

Belastungsfall: Eingespannter Träger, gleichmäßig belastet über die Länge des Zapfendurchmessers.

$$M = \frac{1226 \cdot 44}{12} = 4495 \text{ kgcm}; \quad M = \frac{b h^2}{6} k_b;$$

mit $k_b = 100$ wird $h = 6,2 \text{ cm} = 62 \text{ mm}$.

Die Annahme fester Einspannung setzt gute Aufeinanderpassung der Stoßflächen und kräftige Schrauben voraus (vgl. über Exzenter, Exzenterbügel, Exzenterstangen auch Führer 42, 20 ÷ 30).

Berechnung des Dampfzylinders

mit den zugehörigen Verbindungen und Anschlüssen.

480. Für die Wandstärke der Dampfzylinder werden in der Literatur Formeln angegeben, welche den Druck nicht enthalten und nur auf die gute Herstellbarkeit, insbesondere auf die Vermeidung unzulässig großer Formänderungen beim Aufspannen auf die Werkzeugmaschinen Rücksicht nehmen. Für stehend gegossene Zylinder wird in der Regel die Formel für die Wandstärke

$\delta = 0,02 D + 13 \text{ mm}$, für liegend gegossene $0,025 D + 15 \text{ mm}$ angegeben.

Die Praxis geht über diese Maße oft erheblich hinaus. Wegen der anschließenden Flanschen, welche bei höheren Drucken stärker sein müssen, empfiehlt es sich, auch für die Zylinderwandstärke dem Dampfdruck einen kleinen Einfluß auf die Wandstärke einzuräumen und wenigstens zwischen Hochdruckzylinder und Niederdruckzylinder zu unterscheiden und zu setzen für Überdrucke unter 4 Atm. bei stehend gegossenen Zylindern•

$$\delta = 0,024 D + 13 \text{ mm}$$

und für Überdrucke über 4 Atm.

$$\delta = 0,003 (p + 4) D + 13.$$

Doppelwandige Zylinder (mit zwischenliegendem Dampfmantel) dürfen, besonders wenn beide Wandungen in einem gegossen sind, schwächere Einzelwandstärken erhalten. Die Formeln gelten für ortsfeste Maschinen; Schiffsmaschinen- und Lokomotivzylinder werden leichter konstruiert.

481. Die Flanschenstärke wähle man zunächst 1,3 bis 1,4 δ und behalte sich Änderungen vor, wenn die gewählte Schraubentfernung nach der weiter unten gegebenen Formel dies verlangt. Schwabende Flanschen müssen in der Regel stärker sein und verlangen eine besondere Nachrechnung.

Die Flanschenbreite richtet sich nach der Schraubenstärke, daher sind zunächst die Schrauben zu berechnen.

482. Die Zahl der Schrauben wird durch eine vorläufige Wahl des Schraubenabstandes, die nicht ohne Rücksichtnahme auf die Flanschenstärke δ' getroffen werden sollte, bestimmt. Man kann den Schraubenabstand e für dichtende Flanschen wählen nach der Formel:

$$e \leq 60 \sqrt{\frac{\delta' + 5}{p + 2}} \quad (52)$$

in welche e und δ' in Millimeter, p in Atmosphären einzuführen sind.

Jede Schraube hat gewissermaßen einen Wirkungskreis für die Dichtung, welcher wegen der Formänderungen der Flanschen um so größer ist, je stärker δ' ist und je nachgiebiger das Dichtungsmaterial ist; bei starren Dichtungen (Schleifdichtungen) ist e daher kleiner zu wählen, als die Formel angibt.

483. Für die Bedingungen der vorliegenden Aufgabe ergibt sich, unter der Voraussetzung, daß der Zylinder stehend gegossen wird, die Wandstärke mit einem Überdruck von $7-1=6$ Atm.:

$$\delta = 0,003(6 + 4)420 + 13 = 12,6 + 13 = 25,6 \sim 26 \text{ mm.}$$

Die Flanschenstärke δ' wird gewählt $= 1,3 \cdot 26 = \sim 34$ mm. Der Schraubenabstand e ergibt sich mit $p=6$ und $\delta'=34$ zu $e=133$ mm.

Der Lochkreisdurchmesser muß zunächst geschätzt werden. Bei dem in Aussicht genommenen Einbau der Ventile in die Deckel wird er mit Rücksicht auf die Drehmöglichkeit der Mutter auf dem Zylinderflansch (Art. 487) etwas größer werden wie bei der gewöhnlichen Bauart. Bei dem lichten Zylinderdurchmesser von 420 mm wird der Lochkreisdurchmesser vorläufig für die Bestimmung der Schraubenzahl $= 550$ mm, der Umfang also 1723 mm geschätzt, woraus sich mit einem Schraubenabstand von 133 mm die Schraubenzahl 13 ergibt. Gewählt werde eine gerade Schraubenzahl 14.

Nach genauer Feststellung des Lochkreisdurchmessers durch die Flanschenkonstruktion, welche erst nach Bestimmung der Schraubenstärke ausführbar ist, kann δ' mit Benutzung der Formel 52 eventuell ermäßigt werden, nachdem man das kleinere e durch Einteilung des Lochkreises in 14 Teile gefunden hat.

Die obige Formel für e gilt für Dichtungsflanschen; für Anschlußflanschen, welche nicht zu dichten haben, darf e bei entsprechend stärkerer Bemessung der Schrauben erheblich größer, die Zahl der Schrauben also kleiner gemacht werden. In der Regel wird der Zylinder mit 8 oder 10 Schrauben an das Gestell angeschlossen.

484. Schraubenstärke. Obwohl genau genommen für die Dampfkraft am Deckel die Deckelfläche bis zur Dichtung in Frage kommt, legt man meist den Durchmesser der Zylinderbohrung zugrunde und setzt voraus, daß die Vernachlässigung durch entsprechend niedrig eingesetzte Beanspruchung der Schrauben mit berücksichtigt sei.

Es ist empfehlenswert, außer mit dem Dampfdruck, abweichend von den meist üblichen Angaben, mit einem Dichtungsdruck zu rechnen, indem man dann für schwächere Drucke und für kleinere Durchmesser Werte erhält, die mit praktischen Ausführungen besser übereinstimmen als bei Zugrundelegung des Dampfdruckes allein.

Die Zugspannung im Kern setze man: $k_z = 200 - 250 \text{ kg/qcm}$, wenn ohne Dichtungsdruck gerechnet wird, $250 - 300 \text{ kg/qcm}$, wenn mit einem Dichtungsdruck von 1 bis 2 kg pro Millimeter Dichtungslänge gerechnet wird.

Druck auf den Deckel ist: $\frac{1}{4} \pi 42^2 \cdot (7 - 1) = 8300$.

Mittlerer Durchmesser des Dichtungsringes geschätzt = 460 mm.

Dichtungslänge = $\pi 460 = 1440$,

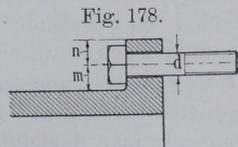
Dichtungsdruck = $1440 \cdot 1,5 = 2160 \text{ kg}$,

Gesamtdruck = $8300 + 2160 = 10\,460 \text{ kg}$;

auf 14 Schrauben verteilt, gibt pro Schraube 747 kg und mit einer Beanspruchung von 200 bis 250 kg/qcm einen Querschnitt von 3,7 bis 3,0 qcm. Eine Schraube von 1" Durchmesser hat einen Kernquerschnitt von 3,57 qcm, ist also passend.

485. Nachdem die Schraubenstärke festliegt, kann man an die genauere Gestaltung des Flansches herangehen. Man rücke die Schrauben zur Einschränkung des Biegungshebelparmes so nahe wie möglich an den Zylinder heran und benutze hier nicht etwa die Normalflanschentabelle für Rohre.

Wenn die Mutter auf dem Deckel sitzt und dort, wie es in der Regel der Fall ist, auch bei weitgehendster Einschränkung des Lochkreisdurchmessers durch nichts in der Drehung behindert ist, so kann bei Verwendung von Durchsteckschrauben die Schraubenmitte so nahe an die Zylinderwandung herangerückt werden, daß der in seiner zweiflächigen Ansicht zu zeichnende sechsseitige Kopf (Fig. 178) oder der in seiner einflächigen Ansicht zu zeichnende vierseitige Kopf noch eben (unter Beachtung der kleinen Rundung am Flanschansatz) neben dem Zylinderumfang Platz hat. Durch diese Einschränkung



des Maßes m wird nicht nur der Biegearm des Flansches verkleinert, sondern auch für die Schraube ein natürlicher Drehhalt gewonnen. Das Maß n (Fig. 178) kann für Durchsteckschrauben etwa gesetzt werden $n = d + 2 \text{ mm}$. In besonderen Fällen kann zur weiteren Einschränkung von m die Verwendung von besonders geformten Köpfen angezeigt erscheinen. Wenn man andererseits in Ausnahmefällen gezwungen ist, die Mutter auf der Zylinderflanschseite anzuziehen, so muß m so groß sein, daß die Mutter hinter dem Zylinderflansch noch gedreht werden kann. Der Fall liegt bei der besonderen Bestimmung der Aufgabe vor, daß die Steuerorgane im Deckel angebracht werden sollen (Art. 487).

486. Stiftschrauben gestatten, wenn die Muttern auf dem Deckel aufliegen, die weitgehendste Einschränkung des Lochkreisdurchmessers. Die Stiftschrauben dürfen selbstverständlich nur dann näher herangerückt werden, wenn sie ausschließlich verwendet werden.

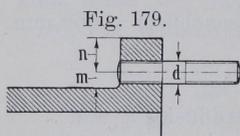


Fig. 179.

Einzelne Stiftschrauben sind mit den Kopfschrauben auf denselben Schraubenkreis zu setzen. Für das Maß n (Fig. 179) ist die Rücksicht maßgebend, daß beim Gewindeschneiden das Material nicht ausspringt, eine Rücksicht, die bei Gußeisen etwa durch die Gleichung befriedigt wird: $n \geq 1,1 d + 4 \text{ mm}$. Bei besonderer Vorsicht kann auch noch unter dies Maß heruntergegangen werden. Das Maß n gilt bei Stiftschrauben auch für die Entfernung der Schraubenmitte von der Innenwand des Zylinders, wenn für diese Entfernung nicht andere Rücksichten maßgebend sind.

Die Länge des im Gußkörper steckenden Gewindeteils der Stiftschraube sollte etwa gleich dem 1,5fachen (1,3- bis 1,7fachen) des Bolzendurchmessers sein, die Lochtiefe noch etwa um $0,2 d$ größer. Das Hineinreichen von Stiftschraubenbohrungen in Dampfäume sollte tunlichst vermieden werden, weshalb man entweder die Innenflanschen durch umlaufende Ränder oder an den Schraubensitzstellen durch einzelne Putzen verstärkt.

487. Im vorliegenden Fall ist die Verbindung von Zylinderdeckel und Zylinder wegen der Forderung, daß die Steuerorgane in dem Deckel untergebracht werden sollen, etwas ungewöhnlich: Die Deckel bauen sich dadurch so groß, daß die Anbringung von Außenflanschen, welche den Zylinderflanschen gegenüberstehen, nicht möglich ist; deshalb müssen Stiftschrauben in den Deckel eingeschraubt werden und drehbare Muttern hinter den Zylinderflansch gesetzt werden. Fig. 167 zeigt den Anschluß des hinteren Zylinder-

deckels mit dem Zylinder für den Fall des Einbaues der Steuerorgane in den Deckel und für die Verhältnisse der Aufgabe. Die Verbindung des vorderen Zylinderdeckels mit dem Zylinder ist im vorliegenden Falle ganz die gleiche wie hinten, sonst ist die Verbindung häufig mit dem Gestellanschluß kombiniert.

Über Zylinderdeckel und -flanschen vgl. Führer 50, 3 ÷ 12.

488. Die Schrauben der Verbindung von Gestell und Zylinder oder von Gestell und vorderem Zylinderdeckel und ihre Verteilung sind nach anderen Grundsätzen zu bestimmen wie die eigentlichen Deckelschrauben. Da die Schrauben nicht zu dichten haben, kann ihr Abstand bei entsprechend stärkerer Bemessung größer gewählt werden (Führer 50, 34).

Der Kraftzuschlag für den Dichtungsdruck fällt fort. Ferner ist als Dampfdruckfläche hier nur die Querschnittsfläche der inneren Zylinderbohrung wirksam. Die Dampfkkräfte, welche auf die Ringfläche, um die der Deckel größer ist wie die Bohrung, wirken, heben sich im Innern wieder auf. Da die größere Belastung der Deckelfläche oben nicht direkt, sondern durch Annahme entsprechend niedriger zulässiger Beanspruchung für die Schrauben berücksichtigt ist, dürfen hier höhere Beanspruchungen wie dort zugelassen werden.

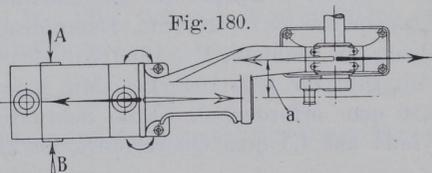
Dagegen liegen bei der Anschlußverbindung oft andere Umstände vor, welche eine stärkere Bemessung der Schrauben verlangen.

489. Solche Umstände bestehen nicht bei stehenden Maschinen, bei welchen von der Dampfkraft auf die Querschnittsfläche der Zylinderbohrung außerdem noch das Zylindergewicht in Abzug zu bringen ist.

Bei liegenden Maschinen mit fliegendem Zylinder treten in den oberen Schrauben stärkere Zugbeanspruchungen durch das Biegemoment auf, welches im Anschlußflansch durch das Zylindergewicht erzeugt wird.

Bei unterstützten Zylindern können sehr bedeutende Zusatzspannungen in der Flanschverbindung dadurch auftreten, daß das Gestell selbst nicht hinreichend starr ist und die Seitenführung der Gleitunterstützungen am hinteren Zylinderende die Bewegung des Zylinders verhindert. Besonders groß werden die Gestellverbiegungen bei dem freitragenden Bajonettgestell sein;

Fig. 180 läßt die Kraftwirkungen auf den Anschlußflansch erkennen.



Das Moment mit dem Hebelarm a , welches bei jeder Umdrehung zweimal den Drehsinn ändert, sucht das Gestell zu deformieren und Winkeländerungen im Anschlußflansch hervorzubringen. Diese Winkeländerungen werden mehr oder weniger vollkommen durch die Reaktionen der Seitenführung der Gleitunterstützung am hinteren Zylinderende verhindert, wodurch dann im Anschlußflansch Biegebbeanspruchungen, in den Schrauben zusätzliche Zugbeanspruchungen entstehen (vgl. über das „Watscheln“ des Anschlußflansches Führer 50, 41–42). Man sieht auch hier, daß bei der Übertragung von Erfahrungsziffern, welche aus Ausführungen hergeleitet sind, die bei oberflächlicher Betrachtung gleichartigen Wirkungen unterworfen sind, Vorsicht geboten ist.

490. Wenn Nebenbeanspruchungen der vorstehenden Art ausgeschlossen sind und außerdem durch die Art der Herstellung der Schrauben der Auflageflächen der Muttern und Köpfe (vgl. Führer 38, 9, besonders den letzten Absatz) eine genau axiale Beanspruchung der Schrauben gewährleistet ist, dürfte man bei den Verbindungsschrauben mit der Zugbelastung im Schraubenkern unbedenklich auf 500 kg/qcm gehen.

Im vorliegenden Falle möge, da einmal die Verwendung von Stiftschrauben geboten ist, welche auch bei sorgfältiger Herstellung nicht genügende Gewähr für genau axiale Belastung bieten, dann aber auch eine wechselweise vergrößerte Zugkraft durch die im Anschlußflansch auftretenden Biegemomente zu erwarten ist, mit einer zulässigen Zugbeanspruchung von 250 bis 300 kg/qcm, auf die Dampfkraft als Zugkraft allein bezogen, gerechnet werden.

491. Für die Anschlußverbindung ist nach Art. 488 die Schraubenzahl kleiner zu wählen wie für die Dichtungsverbindung der Deckel. Es werden 8 Schrauben angenommen. Dampfüberdruck über die Atmosphäre = $7 - 1$ Atm., Dampfdruckfläche, ohne Kolbenstangenabzug zu rechnen, $P = 1385(7 - 1) = 8310$ kg, auf 8 Schrauben verteilt gibt für jede 1040 kg. Mit $k_z = 250$ wird ein Querschnitt von 4,16 qcm erforderlich. Eine Schraube von $1\frac{1}{8}$ " mit Whitworthgewinde hat 4,5 qcm Querschnitt, ist also passend.

Anschlußöffnungen für den Eintritt und Austritt des Dampfes.

492. Obwohl zur Zeit der größten Kolbengeschwindigkeit die Einlaßsteuerung schon abgeschlossen hat, pflegt man die Querschnitte auch für den Einlaß nach der größten oder, was bei ent-

sprechender Wahl der Normalwerte auf dasselbe hinauskommt, nach der mittleren Kolbengeschwindigkeit zu berechnen. Dadurch werden dann die Querschnitte für Maschinen mit kleinen Normalfüllungen (Einzylindermaschinen mit Kondensator) etwas reichlich, wenn man nur die Beschränkung der Drosselungsverluste im Auge hat.

Die Rechnungsweise scheint jedoch (wenn das auch wohl bei ihrer Anwendung bisher nicht gedacht ist) ganz zweckmäßig, um die Schwingungen der Dampfsäule in der Rohrleitung, die gerade bei Maschinen mit kleinen Füllungen störend werden kann, niederzuhalten.

Bei Beziehung auf die mittlere Kolbengeschwindigkeit kann man die Geschwindigkeit im Anschlußquerschnitt setzen für Hochdruckeinlaß $v_e = 30$ m, für Niederdruckeinlaß $v_e = 40$ m.

493. Die Auslaßsteuerung ist in der Regel, noch während der Kolben die Mitte passiert, also seine größte Geschwindigkeit hat, geöffnet. Man kann v_a etwa setzen, auf die mittlere Kolbengeschwindigkeit bezogen, bei Auspuff und bei Hochdruckauslaß nach dem Receiver = 20 m, für Auslaß nach dem Kondensator = 15 m.

Für den Auslaß nach dem Kondensator sind aber, wie Art. 4 bemerkt, eigentlich nicht die Widerstände beim Ausschub, sondern beim Ausstoß des Dampfes maßgebend, d. h. die Widerstände zu einer Zeit, zu welcher der Kolben sich nahe der Totlage befindet. Daher rechne man den Querschnitt für das Verbindungsrohr nach dem Kondensator nach einer Formel, welche mittelbar das abzuführende Dampfgewicht enthält, etwa gemäß Führer 53, 58 nach der Formel $f_a = 50 \text{ qcm} + 1,4 N_i$, und prüfe nach, ob er damit der Bedingung des Art. 5 genügt.

494. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit ist nach Art. 45 $c = 2,6$, die Kolbenfläche nach Art. 231 $F = 1363$, mit $v_e = 30$ ergibt sich der Querschnitt der Einlaßanschlußöffnung:

$$f_e = \frac{2,6}{30} 1363 = 118 \text{ qcm},$$

und der Querschnitt der Auslaßanschlußöffnung nach der ersten Regel:

$$f_a = \frac{2,6}{15} 1363 = 236,$$

und nach der zweiten Regel mit $N_i = 122,2$:

$$f_a = 50 + 1,4 \cdot 122,2 = 221.$$

Die Querschnitte runde man ab auf normale Rohrquerschnitte und führe die Flanschen nach der Normalflanschentabelle aus.

Für den Einlaß wird gewählt ein Anschluß mit 125 mm lichter Weite, welcher ein Querschnitt von 122 qcm entspricht; für den Auslaß ein Anschluß mit 175 mm lichter Weite, welcher ein Querschnitt von 240,5 qcm entspricht. Wenn das Rohr nach den Zylinderseiten gegabelt wird, muß jeder Arm den vollen Querschnitt erhalten, weil die Arme wechselweise durchströmt werden.

Berechnung des Bajonettgestells.

495. Die Berechnung soll hier nur kurz angedeutet werden. Es werde das Gestell so berechnet, daß das Steinfundament in axialer Richtung keine Kräfte vom Hauptlager nach dem Zylinder zu übertragen habe.

Es gilt als allgemeine Regel des Kraftmaschinenbaues, die Kräfte im Gestell zu schließen, so daß das Fundament keine statischen Kräfte zu übertragen hat, im Gegensatz zu den älteren Balanciermaschinen, bei welchen das Fundament die ganze Dampfkraft auf den oberen Zylinderdeckel durch Gewichtswirkung aufzunehmen hatte. Corliß hat dann bekanntlich durch sein A-Gestell den Kräfteschluß durch das Gestell ohne Inanspruchnahme des Fundamentes für Balanciermaschinen herbeigeführt, und seit Radinger in seinem Bericht über die Ausstellung in Philadelphia hierauf hingewiesen hat, wird die Regel des Kräfteschlusses im Maschinengestell als feststehende Norm für Dampfmaschinen jeder Art angegeben und dabei fast stets übersehen, daß sie bei der gebräuchlichsten Form der Landdampfmaschinen, der Bajonettmaschine, gar nicht erfüllt wird, und daß sich aus der Nichterfüllung keine erheblichen Schwierigkeiten ergeben haben.

Das Außenlager steht außer Zusammenhang mit den übrigen Teilen der Maschine und hat vom Triebwerk herrührende Wechselkräfte aufzunehmen, die im vorliegenden Falle (Art. 224) ± 2350 kg betragen. Die Kräfte im Hauptlager sind (Art. 134) mit ± 11750 kg um 2350 kg größer wie die in der Maschinenachse auftretenden Kräfte von ± 9400 kg. Die Differenz muß von dem Fundament aufgenommen werden. Schließlich treten an den Zylinderführungen bei A und B Fig. 180 Wechselkräfte auf, welche senkrecht zu den erstgenannten stehen und mit kleinen entgegengesetzten Kräften am Hauptlager ein Kräftepaar bilden. Alle diese Kräfte finden ihren Ausgleich durch das Fundament ohne namhafte Mitwirkung des Gestells.