigen an verschiedenen Ausführungen, wie die Anspannung der äusseren Dichtungsringe, deren hier häufig zwei übereinander angeordnet sind, bewirkt werden kann.

In Fig. 5, Taf. 15 dient zur Anspannung ein zweiter Gusseisenring, der aufgeschnitten und zusammengepresst in die beiden äusseren Ringe gelegt wird. Die Schnittfugen der einzelnen Ringe sind natürlich wieder gegeneinander zu versetzen. Kleine Schrauben z hindern die Ringe am Verdrehen im Kolbenkörper.

An Stelle des inneren Gusseisenringes wird vielfach auch eine Stahlfeder genommen. Dieselbe kann nach Fig. 6, Taf. 15 gestaltet sein und sich in die schräg ausgebohrten Liderringe legen, um letztere auch gegen die Ränder des Kolbens bzw. Deckels zu pressen, oder aber zu gleichem Zwecke nach Fig. 7, Taf. 15 aus spiralförmigen Windungen bestehen. In der letztgenannten Figur stützt sich der Kolbenkörper, um die nur durch den vorderen Cylinderdeckel geführte horizontale Kolbenstange vor einer Durchbiegung zu bewahren, vermittelt einer kleineren Stahlfeder auf die eigentliche Spannfeder und die Liderringe.

Fig. 4, Taf. 15 giebt Kolbenringe nach Zirn (D. R.-P. No. 20033), wie sie von Leopold Ziegler in Berlin ausgeführt werden. Die beiden Liderringe haben winkelförmigen Querschnitt und werden vermittelt entsprechend gestalteter Bronzestücke von einer wellenartig gebogenen Stahlfeder gegen die Cylinderwandung und Kolbenränder gepresst.

Die Konstruktionen in Fig. 8 bis 11, Taf. 15 sind dem Schiffsmaschinenbau entlehnt und nur für sehr grosse Cylinderbohrungen angebracht. In Fig. 8, 9 und 10 wird der einzige Liderring durch eine Anzahl von Blattfedern angedrückt, die in Fig. 9 sogar stellbar sind und erst auf einen Verteilungsring wirken. In Fig. 11, welche Buckleys Patentringe zeigt, dient eine doppelte, in sich selbst zurückkehrende Spirale aus Rundstahl als Spannring. In der Figur ist nur ein einziger Liderring mit einem oberen Füllstück angedeutet; jetzt werden zwei Ringe nach Art derjenigen in Fig. 4, Taf. 15 ausgeführt.

Für die Dicke der vorliegenden Dichtungsringe empfiehlt sich ein Wert

$$b = 0,7 \sqrt{D},$$

während für die Höhe derselben ein solcher

$$h = b \text{ bis } 2b \text{ bzw. } h = 2b \text{ bis } 3b,$$

je nachdem zwei Ringe übereinander oder nur ein Ring verwendet wird, passende Dimensionen liefert. Zu beachten ist auch, dass bei allen Liderringen mit Spann-

vorrichtung die letztere beim Einsetzen der Ringe nicht zu stark angespannt werden darf, da sonst unnötige Reibung erzeugt wird.

Um das Anschleifen eines Grates am Cylinder zu verhüten, muss, wie schon auf Seite 301 angeführt, die äussere Kante eines jeden Liderringes, gleichgiltig ob selbiger selbstspannend ist oder Spannvorrichtung besitzt, bei der zugehörigen Totlage des Kolbens um

$$k_4 = 1 \text{ bis } 3 \text{ mm}$$

in die Verbohrung treten.

Der **Kolbenkörper** besteht gewöhnlich aus Gusseisen, seltener aus Stahlguss. Er wird nur bei kleinem Durchmesser als voller Cylinder, als Scheibe oder Trichter nach Fig. 1, Taf. 15 ausgebildet, wobei die letztere Form den Nachteil einer grossen Abkühlfläche für den eintretenden Dampf besitzt. Sonst giesst man den Kolbenkörper stets in Rippen- oder Hohl-guss, von denen namentlich der letztere bevorzugt wird, da er bei geringerer Wandstärke und also auch kleinerem Gewicht ebenso widerstandsfähig als der erstere wird, auch wegen der beim Hohl-guss weit symmetrischen Gestalt des Kolbenkörpers leichter Guss-spannungen vermieden werden.

Die nötigen Kernöffnungen sind bei hohl gegossenen Kolbenkörpern natürlich stets vorzusehen und in den Figuren auf Taf. 15 mit x bezeichnet. Man verschliesst dieselben später durch schmiedeeiserne Putzen (Fig. 2 und 5), durch eingestemmte Bleche (Fig. 6), durch kleine Deckel (Fig. 8), oder durch den Kolbendeckel selbst (Fig. 3 und 7).

Der Durchmesser der Kolbenränder ist um $\frac{1}{2}$ bis 4 mm kleiner als die Cylinderbohrung zu nehmen. Die Differenz kann um so grösser sein, je grösser die Bohrung ist und je stärker die Ringe sind. Ganz schwache Ringe dürfen gar nicht aus dem Kolbenkörper vorstehen; der letztere muss dann also in die Bohrung passend gemacht werden.

Die Scheibenstärke der hohl gegossenen Kolbenkörper kann man

$$w_1 = \frac{D}{60} + 10 \text{ bis } 13 \text{ mm}$$

nehmen.

Die **Kolbendeckel**, welche bei starken Ringen, die man nicht über den Kolbenkörper einbauen kann, erforderlich sind, müssen dem Kolbenkörper dampfdicht aufgepasst werden. Zu ihrer Befestigung dienen Schrauben, deren Zahl und Stärke nach der auf Taf. 15 angegebenen Tabelle bemessen werden kann. Die Muttern dieser Schrauben bestehen, um ein Festrostern zu vermeiden, stets aus Rotguss und besitzen eine ganz oder halb vier-eckige Form, wenn sie in entsprechende Öffnungen des Randes eingelassen werden (Fig. 4 bis 9, Taf. 15), eine runde Form, wenn sie von unten oder oben in die Kolbenscheibe eingesetzt und hier durch kleine Schraubchen an der Drehung verhindert werden (Fig. 3 und 11, Taf. 15). Die Schraubenköpfe werden zweckmässig in den Deckel eingelassen, um vorstehende Teile mit Rücksicht auf eine möglichst einfache Gestalt der Cylinderdeckel nach

innen zu vermeiden. Eine Sicherung der Deckelschrauben des Kolbens ist stets vorzusehen, und zeigen die Figuren auf Taf. 15 eine Reihe solcher Sicherungen. Auch sind die nötigen Gewindelöcher für die Abdrückschrauben im Kolbendeckel nicht zu vergessen; während des Betriebes sind diese Öffnungen durch kleine Rotgusschrauben, die mit y in den Figuren bezeichnet sind, zu verschliessen. Die Stärke des Kolbendeckels kann

$$w = \frac{D}{60} + 15 \text{ mm}$$

genommen werden. Der äussere Durchmesser desselben ist ebenso gross wie der des unteren Kolbenrandes.

Bezüglich der Sicherung der Deckelschrauben ist zu bemerken, dass diese in Fig. 3 und 7, Taf. 15 durch einen aufgelegten Blechring bewirkt wird, der in Fig. 3 durch die Schrauben y der Abdrücköffnungen, in Fig. 7 durch die Schrauben v am Kolbendeckel befestigt ist. Der in Fig. 6 zur Sicherung verwendete Kupferring wird in die seitlichen Nuten des Deckels eingestemmt; die in dem Ringe vorgesehenen Löcher können durch Drehen über jede beliebige Deckelschraube gebracht werden. In Fig. 5 ist zur Sicherung der Deckelschrauben ein 2 bis 3 mm starker Kupferdraht durch die Köpfe dieser Schrauben gezogen. In Fig. 4 und 8 sind die Deckelschrauben verbohrt, in Fig. 11 durch übergelegte Scheiben an der Drehung verhindert, deren Befestigungsschraubchen wiederum durch einen Kupferdraht gesichert sind.

Die **Kolbenstangen** der Transmissions-Dampfmaschinen werden jetzt stets aus Gussstahl geschmiedet, weil dieses Material bei hoher Festigkeit eine glatte, reine Oberfläche besitzt und deshalb die Packung der Stopfbuchsen möglichst wenig angreift. Bei kleinen Maschinen tritt die Kolbenstange nur durch einen Cylinderdeckel, sonst führt man dieselbe, um Durchbiegungen zu vermeiden, stets durch beide Deckel und giebt bei grossen liegenden Maschinen auch noch dem hinteren Ende einen besonderen Kreuzkopf zur Unterstützung. Durchbiegungen werden aber auch hier nur dann vermieden, wenn die Kolbenstange genügend stark ist. Bei zu schwachen Stangen schleifen sich die Grundringe der Stopfbuchsen nach unten bald aus, und der Kolbenkörper senkt sich auf die untere Cylinderwandung, hier eine Reibung erzeugend, die in den meisten Fällen zu beträchtlichem Arbeitsverlust und Verschleiss führt, auch den Kolben zu ecken sucht, da sie in Bezug auf die Kolbenstange an einem Hebelarm gleich der halben Cylinderbohrung angreift.

Um solchen Durchbiegungen vorzubeugen, lassen manche Konstrukteure das Gewicht des Kolbenkörpers gleich von vorne herein von der unteren Cylinderwandung aufnehmen, indem sie den Kolben vermittelt eines besonderen Fusses (siehe z. B. die untere Stützfeder in Fig. 7, Taf. 15) auf den beiden oder besser den einzigen Liderring stützen, wählen aber diesen letzteren so hoch und also die Auflagefläche so gross, dass die auftretende Flächenpressung nur gering, höchstens 0,03 kg/qmm, ist. Aber auch bei dieser Anordnung kann der am Kolben angreifende Reibungswiderstand in dem vorhin ange deuteten Sinne recht bedenklich werden.

Ein anderes Mittel, um Durchbiegungen der Kolbenstange und deren nachteilige Folgen an liegenden

Maschinen zu vermeiden, ist dem Ingenieur Collmann patentiert. Derselbe lässt die Kolbenstangen nicht gerade, sondern krumm herstellen, und zwar derartig und in solchem Masse, dass sie später durch das Kolbengewicht zu einer genau geraden Stange durchgebogen werden. Die Herstellung erfolgt in der Weise, dass die rohe und entsprechend der voraussichtlichen Durchbiegung annähernd gekrümmte Stange, deren Länge so gross bemessen ist, dass ihre Enden bis zu den Mitten der Kreuzköpfe an der betreffenden Dampfmaschine reichen, mit diesen Enden und der Krümmung nach oben auf zwei Lagerböcken der Drehbank montiert wird. Dann wird die Stange durch ein in der Mitte des späteren Kolbensitzes angebrachtes Gewicht, das genau gleich dem Kolbengewicht ist, ungefähr gerade gebogen und schliesslich vermittelt eines Supports mit rotierendem Stichelgehäuse genau gerade abgedreht, sowie abgeschliffen.

Will man dieses immerhin umständliche und teure Herstellungsverfahren nicht anwenden, so wird man zunächst den Kolbenkörper möglichst leicht zu halten und dann die Kolbenstange, wie auf Seite 106 angegeben, so stark zu machen haben, dass die zu erwartenden Durchbiegungen dasjenige Mass nicht überschreiten, bei welchem ein Aufliegen der Kolbenränder am Cylinder zu befürchten steht, also höchstens 1 bis 1,5 mm betragen.

Die Befestigung des Kolbens auf der Kolbenstange wird durch Konus und Keil oder Mutter bewirkt. Der Konus wird sauber in den Kolbenkörper eingeschliffen und erhält nur geringe Steigung. Ist

Δ_3 der grössere,

Δ_2 der kleinere Durchmesser,

l die Länge des Konus,

so nehme man

$$\Delta_3 = \Delta_2 + \frac{1}{7}$$

und wähle, damit der Druck auf die Projektion des Konus höchstens 5 kg/qmm beträgt, Δ_2 so gross, dass.

$$(\Delta_3^2 - \Delta_2^2) \frac{\pi}{4} \geq \frac{P}{5}$$

oder

$$\Delta_3^2 - \Delta_2^2 \geq \sim \frac{P}{4}$$

wird, unter P den grössten Kolbenüberdruck verstanden. Die zur Befestigung des Kolbens dienende Mutter besteht aus Rotguss oder Bronze und muss gehörig gesichert werden. Die Figuren auf Taf. 15 zeigen, wie dies in verschiedener Weise geschehen kann.

Hinteré Führungen für durchgehende Kolbenstangen werden gewöhnlich nach Fig. 14, Taf. 16 ausgebildet. Das einleisige Führungsrohr mit ebener Bahn ist am Cylinderdeckel befestigt und in der Mitte durch eine kleine Säule unterstützt. Seltener sind die Ausführungen nach Fig. 15 und 16, Taf. 16. In der ersten Figur ist das Geleisenrohr vollständig geschlossen, in der zweiten Figur ist dasselbe nur am hinteren Ende mit einem vollständig geschlossenen Ende versehen und trägt in der Mitte eine halbrunde, stellbare Pfanne.

§ 53.

Die Stopfbuchsen.

Die Kolben- und Schieberstangen bedürfen dort, wo sie durch den Deckel des Cylinders bzw. die Wand des Schieberkastens treten, einer Vorrichtung, welche ihre geradlinige Hin- und Herbewegung zulässt, ohne dass Dampf aus- und Luft eintritt. Diese Vorrichtung nennt man die Stopfbuchse. Sie erzielt die erforderliche Abdichtung durch eine besondere Packung, welche in einem Behälter sitzt und vermittelt der sogenannten Brille und der Stopfbuchsschrauben gegen die Stange gepresst wird.

Als **Packung** benutzte man früher ausschliesslich und jetzt auch noch zum grossen Teil gewisse vegetabilische oder mineralische Stoffe, wie Hanf, Baumwolle, Talkum- oder Specksteinschnur u. s. w. Von ihnen werden Hanf und Baumwolle mit Talg behandelt, Talkum- und Specksteinschnur oft mit Cylinderöl getränkt, und der Hanf in Form von geflochtenen Zöpfen, die übrigen in Ringen um die zu dichtende Stange gelegt und fest in den Packungsraum getrieben. Jetzt finden neben diesen Materialien die Metallpackungen eine immer mehr zunehmende Verwendung. Ihre Vorteile bestehen darin, dass sie die Stange weit mehr schonen als die älteren Packungen, von denen namentlich der Hanfzopf dieselben sehr angriff, dass sie infolgedessen weniger Reibungs- und Arbeitsverluste verursachen und dass sie endlich eine längere Dauer besitzen, auch seltener angezogen zu werden brauchen. Allerdings verlangen Metallpackungen, wenn sie gute Resultate liefern sollen, sehr glatte und genau cylindrisch bearbeitete Stangen- und Behälterflächen, da sie ja weit starrer als die übrigen Packungen sind. Zu den bekannteren Ausführungen der Metallpackungen gehören:

Die **Howald-Liderung** (Fig. 13, Taf. 16). Sie besteht aus Metallringen, die dreieckigen Querschnitt haben und zweiteilig sind (siehe den Grundriss der Figur). Die inneren Ringe sind aus Weissmetall, die äusseren aus Rotguss oder Bronze hergestellt. Kleine Gewindeöffnungen in jedem Ringe dienen zum Ein- und Ausbauen desselben. Gewöhnlich kommen vier innere und vier äussere Ringe zur Anwendung. Auf die obersten Ringe wird noch eine elastische Schnur oder eine weiche Holzpackung gelegt, welche den Druck der Brille gleichmässig auf die Ringe verteilen und die Stange vor Staub bewahren soll. Beim Anzug der Brille werden die inneren Ringe gegen die Stange, die äusseren gegen den Behälter gepresst.

Die **Metallpackung von Gminder** (Fig. 12, Taf. 16). Die Ringe sind hier ebenso gestaltet wie bei der vorigen Liderung, zudem aber aussen und innen mit kleinen eingedrehten Nuten von rechteckigem bzw. dreieckigem Querschnitt versehen. Die schmalen Flächen der letzteren legen sich besser an die Stange bzw. den Packungsbehälter und dichten infolgedessen sicherer ab als bei der Howald-Packung. Die Nuten bieten auch eingedrungenen kleinen Unreinigkeiten Gelegenheit zum Einlegen.

Die **Schilling-Liderung** (Fig. 11, Taf. 16). In den Packraum ist ein dreiteiliger, sauber verkämmteter Ring aus einer Weichkupferlegierung eingesetzt, der durch eine hintere Asbestpackung und einen oberen, zweiteiligen Metallring gegen die Stange gepresst wird. Eingedrehte Nuten sollen wieder das Anlegen des Ringes erleichtern und sicherer gestalten. Die Asbestpackung lässt eine geringe seitliche Verschiebung des dreiteiligen Liderringes zu, falls die Kolbenstange aus irgend einem Grunde nicht genau centrisch im Packungsraume liegt oder Neigung zu einer Verschiebung in dieser Richtung hat. Der Ring besteht, um ein Ausschmelzen oder Zerbrechen bei einem etwaigen Warmlaufen zu verhüten, aus einer Weichkupferlegierung, weil diese eine höhere Schmelztemperatur und grössere Festigkeit als Weissmetall hat.

Die **Macbeth-Stopfbuchse** (Fig. 9, Taf. 16). Sie wird von L. Ziegler in Berlin ausgeführt und besitzt als Dichtungsmaterial eine Anzahl von Weissmetallringen, die durch eine vegetabilische Packung angedrückt werden. Der Packungsbehälter ist mit seinen bundähnlichen Ringen beweglich auf linsenförmigen Flächen verlagert, damit er den Durchbiegungen der Kolbenstange folgen kann und einseitige Abnützungen vermieden werden. Der hohe Preis der vorliegenden Stopfbuchsen lässt deren Anbringung aber nur an vorhandenen Maschinen mit zu schwacher und stark durchgebogener Stange gerechtfertigt erscheinen.

Stopfbuchsen ohne besondere Packung, die dann nichts weiter als lange Buchsen sind, findet man bisweilen an den Stangen der Kolbenschieber, wenn diese den frischen Dampf von innen steuern, und der Schieberkasten nur mit Auspuffdampf angefüllt ist (siehe Fig. 2, Taf. 40). Die Differenz in der Pressung zu beiden Seiten der Buchse ist dann höchstens 0,15 bis 0,2 kg/qcm, und zur Abdichtung genügt hier ein sauberes Einschleifen der Stange.

Die **Buchse** oder der **Packungsbehälter** ist ein cylindrischer Gusseisenkörper, der dem vorderen Cylinderdeckel bzw. -boden eingegossen oder eingesetzt wird. Er nimmt vorne die Stopfbuchsschrauben auf. Der hierzu in den meisten Fällen dienende Flansch hat ovale Form (Fig. 5 und 6, Taf. 16) bei nur zwei, runde Form (Fig. 1, Taf. 16) bei drei Schrauben. Bei vegetabilischen oder mineralischen Packungen erhält die Buchse als Abschluss nach dem Cylinder hin den sogenannten Grundring. Da derselbe bei liegenden Maschinen den Stangen auch zur Führung dienen soll, so ist er hier länger und kräftiger als bei stehenden Maschinen zu halten, wo er diesem Zwecke nicht zu dienen braucht. Die der Packung zugekehrte Seite des Ringes wird entweder eben, einseitig konisch oder doppelt konisch (siehe Fig. 5, 1 bzw. 2, Taf. 16) gemacht. Die beiden letztgenannten Begrenzungen sollen die Packung besser gegen die Stange pressen. Bei Stopfbuchsen mit Metallpackung kann der Grundring fehlen, da hier die Packung selbst die Führung mit übernimmt.

Passende Werte für die Breite b und Höhe h des Packraumes sind in der Tabelle auf Taf. 16 angegeben.

Bei Schieberstangen trifft man mitunter jetzt den Packungsraum ganz niedrig gehalten und in die als Überwurfmutter ausgebildete Brille gelegt, dafür aber nach Fig. 8, Taf. 16 die Stange in einer langen Bronzebuchse geführt. Die eingedrehten Nuten der letzteren, die der Schieberkastenwand eingesetzt wird, füllen sich während des Ganges der Maschine mit Schmiermaterial.

Die **Stopfbuchsbrillen** werden nur bei kleinen Stangendurchmessern ganz aus Bronze, sonst stets aus Gusseisen hergestellt und dann innen mit einem Bronzefutter versehen. Die der Packung zugekehrte ringförmige Fläche der Brille ist ebenso wie die entsprechende des Grundringes gestaltet. Desgleichen hat der Flansch der Brille die gleiche Form wie derjenige des Packungsbehälters. In den Brillenflansch goss man bei liegenden Stopfbuchsen früher gewöhnlich eine Aussparung als Schmierbehälter ein und leitete vermittelst eines Docthes das Öl an die Stange (Fig. 1 und 6, Taf. 16). Jetzt schraubt man diesem Flansch meistens ein besonderes Ögefäss auf, oder bringt eine kleine Vase an, in welche das Öl aus einem Röhrchen sichtbar eintropft (Fig. 10 und 5, Taf. 16). Bei besonders wichtigen liegenden Stopfbuchsen kann auch in den Packungsraum ein Ring als Schmierbehälter eingesetzt werden, wie dies Fig. 3, Taf. 16 zeigt. An hängenden Stopfbuchsen versieht man den Flansch der Brille nach Fig. 4, Taf. 16 mit einem Wulst am Rande und benutzt die innere Vertiefung als Ölaufnehmer.

Die Länge des cylindrischen Teiles der Brille ist so zu bemessen, dass die Hanf-, Baumwoll-, Talkumpackung etc. bis auf ihre halbe Höhe im Packungsbehälter zusammengepresst werden kann. Bei Metallpackungen genügt natürlich eine weit geringere Brillenlänge. Der äussere Durchmesser des cylindrischen Brillenteiles muss ferner etwas kleiner, vielleicht $\frac{1}{2}$ bis $1\frac{1}{2}$ mm, als der lichte Durchmesser des Packungsbehälters sein. Der dadurch entstehende geringe Spielraum der Brille in der eigentlichen Stopfbuchse lässt geringe Abweichungen der Stange von der Cylinder- und Stopfbuchsenachse zu, die sonst einen schnellen Verschleiss des Brillenfutters zur Folge haben würden.

Die **Stopfbuchsschrauben** sollen die Brille beim Anziehen gleichmässig fortbewegen und ein Schiefstellen derselben zur Stangenachse verhüten. Mit Rücksicht hierauf hat man zwei Schrauben nur bei kleinen und minder wichtigen Stopfbuchsen zu gestatten, sonst aber immer drei Schrauben anzuordnen, weil diese Zahl erst die Lage des Brillenflansches vollkommen sichert. Auch lässt sich den obigen Bedingungen dadurch gerecht werden, dass man die Brille durch eine Mutter anzieht, welche ihr Bolzengewinde am Packungsbehälter hat (Fig. 10, Taf. 16), oder bei nur zwei Stopfbuchsschrauben für eine genaue Führung der Brille auf dem Behälter (Fig. 2, Taf. 16) bzw. für eine ganz gleichmässige Drehung der Schrauben durch eine gemeinschaftliche Anzugvorrichtung ihrer Muttern (Fig. 5, Taf. 16) Sorge trägt. Die beiden letzteren Ausführungen fallen aber sehr teuer aus und finden deshalb nur bei sehr starken Kolben-

stangen Verwendung. Der Stangenachse sind die Stopfbuchsschrauben stets so nahe als möglich zu rücken. In dem Brillenflansch haben die Schrauben etwas Spiel.

Die Stahlmuttern der Stopfbuchsschrauben werden gehärtet. Bei nur einer Mutter tritt bald eine Lockerung ein. Deshalb verwendet man meistens zwei Muttern übereinander oder zu beiden Seiten des Flansches. Im letzteren Falle giebt man der äusseren Mutter wohl mit Rücksicht auf das häufige Anziehen derselben eine doppelt so grosse Höhe als sonst üblich.

Die Stärke der Stopfbuchsschrauben kann wieder der Tabelle auf Taf. 16 entnommen werden.

§ 54.

Die Kreuzköpfe.

Der Zweck dieser Maschinenteile ist, die Kolbenstange mit der Schubstange zu verbinden und den von der letzteren bei schräger Stellung ausgeübten Normaldruck auf die Schlittenbahn zu übertragen.

Die Figuren auf Taf. 17 zeigen die bei den Transmissions-Dampfmaschinen gebräuchlichen **Ausführungen** der Kreuzköpfe. Dieselben unterscheiden sich

1. nach der Zahl der Gleitbahnen in vier-, zwei- und eingeleisige Kreuzköpfe. Die erstgenannten, bei denen die beiden Schleifer zu Seiten der Schubstangenschwingungsebene liegen und den Enden des Kreuzkopfzapfens aufgesteckt sind, zeigen meistens die in Fig. 1 dargestellte Form. Die Kreuzköpfe der zweiten Gruppe werden bei Rundführungen benutzt und gewöhnlich nach Fig. 5 bis 9 konstruiert; die in der Schwingungsebene liegenden Schleifer sind hier dem Kreuzkopf selbst aufgesetzt. Eingeleisige Kreuzköpfe schliesslich, wie sie namentlich an stehenden Hammermaschinen zu treffen sind, werden nach Fig. 2 bis 4 ausgebildet; ihr Schleifer ist an einem Fusse des Kreuzkopfes befestigt oder mit diesem zusammengegossen.

2. je nachdem der Kreuzkopfbolzen oder das Lager für diesen im Kreuzkopfe sitzt, in solche für einfache oder gegabelte Schubstangen. Ausführungen der ersten Art werden nach Fig. 5 und 6 für zweigeleisige nach Fig. 4 für eingeleisige Bahnen ausgebildet, Ausführungen der zweiten Art sind in Fig. 8 und 9 bzw. 2 und 3 wiedergegeben. Bei einfacher Schubstange muss der Kreuzkopfkörper den Zapfen in zwei Augen aufnehmen und zwischen diesen eine genügend grosse Höhlung für den Schubstangenkopf besitzen. Infolgedessen fällt die Form solcher Kreuzköpfe komplizierter aus. Auch ist das Lager des Kreuzkopfzapfens nun bei Rundführungen nicht so leicht zugänglich und liegt viel versteckter als bei Kreuzköpfen mit gegabelter Schubstange, die in der Hauptsache eine glatte Scheibe von entsprechender Dicke bilden und deshalb auch aus Schmiedeeisen hergestellt werden können, während die erstgenannten Kreuzköpfe immer gegossen werden, also aus dem nicht so zuverlässigen Gusseisen oder Stahlguss bestehen müssen.

3. in Kreuzköpfe mit nachstellbaren und nicht nachstellbaren Schleifern. Die ersteren trifft man

nur noch bei Rundführungen, wie z. B. in Fig. 8, wo die Schleifer bei eingetretenem Verschleiss durch die Muttern der im Kreuzkopfkörper befestigten Spindeln an die Schlittenbahnen gedrückt werden können. Sonst bevorzugt die Praxis jetzt allgemein, auch bei Rundführungen, die nicht nachstellbaren Kreuzkopfkonstruktionen. Der Grund hierfür liegt in dem Wunsche, eine Nachstellung der Schleifer nicht durch den Wärter vornehmen zu lassen, der in dieser Beziehung leicht des Guten zu viel thun und durch übertriebenes Nachstellen unnötig grosse Reibung und Arbeitsverluste in den Schlittenbahnen hervorrufen kann. Allerdings darf bei solchen nicht nachstellbaren Kreuzköpfen die Flächenpressung zwischen Schleifer und Schlittenbahn nach den Angaben auf Seite 107 nur 0,01 bis 0,02 kg/qmm betragen, damit der Verschleiss ganz gering bleibt. Werden solche Kreuzköpfe dann noch durch Schaben und ganz stramm in ihre Führung eingepasst, so laufen sie Jahre lang, ehe ein merkbarer Verschleiss an den Schleifern eintritt, und dieser kann dann durch Einschalten dünner Bleche auch wieder behoben werden.

Bei der **Konstruktion** der Kreuzköpfe sind die folgenden Punkte zu beachten.

Bei viergeleisigen Kreuzköpfen nach Fig. 1 sind aus den bei den Rahmen angeführten Gründen die Schleifer möglichst dicht an den Kreuzkopf zu rücken und nicht unnötig hoch zu machen, damit die Gleitbahnen der Führungssachse recht nahe zu liegen kommen. Bei den anderen Kreuzköpfen sind aus gleichem Grunde die Schleifer nur so weit abzurücken, als es der Ausschlag der Schubstange in der Bahn erfordert.

Der stählerne Kreuzkopfzapfen wird in Fig. 1 durch zwei Keile, sonst stets nach Fig. 5 und 6 mit einem Doppelkonus und einer Schraubenmutter in den Augen des Kreuzkopfes befestigt. Die beiden Konen des Zapfens sollen derselben Kegelfläche angehören, der eine Konus also in der Verlängerung des anderen liegen, weil dies die Bearbeitung und das Einschleifen des Zapfens erleichtert. Die Schraubenmutter ist gegen eine selbstthätige Lösung zu sichern.

Das Material der Kreuzkopfschleifer ist gewöhnlich Gusseisen. Nur bei eingeleisigen Kreuzköpfen für stehende Maschinen werden die gusseisernen Schuhe an der Lauffläche mit Weissmetall ausgegossen (Fig. 2 und 3). Bei Rundführungen genügt es, die Schleifer einfach auf die Zapfen des Kreuzkopfes zu treiben (Fig. 6); eine besondere Befestigung der Schleifer wie in Fig. 8 ist gewöhnlich nicht nötig. Auch ist es meistens überflüssig, die Schleifer mit einem Rande über die viereckigen Kreuzkopfen greifen zu lassen (Fig. 9), um so einer Drehung des Kreuzkopfes um seine vertikale Achse (bei liegenden Maschinen) vorzubeugen; die Neigung zu einer solchen Drehung ist bei richtiger Montage gering und kann immerhin von der Schubstange aufgenommen werden. Die Schleifer sind in jedem Falle möglichst leicht zu halten und ihrer Länge nach stets symmetrisch zur Mitte des Kreuzkopfzapfens anzuordnen, damit der Normaldruck sich gleichmässig auf sie verteilt.

Passende Dimensionen für den eigentlichen Kreuzkopfkörper sind den Figuren auf Taf. 17 beigeschrieben.

Über das bei Kreuzköpfen für gegabelte Schubstangen in den ersteren unterzubringende Lager ist im nächsten Paragraphen das Erforderliche angegeben. In Fig. 2 (nach Ausführung von H. Paucksch in Landsberg a. W.) dient zur Nachstellung ein Keilstück mit Schraube, in Fig. 7 eine äussere Druckschraube, in Fig. 8 eine entsprechende Mutter, die auf dem mit Gewinde versehenen Kolbenstangenende sitzt.

Die Kolbenstange wird im Kreuzkopfe meistens durch Konus und Keil, seltener durch Gewinde und Gegenmutter befestigt, trotzdem die letztere Ausführung eine gewisse Einstellbarkeit der Kolbenstangenlänge zulässt. Die Stärke des Kolbenstangenkonus wird gewöhnlich schwächer als die eigentliche Kolbenstange gewählt, damit die Kreuzkopfnabe nicht zu stark ausfällt. Der dadurch entstehende Ansatz der Stange darf natürlich an der Nabe nicht anliegen. Die Steigung des Konus braucht nur gering, vielleicht 1:12 zu sein. Ist dann

Δ_1 der grössere,

Δ_2 der kleinere Durchmesser dieses Konus,

so hat man bei einer mittleren Länge des letzteren von $2,5 \Delta_1$

$$\Delta_1 - \Delta_2 = \frac{2,5 \Delta_1}{12} = \sim 0,2 \Delta_1,$$

oder

$$\Delta_2 = 0,8 \Delta_1.$$

Die Dicke des Befestigungskeiles ist

$$\delta = \frac{\Delta_1}{4}$$

zu wählen, die Höhe h desselben auf Biegung zu berechnen. Nimmt man dabei an, dass der Kolbenüberdruck P und dessen Reaktionen gleichmässig über die Keillochflächen in der Kolbenstange bzw. im Kreuzkopfe verteilt seien, so hat man als freitragende Länge des Keiles den äusseren Durchmesser der Kreuzkopfnabe, der im Durchschnitt $1,8 \Delta_1$ beträgt, zu nehmen. Es folgt dann für den einfachen Keil

$$P \frac{1,8 \Delta_1}{8} = \frac{\delta \cdot h^2}{6} k_b,$$

oder mit $\delta = \frac{\Delta_1}{4}$ und $k_b = 10$,

$$h = \sqrt{0,54 P} = \sim 0,75 \sqrt{P}.$$

Bei einem mit zwei Beilagen versehenen Keil ist, wenn die Belastung eines jeden Teiles zu $\frac{P}{3}$ angenommen wird,

$$h = 3 \sqrt{0,54 \frac{P}{3}} = \sim 1,25 \sqrt{P}.$$

Zur **Schmierung** des Kreuzkopfzapfens wird Öl oder konsistentes Fett verwendet. Bei Ölschmierung kann dem zugehörigen Schubstangenkopf oder dem Ende des Zapfens selbst nur dann ein Schmiergefäss aufgesetzt werden, wenn die Umdrehungszahl gering genug ist, um ein Nachfüllen des sich mit bewegenden Gefässes während des Ganges vornehmen zu können. Sonst muss das letztere so gross sein, dass seine Füllung für eine Betriebsperiode ausreicht. Bei schnelllaufenden Maschinen, namentlich

wenn dieselben während langer Zeit keinen Stillstand erleiden dürfen, findet man dagegen jetzt meistens das Schmiergefäss an einem Halter des Rahmens im Hubende oder in der Hubmitte des Kreuzkopfpfapfens befestigt und das Öl desselben tropfenweise in ein zugeshärftes oder flach geschlagenes Röhrrchen, einen Filz oder Docht geleitet; bei Centralschmierung kommt das Röhrrchen natürlich von der gemeinschaftlichen Schmiervorrichtung. Dem Röhrrchen, Filz oder Docht wird das Öl durch einen Abstreicher, der in einem Aufnehmer am vorderen Ende des Kreuzkopfpfapfens sitzt und jedesmal am Hubende oder in der Hubmitte anstösst oder vorbeistreicht, entnommen. Solche Vorrichtungen zeigen z. B. die Fig. 1 a, Taf. 2 und 4, Fig. 4, Taf. 5, Fig. 3 a, Taf. 6.

In Fig. 1 a¹⁾, Taf. 2 ist unter dem Halter des Schmiergefässes ein Bügel angebracht, der einen endlosen Docht trägt. Der Abstreicher besteht aus einigen gekrümmten Schaufeln. In Fig. 4²⁾, Taf. 5 ist der Abstreicher y drehbar im Aufnehmer verlagert und mit zwei gebogenen Stahlfedern versehen. Bei jedem Hubwechsel oder kurz vor demselben legt sich der Abstreicher um, sodass stets die gegen die Rohrschneide sich bewegende Stahlfeder nach oben gerichtet ist. In Fig. 3 a, Taf. 6 stösst die als Abstreicher dienende Feder jedesmal bei der oberen Totlage des Kreuzkopfes gegen das Rohrende. Oft lässt man auch hier den Abstreicher ganz fort, sodass das Öl einfach in den Aufnehmer tropft. Der letztere muss in jedem Falle mit einem Filter, gewöhnlich eine fein durchlöchernte Platte, versehen sein, welches Staub und Unreinigkeiten zurückhält (siehe auch Fig. 2 a, Taf. 17).

Oft stellt man ferner die Verbindung zwischen dem sich bewegenden Kreuzkopfpfapfen und der feststehenden Ölvase, welche jeder Zeit gefüllt werden kann, durch eine ausziehbare Röhre nach Fig. 1, Taf. 5 (Schnitt 1—1) her. Das Stück x wird dann nach Fig. 1 a daselbst drehbar und dicht im Zapfen verlagert.

Bei Fettschmierung wird man für schnellen Gang entweder genügend grosse Federbüchsen, die im Kreuzkopfpfapfen sitzen, anwenden, oder bei Anpressung des Büchsenkolbens und Fettes von Hand die Schmiervase in dem beweglichen Auge eines Hebels verlagern müssen, dessen anderes Auge um einen festen Bolzen drehbar ist; von der Schmiervase geht dann ein Rohr zum Kreuzkopfpfapfen. Fig. 1, Taf. 6 und 7 zeigt eine bei stehenden Maschinen bisweilen anzutreffende Fettschmiervorrichtung für Kurbel-, Kreuzkopfpfapfen und Gleitbahn, die von einer Stelle aus während des Ganges bedient werden kann. Für die beiden Zapfen sind sogenannte Kombinations-, für die Gleitbahn ist eine einfache Buchse angeordnet; bei den ersteren wird das Fett durch eine Feder oder von Hand eingedrückt, bei den letzteren geschieht dies nur von Hand. Die Rohrverbindungen der Kombinationsbuchsen mit den Zapfen muss an zwei Stellen gelenkig sein. Die Verbindung der Röhren in x_3 wird ebenso wie diejenige x_2 für den Kurbelzapfen, welche an der Schubstange befestigt ist, durch einen durchbohrten Zapfen erreicht; diejenige x_1 für den Kreuzkopfpfapfen ist an dem letzteren selbst angebracht.

1) Nach der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1885, S. 790.

2) Desgleichen Jahrgang 1892, S. 142.

Die Figuren auf Taf. 7 zeigen die einzelnen Verbindungsstücke in grösserem Massstabe.

Der Kreuzkopf der hinteren Kolbenstangenführung wird meistens nach Fig. 10, Taf. 17 hergestellt. Treibt er die Luftpumpe an, so wird er als Traverse geschmiedet, sonst besteht er gewöhnlich aus Gusseisen oder Stahlguss. Befestigt wird er auf der Kolbenstange wieder durch Konus und Schraubenmutter. Der gusseiserne Gleitschuh in Fig. 10, Taf. 17 ist mit dem schmiedeisernen Kopfe durch eine Schraube verbunden; zur Sicherung der letzteren dient ein Keil aus Bronze.

§ 55.

Die Schubstangen.

Als Hauptteile dieser zur Verbindung von Kurbel und Kreuzkopf dienenden Maschinenelemente sind die Schubstangenköpfe und der Schubstangenschaft zu bezeichnen.

Bezüglich der gebräuchlichen **Ausführungen** beider Teile ist mit Bezug auf Taf. 18 das Folgende zu bemerken:

Die Schubstangenköpfe werden offen und geschlossen ausgeführt. Im ersteren Falle besitzt der Kopf zum Schluss des Auges einen Bügel oder Deckel, der mit dem zugehörigen Schaftende durch Keile oder Schrauben verbunden ist, im letzteren Falle ein mit dem Schaft aus einem Stück bestehendes, geschlossenes Auge. Offene Schubstangenköpfe zeigen Fig. 1, welche Konstruktion den Namen Bügelkopf führt, Fig. 6 und 7¹⁾, welche als Marinekopf bezeichnet werden, und Fig. 9, geschlossene Köpfe sind in Fig. 2, 3, 4 und 10 dargestellt. Offene Köpfe müssen bei gekröpfter Kurbelwelle angewendet werden, kommen aber auch in anderen Fällen vor.

Die Begrenzungsflächen der Schubstangenköpfe, ausgenommen die beiden Stirnflächen, werden entweder auf der Shapingmaschine gestossen (Fig. 1 und 2, 9 und 10), oder auf der Drehbank abgedreht (Fig. 3 und 4, 6, 7). Im letzteren Falle, wo die erwähnten Flächen also einem Rotationskörper angehören, fällt die Bearbeitung billiger aus; Schubstangen mit gedrehten Köpfen finden deshalb jetzt vorzugsweise Verwendung. Das Gleiche gilt für den Schaft. Derselbe hat bei den heutigen Transmissions-Dampfmaschinen viel seltener rechteckigen (Fig. 15 und 17) als entweder vollständig kreisrunden Querschnitt (Fig. 11 und 14), oder solchen, der aus dem völlig kreisrunden am Kreuzkopfe in den beiderseits abgeflacht kreisrunden am Kurbelende allmählich übergeht (Fig. 13). Höchst selten trifft man Stangen mit I-förmigem Schaftquerschnitt (Fig. 12), da der Vorteil desselben, bei geringem Gewicht der Stange ein verhältnismässig grosses Trägheitsmoment zu bieten, sehr teuer durch das Ausfräsen der Vertiefungen erkauft werden muss. Bei Gabelung der Stangen am Kreuzkopfe (Fig. 5 und 13, 8 und 11) erstreckt sich das Abdrehen der anfangs erwähnten Begrenzungsflächen

1) Fig. 5 u. 6 nach Ausführung von Märky, Bromovsky & Schulz in Prag, Fig. 7 u. 8 nach H. Paucksch in Landsberg a. W.

bis an die Naben des Kreuzkopfbolzens. Der letztere wird auch hier für gewöhnlich durch Doppelkonus und Mutter befestigt, wie Fig. 8 zeigt, wo die in dem einen Auge eingelegte Feder die Drehung des Bolzens, die dem anderen Auge vorgesetzte Scheibe die Lösung desselben verhüten soll. Ausnahmsweise kommt auch die in Fig. 5 angedeutete Befestigungsweise des Kreuzkopfzapfens vor; die Augen sind hier aufgeschlitzt, und der hohle Zapfen ist in ihnen mit seinen beiderseits cylindrischen Enden durch Klemmung befestigt.

Die Lagerschalen der Schubstangenköpfe bestehen aus Bronze allein, oder Bronze mit Weissmetallfutter, das wieder in schwalbenschwanzförmigen Nuten gehalten wird. Oft stellt man auch, wenn Weissmetall eingegossen wird, die Schalen aus Gusseisen her. Am Kreuzkopfzapfen verwenden viele Bronze allein zu den Schalen, weil sich Weissmetall für die nur oscillierende Bewegung dieses Zapfens nicht gut bewähren soll. Die beiden Schalenhälften lässt man meistens stumpf zusammenschlagen und befeilt bei eingetretenem Verschleiss die Stossstellen, seltener legt man zwischen die beiden Schalenhälften Messingstücke oder dünne Bleche (Fig. 7), die man beim Nachstellen befeilt bzw. teilweise fortnimmt. Gegen das Drehen werden die aussen kreisrunden Lagerschalen der Marineköpfe durch die Schraubenbolzen des Deckels gesichert.

Zum Nachstellen der Lagerschalen dienen entweder Keile oder Keilstücke mit Schrauben. Die ersteren werden einfach (Fig. 2 und 4), oder mit Beilagen (Fig. 1 und 9) angeordnet. Bei Rundführungen wird der Keil am Kreuzkopfbolzen horizontal gelegt; auch wirkt er hier vermitteltst eines schmiedeeisernen Einlegestückes auf die Schalen ein (Fig. 3), da die Anzugschraube des Keiles mit ihrer Hülse ja vor der Kreuzkopfbolzennabe schwingen muss. Keilstücke mit Schrauben werden nach Fig. 10, Taf. 18, sowie Fig. 2 und 3, Taf. 17 ausgebildet und angeordnet.

Die **Dimensionen** der Schubstangenköpfe bestimmen sich in der folgenden Weise.

Die Dicke der Lagerschalen kann, wenn diese aus Bronze bestehen und nicht mit Weissmetall ausgegossen werden, zu

$$s_1 = 0,1 d \text{ bis } 0,1 d + 3 \text{ mm}$$

gewählt werden. Sollen die Schalen in der Richtung der Schubstangenkraft stärker als senkrecht dazu gemacht werden, so empfiehlt sich, an der schwächeren Stelle den vorstehenden Wert, an der stärkeren dagegen denjenigen

$$s_2 = 0,1 d + 5 \text{ bis } 0,1 d + 8 \text{ mm}$$

für die Schalendicke zu nehmen. Der letztere ist auch zu wählen, wenn die Schalen ein Weissmetallfutter erhalten. Die Stärke dieses Futters beträgt an der schwächsten Stelle zweckmässig

$$\frac{d}{40} + 4 \text{ mm.}$$

Im Falle die Ränder der Lagerschalen sehr weit vorstehen, wie z. B. in Fig. 9, ist die Schalendicke natürlich entsprechend grösser zu wählen.

Die senkrecht zur [Schubstangenkraft liegenden beiden Querschnitte der Köpfe werden auf Zug beansprucht. Ist somit

P der grösste Kolbenüberdruck bzw. die grösste Schubstangenkraft in **kg**,

f einer der fraglichen Querschnitte in **qmm**, so hat man

$$P = 2f \cdot k_z,$$

oder mit $k_z = 3 \text{ kg/qmm}$,

$$f = \frac{P}{6}.$$

Will man die Dimensionen der Querschnitte **f** auf die Bohrung **d** des zugehörigen Lagers beziehen, so ist die Breite **b** schon durch die Länge **l** und die Dicke der Lagerschalenborden gegeben. Im allgemeinen dürfte

$$b = \sim 0,75 l$$

sein. Setzen wir nun der Sicherheit halber die zwischen Zapfen und Lagerschale auftretende Pressung $p = 0,75 \text{ kg/qmm}$ (beim Kurbelzapfen ist dieselbe immer geringer), so ergibt sich mit $P = 0,75 d \cdot l$ für die Dicke der Querschnitte **f** der Wert

$$\frac{f}{b} = \frac{0,75 d \cdot l}{6 \cdot 0,75 l} = \frac{d}{6} = \sim 0,17 d.$$

Um der durch das Abdrehen der äusseren Flächen entstehenden Verminderung der fraglichen Querschnitte Rechnung zu tragen, wählen wir die Dicke der letzteren $0,25 d$ und erhalten dann als äussere Höhe der Schubstangenköpfe dort, wo kein Stellkeil oder keine Stellschraube durch dieselben geht, den Wert

$$d + 2(s_1 + 0,25 d) = 1,5 d + 2s_1,$$

wofür in den Tafeln mit $s_1 = 0,1 d$ und einer Konstanten von 5 bis 15 mm

$$1,7 d + 5 \text{ bis } 15 \text{ mm}$$

eingeschrieben ist. Stehen die Ränder der Schalen weit vor, wie z. B. in Fig. 9, so ist die Konstante entsprechend der kleineren Breite **b** zu vergrössern. Das Gleiche gilt für den Kopf in Fig. 3 mit Rücksicht auf die erforderliche grössere Dicke **a** (siehe weiter unten) in der Krafrichtung.

Dort, wo der Stellkeil oder die Stellschraube durch den Kopf geht, ist die Stärke des letzteren natürlich grösser zu nehmen. Im allgemeinen dürfte der Wert

$$0,3 d$$

dasselbst genügen. Die Flächenpressung, welche dann z. B. in Fig. 1 und 9 zwischen dem Keil und der Lochwandung herrscht, beträgt

$$p = \frac{P}{\delta \cdot 2 \cdot 0,3 d},$$

oder mit dem früheren Werte von **P** bzw. **b** und einer

$$\text{Keildicke } \delta = \frac{b}{3},$$

$$p = \frac{0,75 d \cdot l}{\frac{b}{3} \cdot 2 \cdot 0,3 d} = \frac{0,75 d \cdot l}{\frac{0,75 l}{3} \cdot 2 \cdot 0,3 d} = 5 \text{ kg/qmm,}$$

was noch zulässig sein dürfte.

Die äussere, in der Krafrichtung liegende Stärke **a** des Schubstangenkopfes ist wie die Dicke eines gleich-

mässig durch P belasteten Balkens zu berechnen. Die freitragende Länge des letzteren geht von Mitte bis Mitte der senkrecht zur Krafftrichtung liegenden beiden Wandungen und dürfte für gewöhnlich 1,6 d nicht überschreiten. Nach der Biegefestigkeit ist dann

$$P \frac{1,6 d}{8} = b \frac{a^2}{6} k_b,$$

oder mit $k_b = 6 \text{ kg/qmm}$,

$$a = 0,447 \sqrt{\frac{P \cdot d}{b}}.$$

Mit den früher angegebenen Werten von $P = 0,75 d \cdot l$ und $b = 0,75 l$ folgt hieraus die in den Figuren angegebene Stärke

$$b = 0,447 \sqrt{\frac{0,75 d \cdot l \cdot d}{0,75 l}} = \sim 0,5 d,$$

wobei die Erhöhung des Koeffizienten 0,447 auf 0,5 wieder mit Rücksicht auf die Abrundung des Querschnittes bei gedrehten Köpfen gerechtfertigt ist.

Die Stärke c der Gabel in Fig. 8 ergibt sich nach der Biege- und Zug- oder Druckfestigkeit in der nachstehenden Weise. Die in der Längsmittle eines jeden Auges angreifende Kraft $\frac{P^1}{2}$ steht vom Schwerpunkte S des Gabelquerschnittes 1 — 2 — 3 — 4 um x ab. Bei einer Höhe des Querschnittes von $\frac{4}{3} d$ ist also nach der Biegefestigkeit

$$\frac{P}{2} x = \frac{4}{3} d \frac{c^2}{6} k_b,$$

oder mit dem Mittelwert $x = 0,25 c$,

$$k_b = 0,563 \frac{P}{c \cdot d}.$$

Die ausser dieser Biegebeanspruchung im Querschnitt noch auftretende Zug- oder Druckbeanspruchung folgt aus der Gleichung

$$\frac{P}{2} = \frac{4}{3} d \cdot c \cdot k_z$$

zu

$$k_z = 0,375 \frac{P}{c \cdot d}.$$

Die gesamte Beanspruchung des Querschnittes ist somit

$$k_b + k_z = (0,563 + 0,375) \frac{P}{c \cdot d} = 0,938 \frac{P}{c \cdot d},$$

oder mit $P = 0,75 d \cdot l$,

$$k_b + k_z = \sim 0,75 \frac{l}{c}.$$

Da $k_b + k_z$ wegen der wechselnden Krafftrichtung nicht mehr als 3 kg/qmm betragen soll, so folgt

$$c = 0,25 l,$$

während in den Figuren wieder mit Rücksicht auf die durch das Abdrehen eintretende Verminderung des Querschnittes für dessen grösste Breite

$$c = 0,3 l$$

1) In Fig. 8 ist die Kraft $\frac{P}{2}$ nicht genau in die Mitte des Auges eingetragen; $\frac{P}{2}$ muss am unteren Masshaken von x angreifen.

eingeschrieben ist. Die Länge der Augen ist daselbst zu

$$0,4 l$$

angegeben.

Die Schraubenbolzen der Marineköpfe in Fig. 6 und 7 sind auf Zug zu berechnen. Ist

s der äussere,

0,85 s der innere Gewindedurchmesser,

so ergibt sich aus

$$P = 2 (0,85 s)^2 \frac{\pi}{4} k_z$$

für $k_z = 3,3$ bis 2 kg/qmm

$$s = \sim 0,45 \text{ bis } 0,6 \sqrt{P}.$$

Die Keile der offenen Schubstangenköpfe in Fig. 1 und 9 erhalten zweckmässig eine Dicke

$$\delta = \frac{b}{3}.$$

Die Höhe folgt nach der Biegefestigkeit, wenn man sich die Kraft und deren Reaktionen gleichmässig über den Keil bzw. die Lochwandungen verteilt denkt und deshalb den Abstand y der äusseren Kanten als freitragende Länge einführt, aus

$$\frac{P}{m} \frac{y}{8} = \frac{\delta}{6} \left(\frac{h}{m}\right)^2 k_b$$

mit $k_b = 10$ zu

$$h = \sim 0,274 m \sqrt{\frac{P \cdot y}{m \cdot \delta}},$$

oder für $m = 2$, also Keile mit einer Beilage (Fig. 9), zu

$$h = \sim 0,387 \sqrt{\frac{P \cdot y}{\delta}},$$

für $m = 3$, also Keile mit zwei Beilagen (Fig. 1), zu

$$h = \sim 0,475 \sqrt{\frac{P \cdot y}{\delta}}.$$

Bei der **Konstruktion** der Schubstangen sind die nachfolgenden Punkte besonders zu beachten.

Die Nachstell- oder Anzugvorrichtungen der Köpfe sind so anzuordnen, dass bei einer an beiden Lagern vorgenommenen Nachstellung die Summe aus der Kolben- und Schubstangenlänge konstant bleibt. Ist das nicht der Fall, so kann der zwischen Kolben und Cylinderdeckel in den Totlagen vorhandene geringe Spielraum an der einen Seite allmählich mehr und mehr verringert werden und schliesslich der Kolben gegen den Cylinderdeckel dieser Seite schlagen.

Um der verlangten Bedingung zu genügen, muss man, wenn beide Lager sich in der Schubstange befinden, die beiden Anzugvorrichtungen so anordnen, dass sie nach derselben Seite hin wirken. Wird dann durch die Nachstellung des einen Lagers die Entfernung L von Mitte bis Mitte Auge verkürzt oder verlängert, so wird sie durch die gleichzeitig vorzunehmende Nachstellung des anderen Lagers wieder entsprechend verlängert bzw. verkürzt, L also annähernd konstant erhalten. Diese Anordnung der Anzugvorrichtungen ist z. B. in Fig. 1 und 2, 3 und 4, 9 und 10 beachtet worden.

Enthält die Schubstange aber nur das Lager des Kurbelzapfens, und ist dasjenige des Kreuzkopfpfens

im Kreuzkopf angeordnet, so hat man, um die obige Bedingung zu erfüllen, die Nachstellvorrichtungen beider Lager so zu legen, dass sie nach entgegengesetzten Seiten hin wirken. Wird dann z. B. durch die Anzugvorrichtung des Kurbelzapfenlagers die Schubstangenlänge L verkürzt, so wird durch die entsprechende Vorrichtung des Kreuzkopfbzapfenlagers die Kolbenstangenlänge vergrößert, also auch hier die Summe beider Längen wieder konstant erhalten. Für die Schubstangen in Fig. 5 und 6, sowie 7 und 8, Taf. 18 würden somit Kreuzköpfe nach Fig. 3 und 8, Taf. 17 erforderlich sein; bisweilen findet man aber die erwähnten Stangen auch mit Kreuzköpfen nach Fig. 2 und 7, Taf. 17 kombiniert, welche der angegebenen Forderung nicht genügen.

Die Lagerschalen sind, soweit zugänglich, mit seitlichen Borden zu versehen, welche ihre Verschiebung in der Stange verhüten sollen. Bei offenen Köpfen (Fig. 1, 6, 7 und 9) können die Schalen überall solche Borden erhalten, bei geschlossenen ist dies nur an den runden Schalenhälften (Fig. 3, 4¹) und 10) ausführbar; an den eckigen muss man, um dieselben in den Kopf einschieben zu können, die Ränder oben²) und unten auf der einen Seite fortlassen, ferner auch dort, wo dies wegen des Einsetzens der Teile der Anzugvorrichtung nötig ist.

Die Keile und Schrauben der Anzugvorrichtung sind gegen eine selbstthätige Lösung zu sichern. In Fig. 1 und 2 dienen hierzu Schrauben, von denen die eine in eine eingefräste Nut eingreift, um die Keilflächen nicht zu beschädigen, die andere unter Zuhilfenahme zweier Beilagen durch einen Längsschlitz des Keiles geht. In Fig. 3, 4 und 9 dienen Kontremuttern zur Sicherung, die aber bekanntlich keine vollkommene Sicherung ergeben. In Fig. 6 und 7 sind die Bolzenmutter nach Art der Pennschen Schraubensicherung ausgebildet. Die Stellschraube in Fig. 10 schliesslich wird zweckmässig so gesichert, wie Fig. 3, Taf. 17 zeigt.

Die Schraubenbolzen der Marineköpfe in Fig. 6 und 7 sind immer auf einer grösseren Strecke bis auf den Kerndurchmesser des Gewindes abzdrehen oder bis an das letztere so stark auszubohren, dass ihr Querschnitt ebenso gross wie der Kernquerschnitt des Gewindes wird. Sie erhalten dadurch eine grössere Sicherheit gegen Stösse oder Beanspruchungen, wie sie in ihnen oft durch zu starkes Anspannen der Mutter und Wärmeausdehnungen der Lagerschalen hervorgerufen werden, indem nun die Elasticität der Bolzen infolge der weit grösseren Länge des kleinsten Querschnittes eine wesentlich höhere wird, als wenn dieser letztere nur auf der geringen Länge des Gewindes vorhanden ist. Das Material der Bolzen ist am besten feinkörniges Schmiedeeisen, das Gewinde möglichst fein.

Die Bolzen der Keilstücke in Fig. 10 werden dort, wo sie im Kopf sitzen, glatt abgedreht. Ihr Durch-

1) An der hinteren Seite der runden Schalenhälfte ist hier der Bord oben und unten nur des besseren Anschlusses an die andere Hälfte wegen, die dort keine Borde besitzen darf, fortgelassen worden.

2) In Fig. 10 muss an der eckigen Schalenhälfte hinten auch der Bord oben und unten fortfallen.

messer muss dann natürlich von oben nach unten allmählich abnehmen.

Die **Schmierung** des Kurbelzapfens bewirkt man nur noch selten durch Gefässe, die auf dem zugehörigen Schubstangenkopf (Fig. 1 und 2) sitzen, da solche während des Ganges nicht nachzufüllen sind und deshalb bei längerem ununterbrochenem Betriebe einen sehr grossen Inhalt haben müssen. Auch Aufnehmer (Fig. 7) mit Abstreicher, die das Öl einem Docht oder Filz entnehmen, der an einem feststehenden Schmiergefäss aufgehängt ist, sind selten. Fast allgemein finden jetzt die im nächsten Paragraph besprochenen Schmierkurbeln für den Kurbelzapfen Verwendung.

§ 56.

Die Kurbeln und Kurbelwellen.

Die den Enden der einfachen Kurbelwellen aufgesetzten Stirnkurbeln lassen den Kurbelzapfen und die eigentliche Kurbel unterscheiden. Die letztere kann als Arm oder Scheibe ausgebildet werden.

Der **Kurbelzapfen** besteht stets aus Stahl. Befestigt wird er in der eigentlichen Kurbel mittelst eines sauber eingeschliffenen Konus mit Keil oder Schraube. Fig. 1 bis 8, Taf. 19 zeigen die verschiedenen Ausführungsarten dieser Befestigung. Zur Anbringung einer Schraubenmutter nach Fig. 6 fehlt meistens der erforderliche Platz, da man das Mass von Mitte Kurbelzapfen bis Mitte vorderes Kurbelwellenlager möglichst knapp zu halten sucht. Die in Fig. 3 angedeutete Befestigungsart des Kurbelzapfens ist dem Ingenieur Fr. Müller unter No. 60376 im Deutschen Reiche patentiert. Der Zapfen ist der Länge nach durchbohrt und wird durch eine Schraube gehalten, die sich mit ihrem flachen, allmählich in die Schraubenstärke übergehenden Kopf hinten gegen die Kurbel legt.

Die Rücksicht auf die in der Richtung und Grösse wechselnde Belastung des Kurbelzapfens verlangt, dass die Befestigung desselben in der Kurbel äusserst sicher und solide ausgeführt wird. Man gebe deshalb der Kurbelzapfennabe eine Länge und einen äusseren Durchmesser von

$$1,75 d \text{ bzw. } 2 d,$$

unter d den Zapfendurchmesser verstanden. Die Neigung des Zapfenkonus kann $\frac{1}{40}$ betragen, womit sich dann bei der angegebenen Länge der kleinere von den in die Figuren eingetragenen Durchmessern dieses Konus ergibt. Der Befestigungskeil erhält passend eine mittlere Höhe und Dicke von

$$0,6 d \text{ bzw. } \frac{d}{5}.$$

Manche ziehen auch den Kurbelzapfen warm in die Kurbel ein, um so eine für die erwähnte ungünstige Beanspruchung seiner Befestigung genügende Pressung zwischen ihm und der Nabe sicher und dauernd zu erzielen. Das Befestigungsende des Zapfens hat dann nur eine ganz schwache Neigung von $\frac{1}{100}$ oder wird vollständig cylindrisch gemacht; sein Durchmesser muss im kalten Zustande 1,002 mal so gross als die Höhlung der Nabe sein.

Der Bund an der Stirnseite des Zapfens besteht mit dem letzteren gewöhnlich aus einem Stück; die Öffnung der geschlossenen Schubstangenköpfe muss dann aber genügend gross sein, um die Stange über den Zapfen bringen zu können. Selten findet man den vorderen Bund dem Zapfen nach Fig. 4 und 7, Taf. 19 besonders aufgesetzt. Der zweite Bund des Kurbelzapfens an der Kurbel, wie er in Fig. 1, 3 und 8, Taf. 19 eingetragen ist, soll nach Bach das Aufsetzen der Wasserwage behufs Kontrolle der richtigen Lage des Zapfens ermöglichen¹⁾; dieser Bund muss natürlich genau den gleichen Durchmesser wie der vorige besitzen, darf aber innen nicht an der Kurbel anliegen, da hier ja der Konus in die Nabe gepresst werden soll. Den Durchmesser der Bunde kann man

$$1,2 d + 4 \text{ mm,}$$

die Breite derselben

$$\frac{d}{7} + 5 \text{ mm}$$

nehmen.

Das Material der **eigentlichen Kurbel** ist Schmiedeeisen oder Stahlguss, wenn diese als Arm ausgebildet wird; Kurbelscheiben stellt man aus Gusseisen oder Stahlguss her. Der Kurbelarm hat rechteckigen Querschnitt, dessen Höhe und Dicke von der Kurbelwelle zum Zapfen hin etwas abnehmen (Fig. 1), Kurbelscheiben erhalten einen äusseren Rand und eine Verbindungsrippe zwischen Kurbelzapfen und Kurbelwellennabe (Fig. 8).

Die solide Befestigung der Kurbel auf der Welle ist von ebenso grosser Wichtigkeit wie die des Kurbelzapfens in der Kurbel. Keile allein bieten nicht die genügende Sicherheit gegen ein Verdrehen oder Lockerwerden der Kurbel; deshalb zieht man letztere jetzt stets warm oder hydraulisch auf das Wellenende. In dem einen Falle ist die Bohrung der kalten Nabe, je nachdem diese aus Gusseisen oder Schmiedeeisen und Stahlguss besteht, um das 0,001 bzw. 0,002 fache kleiner als der Durchmesser des meist cylindrischen Wellenendes zu machen, in dem letzteren Falle ist dieses Ende schwach konisch (Neigung $\frac{1}{100}$) abzdrehen, die Kurbelwellennabe aber cylindrisch auszubohren. Damit die Kurbel nicht zu weit auf die Welle gezogen wird, dreht man das Ende der letzteren etwas ab. Die beim Aufziehen eingelegten Federn dienen nur dazu, die Lage des Kurbelarmes auf der Welle oder gegen eine zweite Kurbel beim Aufziehen zu sichern.

Ist

d_1 der Durchmesser der Kurbelwelle im vorderen Lager,

so drehe man das Wellenende auf $d_1 - 10$ mm ab und gebe der zugehörigen Nabe einen äusseren Durchmesser von

$$1,8 d_1 - 10 \text{ mm.}$$

Die Länge der Nabe beträgt zweckmässig

$$0,8 d_1 \text{ bis } d_1.$$

Um die Wirkung der hin- und hergehenden Massen

1) Bei aufgestecktem Stirnbunde gestattet die Lauffläche des Kurbelzapfens das Aufsetzen der Wasserwage.

in der Hauptsache aufzuheben, versieht man die Kurbeln oft mit einem Gegengewicht, über dessen Berechnung auf Seite 37 und 38 das Erforderliche gesagt wurde. Bei Kurbeln, die als Arm gestaltet sind, dient eine dem ersteren diametral gegenüberliegende Verlängerung (Fig. 7, Taf. 19) als Gegengewicht, bei den Kurbelscheiben wird zu diesem Zwecke ein entsprechender Teil derselben bis zum Rande voll ausgegossen (Fig. 8, Taf. 19) oder mit einer Höhlung versehen, die später mit Blei gefüllt werden kann.

Das Material der **Kurbelwellen** ist der glatten Oberfläche und hohen Festigkeit wegen stets Gussstahl. Gegen eine Verschiebung in der Längsrichtung sind die Wellen in irgend einer Weise zu sichern; meistens geschieht dies durch Eindrehen der Lagerstellen, sonst lässt man zu diesem Zwecke auch die Kurbelnabe sich am Lager drehen (Fig. 10, Taf. 19), oder rückt bei gekröpften Wellen die Lager dicht an die Kröpfung. Gegengewichte zieht man den gekröpften Wellenarmen entweder in Form von gusseisernen Scheiben warm auf (Fig. 9, Taf. 19), oder befestigt sie nach Fig. 13, Taf. 19 durch Schrauben und Keile, oder gestaltet schliesslich die Kurbelkröpfung nach Fig. 12 und 15, Taf. 19 doppelarmig bzw. scheibenartig mit einer Verdickung an der Gegengewichtseite.

Zur **Schmierung** des Kurbelzapfens dient, wie bei den Schubstangen schon angegeben wurde, jetzt allgemein eine sogenannte Schmierkurbel oder ein entsprechender Ring. Bei der ersteren ist nach Fig. 1, 2 und 5, Taf. 19 ein Schmiedeeisen- oder Messingrohr mit seinem einen Ende in oder vor dem Kurbelzapfen befestigt, welcher von der Öffnung dieses Rohres aus zuerst achsial und nachher radial nach aussen durchbohrt ist. Bei Fettschmierung trägt das andere Ende des Rohres nach Fig. 5, Taf. 19 genau vor der Wellenmitte den Schmierbehälter, der sich also während des Betriebes nur dreht und deshalb leicht von Hand angezogen werden kann. Bei Ölschmierung ist nach Fig. 1, Taf. 19 dem erwähnten Rohrende vor der Wellenmitte ein Aufnehmer aufgeschraubt, in welchen aus einer feststehenden Vase das Öl mittelst eines Kupferröhrchens geleitet wird; aus dem Aufnehmer wird dann das Schmiermaterial durch die Centrifugalkraft radial nach aussen und an die Laufflächen gebracht. In Fig. 2, Taf. 19 ist die Schmierkurbel doppelt ausgebildet, weil der verlängerte Kurbelzapfen noch den Hebel der Luftpumpe treibt. Bei gekröpften Wellen benutzt man, wenn der Kurbelradius nicht sehr gross ist, an Stelle der Schmierkurbel einen gusseisernen Schmierring, wie ihn Fig. 9 und 12, Taf. 19 zeigen. Der Ring ist an der äusseren Seite des einen Kurbelarmes befestigt und erhält das Öl wieder aus einem besonderen Behälter; oft fliesst auch das von dem daneben liegenden Kurbelwellenlager austretende Öl in diesen Ring. In Fig. 13, Taf. 19 ist zur Schmierung des Kurbelzapfens das ganze äussere Wellenende achsial und der Kurbelarm radial durchbohrt.

Des besseren Aussehens wegen findet man die Schmierkurbelteile jetzt meistens vernickelt.

§ 57.

Die Schwungräder.

Wir haben an einem Schwungrade den Kranz, die Arme und die Nabe zu verfolgen.

Der Querschnitt des **Kranzes** ist, wenn die Arbeit der Maschine nicht durch das Schwungrad abgeleitet wird, meistens ein einfach rechteckiger (Fig. 7c, Taf. 21) oder ein doppelt rechteckiger, bei dem das innere Rechteck von geringerer Breite als das äussere ist. Übernimmt das Schwungrad auch die Kraftabgabe, so bildet man den Kranz für Riemenübertragung nach Fig. 7b, Taf. 21, bei Hanfseilübertragung nach Fig. 7a daselbst aus. Die Breite des Kranzes ist im ersten Falle genügend gross zu nehmen, auch wird der Kranz an der Lauf- fläche des Riemens etwas gewölbt abgedreht, damit der letztere sicher auf dem Rade verbleibt. Bei dem Quer- schnitt eines Seilscheiben-Schwungrades müssen die ein- zelnen Rillen sowohl im Profil, als auch im Durchmesser genau übereinstimmen, damit alle Seile möglichst gleich- mässig beansprucht werden. Für einen guten Anschluss der Arme an den Kranz sorgt man in jedem Falle durch einen inneren Wulst am Querschnitt.

Der äussere Radius des Schwungrades wird ge- wöhnlich gleich dem 4- bis 5fachen Kurbelradius ge- macht, soll aber niemals so gross sein, dass die Umfangs- geschwindigkeit 30 m in der Sekunde übersteigt.

Die **Arme** der Schwungräder haben ovalen oder I-förmigen Querschnitt und werden im ersten Falle voll oder hohl gegossen. Die Arme werden auf Zug durch die Centrifugalkraft des Kranzes, auf Biegung durch das zu übertragende Drehmoment beansprucht. Die erstgenannte Beanspruchung hängt allein von der Umfangsgeschwindigkeit v des Kranzes ab und beträgt, abgesehen von der durch Stösse und Gussspannungen her- vorgerufenen Inanspruchnahme,

$$k_z = 0,00109 v^2 \text{ kg/qmm. } ^1)$$

Die Biegebungsbeanspruchung k_b der Arme an der Nabe berechnet sich, wenn

$$P = \frac{75 N_n}{v}$$

die zu übertragende mittlere Umfangskraft,

R der Radius des Schwungrades,

w das Widerstandsmoment des fraglichen Armquer- schnittes,

A die Anzahl der Arme

ist, aus

$$P \cdot R = A \cdot w \cdot k_b.$$

Für einen Riemen von der Dicke Δ und Breite **b** in mm ist höchstens

$$P = 0,15 \Delta \cdot b,$$

für i Hanfseile von Δ Durchmesser ebenso

$$P = 0,08 i \cdot \Delta^2 \frac{\pi}{4}.$$

1) Nach „Des Ingenieurs Taschenbuch, Die Hütte“, Verlag von Wilh. Ernst & Sohn in Berlin.

Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

Für den vollen ovalen Querschnitt von der Höhe **h** und der Breite **0,6 h** kann weiter

$$w = \frac{\pi}{32} 0,6 h \cdot h^2 = \sim \frac{h^3}{17},$$

für den I-Querschnitt, wenn nur dessen beide Haupt- rippen von der Höhe **h** und der Dicke $\frac{h}{6}$ berücksichtigt werden, desgleichen

$$w = 2 \frac{h}{6} \frac{h^3}{6} = \frac{h^3}{18}$$

gesetzt werden. Der Einfachheit wegen benutzen wir im Nachstehenden nur den letzteren Wert. k_b soll mit Rücksicht darauf, dass in die obige Gleichung für $P \cdot R$ nicht das mittlere, sondern das grösste Drehmoment ein- zuführen ist, nur zu 0,6 kg/qmm angenommen werden, so dass im Verein mit der 1 kg/qmm für gewöhnlich nicht übersteigenden Inanspruchnahme der Arme durch die Centrifugalkraft des Kranzes sich höchstens eine Gesamtbeanspruchung von 2 kg ergibt. Mit den vor- stehenden Werten erhält man schliesslich die erforder- liche Höhe der vollen Arme an der Nabe

für Riemscheiben-Schwungräder zu

$$h = \sim 1,65 \sqrt[3]{\frac{R \cdot b \cdot \Delta}{A}},$$

für Seilscheiben-Schwungräder zu

$$h = \sim 1,25 \sqrt[3]{\frac{R \cdot i \cdot \Delta^2}{A}}.$$

Bei Schwungrädern mit doppeltem Armkreuz ist A die Zahl der Arme für beide Kreuze zusammen. A beträgt für einfache Kreuze bei Rädern von weniger als 3 m Durchmesser 4 bis 6, bei grösseren 6 bis 8. Doppelte Armkreuze benutzt man bei Riemscheiben-Schwungrädern von mehr als 400 mm Kranzbreite, bei Seilscheiben- Schwungrädern von mehr als 10 Rillen.

Die Höhe der Arme am Kranze kann 0,7 h, die Breite daselbst 0,42 h gemacht werden. Die Dimensionen der hohlen ovalen Arme können aussen 1,35 mal, innen 0,7 mal so gross als die der vollen genommen werden.

Die **Nabe** der Schwungräder ist bei einfachem Arm- kreuz ein Doppelkonus, der in der Mitte zum besseren Anschluss der Arme wieder einen Wulst trägt. Selten bohrt man die Nabe auf der ganzen Länge aus, sondern ordnet meistens eine Aussparung in der Mitte an. Zur Befestigung der Nabe dienen gewöhnlich zwei unter 120° gegeneinander versetzte Keile.

Um die Gussspannungen unschädlich zu machen, giesst man die meisten Schwungräder zwei- oder mehr- teilig; nur sehr kleine Räder können aus einem Stück gegossen werden. Die Teilung wird selten durch Ein- lagen von geschwärtzten Blechen in die Form und nach- heriges Sprengen erzielt, gewöhnlich giesst man jeden Teil für sich und behobelt die Stossstellen. Zur Verbindung der Radteile dienen meistens Schrauben, deren Durch- messer zu

$$\frac{d}{8} + 15 \text{ bis } 20 \text{ mm}$$

genommen werden kann, wenn d die Bohrung der Nabe in mm ist. Der letzteren zieht man der Sicherheit wegen stets noch Schrupftringe auf. Bei grossen Rädern findet man die einzelnen Teile auch wohl durch eingepasste Schmiedestücke und Querkeile nach Fig. 5, Taf. 21 verbunden.

Sehr breite Seilscheiben-Schwunräder stellt man gewöhnlich durch Verbindung zweier Räder so her, wie Fig. 4 und 5, Taf. 21 zeigen. In der ersten Figur sind ausser den Kranzschrauben noch zwei Schrupfbänder zur Verbindung angeordnet. Die Teilstellen der beiden Räder werden natürlich stets gegeneinander versetzt.

Zur Verminderung des Luftwiderstandes bei der Drehung werden die Schwunräder jetzt vielfach mit einer Holzverschalung versehen.

Um eine Maschine bei Beginn des Betriebes von Hand soweit drehen zu können, dass das Einlassorgan der einen Kolbenseite geöffnet ist und der frische Dampf hier eintreten kann, versieht man die Schwunräder mit einer besondern **Andrehvorrichtung**. Das Ergreifen der Schwungradarme zu diesem Zwecke oder sogar das Treten auf dieselben kann für den Wärter unter Umständen höchst gefahrvoll werden und sollte niemals gestattet sein. Die meist gebräuchlichen Andrehvorrichtungen bestehen nach Fig. 6, Taf. 21 aus einem Doppelhebel, der mittelst eines auf seiner Welle befestigten Handhebels bewegt werden kann und dabei abwechselnd in die Lücken eines Sperrkranzes am Schwungrade greift. Ein Doppelhebel ist erforderlich, damit ein Zurückgehen des Rades verhütet wird. Der Sperrkranz kann an dem letzteren aussen oder innen angebracht sein. Die Arme des Doppelhebels können beide drücken, oder einer von ihnen kann ziehen, der andere drücken (Fig. 3, Taf. 21). Der Ausschlag des Handhebels ist in Fig. 6, Taf. 21 zweckmässig zu begrenzen, am einfachsten dadurch, dass man den Hebel etwas über seine Nabe hinaus verlängert und mit dieser Verlängerung in den Grenzlagen gegen zwei Knaggen der Grundplatte stossen lässt.

Die vorerwähnte gewöhnliche Andrehvorrichtung hat den Nachteil, dass einmal der Sperrkranz des Rades immer noch gefährlich für den Wärter werden kann, und dass das andere Mal das Zurückschlagen der Arme des Doppelhebels nach dem Anlassen der Maschine immer bedenklich ist. Gegen den erstgenannten Übelstand sucht man sich durch Vorrichtungen zu schützen, welche das Rad durch Friktion beim Andrehen mitnehmen, gegen den letztgenannten durch solche, bei denen ein selbstthätiges Zurücktreten oder Ausschalten der Andrehtheile durch die sich drehende Maschine eintritt.

Bei Maschinen ohne besonderes Schwungrad, wie z. B. den meisten Dampfmaschinen, dient eine Schnecke und ein Schneckenrad auf der Kurbelwelle zum Andrehen. Compound-Receiver-Maschinen können eine Andrehvorrichtung entbehren, da bei ihnen, falls die kleine Kurbel in einer Totlage steht, durch die zum Receiver führende Hilfsleitung frischer Dampf in den grossen Cylinder gelassen werden kann.

Die Steuerungsteile.

Nach der Einleitung unterscheiden wir eine innere und eine äussere Steuerung. Die erste umfasst die Abschlussorgane für die Dampfkanäle des Cylinders, die zweite besteht aus denjenigen Teilen, durch welche die inneren Steuerungsorgane von der Kurbelwelle aus in Bewegung gesetzt, also geöffnet und geschlossen werden. Gemäss dieser Einteilung wollen wir die einzelnen Teile der Steuerungen verfolgen.

1. Die inneren Steuerungs- oder Abschlussorgane.

Sie werden als Schieber oder Ventile ausgeführt. Jene sind Gleitungs-Abschlussorgane, d. h. sie gleiten in der Ebene der Kanalöffnungen, dem sogenannten Schieberspiegel, diese sind Hub-Abschlussorgane, d. h. sie heben und senken sich in Bezug auf ihren die Kanalöffnung enthaltenden Ventilsitz. Von den Schiebern finden hauptsächlich Flach-, Korliss (Rund, Dreh)-, sowie Kolbenschieber Verwendung, und diese allein sollen neben den Ventilen im Folgenden berücksichtigt werden.

Was zunächst die **Vor-** und **Nachteile** der genannten Abschlussorgane anbelangt, so wurde zwar schon früher, wie namentlich bei den Steuerungen, vereinzelt auf dieselben hingewiesen. Es dürfte hier aber am Platze sein, diese Vor- und Nachteile nochmals insgesamt, und zwar im Anschluss an die Forderungen, denen ein gutes inneres Steuerungsorgan bei einer Transmissions-Dampfmaschine genügen soll, anzuführen, um die Gebiete kennen zu lernen, auf welchem die einzelnen Schieber und die Ventile am zweckmässigsten ihre Verwendung finden.

Wir verlangen von den Abschlussorganen einer Dampfmaschine, dass sie

a) einen genügend dichten Schluss gewähren. Derselbe muss nicht nur im Anfange des Betriebes, also bei der neuen Maschine, vorhanden sein, sondern dauernd und nach eingetretenem Verschleiss der Abschlussflächen gewahrt bleiben, darf auch durch gewisse Umstände, wie namentlich durch Unreinigkeiten im Dampfe, Verschleiss in den Gelenken der äusseren Steuerung u. s. w., keine Störung erleiden. Zur anfänglichen und dauernden Dichtheit eines Abschlussorganes gehört nun, dass dieses mit einem genügenden Überdruck gegen seine Lauf- oder Sitzfläche gepresst wird, zur dauernden Dichtheit ausserdem noch, dass dieser Druck sich möglichst gleichmässig auf die gemeinschaftlichen Berührungsflächen verteilt, da nur dann ein überall gleichmässiger Verschleiss, verbunden mit einem vollständigen Anpassen und Einarbeiten der ganzen Berührungsflächen, zu erwarten ist.

Beiden Bedingungen wird am vollkommensten bei einem mit hinreichendem Überdruck belasteten Flachschieber genügt. Infolge seiner überall gleich starken Anpressung werden die gemeinschaftlichen Berührungsflächen während des Betriebes immer ebener, glatter, und bleibt die Abdichtung eine vollständige. Weniger vollkommen sind beide Bedingungen bei den übrigen

Abschlussorganen erfüllt. Beim Korlisschieber zunächst verteilt sich der Anpressungsdruck nicht völlig gleichmässig auf die Dichtungsfläche, sondern nimmt von der Mitte nach den Rändern hin ab; mit Rücksicht hierauf empfiehlt es sich, den Winkel, welchen die Seitenflächen solcher Schieber einschliessen, möglichst klein zu halten. Bei den Ventilen, die stets als Doppelsitzventile ausgebildet werden, hängt die gleichmässige Verteilung des Anpressungsdruckes auf die beiden Sitzflächen wesentlich von der genauen Herstellung, sowie von der gleichmässigen Erwärmung bzw. Ausdehnung der Ventile und Ventilsitze ab. In erhöhtem Masse ist dies auch bei den Kolbenschiebern, die keine Dichtungsringe besitzen, der Fall, da hier die Anpressung des Schiebers infolge des im Innern nach allen Seiten gleich starken Dampfdruckes gleich Null ist, bei liegender Anordnung ausserdem das Gewicht des Schiebers in der Regel einseitigen Verschleiss herbeiführt. Vollständige Dichtigkeit lässt sich deshalb bei Kohlschiebern nur dann erzielen, wenn denselben besondere Dichtungsringe eingelegt werden, während solche ohne diese Ringe meistens zur Undichtheit neigen.

Die Bedingung, dass Störungen im Abschluss unter gewissen Umständen nicht eintreten dürfen, erfüllen die sämtlichen Schieber weit besser als die Ventile. Die ersteren bewegen sich ja in der Dichtungsfläche, schieben also Unreinigkeiten, welche sich hierin legen, vor sich hin, machen ihre Bahn, wie man zu sagen pflegt, selber frei. Die letzteren dagegen werden senkrecht zu ihren Sitzflächen bewegt, rücken also die hierhin etwa gelangenden Schmutzteile nicht fort, sondern treiben sie immer fester in die Dichtungsflächen hinein, beschädigen dieselben hierdurch und stellen den dichten Abschluss in Frage. Weiter treten, wie bei der ausklinkenden Ventilsteuerung gezeigt wurde, Beschädigungen der Sitzflächen und Undichtheiten bei zu grosser Schluss- bzw. Aufsetzgeschwindigkeit des niedergehenden Ventiles ein. Schliesslich ist der Kanalschluss beim Schieber auch dann gesichert, wenn Verschleiss in den Gelenkpunkten des äusseren Steuerungsmechanismus eingetreten ist, da der Schieber den Kanal in seiner Schlusslage mindestens um mehrere Millimeter überdeckt.¹⁾ Beim Ventil kann unter den angeführten Umständen oder bei nicht genauer Einstellung der äusseren Steuerung der Abschluss fraglich werden, da hier der Ventilteller bei zwangsläufigem Bewegungs-Mechanismus oft nicht zum Aufsitzen kommt.

b) ihrer Bewegung einen geringen Reibungswiderstand entgegensetzen, damit die zur Überwindung desselben aufzuwendende Arbeit gering ausfällt und die Einwirkung des Regulators auf die Steuerung leicht und einfach wird. Die wesentlichste Bedingung zur Erfüllung dieser Forderung ist ein nicht zu grosser Gesamt-Überdruck auf das Steuerungsorgan. Daher nehmen nach dieser Richtung hin die gar nicht entlasteten Flachschieber (bei Doppelschiebern der Expansionschieber weniger als der Grundschieber) die ungünstigste

Stellung ein. Besser stehen schon die Korlisschieber, bei denen als Druckfläche nur die Projektion der gekrümmten Schieberfläche in Rechnung kommt, sich ausserdem das Schmiermaterial gut auf der Lauffläche hält. Am besten stellen sich in genannter Hinsicht die völlig entlasteten Kolbenschieber ohne Dichtungsringe, bei denen dieser Vorteil, wie schon oben gezeigt, meistens aber auf Kosten der Dichtigkeit erkauft wird, während durch eingelegte Ringe die Beweglichkeit verringert, die Dichtigkeit vergrössert wird. Auch Doppelsitzventile erleiden nur einen geringen Überdruck und setzen ihrer Bewegung einen verhältnismässig geringen Widerstand entgegen. Entlastete Kolbenschieber und Ventile lassen sich deshalb am leichtesten und besten bei zwangsläufigem Antrieb unter die Herrschaft eines Regulators bringen.

c) dem Dampfe einen ungehinderten Ein- und Austritt gestatten, diesen also möglichst ohne Ablenkung in und aus dem Cylinder treten lassen. Von den in Betracht zu ziehenden Abschlussorganen genügt dieser Bedingung am besten der Korlisschieber, der bei richtiger Anordnung den Dampf ohne Ablenkung passieren und auf dem kürzesten Wege in und aus dem Cylinder strömen lässt. Am schlechtesten liegen in fraglicher Hinsicht die Verhältnisse beim Ventil. Bei ihm wird der durchgehende Dampf einige Male aus seiner Bahn abgelenkt und werden verschiedene Strömungen hervorgerufen, die später wieder zusammenstossen, was nur mit einem Verlust an Spannung geschehen kann. Flach- und Kolbenschieber dürften bei dem vorliegenden Vergleich die Mitte zwischen den beiden erstgenannten Abschlussorganen einnehmen.

d) so am Cylinder unterzubringen sind, dass bei thunlichster Beschränkung des schädlichen Raumes ihre leichte Zugänglichkeit gewahrt bleibt und der zu ihrer Aufnahme dienende Kasten eine zweckmässige Form erhält. Was zunächst die Grösse des schädlichen Raumes anbetrifft, so fällt derselbe, wie schon früher erwähnt, bei den Korlisschiebern am kleinsten aus, namentlich dann, wenn deren vier vorhanden sind, während er bei Kolbenschiebern am grössten wird, bei Flachschiebern und Ventilen einen mittleren Wert besitzt. Die Zugänglichkeit der Abschlussorgane weiter ist besonders bei den Auslassventilen der liegenden Maschinen sehr erschwert. Korlisschieber dagegen sind leicht zugänglich, Flach- und Kolbenschieber stehen hier in der Mitte. Eine unzweckmässige Form schliesslich erhält der Schieberkasten der Flachschiebermaschinen schon bei mittleren Dimensionen der letzteren, und die ebenen Wände, sowie der Deckel solcher Kästen müssen namentlich bei hohem Druck sehr stark gemacht werden. Zweckmässiger ist die cylindrische Form der Kästen, wie sie bei Korliss-, Kolbenschiebern und Ventilen auftritt.

Aus den vorstehenden Betrachtungen lässt sich im Verein mit denjenigen, die im V. Abschnitte den einzelnen Steuerungen angeschlossen wurden, die folgende Nutzanwendung für das zweckmässigste Gebiet, auf dem die verschiedenen Abschlussorgane zu benutzen sind, ziehen.

1) Wie bei 4 Korlisschiebern.

Unentlastete einfache oder Trick-Flachschieber mit von Schwungradregulator beeinflusster Füllung eignen sich nur für kleine Maschinen, da nur für diese der gesamte Dampfdruck auf den Schieber klein genug ausfällt, um eine sichere Einwirkung des Regulators erwarten zu können.

Aus dem gleichen Grunde und um unverhältnismässig grosse Schieber und Schieberkästen zu vermeiden, sind Doppel-Flachschieber, deren Expansionsschieber durch einen Schwungradregulator beeinflusst (§ 41) oder nach Guhrauer (§ 40) ausgebildet ist, nur für mittlere Maschinen (ungefähr bis zu 400 mm Bohrung) zu verwenden.

Trick- und Doppel-Flachschieber mit fester bzw. von Hand verstellbarer Füllung eignen sich ebenfalls nur für mittlere Cylinderbohrungen und finden vorzugsweise an den grossen oder mittleren Cylindern entsprechender Mehrmal-Expansionsmaschinen Benutzung.

Im allgemeinen sind Flachschieber stets dann anzuwenden, wenn auf grosse Dichtheit und niedrige Herstellungskosten, nicht aber auf geringe Schieberreibung und sichere, präzise Einwirkung des Regulators Wert gelegt wird.

Einfache Kolbenschieber ohne Dichtungsringe und einem Flachregler unterstellt, passen für stehende Schnellläufer von kleiner Cylinderbohrung; sauberes Einpassen und Einschleifen sind Hauptbedingung, auch ist eine hohe Umdrehungszahl insofern günstig, als sie den nachteiligen Einfluss des grossen schädlichen Raumes und des Dampfverlustes durch Undichtheit des Schiebers verringert.

Für stehende Maschinen von mittlerer Bohrung sind Doppel-Kolbenschieber mit vom Regulator beeinflusstem Expansionsschieber am Platze, jedoch dürfte es sich empfehlen, bei ihnen stets den Grundschieber mit Liderringen zu versehen. Kolben-Riderschieber (§ 39) mit einem als Flachschieber ausgebildeten Grundschieber, wie sie auch bei liegenden Maschinen von nicht zu grosser Bohrung vorkommen, sind wegen der auf Seite 185 angeführten Gründen nur für mässige Geschwindigkeiten angebracht.

Einfache Kolbenschieber mit Dichtungsringen für feste Füllungen finden an dem mittleren oder grossen Cylinder stehender Mehrmal-Expansionsmaschinen vielfach Verwendung.

Vollkommen entlastete Kolbenschieber ohne Dichtungsringe empfehlen sich allgemein dort, wo es bei stehenden Maschinen auf leichte Einwirkung des Regulators und geringe Reibung, weniger auf gute Dichtheit und geringen Dampfverbrauch ankommt. Durch eingelegte Dichtungsringe wird, wie schon früher erwähnt, die Dichtheit auf Kosten der Regulierbarkeit und Reibung erhöht.

Korlisschieber mit Ausklinksteuerung sind bei mittleren und grossen Maschinen am Platze, wenn ihre Umdrehungszahl die für solche Steuerungen zulässige Grenze nicht überschreitet.

Bei höheren Umdrehungszahlen, sowie bei grossen Cylinderbohrungen sind zwangläufig gesteuerte

Ventile vorzuziehen, und zwar im letzteren Falle hauptsächlich deshalb, weil Ventile wegen ihres geringen Anpressungsdruckes leichter vom Regulator beeinflusst werden.

Zwangläufig gesteuerte Korlisschieber mit fester Füllung empfehlen sich schliesslich für die Mittel- und Niederdruckcylinder grosser Mehrmal-Expansionsmaschinen, die am Hochdruckcylinder eine zwangläufige Ventilsteuerung besitzen. Der Grund hierfür liegt darin, dass die Korlisschieber leichter zugänglich als die Ventile (namentlich beim Auslass) sind, kleinere schädliche Räume bedingen, einen einfacheren Antrieb erfordern und auf die Dauer wohl eine bessere Dichtheit gewähren.

Korlisschieber und Ventile sind also im allgemeinen dort zu verwenden, wo man an grösseren Maschinen eine sehr empfindliche Einwirkung des Regulators oder bei fester Expansion durch die Korlisschieber leicht zugängliche und nicht zu grosse Reibung verursachende Abschlussorgane mit einfachem Antriebe haben will. Auf die Dichtheit beider Steuerungsorgane, namentlich aber der Ventile, ist die Ausführung von grösstem Einfluss.

Wenden wir uns jetzt der **Ausführung** der einzelnen Abschlussorgane zu, so ist die Form der **Flachschieber** zunächst, jenachdem dieselben als einfache Muschel-, Trick- oder Grundschieber der Doppelschiebersteuerungen dienen sollen, aus dem V. Abschnitte zur Genüge bekannt. Die Wandstärke aller dieser Schieber kann zu

$$\delta_s = 0,4\delta \text{ bis } 0,6\delta$$

genommen werden, wenn δ die auf Seite 301 angegebene Cylinderwandstärke ist. Am Schieberspiegel, bei Grundschiebern auch an der dem Expansionsschieber zugekehrten Seite, muss die Stärke der Lappen oder Wandungen natürlich entsprechend vergrössert werden.

Zur Führung der Schieber dienen gehobelte Leisten, die parallel zur Hubrichtung verlaufen; bei durchgehender Schieberstange führt ausserdem noch diese den Schieber. Bei kleinen und leichten Schiebern genügen zwei Leisten, die zu beiden Seiten des Schieberspiegels sitzen, wie in Fig. 1, Taf. 34. Bei stehenden Maschinen sind zwei solcher Leisten auch für grössere Schieber hinreichend (Fig. 4, Taf. 34), und erst für ganz grosse Schieber dürften deren vier notwendig werden (Fig. 3, Taf. 39). Bei liegenden Maschinen dagegen ist es, sobald die Schieber schon eine mittlere Grösse haben, zweckmässig, oben eine und unten zwei Leisten anzuordnen, wie bei dem Grundschieber in Fig. 1, Taf. 39, oder aber die eine untere Leiste in die Mitte des Schiebers zu setzen und genügend breit zu machen, wie in Fig. 4, Taf. 38. Bisweilen trifft man auch die unteren Leisten nicht horizontal, sondern schräg gelegt, wie in Fig. 2, Taf. 37, oder der leichteren Bearbeitung wegen vom Schieberspiegel abgerückt, wie in Fig. 1, Taf. 36, wo sogar die obere Leiste ganz fortgelassen ist, was aber nicht zu empfehlen sein dürfte.

Da der Schieber meistens vertikal an unseren Transmissions-Dampfmaschinen steht, so sieht man fast

stets noch besondere Federn vor, welche ihn gegen den Spiegel pressen, trotzdem ein Abheben des Schiebers infolge des im Schieberkasten höheren Druckes für gewöhnlich nicht zu befürchten ist. Diese Federn können in verschiedenster Weise angeordnet werden. In Fig. 1, Taf. 34 schleift die auf dem Rücken des Schiebers befestigte Feder an einer bearbeiteten Innenleiste des Schieberdeckels. Diese einfachste Anordnung hat den Nachteil, dass man die Stärke der Anpressung nur sehr unsicher beurteilen kann und deshalb durch häufiges Abnehmen und Wiederaufschrauben des Deckels die zweckmässige Pressung herausprobieren muss. Besser in dieser Beziehung ist die Anordnung in Fig. 4, Taf. 34, wo sich die Feder gegen einen Bügel lehnt, der in zwei Augen die Schieberstange oder deren Muttern umfasst. In Fig. 5, Taf. 36 befindet sich die Feder in einer Buchse, und unter dem bearbeiteten Deckel derselben gleitet der Schieber hin und her, wodurch die Reibungsverluste kleiner als bei der erstgenannten einfachsten Anordnung werden, die Stärke der Anpressung aber wieder schwer kontrollierbar wird. Mit demselben Vor- und Nachteilen sind die Ausführungen in Fig. 2, Taf. 37 und Fig. 4, Taf. 38 behaftet, wo eine lange Feder an dem Schieberkastendeckel befestigt bzw. unter einem Flacheisen angeordnet ist. Bei Doppelschiebern wird die Anpressung durch Federn häufig auf den Expansionschieber ausgeübt, wie dies später angegeben ist.

Die Verbindung des Schiebers mit der Schieberstange hat so zu erfolgen, dass die Anpressung des ersteren an seinen Spiegel bei eingetretenem Verschleiss nicht durch die Stange behindert wird. Am besten genügt dieser Bedingung die in Fig. 1, Taf. 34 ange-deutete Schieberbefestigung. Das auf der Stange befindliche Gasrohr hält hier durch zwei Unterlegscheiben und Muttern den Schieber so leicht, dass derselbe zwischen den Scheiben bei eintretender Abnutzung an den Spiegel gedrückt werden kann. Die Höhlung im Schieber muss natürlich genügend gross sein, der Spielraum des Gasrohres in dem ersteren zu Anfang also nach aussen grösser als nach der Spiegelseite sein. Weniger gut ist es, bei der vorliegenden Verbindung das Gasrohr fortzulassen, wie z. B. bei dem Grundschieber in Fig. 1 und 3, Taf. 37, weil dadurch die Beweglichkeit des Schiebers senkrecht zur Stange und zum Schieberspiegel verringert wird. Den Schieber durch eine am vorderen Ende zwischen Knaggen eingelegte Mutter mit seiner Stange zu verbinden, wie dies in Fig. 2, Taf. 37 und Fig. 1, Taf. 38 angegeben ist, kann nur dann empfohlen werden, wenn bei der vorgenannten Verbindungsart der Schieber zu hoch ausfällt, wie z. B. bei dem Grundschieber eines völlig entlasteten Rider-Expansionsschiebers. Teuer fällt die in Fig. 2, Taf. 34 dargestellte Schieberbefestigung aus, ohne dass sie wesentliche Vorteile bietet. Der geschmiedete Rahmen ist innen abgerundet, um wieder das Nachrücken des Schiebers an seinen Spiegel zu erleichtern. Das Material der im Dampfraum befindlichen Muttern auf der Schieberstange muss natürlich Rotguss oder Bronze sein.

Der Schieber wird seinem Spiegel sorgfältig aufgeschliffen oder durch Schaben dampfdicht aufgepasst. Die Länge des Spiegels und der Führungsleisten in der Hubrichtung darf höchstens so gross sein, dass der Schieber mit seiner Kante in den Totlagen über Spiegel und Leisten etwas hinaustritt, damit kein Grat angeschliffen wird.

In den Figuren der betreffenden Tafeln ist deshalb von der Mittellage des Schiebers bis zur Spiegelkante das Mass $r-5$ bis 10 mm eingetragen worden. Es ist dies, wie schon gesagt, das grösste zulässige Mass für den fraglichen Abstand. Besser ist es den letzteren kleiner zu bemessen, damit eine teilweise Entlastung des Schiebers durch den Druck des Dampfes von unten gegen die übertretende Fläche entsteht.

Damit der Schieber nicht gegen den Schieberkasten stösst, muss die Wandung des letzteren mindestens um $r+10$ mm von den äussersten Kanten des Schiebers (oder seiner Befestigungsschrauben) bei dessen Mittellage abstehen.

Eine Entlastung der einfachen Flachschieber oder der Grundschieber der bezüglichen Doppel-Schiebersteuerungen zur Verminderung der Reibung und Abnutzung findet im deutschen Transmissions-Dampfmaschinenbau fast gar nicht statt, hauptsächlich wohl deshalb, weil es an einer wirklich guten und einfachen Entlastungsvorrichtung fehlt. Die meisten Konstruktionen der letzteren liefern keine dauernde Entlastung, sind zu kompliziert und haben neben höheren Kosten gewöhnlich noch schlimmere Übelstände als der unentlastete Schieber im Gefolge. Die am meisten in Vorschlag gebrachte Entlastung besteht in einer sogenannten Gegenplatte, welche parallel zum Schieberspiegel in einem solchen Abstände festgelegt wird, dass der Schieber genau passend zwischen beiden gleitet. Die Schwierigkeit besteht darin, den Schieber dampfdicht zwischen Gegenplatte und Schieberspiegel einzupassen. Man hat deshalb vielfach den Schieber durch Liderringe an der Gegenplatte abgedichtet oder die Gegenplatte in verschiedenster Weise stellbar angeordnet. Das erste Mittel ist z. B. bei dem Grundschieber der Maffischen Maschine in Fig. 2, Tafel 42 versucht worden. Als Gegenplatte dient hier der Schieberkastendeckel, gegen den sich zwei aufgeschnittene Liderringe am Rücken des Schiebers legen. Halten die Ringe völlig dicht, so sind die innerhalb derselben befindlichen Räume dem frischen Dampfe nicht zugänglich, und der Grundschieber ist hier mit dem Drucke dieses Dampfes nicht belastet. Da aber ein völlig dichter Abschluss durch die Liderringe nicht erzielt wird, so setzt man das Innere derselben meistens mit dem Raume des Grundschiebers, durch welchen der aus dem Cylinder kommende Dampf treten muss, in Verbindung, damit der in das Innere der Ringe gelangende Dampf sofort wieder fortgeleitet wird.

Die vorstehende Schieberentlastung ist nach Angaben in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure später wieder von der Maschine entfernt und durch eine andere ersetzt worden, weil sie sich nicht bewährt und keine genügende Entlastung ergeben hatte. Ähnlich dürfte es wohl den meisten anderen Entlastungsvorrichtungen ergangen sein, weshalb bei den in Deutschland gebauten Transmissions-Dampfmaschinen

selten entlastete einfache bzw. Grundschieber anzutreffen sind. Eine Ausnahme hiervon machen nur manche der sogenannten amerikanischen Schnellläufer; ob sich aber hier die bezüglichen Vorrichtungen bewährt haben, ist dem Verfasser nicht bekannt.

Bei den Doppel-Flachschiebern nach Meyer, Guhrauer und Rider, im letzteren Falle bei nicht entlastetem Expansionsschieber, versieht man den Rücken des Grundschiebers häufig mit Aussparungen, welche sich mit Dampf füllen und zur teilweisen Entlastung des darüber gehenden Expansionsschiebers beitragen sollen (siehe Fig. 1, Taf. 36 und 37). Zur Führung des Expansionsschiebers bei der Meyer- und Guhrauer-Steuerung dient neben der Schieberstange eine obere und untere Leiste des Grundschiebers. Die den Expansionsplatten der Meyer-Steuerung eingelegten Rotguss- oder Bronzemuttern müssen bei ihrer Verschiebung die Platten mitnehmen, an einer Drehung aber verhindert werden. Zu dem ersteren Zwecke greifen die Muttern entweder mit Borden vor und hinter die Knaggen der Platten (Fig. 1, Taf. 36), oder sitzen zwischen zwei solcher Knaggen (Fig. 3, Taf. 36 und 39). Die Drehung der Muttern wird entweder durch die Expansionsplatten selbst (Fig. 1, Taf. 36), oder wenn die Muttern höher angeordnet sind, durch kleine Verbindungsstege zwischen den Knaggen (Fig. 3, Taf. 36), sowie durch Borde, welche oben über die Knaggen greifen (Fig. 3, Taf. 39), verhütet. Schliesslich ist eine Anpressung der Expansionsplatten an den Grundschieber und des letzteren an den Spiegel durch besondere Federn auch hier ratsam. In Fig. 1, Taf. 36 ist auf dem einen Knaggen einer jeden Expansionsplatte eine Schleppfeder angeordnet, die, weil sie nicht in der Mitte sitzt, keine gleichmässige Anpressung ausübt. Besser in dieser Hinsicht ist es, die Feder nach Fig. 3, Taf. 36 unter die Spindelmutter zu legen; hier muss aber die Expansionsschieberstange die Rückwirkung der Feder aufnehmen.

Den Expansionsplatten der Guhrauer-Steuerung in Fig. 1, Taf. 39 sind die beiden kurzen Gänge des Muttergewindes angegossen. Der Gusseisenkörper mit dem Bolzengewinde muss fest auf der Expansionsschieberstange sitzen und wird durch einen Keil an seinem einen Ende gezwungen, an der Drehung dieser Stange teilzunehmen. Eine eigentümliche Führung und Anpressungsvorrichtung, wie sie von G. Kuhn in Stuttgart ausgeführt wird, besitzen die Expansionsplatten daselbst. Oben und unten sind in einer Verlängerung des Grundschiebers zwei kleine schmiedeeiserne Würfel mit Gewindezapfen befestigt. Dieselben enthalten Druckschrauben und werden von zwei doppelarmigen Federn umfasst, welche mit ihren Enden an zwei Flacheisenschienen angeschraubt sind. Unter den letzteren bewegen sich die Expansionsplatten. Damit die Flacheisenschienen sich nicht verschieben, greifen sie vorne und hinten um die oben erwähnten Verlängerungen des Grundschiebers.

Die Expansionsschieber der Ridersteuerung müssen, wie hier schon erwähnt werden möge, ebenfalls so mit der Schieberstange verbunden sein, dass eine Drehung der letzteren auch eine solche des Schiebers zur Folge

hat. Zugleich muss die Möglichkeit gewahrt bleiben, den Grundschieber bei eintretendem Verschleiss ohne Beanspruchung der Expansionsschieberstange durch den Dampfdruck immer an den Schieberspiegel pressen zu können. Beiden Bedingungen genügen die in Fig. 1 und 2, Tafel 37 dargestellten Befestigungen, wo die flachgeschmiedeten Schieberstangen durch einen Schlitz des Expansionsschiebers gehen und diesen an der einen Seite mit einem Bunde, an der anderen auch mit einem solchen bzw. mit einem Keil erfassen; der Schlitz gestattet ein Nachrücken der Schieber an den Spiegel, ohne die Expansionsschieberstange zu beanspruchen. Meistens machen aber die vorstehenden Verbindungen zweiteilige Schieberstangen oder besondere Vorrichtungen am Schieberkasten zum Einbringen der Stangen nötig. Nicht zu empfehlen ist es, wie in Fig. 1¹⁾, Taf. 38 den Schieber der Stange in einem Vierkant aufzupassen, da dann der zweiten aufgestellten Bedingung gar nicht genügt wird; zudem giebt der Splint in Fig. 1, Taf. 38 der ganzen Befestigung eine sehr geringe Sicherheit. Die Verbindung der Expansionsschieberstange mit ihren Schiebern nach Fig. 2, Taf. 42 kommt der zweiten Forderung auch nur unvollkommen nach.

Ist der Expansionsschieber der Ridersteuerung völlig entlastet, so muss man den Grundschieber um die schrägen Kanalöffnungen genau einarbeiten zu können, entweder nach Fig. 1, Taf. 38 zeitweilig machen, oder aber demselben nach Fig. 3, Taf. 37 eine Buchse einsetzen; die letztere ist durch Stiftschrauben gegen ein Verdrehen zu sichern.

Wenden wir uns jetzt den eigentlichen **Kolbenschiebern** zu, so ist betreffs derjenigen ohne besondere Liderringe zu bemerken, dass ihr Material meistens Gusseisen, seltener Bronze ist. Für die Wahl desselben ist vor allen Dingen die gleichmässige Ausdehnung des Schiebers und seines Gehäuses bei der Erwärmung bestimmend. Die Differenz der Durchmesser beider Teile im kalten Zustand wird mit Rücksicht auf die gewünschte Dichtigkeit so gering (nur 0,05 mm und noch weniger) gemacht, das leicht ein Festklemmen des Schiebers später eintreten kann, wenn seine Ausdehnung grösser als die des Gehäuses ist. Die Fig. 1, 2 und 3, Taf. 40 lassen die Ausführungen solcher einfachen Kolbenschieber mit und ohne Trickkanal erkennen. Die Verbindung mit der Schieberstange wird durch Bund und Mutter bewirkt. Die Stangenhülse in Fig. 3 muss dampfdicht eingesetzt sein, die einseitige Befestigung der Stange in Fig. 2 ist nötig, damit der nach oben strömende Abdampf den genügenden Durchgangsquerschnitt findet.

Werden die Kolbenschieber mit besonderen Dichtungsringen versehen, so giesst man den Kolbenkörper aus Gusseisen oder Stahl; das letztere gewöhnlich dann, wenn auf geringes Eigengewicht Wert gelegt wird, und die Schieberstange mit einem Teil des Schieberkörpers ein Stück bildet. Um die schädlichen Räume, die ja hier

1) Bezüglich dieser Verbindung in Fig. 4, Taf. 38 siehe die Anmerkung auf Seite 330.

beträchtlich ausfallen, möglichst zu beschränken, macht man die Kolbenkörper recht lang, damit die Kanalöffnungen an den Hubenden des Kolbens verbleiben können, und die Kanäle kurz werden. Der Kolbenkörper besteht dann meistens aus mehreren Teilen, und zwar hauptsächlich aus zwei Endstücken, welche die Liderringe aufnehmen, und einem mittleren Verbindungsrohr. Die Liderringe werden ebenso wie die Selbstspanner der Dampfkolben ausgeführt; ihr Material ist Gusseisen, sie werden aufgeschnitten und an der Schnittfuge mit einem Ringschloss versehen. Man ordnet entweder zwei schmale Ringe, die durch ein Zwischenstück des Schieberkörpers getrennt sind, oder einen einzigen Ring an, der breiter als die Kanalweite ist. Schmale Ringe haben den Nachteil, dass sie beim Passieren der Kanalöffnung leicht hängen bleiben, ihre Kanten abstossen, oder sogar brechen. Ein einziger breiter Ring vermeidet diese Nachteile, da er niemals in seiner ganzen Breite vor die Kanalöffnung zu liegen kommt, ruft aber andererseits höhere Reibungswiderstände infolge seiner grösseren Dicke, namentlich bei hohen Drucken, hervor, führt häufig auch zu einem Schlagen des Ringes gegen die Ränder des Schieberkörpers. C. Sondermann, Civilingenieur in Stuttgart, empfiehlt in der Zeitschrift deutscher Ingenieure¹⁾, die Kanalöffnungen aus mehreren runden Löchern herzustellen, um das Hängenbleiben der schmalen Ringe zu verhüten. Er ordnet weiter drei Ringe übereinander an, von denen die beiden äusseren schmal und aufgeschnitten sind, der mittlere breit und nicht aufgeschnitten, sondern in das Schiebergehäuse eingeschliffen ist. Die bei hohen Drucken erforderliche starke Federkraft der schmalen Ringe wird, wenn diese sich der Gehäusewandung angeschmiegt haben, zur Verringerung der Reibungswiderstände und zur Erzielung einer leichteren Regulatorbeeinflussung dadurch aufgehoben, dass die schmalen Ringe fest gegen die Ränder des mittleren und des Schieberkörpers gepresst werden. Das letztere kann leicht durch Anziehen des Entlastungskolbens geschehen, der wie in Fig. 1, Taf. 40 durch die obere Stopfbuchse des Schieberkastens tritt.

Zur Ausgleichung des Gestängegewichtes erhalten die Kolbenschieber, wie schon auf Seite 305 angeführt, oft oben und unten verschiedene Durchmesser. Über die dem gleichen Zwecke dienenden Entlastungskolben der Schieberstangen ist später das Erforderliche gesagt.

Die beiden Kolbenschieber in Fig. 1, Taf. 42, ausgeführt von der Maschinenfabrik Örlikon in Örlikon, setzen sich aus folgenden Teilen zusammen. Der innere Schieber besteht aus dem mittleren Verbindungsrohr VI und den beiden Endstücken VII mit den Liderringen IX. Zusammengehalten werden diese Teile durch die Expansionschieberstange, welche unten einen Bund, oben Mutter und Gewinde besitzt. Der äussere Schieber muss oben und unten nach zwei Seiten abdichten. I ist das Schiebergehäuse. In dasselbe kommt oben und unten zunächst der Liderring III, dann das Zwischenstück VIII, auf dieses der Liderring II und schliesslich der Deckel IV. Der letztere ist zum Zusammenhalten der einzelnen Teile mit Gewinde auf dem Schieberkörper befestigt.

1) Jahrgang 1896, S. 868.

Der untere Deckel IV bildet mit der hohlen Expansionschieberstange ein Stück.

Korlisschieber werden jetzt gewöhnlich so ausgeführt, wie Fig. 4, Taf. 48 zeigt. Das Material derselben ist Gusseisen. Bei ihrer Anordnung ist zu beachten, dass sie stets durch den Dampf von höherer Spannung auf ihre Laufflächen gedrückt werden müssen. Bei den Einlasschiebern muss dies also durch den Dampf des Schieberkastens, bei den Auslasschiebern aber durch den im Cylinder befindlichen Dampf bewirkt werden. Die in Fig. 3, Taf. 48 angedeutete Anordnung der Auslasschieber in den Cylinderdeckeln gewährt ferner den Vorteil, die schädlichen Räume auf das geringste Mass beschränken zu können. Die Lauffläche der Schieber ist schliesslich, wie auf Seite 323 erklärt, mit Rücksicht auf eine gute Abdichtung möglichst schmal zu halten. Es wird dies am besten durch eine möglichst geringe Kanalweite und eine möglichst grosse Kanallänge erzielt. Am Schieberkasten kann zu diesem Zwecke, wie in Fig. 5, Taf. 49 geschehen, die Kanallänge gleich oder noch etwas grösser als die Cylinderbohrung gehalten sein und dann nach dem Cylinder hin unter allmählicher Zunahme der Kanalweite kleiner werden. Der nicht zum Abschluss nötige und nur zur Aufnahme der Schieberstange erforderliche Teil an der Mantelfläche der Auslasschieber in Fig. 3, Taf. 48 kommt natürlich nicht zum Anliegen an die Lauffläche oder wird mit Ausparungen versehen. Die letzteren werden zur Druckentlastung auch bei breiteren Schiebern an der Lauffläche angeordnet.

Die Verbindung des Korlisschiebers mit seiner Schieberstange hat wieder so zu erfolgen, dass sich der erstere unabhängig von der letzteren gegen die Lauffläche legen kann. Man erreicht dies wieder dadurch, dass man die an den Enden runde Schieberstange sich mit einem flach geschmiedeten Blatt in einen entsprechenden Schlitz des Schiebers legen lässt. Das hintere Ende der Stange dreht sich weiter in einer dem Deckel derselbst von innen eingesetzten Bronzefuchse (Fig. 4, Taf. 38), das vordere Ende muss durch den vorderen Deckel treten. Zur Abdichtung diente hier früher eine Stopfbuchse (Fig. 7, Taf. 48), während erstere jetzt meistens durch einen Bund der Schieberstange erzielt wird, der einer Buchse des Deckels aufgeschliffen ist und durch den Dampfdruck, sowie eine aussen auf der Stange befindliche Spiralfeder gegen diesen Bund gedrückt wird (Fig. 4, Taf. 48).

Die Wheelockschieber in Fig. 10a und b, Taf. 49 (nach Ausführungen der Chemnitzer Werkzeugmaschinenfabrik vorm. Joh. Zimmermann) sind nicht wie die Korlisschieber cylindrisch, sondern schwach konisch gestaltet, damit sie durch den Dampf in ihre entsprechend ausgebohrten Schiebergehäuse gedrückt werden. Die Schieber sind ferner an ihrem vorderen Ende der Stahl-Schieberstange aufgezogen; letztere ist wieder ohne Stopfbuchse abgedichtet.

Früher brachte man, um die Korlisschieber dauernd dicht zu erhalten, wohl besondere Vorrichtungen an, welche den Schiebern auch eine kleine Bewegung in deren Achsen-

richtung erteilt. In Fig. 8, Taf. 48 ist eine solche Vorrichtung angedeutet, wie sie seiner Zeit von Breitfeld, Daněk & Co., Maschinenfabrik in Karolinenthal bei Prag, vorgesehen wurde, jetzt aber nicht mehr angebracht wird.

Die beiden hinteren Enden der Schieberstangen sind drehbar in einer Rotgussbuchse, aber in achsialer Richtung fest durch eine Mutter mit einem kleinen Schlitten m verbunden. Auf der einen Schieberstange sitzt weiter eine doppelarmige Sperrklinke k , welche in ein breiteres Schalt-
rad r_1 eingreift. Die Welle w_1 des letzteren trägt die Schnecke s , deren Schneckenrad r_2 einer Querwelle w_2 angehört. Die excentrischen Zapfen z der letzteren schliesslich sind in kleinen, vertikal einstellbaren Rotgussaugen verlagert, welche den oben erwähnten Schlitten eingesetzt sind.

Bei einer Drehung der Schieberstange werden durch die excentrischen Zapfen z der sich ebenfalls drehenden Welle w_2 die Schlitten m und die Schieber etwas in achsialer Richtung abwechselnd vor- und zurückgeschoben. Die Schieber müssen natürlich in dieser Richtung genügend Spiel im Gehäuse haben.

Die bei den Ventilsteuerungen als Abschlussorgane der Dampfkanäle benutzten **Ventile** sind jetzt fast ausnahmslos sogenannte doppelsitzige Rohrventile. Ihr Ventilteller hat ungefähr die Form eines Rohres, ihr Ventilsitz diejenige eines Hohlcyinders mit Boden und seitlichen Öffnungen.

Das Material beider Teile ist jetzt Gusseisen, während früher häufig Bronze dazu verwendet wurde. Gusseisen wählt man mit Rücksicht auf eine möglichst gleichmässige Ausdehnung des Ventilsitzes und des Ventilkastens, trotzdem es weniger das Rosten verhütet als Bronze. Der Ventilsitz wird mit zwei konisch abgedrehten Flächen in den entsprechend ausgebohrten Ventilkasten dampfdicht eingeschliffen und dann durch den Deckel des letzteren eingepresst. Die Form des Ventilsitzes ist nach der Ausführung auf Taf. 44 für Ein- und Auslass die gleiche, nach derjenigen auf Taf. 43, 45, 46 und 47 dagegen eine verschiedene. Die Gewindeöffnungen in den Ventilsitzen dienen zum Herausnehmen der letzteren. Der Ventilteller zeigt meistens gleiche Form für den Ein- und Auslass. Zur Führung des Tellers in seinem Sitz dienen auf Taf. 43 radiale Rippen ausserhalb des Ventilrohres, während nach Taf. 44 bis 47 die Nabe der Ventilspindel auf einem dem Ventilsitz angegossenen oder eingesetzten Ansatz geführt wird. Der Ventilteller darf nicht fest auf seiner Spindel sitzen, sondern muss drehbar auf derselben sein. Die Sitzflächen der Ventile sind konisch (selten ist die eine eben) und gehören, um eine gleichmässige Ausdehnung von Teller und Sitz zu sichern, den Mantelflächen zweier Kegel an, die eine gemeinsame Spitze besitzen.

Was die Verhältnisse der Ventile anbelangt, so können die Breite s der Sitzflächenprojektion die Wandstärke δ_s des Rohres und die Dicke Δ_1 der Ventilspindel (siehe Fig. 4, Taf. 44, Fig. 2 und 3, Taf. 45) der folgenden Tabelle entnommen werden, wenn d der lichte Durchmesser der einen Sitzfläche ist; der entsprechende Durchmesser der anderen Sitzfläche wird um 1 bis 2 mm kleiner oder grösser gemacht, je nachdem der Teller von oben oder unten in den Sitz gebracht wird.

Tabelle.

Ventildurchmesser d in mm	Sitzbreite s in mm	Rohrwandstärke δ_s in mm	Spindeldicke Δ_1 in mm
80	2 bis 3	5	10 bis 12
90	2 bis 3	5	10 bis 12
100	3 bis 3,5	5	10 bis 12
110	3 bis 3,5	6	13 bis 16
120	3 bis 3,5	6	13 bis 16
130	4 bis 5	6	13 bis 16
140	4 bis 5	6	13 bis 16
150	4 bis 5	6	16 bis 20
160	4 bis 5	6	16 bis 20
180	4 bis 5	7	16 bis 20
200	5 bis 6	8	20 bis 22

Den lichten Durchmesser d_1 des inneren Durchganges wählt man gewöhnlich so gross, dass der äussere Durchflussquerschnitt ebenso gross wie der innere wird. Es dürfte dies annähernd der Fall sein, wenn bei den Ventilen nach Fig. 4, Taf. 44, Fig. 2 und 3, Taf. 45 u. s. w., wo die Führung des Tellers innen stattfindet,

$$d_1 = \sqrt{0,5(d^2 + 6\Delta_1^2)}$$

und

$$d_1 - 2g_1 = 3\Delta_1 \text{ bis } 3\Delta_1 + 2 \text{ mm,}$$

bei den Ventilen nach Fig. 1 und 2, Taf. 43, wo der Teller mit äusseren Führungsrippen versehen ist,

$$d_1 = \sqrt{0,5(d^2 - 6\Delta_1^2)}$$

und

$$d_1 - 2g_1 = 2\Delta_1 \text{ bis } 2\Delta_1 + 2 \text{ mm}$$

gemacht wird.

Für das Ventil in Fig. 4, Taf. 44 ergibt sich hiernach mit $d = 160$ mm und $\Delta_1 = 20$ mm

$$d_1 = \sqrt{0,5(160^2 + 6 \cdot 20^2)} = \sim 118 \text{ mm}$$

wie in der Ausführung, während für das Ventil in Fig. 2, Taf. 45 mit $d = 135$ mm und $\Delta_1 = 16$ mm aus der obigen Gleichung ein kleinerer Wert als in der Ausführung, nämlich nur

$$d_1 = \sqrt{0,5(135^2 + 6 \cdot 16^2)} = \sim 99 \text{ mm,}$$

folgt. Bei dem erstgenannten Ventil ist der freie Durchgangsquerschnitt aussen

$$(d + 2)^2 \frac{\pi}{4} - (d - 2g)^2 \frac{\pi}{4} = 162^2 \frac{\pi}{4} - (160 - 2 \cdot 15)^2 \frac{\pi}{4} = \sim 7339 \text{ qmm,}$$

innen

$$d_1^2 \frac{\pi}{4} - (d_1 - 2g_1)^2 \frac{\pi}{4} - 4\delta_r^1 \cdot g_1 = 118^2 \frac{\pi}{4} - (118 - 2 \cdot 28)^2 \frac{\pi}{4} - 4 \cdot 5 \cdot 28 = \sim 7357 \text{ qmm.}$$

Beide Querschnitte sind nahezu gleich und betragen zusammen das

$$x = \frac{7339 + 7357}{160^2 \frac{\pi}{4}} = \sim 0,73 \text{ fache}$$

des vollen Kreisquerschnittes.

Bei dem Ventil in Fig. 2, Taf. 45 berechnet sich entsprechend mit dem oben ermittelten Werte von $d_1 = 99$ mm

1) δ_r ist die Stärke der radialen Rippen zwischen Rohrwandung und Nabe der Ventilspindel.

und $g = 13$, $g_1 = 24,5$, $\delta_r = 6$ mm der Durchgangsquerschnitt aussen zu

$$\frac{135^2 \pi}{4} - (135 - 2 \cdot 13)^2 \frac{\pi}{4} = 4983 \text{ qmm,}$$

innen zu

$$\frac{99^2 \pi}{4} - (99 - 2 \cdot 24,5)^2 \frac{\pi}{4} - 4 \cdot 6 \cdot 24,5 = 5146 \text{ qmm.}$$

Weiter beträgt.

$$x = \frac{4983 + 5146}{\frac{135^2 \pi}{4}} = \approx 0,7.$$

Die Neigung der beiden konischen Flächen, in welchen sich Ventilsitz und Ventilkasten berühren, wählt man

$$1 : 8 \text{ bis } 1 : 10.$$

Die beiden Flächen gehören wieder vorteilhaft einer und derselben Kegelmantelfläche an.

2. Die äusseren Steuerungsteile.

Wir verfolgen dieselben am besten wieder im Anschluss an die verschiedenen inneren Steuerungsorgane, wie sie im ersten Teile dieses Paragraphen unterschieden wurden.

Bei den Flachschiebersteuerungen haben wir zunächst das **Excenter** zu betrachten, welches den Schieber unter Vermittelung der Excenter- und Schieberstange von der Kurbelwelle aus bewegt. Verschiedene Ausführungen dieses Maschinenteiles zeigen die Figuren 1 bis 3, Taf. 22. Das Excenter besteht aus der Excenterscheibe und dem Excenterbügel. Die erstere muss häufig zweiteilig sein, um sie auf die Kurbelwelle bringen zu können. Die Verbindung der Hälften erfolgt nach Fig. 2 durch Bolzen, welche durch Keile in beiden, oder durch Gewinde in der einen und Keile in der anderen Hälfte gehalten werden. Das Material der Scheibe ist stets Gusseisen, das der Bügel meistens auch und nur dann Schmiedeeisen, wenn der eine Bügel mit der Excenterstange aus einem Stück besteht (Fig. 1), was bei kleinen Excentern vorkommt. Die Lauffläche wird jetzt gewöhnlich am Bügel, seltener an der Scheibe, mit Weissmetall ausgegossen, das wieder in schwalbenschwanzförmigen Nuten gehalten wird. Bei gusseisernen Bügeln wurde das Weissmetallfutter früher fortgelassen, bei schmiedeeisernen ist es aber immer erforderlich. Der Bügel umfasst die Scheibe mit einem Rande (Fig. 1 und 3), damit das Öl nicht auslaufen kann. Schlecht ist es, der Scheibe den Rand zu geben (Fig. 2). Das Schmiermaterial fliesst entweder aus einem Ölgefäss zu, das an dem einen Bügel befestigt ist (Fig. 1 und 2), oder es tropft aus einem Röhrchen in einen Aufnehmer am Bügel (Fig. 3).

Die Excenterscheibe erhält an ihrer schwächsten Stelle eine Dicke

$$w = 0,1 (2r + d_3) + 10 \text{ mm,}$$

wenn r die Excentricität,

d_3 die Bohrung des Excenters

ist. Die Dicke des Bügels kann ebenso gross genommen werden; gusseiserne Bügel sind aber noch durch Rippen oder Wulste zu verstärken.

Pohlhausen, Transmissions-Dampfmaschinen.

Für den äusseren Durchmesser s der Verbindungsschrauben der Scheiben-, sowie Bügelhälften liefert die Beziehung

$$s = 0,1 d_3 + 8 \text{ mm}$$

in der Regel passende Werte.

Die **Excenterstangen** bestehen stets aus Schmiedeeisen. Sie besitzen meistens runden oder rechteckigen Querschnitt. Mit dem einen Excenterbügel werden die Stangen nur bei kleinen Excentern aus einem Stück hergestellt. Gewöhnlich werden sie durch Keil und Konus (Fig. 3, Taf. 22) oder Scheibe und Schrauben (Fig. 2, Taf. 22) an dem Bügel befestigt. Zur Verbindung mit der Schieberstange, welche dann die Gabel für den Bolzen hat, werden die Stangen durch ein nachstellbares Auge (Fig. 2 und 3, Taf. 22) verbunden; seltener ist die umgekehrte Anordnung (Fig. 4, Taf. 34), wo das Auge an der Schieber-, die Gabel an der Excenterstange sitzt.

Den Durchmesser Δ des Verbindungsbolzens kann man ebenso gross wie den der Schieberstange (siehe weiter unten) machen. Die Länge des Bolzens genügt bei $1,2\Delta$. Die Stärke der Excenterstange kann dann bei rundem Querschnitt gleich

$$\Delta \text{ am Kopf}^1), 1,5\Delta \text{ am Excenter,}$$

bei rechteckigem Querschnitt gleich

$$0,5\Delta \text{ breit, } 1,5\Delta \text{ hoch am Kopf, } 1,8\Delta \text{ hoch am Excenter}$$

genommen werden.

Die **Schieberstangen** werden ebenso wie die Kolbenstangen stets aus Gusstahl hergestellt. Ihr Durchmesser kann

$$\Delta = \frac{1}{20} D + 10 \text{ bis } 14 \text{ mm}$$

gewählt werden; legt man auf recht kräftige Stangen Wert, so ist die Additionskonstante auf 13 bis 17 mm zu erhöhen, was sich namentlich für grössere Maschinen und durch beide Kastenwände tretende Stangen empfehlen dürfte. Zur Führung der Schieberstange dient meistens eine Buchse, seltener ein besonderes Geleise. Im ersteren Falle wird die Rotguss- oder Bronz Buchse mit rauhem Schnitt aussen abgedreht und fest in den gusseisernen Bock getrieben (Fig. 1, Taf. 34 und 36), oft auch noch durch besondere Schrauben an der Drehung verhindert (Fig. 3, Taf. 39). In der Buchse wird der Durchmesser der Stange um 10 bis 12 mm verstärkt. Neuerdings wird der Führungsbock mit der Stopfbuchse der Schieberstange zusammengelassen und nach Fig. 4, Taf. 34 in der Schieberkastenwand centriert, wobei ein genaues Zusammenfallen der Stopfbuchsen- und Führungsschnecke schon durch die Bearbeitung gesichert ist. Geleisführungen für Schieberstangen werden selten rund (Fig. 4,²⁾ Taf. 36), meistens einseitig eben (Fig. 3, Taf. 34 und Fig. 2, Taf. 37) ausgeführt. Die Gleitstücke bestehen nur bei einfacher Form aus Schmiedeeisen, sonst meistens aus Stahlguss. Das Anschleifen eines Grates in den Tot-

1) Bei der betreffenden Aufschrift auf Taf. 22 ist Δ vergessen worden.

2) Nach Ausführung der Görlitzer Maschinenbau-Anstalt.

lagen muss auch bei diesen Führungen stets verhütet werden.

Um den Schieberspiegel möglichst nahe an die Cylinderachse zu bringen und die schädlichen Räume der Maschine durch kurze Dampfkanäle möglichst zu beschränken, werden bei kleinen Maschinen die Excenterstangen gekröpft oder excentrisch mit der Schieberstange verbunden. Solch ein excentrischer Angriff hat natürlich mit der Zeit einen einseitigen Verschleiss der Schieberstangenführungen, Stopfbuchsbrillen u. s. w. zur Folge und ist deshalb für mittlere und grössere Maschinen unzulässig. Will man bei diesen zu dem oben genannten Zweck die Achse der Schieberstange seitlich von derjenigen der Excenterstange legen, so empfiehlt es sich, die in Fig. 1 und 2, Taf. 36 zum Antrieb der Grundschieberstange getroffene Anordnung zu wählen. Die Stange des Grundschieberexcenters erfasst hier die eine Kurbel einer kleinen Querwelle, während die andere Kurbel der letzteren vermittelt einer kleinen Schubstange die zugehörige Schieberstange ergreift; zwischen beiden Kurbeln befindet sich der Antrieb für die Expansionsschieberstange. Die Anordnung bietet den Vorteil, dass jeder excentrische Angriff vermieden wird, sie ist aber meistens nur bei langhubigen Maschinen anzubringen, wenn die Excenterstange nicht zu kurz ausfallen soll, vermehrt zudem etwas die Reibungsarbeit der Maschine und erhöht die Herstellungskosten; die letztgenannten Umstände lassen die mit der Verkleinerung des schädlichen Raumes gewonnenen Vorteile bei der vorliegenden Einrichtung in den meisten Fällen fraglich erscheinen, zumal durch genügend hohe Kompression die Nachteile des schädlichen Raumes zum grossen Teil behoben werden können. Das Gleiche ist bezüglich der Anordnung in Fig. 1a, Taf. 39 zu sagen, die von der Maschinenfabrik G. Kuhn in Stuttgart gewöhnlich zum Antrieb der Schieber verwendet wird: Eine kleine doppelt gekröpft Welle, deren Lager auf dem Maschinenrahmen befestigt sind, steht hier durch ein Stirnräderpaar mit der Kurbelwelle in Verbindung und dient zur Bewegung der Schieber, wobei wieder der Schieberspiegel recht nahe an die Cylinderachse gerückt werden kann.

Bei den Doppel-Schiebersteuerungen von Meyer, Rider und Guhrauer muss die Schieberstange des Expansionsschiebers während des Ganges von Hand bzw. durch den Regulator drehbar sein. Zu diesem Zwecke wird dieselbe mit ihrem Auge (Fig. 1, Taf. 36 und 37) oder Gleitstück (Fig. 4, Taf. 36, Fig. 2, Taf. 37, Fig. 3, Taf. 38) durch Köntre- oder Splintmuttern auf jeder Seite verbunden, am besten unter Zwischenschaltung eines Messing- oder Gasrohres (Fig. 4, Taf. 36, Fig. 2, Taf. 37). In Fig. 2, Taf. 42 ist die Schieberstange zu gleichem Zwecke in das ausgebohrte und mit Gewinde versehene Ende des Führungsstückes eingelassen und daselbst durch eine lange Zwischenmutter gehalten. Zur Drehung der Expansionsschieberstange dient bei der Meyerschen Steuerung meistens die in Fig. 1, Taf. 36 angedeutete Vorrichtung. Dieselbe besteht aus einem gusseisernen Bock, welcher an der hinteren Schieberkastenwand be-

festigt wird. In der ausgebohrten Hülse des Bockes ist die Nabe eines gusseisernen Handrades drehbar, aber nicht verschiebbar gelagert, und in dieser Nabe schliesslich führt sich das viereckige Ende der Schieberstange bei seinem Hin- und Hergange. Eine Drehung des Rades hat somit auch eine Drehung der Stange bzw. Änderung der Füllung zur Folge. Damit man den jeweiligen Füllungsgrad, den die Steuerung giebt, ersehen kann, ist die Nabe des Handrades noch aussen mit einem flachen Gewinde versehen, das bei seiner Drehung einen kleinen Rotgusszeiger verschiebt. Derselbe bewegt sich dabei auf einer Skala, welche dem Führungsbock aufgetragen ist und die verschiedenen Füllungsgrade enthält. Bei dem mit Meyerscher Steuerung versehenen grossen Cylinder der stehenden Verbundmaschinen begnügt man sich zur Drehung der Expansionsschieberstange meistens mit der in Fig. 3, Taf. 39 angedeuteten einfacheren Vorrichtung, da hier ja in vielen Fällen nur selten eine Änderung des Füllungsgrades nötig wird und meistens während des Stillstandes vorgenommen werden kann. In die Schieberstange ist ein schmiedeeiserner Bügel eingeschaltet, und oberhalb desselben sitzt fest auf der Stange eine mit Ansätzen versehene Scheibe zum Drehen. Diese Scheibe bewegt sich mit der Stange auf und nieder. Das Gewindeende der letzteren trägt innerhalb des Bügels wieder einen Zeiger, der die jeweilige Füllung an einer Skala angiebt.

Bei der Rider- und Guhrauer-Steuerung wird die Einwirkung des Regulators auf die Expansionsschieberstange in sehr verschiedener Weise bewirkt. In Fig. 1, Taf. 37 und Fig. 2, Taf. 42 bewegt sich die Stange mit einem Vierkant (mitunter auch mit einer Feder) in der entsprechend ausgebildeten Nabe des Regulatorhebels hin und her. Der letztere ist dabei drehbar, aber nicht verschiebbar in dem Führungsbock verlagert. Obwohl recht einfach, zeigt diese Anordnung den Übelstand, dass Vierkant oder Feder bei nicht sehr reichlicher Schmierung leicht warm laufen, festbrennen und zu Stangenrissen Veranlassung geben. Besser in dieser Beziehung ist die in Fig. 1, Taf. 39 dargestellte Anordnung. Die Regulatorstange trägt hier eine mit Zahnwindungen versehene Hülse, die im achsialen Längsschnitt genau wie eine Zahnstange ausgebildet ist. Auf der Expansionsschieberstange sitzt das zugehörige Ritzel, das von genügender Breite ist, um beim Hin- und Hergange nicht ausser Eingriff mit den Zähnen der Hülse zu kommen.

Die Maschinenfabrik von Starke & Hoffmann in Hirschberg führt seit vielen Jahren den in Fig. 3,¹⁾ Taf. 38 wiedergegebenen Regulatorangriff an ihren Rider-

1) Bei der in Fig. 4, Taf. 38 angedeuteten Verbindung des Expansionsschiebers mit seiner Stange kann der Regulatorhebel auf der letzteren nur dann montiert werden, wenn sich der Führungsbock etwas weiter, als angegeben, nach rechts verschieben lässt. Zweckmässiger dürfte es sein, die Verbindung des Expansionsschiebers mit seiner Stange hier so zu konstruieren, dass man die letztere durch die Öffnung der hinteren Schieberkastenwand herausziehen kann, was z. B. der Fall wäre, wenn man die in Fig. 2, Taf. 37 angedeutete Verbindung, nur in umgekehrter Anordnung, wählen würde.

maschinen aus. Die Expansionsschieberstange tritt hier durch das Führungsstück unter Einschaltung zweier Rohrenden, die den mit einer Feder auf der Stange befestigten Regulatorhebel zwischen sich fassen. Das andere Ende des letzteren gleitet bei seinem Hin- und Hergange mit einem Auge auf einer Stange, die von den beiden Zugstangen des Regulators erfaßt wird und gegen eine Verschiebung in ihrer Längsrichtung durch die Seitenwandungen des Führungsbockes geschützt ist. Die Vorrichtung soll nach Angaben der Firma selbst nach Jahre langem Betriebe keinen toten Gang vom Regulator bis zum Schieber zeigen.

Fig. 2, Taf. 37 zeigt eine weitere Verbindung des Regulators mit der Expansionsschieberstange einer Ridersteuerung. Der Hebel auf dieser Stange umfasst den Gleitstein der letzteren unter Einschaltung einer kleinen Rotgussbuchse und ist dabei durch die Doppelmuttern an jeder Seite so fest gegen diese Buchse gepresst, dass er bei seiner Drehung die Stange mitnimmt. In dem Gleitstein wird die Drehung dadurch ermöglicht, dass die Rotgussbuchse an jeder Seite eine Idee vorsteht. Dem vorderen Ende des Schieberstangenhebels ist ferner ein ausgebuchstes Vierkant drehbar aufgesteckt, und an diesem durch Stellschrauben die um einen festen Zapfen schwingende Zugstange des Regulators befestigt. Beim Hin- und Hergange des Schieberstangenhebels stellt sich nun das vordere Vierkant desselben der Neigung der Regulatorstange gemäss ein, und zugleich gleiten die gehärteten Enden der Stellschrauben soviel auf den Seitenwandungen dieses Vierkantes, als es die schräge Lage der Regulatorstange erfordert.

An stehenden Maschinen ordnet man bei schweren Schiebern zur **Entlastung des Gestänges** oft eine Vorrichtung an, wie sie z. B. Fig. 3, Taf. 39 am Grundschieber besitzt. Das obere Ende dieser Stange trägt einen kleinen Kolben, der in einem Cylinder dampfdicht auf und nieder geht. Unter dem Kolben wirkt der Dampfdruck, über demselben der Druck der äusseren Luft oder die Kondensatorpressung. Der Durchmesser des Kolbens wird gewöhnlich so gross genommen, dass sein gesamter Überdruck von unten gleich dem Gewicht des Schiebers und seines Gestänges ist. Die obere Seite des Entlastungskolbens muss, wie Fig. 2, Taf. 42 zeigt, durch einen Deckel vor Schmutz und Staub geschützt werden. Für genügende Schmierung des betreffenden Cylinders ist natürlich auch zu sorgen.

Die Kolbenschiebersteuerungen der stehenden Maschinen zeigen in ihren äusseren Triebteilen dieselbe Ausführung wie diejenigen der Flachschieber. Bei nur einem Schieber ist ein excentrischer Angriff an der Schieberstange, wie er z. B. in Fig. 2, Taf. 40 dargestellt ist, selten und nicht zu empfehlen. Bei Doppel-Kolbenschiebern muss man aber einen solchen excentrischen Angriff wenigstens für den Grundschieber gestatten, da hier ja die geometrischen Achsen beider Schieberstangen zusammenfallen. Man bildet dann die Grundschieberstange hohl aus und erfaßt sie von der Seite an einer aufgesteckten, einseitigen Traverse. Die

Expansionsschieberstange geht durch die hohle Grundschieberstange und wird in gerader Richtung mit ihrer Excenterstange verbunden. Der mit einer solchen Anordnung verbundene Übelstand lässt sich wesentlich durch eine Konstruktion vermindern, wie sie von der Maschinenfabrik Örlikon in Örlikon ausgeführt wird und aus Fig. 1, Taf. 42 ersichtlich ist. Die Excenterstangen bestehen hier mit ihren hohlen Zapfen B und A aus einem Stück und sind dort, wo sie mit den Schieberstangen verbunden werden, bügelartig gestaltet. Die gelenkartige Verbindung der Expansionsschieberstange s mit ihrer Excenterstange z. B. wird nun dadurch erreicht, dass den Enden des Hohlzapfens B zwei Stahlbuchsen b_3 und b_4 aufgesetzt sind, welche von zwei nachstellbaren, viereckigen Metallhälften g_3 und g_4 umschlossen werden. Zum Zusammenhalten der letzteren dient das mit Gewinde und Muttern m_3 , m_4 versehene Ende der Stange s selbst, welche zugleich den Zapfen B mit genügendem Spielraum durchsetzt. Die obere Verbindung der Stange A mit derjenigen des Grundschiebers ist ebenso gehalten, nur dass der Stange s_1 unten noch eine lange Führungsbuchse für die Expansionsschieberstange eingesetzt und die Mutter m_2 als Stopfbuchse zur Abdichtung gegen den Abdampf des Hochdruckcylinders ausgebildet ist. Die seitliche Entfernung der Excenterstangen von der gemeinschaftlichen Schieberstangenachse ist in der Konstruktion auf das kleinste Mass beschränkt. Die Zapfen B und A sind hohl ausgebildet, um das Gestängegewicht möglichst zu vermindern.

Bei den äusseren Triebteilen der Korliss- und Ventilsteuerungen hängt die Form der meisten Stücke von dem jeweiligen Bewegungsmechanismus ab. Im Anschluss an das im Vorhergehenden Gesagte ist hierzu zu bemerken, dass die Zapfen und Stahleinsätze aus Stahl, die Stangen und Muttern aus Schmiedeeisen bestehen; die ersteren werden gehärtet, die letzteren an den erforderlichen Stellen mit Buchsen aus Bronze versehen bzw. eingesetzt. Bei Korlisssteuerungen werden ferner die Stangen in ihrer Länge dadurch einstellbar gemacht, dass sie mit Gewinde und Gegenmutter (siehe Fig. 9, Taf. 48) ihren Köpfen oder Augen eingeschraubt werden. Ein Sechskant in der Mitte oder an den Enden der Stange ermöglicht die zum Einstellen erforderliche Drehung der letzteren. Die Steuerscheiben drehen sich entweder auf Rotgussbuchsen oder in langen Gusseisennaben. Die Zapfen werden den Steuerscheiben gewöhnlich mit Konus und Keil oder Mutter eingesetzt.

Die **Luftpuffer** der Korlisssteuerungen werden jetzt meistens mit Doppelkolben nach Fig. 4, Taf. 24 oder in ähnlicher Weise ausgebildet. Der Puffer soll, wie im V. Abschnitte gezeigt wurde, den Schieber nach erfolgter Ausklinkung anfangs schnell in seine Schlusslage zurückziehen, kurz vor Erreichung der letzteren aber die Bewegung desselben wieder so hemmen, dass der Schieber mit einer geringen und zulässigen Geschwindigkeit sich der Schlusslage nähert. Die anfängliche schnelle Schlussbewegung erteilt nun der Luftpuffer dem Schieber dadurch, dass der erstere beim Hochgange unter seinem

kleinen Kolben ein teilweises Vakuum erzeugt. Der Überdruck der äusseren Luft, unterstützt durch das Eigengewicht des Puffers und seines Gestänges, treibt dann nach der Ausklinkung des Schiebers den Kolben schnell herunter, wobei die Luft durch *b* und das Leder-ventil *f* ausgestossen wird. Die spätere Verzögerung in der Schieberbewegung wird dadurch erreicht, dass der grosse Kolben während des Hochganges Luft ansaugt. Dieselbe kann, um die anfängliche schnelle Schlussbewegung des Schiebers nicht zu hemmen, während des Niederganges zuerst durch die Öffnungen p_1 austreten, nach dem Schluss der letzteren aber nur verlangsamt durch das stellbare Ventil *a* entweichen, wobei sie, als Kissen wirkend, den letzten Teil der Schlussbewegung in dem erforderlichen Masse verzögert. Das untere Ventil *c* dient zum Einlassen von Luft, wenn der Kolben einmal aus seinem Cylinder genommen werden soll. Für die nötige Schmierung der Kolben ist bestens zu sorgen. Der untere Kolben erhält auch vielfach besondere Stahl-Liderringe. Seltener zur Verwendung kommen bei den Korlisssteuerungen die in Fig. 3, Taf. 24 angedeuteten Luftpuffer mit Stahlfeder, während sie bei den ausklinkenden Ventilsteuerungen allgemein in Gebrauch sind und die in Fig. 1 und 2, Taf. 43 angedeutete Ausführung besitzen. In der zuletzt genannten Figur sitzt die Belastungsfeder nicht direkt auf dem Luftpufferkolben, sondern wirkt mit einer Haube in einem Stahleinsatz centrisch auf die Ventilspindel ein.

Die **Steuerwellen** der Ventildampfmaschinen erhalten 45 bis 75 mm Durchmesser und werden gewöhnlich in Rotgusslagern gestützt, die am Rahmen und Cylinder der Maschine befestigt sind. Zum Antrieb dient meistens ein konisches Räderpaar, selten Schnecke und Schneckenrad.

Die **unrunden Scheiben**, welche vielfach zur Bewegung der Auslassventile benutzt werden, sind zur Veränderung der Kompression oft stellbar eingerichtet. Zu diesem Zwecke macht man die Stahleinsätze, auf welchen die Rollen gleiten, zweiteilig und ineinander verschiebbar, wie es z. B. Fig. 5, Taf. 45 zeigt.

Über die sonstigen Details der Ventil- und Korlisssteuerungen geben die bezüglichen Tafeln dem Leser wohl ohne weiteres genügende Aufklärung.

§ 59.

Die Luftpumpe und der Kondensator.

Die beiden Hauptteile einer jeden Kondensationsvorrichtung bilden Luftpumpe und Kondensator. Beide haben wir hier in ihren gebräuchlichen Anordnungen, Ausführungen und hinsichtlich ihrer Bestandteile zu verfolgen, während die bei manchen Anlagen vorkommenden Kalt- und Kondensatpumpen wie gewöhnliche Pumpen ausgebildet sind und in ein Werk über diese gehören.

1. Die Luftpumpe.

Ihrer **Anordnung** gemäss unterscheiden wir liegende und stehende Luftpumpen, ihrer Wirkung nach einfach- und doppeltwirkende. Liegende Luftpumpen werden

gewöhnlich doppelt-, stehende meistens einfachwirkend ausgeführt oder durch Kuppelung zweier derselben doppeltwirkend gemacht.

Die gebräuchlichen Bauarten der liegenden Luftpumpen zeigen die Fig. 1 bis 4, Taf. 12. Die Saugventile einer jeden Kolbenseite sind durch eine Querwand voneinander getrennt und liegen in Fig. 1 bis 3 unter, in Fig. 4¹⁾ neben den Druckventilen. In Fig. 1 bis 2 sind ferner die Ventilklappen rechteckig gestaltet, in Fig. 3 und 4 rund, und zwar besteht in Fig. 3 jedes Saug- und Druckventil aus nur einer Klappe, während in Fig. 4 jedes Ventil durch mehrere kleine Klappen gebildet wird, von denen die Saugklappen hängend angeordnet sind. In Fig. 1 gehören endlich die Ventilsitze dem Pumpenkörper direkt an, in den übrigen Figuren sind dieselben, was wegen der besseren Bearbeitung auch stets vorzuziehen ist, dem Gehäuse eingesetzt und in dem letzteren durch mehrere Befestigungsschrauben oder eine einzige Druckschraube (Fig. 3) gehalten.

Stehende Luftpumpen werden meistens nach Fig. 1, 3 und 4, Taf. 13 gebaut. In den beiden erstgenannten Figuren ist der Pumpencylinder in einen grösseren Aufnehmer eingelassen, in welchen das Kondensationsgemisch fliesst und aus dem die Pumpe saugt. Der Kolben ist ferner durchbrochen und mit einer Druckventilklappe ausgerüstet. Am unteren Ende des Cylinders befindet sich die Saugventilklappe, am oberen zweckmässig, wie in Fig. 1, noch eine zweite Druckklappe. Lässt man die letztere fort, wie in Fig. 2, so öffnet sich das im Kolben befindliche Ventil beim Niedergange des letzteren infolge der grösseren Höhe der darauf lastenden Wassersäule später und lässt also das beim Hochgange angesaugte Wasser während eines viel kleineren Kolbenweges durchtreten. Bei der Doppelpumpe in Fig. 4,²⁾ Taf. 13 liegen die Saugventile ganz ausserhalb des eigentlichen Pumpengehäuses. Die aus mehreren kleinen, runden Klappen bestehenden Druckventile haben ihren Sitz in dem Flansch des Pumpencylinders, mit welchem dieser auf seinem Gehäuse befestigt ist.

Eine besondere Konstruktion besitzen die beiden Pumpen in Fig. 2 und 6, Taf. 13, von denen die eine zuerst von G. Kuhn in Stuttgart auf der elektrotechnischen Ausstellung zu Frankfurt (1891), die andere in ähnlicher Ausführung auf der Pariser Weltausstellung (1890) zu sehen war. Die Pumpe in Fig. 2 ist einfachwirkend, diejenige in Fig. 6 doppeltwirkend. Der Hauptunterschied in der Konstruktion dieser Pumpen gegenüber den früheren liegt in dem Fehlen der Saugventile. Das Kondensationsgemisch, welches in den Aufnehmer, der den Pumpencylinder umgiebt, fliesst, tritt durch Schlitze in den letzteren ein, sobald dieselben von dem Kolben geöffnet werden und der Wasserspiegel aussen den oberen Kolbenrand überragt.

1) Nach Ausführung der Prager Maschinenbau-Aktiengesellschaft (vorm. Ruston & Co.) in Prag.

2) Nach Ausführung von Märky, Bromovsky & Schulz in Prag.

Um die Wirkungsweise besser verstehen zu können, sind in Fig. 167 bis 169 des Textes die Hauptlagen des Kolbens einer solchen einfachwirkenden Pumpe wiedergegeben. Bei der höchsten Kolbenlage, die in Fig. 167 punktiert angedeutet ist, befindet sich der ganze Pumpenraum, also die Höhlung des Kolbens und der Raum über demselben bis zu den Druckklappen hin, voll Wasser. Geht dann der Kolben nieder, so schliessen sich die Druckventile, und es tritt über dem noch im Kolben befindlichen Wasser im Cylinder ein teilweises Vakuum ein. Öffnet weiter der niedergehende Kolben die Schlitze im Cylindermantel an der oberen Kante (Fig. 167), so findet zunächst ein Ausgleich zwischen der Luft- und Dampfspannung inner- und ausserhalb des Cylinders statt, und erst wenn der nun höher steigende äussere Wasserspiegel den oberen Kolbenrand erreicht hat (Fig. 168)¹⁾, strömt

Eine zweite besondere Luftpumpenkonstruktion ist in Fig. 8¹⁾, Taf. 13 dargestellt. Dieselbe wird von der Maschinenfabrik Örlikon in Örlikon für Maschinen mit hoher Umdrehungszahl (250 und mehr) verwendet. Es sind hier zwei Kolben und Cylinder vorhanden, damit Wasser und Luft getrennt aus dem Kondensationsraume abgesaugt werden. Der kleinere Kolben und Cylinder, der zum Fördern des Wassers dient, hat zwei Weichgummiklappen, von denen die obere das Druckventil, die untere das Saugventil bildet. Der Sitz des erstgenannten Ventiles wird durch vier Druckschrauben gehalten und ist zugleich der Fänger für die Klappe des letztgenannten. Das zu fördernde Wasser tritt durch zwei Kanäle, die auf beiden Seiten des Ventilgehäuses liegen (siehe rechte Hälfte von Schnitt 21—21), in den Cylinder und wird durch vier Kanäle, die paarweise zu beiden Seiten eines

Fig. 167.

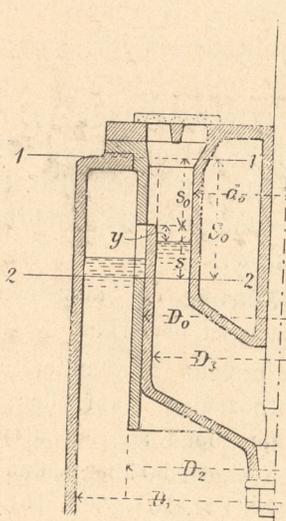


Fig. 168.

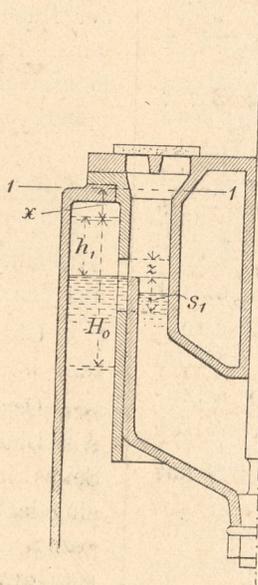
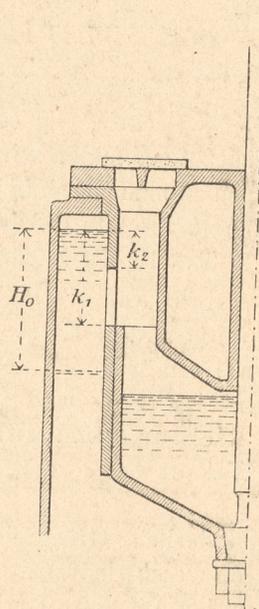


Fig. 169.



auch Wasser in den Cylinder ein. Dies dauert so lange an, als der äussere Wasserspiegel höher als der Kolbenrand steht. In der unteren Totlage des Kolbens (Fig. 169) hat der äussere Wasserspiegel seinen höchsten Stand erlangt, er sinkt aber wieder, wenn jetzt der Kolben sich nach oben bewegt. Hat der letztere bei seinem Hochgange wieder die in Fig. 168 angegebene Lage erreicht, so hört der Wasserübertritt, bei der in Fig. 169 angedeuteten auch der Luft- und Dampfübertritt auf. Es öffnen sich jetzt die Druckventile, und der Kolben fördert bis an das Ende seines Hubes zuerst die Luft und den Dampf, später das Wasser in den Raum über den Druckklappen.

Über die Berechnung dieser Luftpumpen, die sich etwas anders gestaltet, als früher angegeben wurde, ist am Ende dieses Paragraphen das Erforderliche gesagt.

Der Vorteil der vorstehenden Konstruktion liegt in ihrer grossen Einfachheit, die namentlich durch das Fehlen der Saugventile und der Liderung im Kolben erzielt wird, sowie in der getrennten Förderung von Dampf und Luft bzw. Wasser.

1) Die in Fig. 168¹⁾ angedeutete Lage gilt für den Hochgang; beim Niedergang steht der Wasserspiegel im Kolben tiefer.

Saugkanales eingegossen sind (siehe linke Hälfte von Schnitt 21—21), in den für Wasser und Luft gemeinschaftlichen Abflussraum unter den beiden Cylindern gebracht. Die Luft wird durch den grösseren Kolben angesaugt. Als Saug- und Druckventil dienen hier zwei Fiberklappen an den Enden des Cylinders. Dieselben sind als Ringventile ausgebildet und wirken, da sie in der Mitte festgehalten sind, in ihrem äusseren Teile als Saug-, in ihrem inneren Teile als Druckklappen. Der Cylinder mit der vorderen Klappe u. s. w. wird von hinten in das Gehäuse eingesetzt; der Deckel des letzteren enthält die hintere Klappe mit ihrem Zubehör. Als Saug- und Drucköffnungen dienen eine Anzahl kleiner Löcher in den Gussteilen, zwischen denen die Fiberklappen eingeklemmt sind. Durch die äusseren Löcher gelangt das von oben kommende Luft- und Dampfgemisch in den Cylinder, durch die inneren Löcher und einen an der unteren Hälfte der Deckel eingegossenen Kanal kommt es nach dem oben erwähnten gemeinschaftlichen Abflussraum für Luft und Wasser.

1) Nach der „Zeitschrift deutscher Ingenieure“, Jahrgang 1890, S. 812.

Für die Anordnung der einzelnen Teile einer Luftpumpe sind die folgenden Punkte als massgebend zu erachten.

1. Die Kolben und Ventile der Pumpen sollen leicht zugänglich sein. Die ersteren sind bei liegender Pumpenanordnung schnell und ohne grosse Schwierigkeit durch den hinteren Deckel aus dem Cylinder zu entfernen, während bei stehender Anordnung meistens die Führung der Kolbenstange und das obere Druckventil fortgenommen werden muss, die Besichtigung des Kolbens also schwieriger ist. Was die Zugänglichkeit der Ventile anbelangt, so dürfte dieselbe bei der Konstruktion in Fig. 2 und 3, Taf. 12, wo die Saugventile erst nach Entfernung der Druckventilsitze zu erreichen sind, nicht so leicht sein als bei derjenigen in Fig. 1 und 4, Taf. 12, wo für jedes Saugventil ein seitlicher, für jedes Druckventil ein oberer Deckel vorhanden ist, bzw. Saug- und Druckventil nach Abheben des oberen Gehäuseteiles völlig frei liegen. An stehenden Luftpumpen nach Fig. 1 und 3, Taf. 13 wird die Zugänglichkeit des unteren Saugventiles wesentlich durch den entsprechenden Deckel des Aufnehmers, in den der Cylinder eingelassen ist, erleichtert; das Fortlassen dieses Deckels, wie es in Fig. 1 der Fall ist, dürfte also nicht zu empfehlen sein. Das obere Druckventil dieser Pumpen ist namentlich in Fig. 1 leicht zugänglich, während eine aufgesetzte Geleis-Kreuzkopfführung, wie z. B. in Fig. 2, Taf. 13, die Zugänglichkeit erschwert.

2. Mit Rücksicht auf die Ruhe des Ganges ist bei den Luftpumpen der freie Durchgangsquerschnitt der Ventile möglichst reichlich zu wählen und sind Rohrleitungen und Ventile so anzuordnen, dass Richtungsänderungen, namentlich scharfe, im Wasserwege möglichst vermieden werden.

Über die erforderliche Grösse der Ventilquerschnitte und der zulässigen Geschwindigkeit des Wassers und der Luft in ihnen wurden auf Seite 129 die nötigen Angaben gemacht. Ein genügend grosser Ventilquerschnitt lässt sich bei liegenden Pumpen nur durch ein Gehäuse, das wesentlich breiter als die Cylinderbohrung ist (siehe Fig. 4, Taf. 12), bei stehenden Pumpen nur durch eine grosse Cylinderbohrung, also bei geringem Hub, erzielen. In der Rohrleitung sind Richtungsänderungen des Wasserweges, wo sie nicht zu umgehen sind, nur durch Krümmungen von sehr grossem Radius zu ermöglichen. Innerhalb der Pumpen gestattet die stehende Anordnung der letzteren, wie sie Fig. 1 und 3, Taf. 12 zeigt, dem Wasser einen viel direkteren Durchgang als die liegende Anordnung, wo das Wasser in der einen Richtung angesaugt, in der entgegengesetzten fortgedrückt wird.

3. Ein ruhiger, stossfreier Gang soll ferner bei liegenden Luftpumpen mit hoher Umdrehungszahl durch einen grossen Pumpenraum (von der Kolbentotlage bis an die Ventile) mit grossem Wasserspiegel und hängende Saugventile, die in einer Ebene mit den Druckventilen angeordnet sind, erzielt werden.¹⁾

1) Siehe „Zeitschrift deutscher Ingenieure“, Jahrgang 1895, S. 627.

Durch den grossen Pumpenraum mit entsprechendem Wasserspiegel, sowie durch die nebeneinander liegenden Saug- und Druckventile wird erreicht, dass der Spiegel sich bei jedem Hube nur um einige Centimeter senkt, die Luft stets vor dem Wasser aus dem Pumpenraum entfernt wird, und die Cylinderbohrung stets mit Wasser ausgefüllt bleibt. Hängende Saugventile, wie sie z. B. die Pumpe in Fig. 4, Taf. 12 neben einem grossen Raum bis zu den Ventilen besitzt, öffnen sich leichter und lassen deshalb die Luft ungehinderter vom Wasser eintreten als Saugventile von umgekehrter Anordnung.

4. Der Wasserabfluss ist genügend hoch über den Druckventilen anzuordnen, auch bei schnellgehenden Pumpen ein Windkessel in der Abflussleitung vorzusehen.

Die unterste Kante des Abflussrohres (mit d_8 in den Figuren bezeichnet) muss so hoch liegen, dass die Druckventile immer unter Wasser stehen, weil hierdurch der Rücktritt von Luft in den Pumpenraum vermieden wird. Der Windkessel in der Abflussleitung mildert den beim Hubwechsel auftretenden Rückschlag der Wassermasse.

5. Kolben- und Cylinderdeckel sind bei schnellgehenden Pumpen kegelförmig zu gestalten (siehe Fig. 4, Taf. 12, Fig. 2, 4, 6 und 8, Taf. 13). Hierdurch wird eine allmähliche und stossfreie Abführung des Wassers aus der Pumpe gesichert.

Über die **Ausführung** der einzelnen Luftpumpenteile ist das Folgende zu bemerken.

Der Kolben besteht gewöhnlich aus Gusseisen. Als Liderung diente früher Hanf, der in Form eines Seiles in den entsprechend ausgedrehten Kolbenkörper eingelegt und durch einen darüber befindlichen Ring angezogen wurde (siehe Fig. 16¹⁾, Taf. 15). Jetzt benutzt man gewöhnlich Holz- oder Metallliderung. Die erstere ist billig und hat sich namentlich bei reinem Wasser gut bewährt. Die einzelnen Segmente, die aus Eichen- oder Ahornholz bestehen, werden in zwei Lagen übereinander, die Fugen gegeneinander versetzt, angeordnet und durch eine innen eingelegte Stahlfeder gegen die Cylinderwandung gedrückt (siehe Fig. 18, Taf. 15). Als Metallliderung kommen bei den vorliegenden Kolben ein oder mehrere aufgeschnittene Rotgussringe zur Verwendung, die ebenso wie die Selbstspanner der Dampfkolben hergestellt werden. Bei nur einem Ringe muss wegen dessen Stärke der Kolben meistens zweiteilig gemacht werden; zum Zusammenhalten beider Hälften genügt die mit Ansatz und Mutter versehene Kolbenstange. Bisweilen trifft man bei den Luftpumpenkolben Labyrinthdichtung an.

Das Material der Kolbenstange ist wieder Gussstahl. Ihre Stärke Δ_0 , ferner die Cylinderwandstärke δ_0 und diejenige δ' des Gehäuses kann, wenn

D_0 die Bohrung der Luftpumpe in mm, ist, passend

1) Nach „C. Bach, die Maschinen-Elemente“.

für horizontale Luftpumpen zu

$$\Delta_0 = \frac{D_0}{6} \text{ bis } \frac{D_0}{7},$$

$$\delta_0 = \frac{D_0}{50} + 16 \text{ mm},$$

$$\delta' = 0,7 \text{ bis } 0,8 \delta_0,$$

für vertikale Luftpumpen zu

$$\Delta_0 = \frac{D_0}{7} \text{ bis } \frac{D_0}{10},$$

$$\delta_0 = \frac{D_0}{60} + 13 \text{ mm},$$

$$\delta' = 0,8 \text{ bis } 0,9 \delta_0$$

gewählt werden. Die Flanschstärken des Cylinders und Gehäuses betragen

$$1,3 \delta_0 \text{ bzw. } 1,3 \delta',$$

die Vorbohrung erhält einen Durchmesser

$$D_0 + 8 \text{ bis } 15 \text{ mm},$$

und die Liderringe des Kolbens treten bei der Totlage des letzteren mit ihrer zugehörigen Kante um

$$k_4 = 1 \text{ bis } 3 \text{ mm}$$

in die Vorbohrung; bei Hanf- und Holzliderung tritt nicht die letztere, sondern der Kolbenrand um

$$k_4' = 10 \text{ bis } 15 \text{ mm}$$

über die äusserste Kante der eigentlichen Bohrung. Den Fundamentankern der Luftpumpen schliesslich giebt man zweckmässig einen auf engl. Zolle abzurundenden Durchmesser von

$$\frac{3}{100} S_0 + 15 \text{ bis } 20 \text{ mm},$$

wenn S_0 der Kolbenhub der Pumpe ist.

Die Ventile der Luftpumpen bestehen in den weitesten Fällen aus Gummi, der in Form von rechteckigen oder runden Platten von 12 bis 30 mm Dicke verwendet wird. Der Ventil Sitz solcher Gummiklappen wird als Rost oder Gitter (Fig. 14 bis 16, Taf. 14) ausgebildet, damit die Beanspruchung der Klappen im geschlossenen Zustande nicht zu gross ausfällt und letztere nicht durchgedrückt werden bzw. keine bleibende Formveränderung erfahren. Die rost- oder gitterförmigen Öffnungen werden rund, quadratisch oder rechteckig, bei runden Klappen auch segmentartig gestaltet. Der Durchmesser der runden und die Weite der quadratischen Öffnungen ist höchstens gleich der doppelten Gummidicke, die der achteckigen Öffnungen bei der einundeinhalbfachen Breite gleich der drei- bis vierfachen Gummistärke zu nehmen; segmentartige Öffnungen sind entsprechend zu bemessen. Auf ihrem Ventil Sitz werden die Klappen durch eine Brücke gehalten, welche zugleich den Klappenfänger für die Hubbegrenzung bildet. Derselbe muss überall dort, wo die Klappe sich beim Öffnen um ihn biegt, in seinen Kanten gehörig abgerundet sein, auch die nötigen Durchbrechungen besitzen, die ein Festhaften der Klappe an ihm verhüten. Das Material des Klappenfängers ist meistens Gusseisen, bei grossen rechteckigen Klappen auch wohl der grösseren Festigkeit wegen Schmiedeeisen. Da die eigene Elasticität der Klappe die schliessende Kraft für diese abgiebt, so sucht man die Elasticität derselben möglichst zu erhalten. Man erteilt deshalb der

Gummischeibe ausser der klappenden Bewegung beim Öffnen und Schliessen häufig auch noch eine geringe auf- und niedergehende und füttert dann das Loch der Scheibe mit einem Messingblech aus, das oben und unten umgebogen wird.

Der Nachteil der Gummiplatten besteht darin, dass sie bei zu hoher Temperatur leicht weich werden, auch gegen Fett nicht gut standhalten und deshalb von nicht zu langer Dauer sind. An Stelle des Gummi verwendet man deshalb bisweilen die sogenannte Vulkanfiber, die zwar unempfindlicher gegen hohe Temperatur und Fett ist, aber nicht so dicht halten soll wie Gummi. Den gleichen Vor- und Nachteil bieten die Metallventile, die in Form von leichten Scheiben ausgebildet werden; auch sie werden von der Wärme und dem Fett nicht angegriffen und besitzen also eine längere Dauer, liefern aber auf letztere keinen dichten Abschluss. Fig. 11, 12 und 13, Taf. 14 zeigen einige Ausführungen solcher Metallventile. Eine leichte Federbelastung der letzteren ersetzt vielfach die Elasticität des Gummis und befördert den raschen Schluss. Gummiklappen arbeiten natürlich weit geräuschloser als Metallventile.

Die Stopfbuchsen der Luftpumpen erhalten jetzt vielfach eine hydraulische Dichtung, da durch sie das Eindringen von Luft in den Pumpenraum weit besser verhütet wird als durch die gewöhnliche Stopfbuchse. Bei der hydraulischen Dichtung ist die Stopfbuchse nach Fig. 9 und 10, Taf. 14 in einen Wasserbehälter gelegt und durch dessen Inhalt von der Luft abgeschlossen. Hält dann die Stopfbuchse nicht ganz dicht, so tritt höchstens Wasser in die Pumpe. Nach der Führung zu wird die Kolbenstange der Luftpumpe durch eine zweite Stopfbuchse abgedichtet.

Einen ferneren Bestandteil vieler raschlaufenden Luftpumpen, namentlich derjenigen in Fig. 2 und 6, Taf. 13, bilden kleine Ventile, die man als Schnüffel- oder Schnarchventile bezeichnet. Dieselben werden meistens nach Fig. 17, Taf. 14 ausgeführt und sind durch eine Feder nur so stark belastet, dass während des Saugens des Pumpenkolbens etwas Luft von aussen in den Pumpenraum treten kann. Letztere verschlechtert zwar das Vakuum, ist aber für den ruhigen, stossfreien Gang der erwähnten Pumpen erforderlich. Zu gleichem Zwecke macht man oft an vorhandenen Pumpen, die unruhig und mit Stössen arbeiten, die Druckventile etwas undicht, damit diese während der Saugperiode Luft in die Pumpe eintreten lassen und die Stösse mildern.

Was die **Aufstellung** und den **Antrieb** der Luftpumpe betrifft, so ist bei liegenden Maschinen, die in Fig. 1, Taf. 14 angedeutete direkte Verkuppelung der Luft- und Dampfkolbenstange weniger üblich und zu empfehlen, als die in Fig. 2 bis 4 und 6 bis 8, Taf. 14 wiedergegebene Aufstellung der Pumpe unter die Flur des Maschinenhauses und Antriebsweise des Luftpumpenkolbens vermittelst Winkelhebel oder Balancier vom Kurbelzapfen oder dem hinteren Kreuzkopfe der Maschine aus. Der Grund hierfür liegt darin, dass bei direkter Verkuppelung der beiden Kolbenstangen die Geschwindigkeit des Luft-

pumpenkolbens ebenso gross wie die des Dampfkolbens wird, was bei schnell laufenden Maschinen nicht immer vorteilhaft für die Luftpumpe sein dürfte, und dass ferner bei der fraglichen Aufstellung mit der Luftpumpe auch gewöhnlich der Kondensator in gleiche Höhe mit dem Dampfzylinder zu liegen kommt, womit, wie später gezeigt ist, gewisse Nachteile verknüpft sind, die bei Kondensatoren, die tiefer als der Dampfzylinder stehen, vermieden werden. Luftpumpen, die unter Flur aufgestellt werden, sind, wenn der Maschinenraum es zulässt, besser vom hinteren Kreuzkopf, als vom Kurbelzapfen aus anzutreiben; im ersteren Falle können nämlich auch stehende Luftpumpen zur Anwendung kommen, im letzteren Falle passiert die zum Betriebe der Luftpumpe erforderliche Arbeit zweimal den Kurbelzapfen.

Bei stehenden Maschinen findet der Antrieb der entsprechenden Luftpumpen fast stets vom eigentlichen Kreuzkopfe aus statt. Die Pumpe, bzw. der sie umgebende Aufnehmer wird dann entweder am Fundamentrahmen befestigt (siehe Fig. 5, Taf. 14), oder direkt auf das Fundament gesetzt.

In Bezug auf den Kondensator ist die Luftpumpe stets so zu legen, dass das Wasser der Pumpe bzw. deren Saugventilen zufliesst. Saugende Luftpumpen zeigen stets einen mehr oder weniger unregelmässigen Gang, da der geringe Überdruck im Kondensator die Wassermasse bei ihnen nicht genügend zu beschleunigen vermag. Auch ist es stets für die Ruhe des Ganges vorteilhaft, wenn die Luftpumpe nicht zu drücken braucht, das geförderte Wasser also frei abfliessen kann. Die aus der Pumpe kommende Luft ist ins Freie und nicht in den Maschinenraum zu leiten.

Bei Lokomobilen erfolgt der Antrieb der Luftpumpe gewöhnlich mittelst Excenter von der Kurbelwelle aus (siehe Fig. 2, Taf. 23).

2. Der Kondensator.

Der eigentliche **Einspritzraum**, in welchem der vom Cylinder kommende Dampf verdichtet wird, bildet in vielen Fällen, namentlich bei liegenden Luftpumpen, einen Teil des Gehäuses der letzteren. Es ist dies z. B. bei den Luftpumpen in Fig. 1, 3 und 4, Taf. 12 der Fall, wo der Kondensator sich unter, über oder zwischen den Saugventilen je nach der Anordnung der letzteren befindet. In Fig. 2, Taf. 12 mündet das Einspritzrohr zwar ausserhalb des Gehäuses, jedoch enthält dieses auch einen Teil des Kondensationsraumes.

Bei stehenden Luftpumpen dagegen findet man den Kondensator gewöhnlich getrennt von der Luftpumpe ausgeführt. Es zeigen dies die Fig. 1 und 3, Taf. 13. In der ersten Figur ist der Kondensator als selbständiges Gefäss ausgebildet, in der zweiten ist er in den hohlen Ständer des Maschinenrahmens gelegt. Das letztere dürfte sich aber mit Rücksicht darauf, dass dann die Wandungen des Ständers Anrostungen ausgesetzt sind, die mit der Zeit zu einer erheblichen Schwächung dieser Wandungen führen müssen, im allgemeinen nicht empfehlen. Einen besonderen Kondensator zeigt auch die

in Fig. 5, Taf. 12 angedeutete und bei Lokomobilen gebräuchliche Kondensationsvorrichtung.

Das Einspritzwasser lässt man, um es mit dem Dampfe möglichst innig zu mischen, entweder in Form eines Kegels, oder als Brause, Douche u. s. w. im Kondensator austreten. Die erste Form erzielt man mit Hilfe eines kegelartigen Mundstückes nach Fig. 2, Taf. 12, das mittelst Handrad verstellbar werden kann und so eine Regulierung des Wasserspiegels und der Wassermenge zulässt. Den brausen- oder doucheartigen Austritt, der jetzt meistens in Anwendung kommt, erreicht man mit Hilfe eines durchlochtes Kupferrohres, wie es die Fig. 1, 3 und 4, Taf. 12 zeigen. Zur Regulierung des Wassereintrittes dient hier ein vor dem Kupferrohre sitzender Hahn, der natürlich in jedem Falle vorhanden sein muss, um die Einspritzleitung beim Stillstande der Maschine vollständig abschliessen zu können. Der Dampf- und Wassereintritt münden am Kondensator in zu einander senkrecht stehenden Richtungen.

Die Aufstellung des Kondensators hat möglichst so zu erfolgen, dass die vom Cylinder nach dem Kondensator hin führende Abdampfleitung stetig Fall erhält, damit das Kondenswasser dieser Leitung unbehindert in den Kondensationsraum fliesen kann. Am besten lässt sich dieser Bedingung genügen, wenn man den Kondensator tiefer als den Dampfzylinder, also unter Flur aufstellt. Ist das aus anderen Rücksichten nicht angängig, muss man vielmehr den Kondensator, dessen Luftpumpenstange nun direkt mit der Dampfkolbenstange gekuppelt wird, hinter den Dampfzylinder und in annähernd gleiche Höhe mit diesem legen, so hat man dafür zu sorgen, dass das Kondenswasser der Abdampfleitung durch ein kleines Röhrchen, welches mit Hahn an die genannte Leitung anschliesst, namentlich beim Ingangsetzen der Maschine abgelassen wird. Das während des Betriebes in der Abdampfleitung sich ansammelnde Wasser wird dann von Zeit zu Zeit stossweise nach dem Kondensator mit übergerissen, so dass die vorliegende Aufstellung des letzteren niemals ganz ohne Unannehmlichkeiten bleibt und nur im Notfalle anzuwenden ist.

In der Abdampfleitung einer jeden Kondensationsmaschine ist ein sogenanntes Wechselventil einzuschalten, damit die Maschine erforderlichen Falles auch ohne Kondensation arbeiten kann. Fig. 18, Taf. 14 giebt eine gebräuchliche Ausführung dieser Wechselventile. Der Teller derselben hat zwei Sitzflächen, das Gehäuse zwei Ventilsitze und drei Anschlussstutzen, von denen der zwischen den Sitzen mündende mit dem Dampfzylinder, der zweite mit dem Kondensator zu verbinden ist, der dritte aber an eine ins Freie führende Leitung anschliesst. Je nachdem dann der Teller den einen oder den anderen Sitz schliesst, strömt der Abdampf zum Kondensator oder ins Freie.

Eine andere Anordnung eines Wechselventiles zeigt Fig. 5, Taf. 14. Hier ist ein Ventilteller und eine Klappe vorhanden. Schliesst man die Öffnung des Ventiltellers, so öffnet sich die Klappe, welche mit dem ersteren verbunden ist, und umgekehrt.

Fig. 7, Taf. 13 zeigt schliesslich den auf Seite 131 beschriebenen Kondensator von Jul. Schwager mit getrennter Abführung des Dampf-, Luftgemisches und des Warmwassers. In das äussere Gusseisengefäss ist hier ein Blechcylinder eingesetzt, der durch Horizontalbleche mit abwechselnd gegeneinander versetzten Öffnungen das Wasser zwingt, kaskadenartig herunter zu fallen.

Die **Oberflächen-Kondensatoren** der Transmissions-Dampfmaschinen werden meistens den auf Schiffen für diese Kondensatoren gebräuchlichen Ausführungen nachgebildet. Die Kühlrohre haben 19 bis 25 mm Durchmesser, 1 mm Wanddicke und 30 bis 35 mm Abstand von Mitte bis Mitte. Sie bestehen aus Messing und werden mit ihren Enden in zwei schmiedeeisernen Wänden durch Baumwollschur, die um die Rohre als einfache Stopfbuchsenpackung angeordnet ist, abgedichtet. Die Platten werden weiter vor einem gusseisernen Gehäuse befestigt, in welches oben der Abdampf eintritt und aus dem unten das Kondensat abfliesst. Das Wasser durchläuft die oberen Rohre in der einen, die unteren in der entgegengesetzten Richtung, was durch zwei gusseiserne Böden, von denen der vordere durch eine Querwand in zwei Räume getrennt ist, ermöglicht wird.

3. Nachtrag.

Für die in Fig. 2 und 6, Taf. 13 dargestellten Luftpumpen ohne Saugventile bedürfen die auf Seite 129 für die Berechnung der Luftpumpen aufgestellten Gleichungen insofern einer Berichtigung und Vervollständigung, als die anfangs erwähnten Pumpen nicht während des ganzen Kolbenhubes, sondern nur während eines Teiles desselben fördern, auch manche von ihren Dimensionen sich aus anderen Rücksichten ergeben.¹⁾

Der Kolben beginnt nach Fig. 167 des Textes seine Förderung, wenn er, wie auf Seite 333 gezeigt wurde, bei seinem Hochgange die Schlitze in der Cylinderwand schliesst. Er ist dann aus seiner oberen Totlage um die Strecke s_0 entfernt, und das von ihm bis in diese Totlage fördernd durchlaufene Volumen beträgt

$$F_0 \cdot s_0 = D_0^2 \frac{\pi}{4} s_0,$$

wenn

D_0 die Bohrung,

F_0 der Querschnitt des Pumpencylinders

ist. Die Gleichung 130 lautet also im vorliegenden Falle

$$V = i \cdot \mu \cdot D_0^2 \frac{\pi}{4} s_0 \cdot n_0 \quad \dots \quad 261$$

oder mit

$$\frac{V}{i \cdot \mu \cdot n_0} = V' \quad \dots \quad 262$$

$$V' = D_0^2 \frac{\pi}{4} s_0 = F_0 \cdot s_0 \quad \dots \quad 263$$

unter

V das zu fördernde Wasser-, Luft- und Dampfvolmen für die Minute in **cbm**,

1) Grössere Abhandlungen über die vorliegenden Pumpen befinden sich in der Zeitschrift deutscher Ingenieure, Jahrgang 1898, S. 257, Jahrgang 1899, S. 92.

μ den Lieferungsgrad der Pumpe, der hier mit Rücksicht darauf, dass die Saugventile fehlen und ein Rückfluss- oder Undichtigkeitsverlust, wie er sonst bei diesen auftritt, vermieden wird, = 0,75 gesetzt werden mag, verstanden und mit $i = i$ für einfach-, $i = 2$ für doppelwirkende Pumpen.

Bei der in Fig. 167 des Textes angedeuteten Stellung des Kolbens, wo dieser seine Förderung beginnt, befindet sich das zu fördernde Wasservolumen schon in dem Kolben. Der Raum über dem Wasserspiegel des letzteren bis zu den Druckventilen hin muss demnach gleich dem theoretisch für den betreffenden Hub zu fördernden Dampf- und Luftvolumen sein. Bezeichnen wir mit

L das wirkliche Dampf- und Luftvolumen für die Minute in **cbm**,

so ist das Volumen, welches der Kolben zur Förderung dieses Dampf- und Luftgemisches bei jeder Umdrehung zu durchlaufen hat,

$$\frac{L}{\mu \cdot i \cdot n_0} = L' \quad \dots \quad 264$$

Nach der Figur bestimmt sich der Raum über dem Wasserspiegel des Kolbens bis zu den Druckventilen, der also, wie eben vermerkt, gleich L' ist, zu

$$L' = (F_3 - f_0) y + (F_0 - f_0) s_0 + m_0 F_0,$$

wenn

F_3, f_0 die zu den Durchmessern D_3 und d_0 gehörigen Kreisquerschnitte sind,

m_0 die auf den Querschnitt F_0 bezogene Höhe des Raumes zwischen der Ebene 1—1 und den Druckventilen,

y die Tiefe des Wasserspiegels unter der oberen Kante des Kolbens bei Beginn der Förderung ist.

Aus der aufgestellten Beziehung bestimmt sich der Querschnitt bzw. Durchmesser des in den Cylinder eintauchenden sogenannten Verdrängers zu

$$f_0 = d_0^2 \frac{\pi}{4} = \frac{F_3 \cdot y + F_0 (s_0 + m_0) - L'}{s_0 + y} \quad \dots \quad 265$$

Der freie Durchgangsquerschnitt f' der Druckventile ist weiter hier unter Beachtung des Umstandes zu bestimmen, dass das zu fördernde Wasser-, Dampf- und Luftgemisch nicht während der ganzen Umdrehung der Maschine, sondern nur während eines Teiles derselben durch die Ventile tritt. Wird bei einer doppelwirkenden Pumpe während der ganzen, bei einer einfachwirkenden während der halben Umdrehung gefördert, so muss der freie Ventilquerschnitt

$$\frac{V}{30 i \cdot c_w}$$

betragen; geschieht dies aber nur während des φ ten Teiles einer halben Umdrehung, wie im vorliegenden Falle, so muss der fragliche Querschnitt

$$f' = \frac{\varphi \cdot V}{30 i \cdot c_w} \quad \dots \quad 266$$

sein. c_w ist hierin die zulässige Wassergeschwindigkeit, und es ist, wie das bei liegenden Luftpumpen gewöhnlich geschieht, angenommen, dass vom Anfang der Förderung an der ganze Raum über dem Kolben mit Wasser an-

gefüllt sei. φ kann, wie später angegeben, berechnet werden und beträgt, wenn der ganze Kolbenhub S_0 in dem nachher angegebenen Verhältnis zu s_0 gewählt wird, im Mittel 1,8. c_w muss hier zu 2,5 bis 3 m eingesetzt werden; es wird dann aber die zulässige Wassergeschwindigkeit von 2 m, wie sie auf Seite 129 als Grenze angegeben ist, keineswegs überschritten, da streng genommen, ja anfangs Luft und Dampf und erst gegen Ende des Kolbenhubes, wo die Kolbengeschwindigkeit bedeutend kleiner ist, das Wasser durch die Ventile geht.

Die vorstehend entwickelten Gleichungen lassen sich in der Weise zur Bestimmung der Dimensionen einer Luftpumpe benutzen, dass man zunächst die Bohrung D_0 des Cylinders annimmt und dann aus Gleichung 261 oder 263 den Teil s_0 des Gesamthubes S_0 berechnet. Weiter folgt dann aus Gleichung 264 und 265, sobald m_0 und y gewählt sind, der Durchmesser d_0 des Verdrängers. Schliesslich hat man zu kontrollieren, ob der aus Gleichung 266 ermittelte freie Ventilquerschnitt sich bei den Durchmessern D_0 und d_0 ausführen lässt; ist das nicht der Fall, so muss D_0 anders gewählt werden.

Es lassen sich aber die vorstehenden Gleichungen auch zur direkten Bestimmung der fraglichen Dimensionen benutzen, sobald man eine Annahme über das Verhältnis des freien Ventilquerschnittes f' , wie er durch Gleichung 266 bestimmt ist, zum Querschnitt $F_0 - f_0$ zwischen Verdränger und Cylinderwandung macht. Es dürfte für dieses Verhältnis der Wert

$$F_0 - f_0 = 1,5 f'$$

in den meisten Fällen passend erscheinen. Führt man den hieraus sich ergebenden Wert

$$f_0 = F_0 - 1,5 f'$$

in die Gleichung 265 ein, welche für

$$D_3 = 0,94 D_0 \text{ und } F_3 = \sim 0,88 F_0$$

$$f_0 (s_0 + y) = F_0 (0,88 y + s_0 + m_0) - L'$$

lautet, so erhält man

$$L' = F_0 (m_0 - 0,12 y) + 1,5 f' (s_0 + y).$$

Diese Beziehung liefert weiter mit der aus Gleichung 263 sich ergebenden

$$F_0 = \frac{V'}{s_0}$$

diejenige

$$L' \cdot s_0 = V' (m_0 - 0,12 y) + 1,5 f' \cdot s_0^2 + 1,5 f' \cdot y \cdot s_0,$$

oder die quadratische Gleichung

$$1,5 f' \cdot s_0^2 - (L' - 1,5 f' \cdot y) s_0 + V' (m_0 - 0,12 y) = 0,$$

welche, nach s_0 aufgelöst, den Wert

$$s_0 = \frac{L' - 1,5 f' \cdot y}{3 f'} \mp$$

$$\frac{\sqrt{(L' - 1,5 f' \cdot y)^2 - 6 f' \cdot V' (m_0 - 0,12 y)}}{3 f'} \quad . \quad 267$$

gibt. Hat man hieraus s_0 berechnet, so folgt F_0 bzw. D_0 aus

$$F_0 = \frac{V'}{s_0} \quad . \quad . \quad . \quad 268$$

und ferner f_0 bzw. d_0 aus

$$f_0 = F_0 - 1,5 f' \quad . \quad . \quad . \quad 269$$

Die Höhe s der Schlitze in der Cylinderwandung muss man hoch genug wählen, damit auch das zu fördernde Wasser-, Dampf- und Luftvolumen in den Cylinder eintreten kann. Es dürfte dies bei

$$s = 0,6 \text{ bis } 0,8 s_0 \quad . \quad . \quad . \quad 270$$

in der Regel der Fall sein. Der Gesamthub des Kolbens ist dann

$$S_0 = s_0 + s = 1,6 \text{ bis } 1,8 s_0 \quad . \quad . \quad . \quad 271$$

Mit Hilfe von S_0 lässt sich der früher erwähnte φ te Teil einer halben Umdrehung berechnen, während dessen die Förderung stattfindet. Der Pumpenkolben wird durch eine Kurbel vom Radius $\frac{S_0}{2}$ bewegt. Bei unendlich langer Schubstange bildet deshalb die Kurbel, wenn der Kolben die Schlitze schliesst und die Förderung beginnt, mit ihrer unteren Totlage einen Winkel ω , der sich aus

$$\frac{S_0}{2} (1 - \cos \omega) = s$$

berechnen lässt. Mit ω folgt dann

$$\varphi = \frac{180}{180 - \omega}$$

Hiernach ergibt sich für

$$s = 0,6 s_0 \text{ und } S_0 = 1,6 s_0 \dots \omega = \sim 75\frac{1}{2}^\circ, \varphi = \sim 1,72,$$

$$s = 0,7 s_0 \text{ und } S_0 = 1,7 s_0 \dots \omega = \sim 79\frac{5}{6}^\circ, \varphi = \sim 1,79,$$

$$s = 0,8 s_0 \text{ und } S_0 = 1,8 s_0 \dots \omega = \sim 83\frac{2}{3}^\circ, \varphi = \sim 1,87.$$

Es erübrigt nun noch die Bestimmung des Durchmessers D_1 für den Aufnehmer. Zu diesem Zwecke muss man die in Fig. 168¹⁾ auf Seite 333 des Textes wiedergegebene Kolbenstellung annehmen, bei welcher der äussere Wasserspiegel mit dem oberen Kolbenrande in gleicher Höhe steht, und das Wasser anfängt, aus dem Aufnehmer in den Kolben überzutreten. Die Schlitze sind dann schon um das Stück z geöffnet, was nötig ist, damit vor Beginn und nach Beendigung des Wasserübertrittes auch das zu fördernde Dampf- und Luftgemisch aus dem Aufnehmer in den Cylinder strömen kann. Aus der unteren Totlage ist der Kolben bei Beginn der Überströmung noch um $s_1 = s - z$ entfernt. Weiter hat man zu dem erwähnten Zwecke die höchste zulässige Lage des äusseren Wasserspiegels anzunehmen, was mit Rücksicht darauf zu geschehen hat, dass über dieser höchsten Lage des Wasserspiegels noch genügend Raum für die in den Aufnehmer tretende Dampf- und Luftmenge verbleibt. Steht der äussere Wasserspiegel nach Fig. 168 bei Beginn des Wasserübertrittes um h_1 unter seiner höchsten Lage, so ergibt sich jetzt aus dem Umstande, dass bei der untersten Kolbenlage der äussere Wasserspiegel seine höchste Lage erreicht und umgekehrt, die Beziehung

$$\frac{s_1}{h_1} = \frac{S_0}{H_0}$$

oder

$$H_0 = \frac{h_1}{s_1} S_0 \quad . \quad . \quad . \quad 272$$

für die Hubhöhe des äusseren Wasserspiegels.

Der Kolben drängt nun, wenn er aus seiner höchsten in seine tiefste Lage geht, eine Wassermenge $F_0 \cdot S_0$ in den Aufnehmer. Der letztere nimmt dieselbe in dem

1) Der innere Wasserspiegel ist so angedeutet, wie er bei der gleichen Kolbenlage für den Hochgang steht.

Raum auf, der sich zwischen der untersten und obersten Lage des äusseren Wasserspiegels befindet und einen Querschnitt $F_1 - F_2$ bei der Höhe H_0 besitzt, wenn wieder

F_1 und F_2 die zu den Durchmessern D_1 und D_2 in Fig. 167 auf Seite 333 gehörigen Kreisquerschnitte sind.

Es muss also

$$F_0 \cdot S_0 = (F_1 - F_2) H_0,$$

oder

$$F_1 = F_2 + F_0 \frac{S_0}{H_0} \dots \dots \dots 273$$

oder mit der Gleichung 272

$$F_1 = F_2 + F_0 \frac{s_1}{h_1} \dots \dots \dots 274$$

sein.

Die Gleichungen 272 bis 274 sind von Prof. Berg¹⁾ unter der Annahme aufgestellt, dass die zu fördernde Wassermenge zu derselben Zeit in den Aufnehmer kommt, wo sie auch aus diesem in den Kolben tritt. Thatsächlich findet der Zutritt dieser Wassermenge in den Aufnehmer aber während des ganzen Hubes statt; die hieraus für die Bestimmung der obigen Dimensionen sich ergebenden Abweichungen sind aber nicht von Bedeutung.

Der Cylinder der vorliegenden Luftpumpen wird so lang gemacht, dass der untere Kolbenrand in seiner tiefsten Lage etwas übertritt. Der cylindrische Teil des Verdrängers reicht bis etwas unter die tiefste Kante der Schlitzte. Die Breite der letzteren bzw. deren Zahl ist so gross zu nehmen, als es die Stärke der Zwischenstege nur eben erlaubt. Die untere kegelförmige Begrenzung des Kolbens und Verdrängers schliesst mit der Horizontalebene gewöhnlich einen Winkel von 30 bis 40° ein.

Sind in der vorstehenden Weise die Dimensionen der Luftpumpe bestimmt worden, so hat man zu kontrollieren, ob auch die Wassermenge $V' - L'$ während der Zeit, wo der äussere Wasserspiegel höher als der Kolbenrand steht, aus dem Aufnehmer in den Cylinder treten kann, da anderenfalls eine Wasseransammlung im Aufnehmer die Folge sein würde. Herr Prof. Berg¹⁾ stellt diese Kontrolle in der Weise an, dass er die Zeit, während welcher der Wasserübertritt stattfindet, in kleinere Zeitabschnitte einteilt und während eines jeden derselben die Überflussmenge nach der Formel

$$q = \frac{2}{3} 0,6 \sqrt{2g} (k_1^{\frac{3}{2}} - k_2^{\frac{3}{2}}) b \cdot t$$

berechnet, in welcher

t die Dauer eines solchen kleinen Zeitabschnittes,

k_1 die Höhe des äusseren Wasserspiegels über dem oberen Kolbenrande,

k_2 diejenige über der oberen Schlitzkante (siehe Fig. 169 auf Seite 333) in der Mitte dieses Zeitabschnittes,

b die Gesamtbreite der Schlitzte

bezeichnet. Die durch Summation der einzelnen Werte von q erhaltene ganze Überflussmenge muss dann grösser als $V' - L'$ sein.

Herr Prof. Berg ermittelt die einzelnen Werte von k_1 und k_2 auf graphischem Wege. Dieselben lassen sich aber ebenso bequem durch Rechnung finden, wie dies hier gezeigt werden möge.

Bei Beginn des Wasserübertrittes (siehe Fig. 168, Seite 333) steht der Kolben um s_1 vor seiner unteren Totlage, der äussere

1) Siehe „Zeitschrift deutscher Ingenieure“, Jahrgang 1899, S. 92.

Wasserspiegel um h_1 vor seiner höchsten Lage; bei Schluss des Wasserübertrittes liegen beide, da sie nun auf dem Rückwege sind, um ebenso viel hinter den bezüglichen Lagen. Der Winkel ω , welchen die Kurbel des Kolbens in beiden Augenblicken mit ihrer unteren Totlage einschliesst, ergibt sich aus

$$s_1 = \frac{S_0}{2} (1 - \cos \omega) \text{ und } h_1 = \frac{H_0}{2} (1 - \cos \omega).$$

Für einen Winkel ω' , der zwischen ω und der unteren Totlage liegt, ist entsprechend

$$s_1' = \frac{S_0}{2} (1 - \cos \omega') \text{ und } h_1' = \frac{H_0}{2} (1 - \cos \omega'),$$

und der äussere Wasserspiegel befindet sich dann

$$k_1 = s_1 + h_1 - (s_1' + h_1') = \frac{S_0 + H_0}{2} (\cos \omega' - \cos \omega) \dots 275$$

über dem oberen Kolbenrande. Ist ferner für den fraglichen Winkel

$$k_1 > s_0 - s_1',$$

so steht der äussere Wasserspiegel auch über der oberen Schlitzkante, und es ist

$$k_2 = k_1 - s_0 + s_1' = k_1 - s_0 + \frac{S_0}{2} (1 - \cos \omega') \dots 276$$

wobei nur Werte von k_2 , die positiv sich aus dieser Gleichung ergeben, in Betracht kommen.

Teilt man sich nun den Winkel ω in eine beliebige Anzahl gleicher Teile und rechnet, indem man den Winkel, welchen die Mitte eines jeden Teiles mit der unteren Totlage einschliesst, der Reihe nach mit ω' bezeichnet, k_1 und k_2 aus, bildet ferner die Summe

$$K = \sum (k_1^{\frac{3}{2}} - k_2^{\frac{3}{2}})$$

aus diesen Werten, so muss

$$\frac{2}{3} 0,6 \sqrt{2g} \cdot b \cdot t \cdot 2K \geq V' - L' \dots \dots 277$$

sein.

Beispiel.

Es sind die Dimensionen einer nach Fig. 2, Taf. 13 konstruierten einfachwirkenden Luftpumpe für eine Dreimal-Expansionsmaschine zu berechnen. Die Maschine leistet normal 500 Nutzpferdestärken und macht 120 Umdrehungen in der Minute.

Bei einem Dampfverbrauch von 8 kg für die Nutzpferdestärke und Stunde ist die in der Minute zu kondensierende Dampfmenge

$$C = \frac{8 \cdot 500}{60} = 66,67 \text{ kg.}$$

Das von der Luftpumpe zu fördernde Wasser, Dampf- und Luftgemisch bestimmt sich für Mischkondensation mit Parallelstrom und nasser Luftpumpe aus Gleichung 41 in cbm und für die Minute zu

$$V = \frac{1}{1000} \left(n + 1 + \frac{0,16 n}{p' - p'_d} \right) C,$$

wovon

$$\frac{1}{1000} (n + 1) C$$

cbm Wasser und

$$L = \frac{1}{1000} \frac{0,16 n}{p' - p'_d} C$$

cbm Dampf und Luft sind. Setzt man nach den Angaben auf Seite 128

eine Temperatur des kondensierten Dampfes von $t' = 40^\circ \text{C}$,

einen dementsprechenden Druck $p'_d = 0,072 \text{ Atm}$ (siehe die Tabelle auf S. 71),

eine Temperatur des Kühlwassers von $t_0 = 18^\circ\text{C}$ und eine Kondensatorspannung von $p' = 0,14\text{ Atm}$ voraus, so folgt zunächst aus Gleichung 40a ein Kühlwasserhältnis

$$n = \frac{625 - 40}{40 - 18} = \sim 26,6$$

und ferner aus den obigen Gleichungen

$$V = \frac{1}{1000} \left(26,6 + 1 + \frac{0,16 \cdot 26,6}{0,14 - 0,072} \right) 66,67 = \sim 6,013\text{ cbm,}$$

$$L = \frac{1}{1000} \frac{0,16 \cdot 26,6}{0,14 - 0,072} 66,67 = \sim 4,173\text{ cbm.}$$

Hiermit und für

$$\mu = 0,75, i = 1 \text{ und } n_0 = 120$$

erhält man dann aus Gleichung 262 und 264 das theoretisch erforderliche Fördervolumen des Luftpumpenkolbens für eine Umdrehung zu

$$V' = \frac{6,013}{1 \cdot 0,75 \cdot 120} = \sim 0,0668\text{ cbm}$$

bezw.

$$L' = \frac{4,173}{1 \cdot 0,75 \cdot 120} = \sim 0,0464\text{ cbm.}$$

Der freie Durchgangsquerschnitt der Druckventile bestimmt sich aus Gleichung 266 für

$$\varphi = 1,8 \text{ und } c_w = 2,7\text{ m}$$

zu

$$f' = \frac{1,8 \cdot 6,013}{30 \cdot 1 \cdot 2,7} = 0,133\text{ qm.}$$

Ausser diesen Werten brauchen wir, um aus Gleichung 267 den Teil s_0 des Kolbenhubes S_0 berechnen zu können, noch die Höhe m_0 , die, bezogen auf den Cylinderquerschnitt F_0 , gleich

$$m_0 = 0,02\text{ m}$$

gesetzt werden möge, sowie die Tiefe des Wasserspiegels unter dem oberen Kolbenrande bei Beginn der Förderung (siehe Fig. 167 des Textes), die zu

$$y = 0,035\text{ m}$$

angenommen sei. Man erhält dann aus Gleichung 267

$$s_0 = \frac{1}{3 \cdot 0,133} \left(0,0464 - 1,5 \cdot 0,133 \cdot 0,035 \right) + \frac{1}{3 \cdot 0,133} \sqrt{\frac{(0,0464 - 1,5 \cdot 0,133 \cdot 0,035)^2 - 6 \cdot 0,133 \cdot 0,0668 (0,02 - 0,12 \cdot 0,035)}{0,02 - 0,12 \cdot 0,035}} = \sim 0,165\text{ m} = 165\text{ mm}$$

und weiter aus Gleichung 268

$$F_0 = D_0^2 \frac{\pi}{4} = \frac{0,0668}{0,165} = \sim 0,405\text{ qm,}$$

welchem Cylinderquerschnitt eine Bohrung der Luftpumpe von

$$D_0 = \sim 0,72\text{ m} = 720\text{ mm}$$

entspricht.

Für den Verdränger liefert dann die Gleichung 269 einen Querschnitt von

$$f_0 = d_0^2 \frac{\pi}{4} = 0,405 - 1,5 \cdot 0,133 = 0,205\text{ qm}$$

bezw. einen Durchmesser

$$d_0 = \sim 0,51\text{ m} = 510\text{ mm.}$$

In dem ringförmigen Querschnitt zwischen Cylinderwandung und Verdränger lassen sich bei entsprechender Erweiterung nach oben 11 runde Klappenventile von

150 mm Durchmesser unterbringen. Rechnet man 70% des Kreisquerschnittes der letzteren für den freien Durchgang, so ist der gesamte Durchgangsquerschnitt der Druckventile

$$f' = 11 \cdot 0,7 \cdot 0,01767 = 0,136\text{ qm,}$$

also etwas grösser, als wie oben verlangt.

Die Höhe der Schlitze im Cylinder soll im vorliegenden Falle

$$s = 0,75 \cdot s_0 = 0,75 \cdot 165 = \sim 125\text{ mm}$$

gewählt werden, so dass der ganze Hub des Pumpenkolbens

$$S_0 = 165 + 125 = 290\text{ mm}$$

ist. Nimmt man 26 Schlitze von 60 mm Breite am Umfange der Cylinderbohrung, so verbleiben daselbst für die Breite eines Steges zwischen zwei Schlitzen

$$\frac{720 \cdot \pi}{26} - 60 = 27\text{ mm.}$$

Der innere Durchmesser der äusseren Kolbenwandung muss

$$D_3 = 0,94 D_0 = 0,94 \cdot 0,72 = \sim 0,676\text{ m}$$

gewählt werden, wobei die Stärke dieser Wandung

$$\frac{720 - 676}{2} = \frac{44}{2} = 22\text{ mm}$$

beträgt. Giebt man der Cylinderwandung eine Stärke von 25 mm, so ist der äussere Durchmesser des Cylinders

$$D_2 = 0,72 + 2 \cdot 0,025 = 0,77\text{ m}$$

und der zugehörige Kreisquerschnitt

$$F_2 = D_2^2 \frac{\pi}{4} = 0,77^2 \frac{\pi}{4} = 0,4657\text{ qm.}$$

Um die Hubhöhe des äusseren Wasserspiegels und den Durchmesser D_1 des Aufnehmers zu bestimmen, hat man die in Fig. 168 des Textes mit z bezeichnete Eröffnung der Schlitze bei Beginn des Wasserübertrittes, sowie den Abstand h_1 für die höchste Lage des genannten Spiegels zu wählen. Wir setzen $z = 0,035\text{ m}$, also $s_1 = s - z = 0,125 - 0,035 = 0,09\text{ m}$ und

$$h_1 = 0,12\text{ m.}$$

Es folgt dann aus Gleichung 272

$$H_0 = \frac{0,12}{0,09} 0,29 = \sim 0,385\text{ m} = 385\text{ mm}$$

und aus Gleichung 274

$$F_3 = 0,4657 + 0,407 \frac{0,09}{0,12} = \sim 0,771\text{ qm,}$$

oder

$$D_3 = \sim 0,99\text{ m} = 990\text{ mm.}$$

Um zu kontrollieren, ob auch die zu fördernde Wassermenge $V' - L'$ in den Kolben überströmen kann, bestimmen wir zunächst den Winkel ω , den die Kurbel des Pumpenkolbens mit ihrer unteren Totlage bei Beginn und Schluss des Überströmens einschliesst. Derselbe ergibt sich aus

$$s_1 = \frac{S_0}{2} (1 - \cos \omega)$$

oder

$$\cos \omega = 1 - \frac{2 s_1}{S_0} = 1 - \frac{2 \cdot 0,09}{0,29} = \sim 0,38$$

zu

$$\omega = 67^\circ 40'.$$

Teilen wir diesen Winkel in 5 gleiche Teile und bezeichnen die Winkel, welche die Mitte eines jeden dieser Teile mit der unteren Totlage der Kurbel bildet, der Reihe nach mit ω' , so ergibt sich nach Gleichung 275 und 276

für $\omega' = 67^\circ 40' \left(1 - \frac{67^\circ 40'}{2 \cdot 5}\right) = 60^\circ 54'$,
 $k_1 = 0,0359, k_2 = 0 \dots k_1^{\frac{3}{2}} - k_2^{\frac{3}{2}} = 0,0068,$
 für $\omega' = 67^\circ 40' \left(1 - 3 \frac{67^\circ 40'}{2 \cdot 5}\right) = 47^\circ 22'$,
 $k_1 = 0,1004, k_2 = 0,0222 \dots k_1^{\frac{3}{2}} - k_2^{\frac{3}{2}} = 0,0285,$
 für $\omega' = 67^\circ 40' \left(1 - 5 \frac{67^\circ 40'}{2 \cdot 5}\right) = 33^\circ 50'$,
 $k_1 = 0,1521, k_2 = 0,0516 \dots k_1^{\frac{3}{2}} - k_2^{\frac{3}{2}} = 0,0476,$
 für $\omega' = 67^\circ 40' \left(1 - 7 \frac{67^\circ 40'}{2 \cdot 5}\right) = 20^\circ 18'$,
 $k_1 = 0,1883, k_2 = 0,0723 \dots k_1^{\frac{3}{2}} - k_2^{\frac{3}{2}} = 0,0623,$
 für $\omega' = 67^\circ 40' \left(1 - 9 \frac{67^\circ 40'}{2 \cdot 5}\right) = 6^\circ 46'$,
 $k_1 = 0,2069, k_2 = 0,0829 \dots k_1^{\frac{3}{2}} - k_2^{\frac{3}{2}} = 0,0702$
 $K = \Sigma \left(k_1^{\frac{3}{2}} - k_2^{\frac{3}{2}}\right) = 0,2154.$

Die Gesamt-Schlitzweite ist

$$b = 26 \cdot 0,06 = 1,56 \text{ m,}$$

die Zeit, während welcher die Kurbel einen der gewählten Teile des Winkels ω durchläuft,

$$t = \frac{\frac{1}{5} \omega}{360 n_0} = \frac{67^\circ 40' 60}{5 \cdot 360 \cdot 120} = 0,0188 \text{ Sek.}$$

Führt man die vorstehenden Werte in die Gleichung 277 ein, so ersieht man, dass bei jeder Umdrehung

$$\frac{2}{3} 0,6 \sqrt{2 \cdot 9,81} 1,56 \cdot 0,0188 \cdot 2 \cdot 0,2154 = 0,0224 \text{ cbm}$$

Wasser in den Cylinder übertreten können, während die Wassermenge, welche überzuströmen braucht, nur

$$V' - L' = 0,0668 - 0,0464 = 0,0204 \text{ cbm}$$

beträgt.