

bei der Belastung durch das Kolbengewicht nahezu geradlinig wird. Naturgemäß sind in beiden Fällen die Stangen in der richtigen Lage einzubauen und durch geeignete Sicherungen zu halten.

Das einfachste Mittel, größere Durchbiegungen und ihre Folgen zu vermeiden, ist, die Kolben selbsttragend auszuführen, sofern dem mangelhafte Reinheit der Betriebsmittel und sehr hohe Betriebstemperaturen nicht entgegenstehen.

4. Konstruktive Gestaltung der Kolbenstangen.

Zur Befestigung der Kolben auf den Stangen dienen Schrauben-, seltener Keilverbindungen; letztere finden sich dagegen häufig an den Kreuzkopfnaben. Näheres darüber siehe bei den betreffenden Maschinenteilen.

Konstruktiv sind Bunde und Verstärkungen, die angestaucht, aufgeschweißt oder durch Abdrehen aus einer stärkeren Stange hergestellt werden müssen und dadurch teuer werden, nach Möglichkeit zu umgehen. Ferner ist Rücksicht auf das Ein- und Ausbauen der Kolben und Stangen zu nehmen. Verstärkungen an beiden Enden, Abb. 1009, verlangen z. B. geteilte Stopfbüchsen oder mindestens geteilte Grundringe!

An Reihendampfmaschinen hat man früher den engeren Hochdruckzylinder vorn, den weiteren Niederdruckzylinder hinten angeordnet, um die Kolbenstange und den Hochdruckkolben durch den Niederdruckzylinder hindurch ausbauen zu können. In neuerer Zeit ist man von dieser Bauart abgegangen in Rücksicht auf die größere Ausdehnung des Hochdruckzylinders durch die Betriebswärme und die daraus folgende starke Verschiebung, die der Niederdruckzylinder während des Betriebes erfährt; man muß dann aber den Ausbau der Kolbenstange nach vorn, wie z. B. in Abb. 1166, oder durch den Hochdruckzylinder hindurch ermöglichen. Das kann nach Abb. 1010 dadurch geschehen, daß man dessen vorderen Deckel nach hinten herausnehmbar macht. Durch die so entstehende Öffnung wird die Stange zusammen mit den beiden Stopfbüchsen in der gleichen Richtung gezogen, während sich der Niederdruckkolben durch die weite Öffnung des Zwischenstückes nach Wegnahme des Versteifungsbolzens *B* herausheben läßt. Der erwähnte Hochdruckzylinderdeckel wird durch Schrauben von innen her oder besser durch einen, wenn nötig, geteilten Flansch *F* von außen her gehalten und zur Abdichtung gegen den Rand *R* gepreßt. Weniger zu empfehlen ist, den ganzen Hochdruckzylinder wegzuschieben, wenn die Stange oder der Niederdruckkolben ausgebaut werden soll.



Abb. 1009. Kolbenstange mit Verstärkungen an beiden Enden.

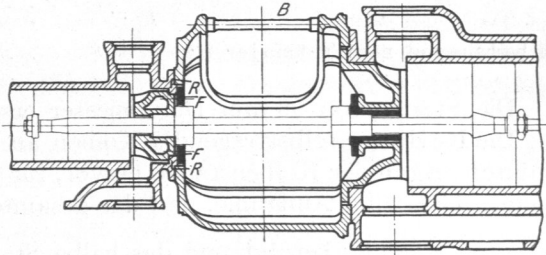


Abb. 1010. Reihmaschine. Ausbau der Kolbenstange durch den Hochdruckzylinder hindurch.

5. Berechnungsbeispiele.

1. Kolbenstange für die Dampfmaschine, Tafel I, als Betriebsmaschine. Größter Dampfdruck bei einer Hochdruckzylinderfüllung von 40%, $P = 17800$ kg am Niederdruckkolben (Siehe S. 138).

Ausführung I. Kolben selbsttragend, Stange nicht durchgeführt. Entfernung von Mitte Kolben bis Mitte Kreuzkopfnaben 1775 mm. Stangenbaustoff: Flußstahl.

Berechnet man die Stange in der früher üblichen Weise nach der Eulerschen Formel mit einem Sicherheitsgrade $\mathcal{C} = 20$, so wird:

$$J = \frac{\alpha \cdot l^2 \cdot \mathcal{C} \cdot P}{\pi^2} = \frac{1 \cdot 177,5^2 \cdot 20 \cdot 17800}{2150000 \cdot \pi^2} = 529 \text{ cm}^4,$$

und damit $d = 10,19$ cm, rund 100 mm.

Die Tetmajersche Formel führt mit $i = \frac{d}{4}$ zu:

$$K_k = K \left[1 - c_1 \frac{l}{i} \right] = 3350 \left[1 - 0,00185 \cdot 4 \cdot \frac{177,5}{10} \right] = 2910 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma_k = \frac{P}{f} = \frac{17800}{78,5} = 227 \text{ kg/cm}^2,$$

und damit zu einem Sicherheitsgrad von nur:

$$\varrho_T = \frac{K_k}{\sigma_k} = \frac{2190}{227} = 12,8.$$

Führt man die Rechnung in der oben empfohlenen Weise, von dem geschätzten Durchmesser der Stange ausgehend, durch, so ergeben sich folgende Zahlenreihen:

Durchmesser d	75	80	85	90	mm
Schlankheit $\frac{l}{i} = \frac{4l}{d}$	94,7	88,8	83,5	78,9	mm
Maßgebende Formel:	Euler	Tetmajer			
Sicherheitsgrad $\varrho_E = \frac{P_k}{P} = \frac{\pi^2 \cdot J}{\alpha \cdot l^2 \cdot P}$	5,88	—	—	—	
Knickspannung nach Tetmajer $K_k = K \left[1 - c_1 \frac{l}{i} \right]$	—	2800	2830	2860	kg/cm ²
$\sigma_k = \frac{P}{f}$	—	354	314	280	„
Sicherheitsgrad nach Tetmajer $\varrho_T = \frac{K_k}{\sigma_k}$	—	7,9	9,0	10,2	„

Die Stange von 90 mm Durchmesser erscheint danach ausreichend.

Die Reibung selbsttragender Kolben an den Zylinderflächen ruft eine Biegebeanspruchung in der Kolbenstange hervor, für welche die folgende Rechnung einen Anhalt bietet. Unter der Annahme, daß das gesamte Kolbengewicht, das auf der Niederdruckseite $G_k = 280$ kg beträgt und das halbe Stangengewicht $\frac{G_s}{2} = 35$ kg auf die Lauffläche wirken, entsteht bei einer Reibungsziffer $\mu = 0,1$, die bei guter Schmierung reichlich genommen erscheint, eine Reibungskraft:

$$R = \left(G_k + \frac{G_s}{2} \right) \cdot \mu = (280 + 35) \cdot 0,1 = 31,5 \text{ kg}.$$

Als Hebelarm darf der Schwerpunktabstand ξ einer dem Zentriwinkel $2\gamma = 120^\circ$ entsprechenden Kreislinie, welche die Breite der Auflagefläche im Zylinder nach Abb. 972 kennzeichnet, von der Kolbenstangenmitte angenommen werden.

$$\xi = \frac{D}{2} \cdot \frac{\sin \gamma}{\gamma} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 40 \cdot \frac{0,866}{60} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} = 33,1 \text{ cm},$$

womit:

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{32 \cdot R \cdot \xi}{\pi d^3} = \frac{32 \cdot 31,5 \cdot 33,1}{\pi \cdot 8,5^3} = 17,4 \text{ kg/cm}^2$$

folgt. Zählt man diese Spannung zur Druckspannung σ_k hinzu, so sinkt die Sicherheit auf:

$$\varrho' = \frac{2860}{280 + 17,4} = 9,62.$$

Ausführung II. Schwebender Kolben, von einer durchgehenden und in einem Schlitten nach Fall C der Zusammenstellung 111 geführten Stange getragen.

$$l_1 = 1775, \quad l_2 = 1550 \text{ mm}.$$

Mit $\frac{l_2}{l_1} = \frac{1550}{1775} = 0,874$ findet man an Hand der Kurve, Abb. 1006, $\varphi = 1,74$ und das Trägheitsmoment bei $\mathfrak{S} = 5$ facher Sicherheit:

$$J_1 = \frac{\alpha \cdot \mathfrak{S} \cdot P \cdot l_1^2}{\varphi^2} = \frac{1 \cdot 5 \cdot 17800 \cdot 177,5^2}{2150000 \cdot 1,74^2} = 431 \text{ cm}^4,$$

$$d = 9,7 \text{ cm}.$$

Ergänzungsrechnung: Sicherheit gegen Überschreiten der Fließgrenze, die bei $\sigma_s = 2600 \text{ kg/cm}^2$ angenommen sei.

$$\mathfrak{S}' = \frac{\sigma_s \cdot f}{P} = \frac{2600 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot 9,7^2}{17800} = 10,8.$$

Mithin ist der Sicherheitsgrad der ersten Rechnung $\mathfrak{S} = 5$ maßgebend; die Stange liegt im Gebiete der elastischen Knickung. Gewählt $d = 100 \text{ mm}$. Bei der Befestigung des Kolbens nach Art der Abb. 1000 erhält der hintere Teil der Stange 70 mm Durchmesser.

2. Kolbenstangen der Pumpmaschine, Tafel I. Die Stangen sind zur Erleichterung des Ausbaues der Dampf- und Pumpenkolben vor den Pumpen geteilt und die dort zusammenstoßenden Enden durch kegeliges Einpassen in einer Muffenkupplung sorgfältig miteinander verbunden. Was die Berechnung anlangt, so entsprechen die Stangen keinem der in der Zusammenstellung 111 aufgeführten Fälle. Einerseits wirken die Stopfbüchsen und der Umstand, daß die Dampfkolben selbsttragend ausgebildet, also auf den Zylinderflächen gut geführt sind, auf eine Verminderung der Knickgefahr hin. Andererseits bildet die der Billigkeit wegen schwebend ausgeführte Kupplung einen schwer einzuschätzenden, von der Sorgfalt der Einpassung der Stangenenden abhängigen Unsicherheitsfaktor. Im Falle *F* der Zusammenstellung 111 die Länge l_2 gleich der Entfernung zwischen Mitte Dampf- und Pumpenkolben gleich 3600 mm zu setzen, ist sicher viel zu ungünstig; es wurde nur mit $l_2 = 1550$, Abb. 1011, entsprechend der

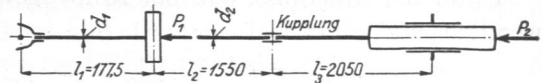


Abb. 1011. Skizze der Kolbenstange der Wasserwerkmaschine Tafel I.

Länge der Stange zwischen Mitte Dampfkolben und Mitte Kupplung gerechnet, der hintere Teil der Stange aber etwas stärker als die Rechnung ergab, ausgeführt.

$$P_1 = 16900 \text{ kg}, P_2 = 3700 \text{ kg}, l_1 = 1775 \text{ mm}.$$

Nach der Näherungsformel (279) wird mit $\mathfrak{S} = 5$ facher Sicherheit:

$$J_1 = \frac{\mathfrak{S} \cdot (P_1 + P_2) \alpha (l_1 + l_2)^2}{\pi^2} = \frac{5 \cdot (16900 + 3700) \cdot (177,5 + 155)^2}{2150000 \cdot \pi^2} = 537 \text{ cm}^4;$$

$$d_1 = 10,22 \text{ cm}.$$

Gewählt: $d_1 = 100 \text{ mm}$.

$$J_2 = J_1 \cdot \frac{P_2}{P_1 + P_2} = 491 \cdot \frac{3700}{20600} = 88,2 \text{ cm}^4;$$

$$d_2 = 65 \text{ mm}.$$

Mit
$$\frac{\varphi}{\psi} = \frac{l_1}{l_2} \sqrt{\frac{P_1 + P_2}{P_2} \cdot \frac{J_1}{J_2}} = \frac{177,5}{155} \sqrt{\frac{20600}{3700} \cdot \frac{87,6}{491}} = 1,14$$

und
$$\frac{l_2}{l_1} = \frac{155}{177,5} = 0,874$$

folgt aus Abb. 1007: $\varphi = 1,67, \psi = 1,46;$

$$\mathfrak{S}_1 = \varphi^2 \cdot \frac{J_1}{\alpha \cdot l_1^2 (P_1 + P_2)} = \frac{1,67^2 \cdot 491 \cdot 2150000}{177,5^2 \cdot 20600} = 4,54,$$

$$\mathfrak{S}_2 = \psi^2 \cdot \frac{J_2}{\alpha \cdot l_2^2 \cdot P_2} = \frac{1,46^2 \cdot 87,6 \cdot 2150000}{155^2 \cdot 3700} = 4,52.$$

Würde man das vordere Kolbenstangenstück für sich allein nach der Eulerschen Formel berechnen, so würde der Sicherheitsgrad mit:

$$\mathcal{S}_E = \frac{\pi^2}{\varphi^2} \cdot \mathcal{S}_1 = \frac{\pi^2}{1,67^2} \cdot 4,54 = 16,1$$

um das 3,5fache überschätzt werden.

Wegen der Kupplung wurde sowohl die Dampfkolbenstange auf der Strecke l_2 , wie die Pumpenkolbenstange auf der Strecke l_3 auf 75 mm verstärkt. Einen Anhalt über ihre Sicherheit auf der Strecke l_2 bietet die Rechnung unter der wiederum ungünstigen Annahme, daß die Stange am Kupplungsende vollkommen frei, im Dampfkolben aber eingespannt, also nach dem ersten Eulerschen Fall zu berechnen sei. Dann würde die Sicherheit immerhin noch:

$$\mathcal{S}'_2 = \frac{\pi^2 \cdot J}{4 \alpha \cdot l^2 \cdot P_2} = \frac{\pi^2 \cdot 155,3 \cdot 2150000}{4 \cdot 155^2 \cdot 3700} = 9,25 \text{ fach}$$

sein und ausreichend erscheinen.

Ähnliches gilt von der Pumpenkolbenstange, die im Pumpenkolben eingespannt betrachtet werden kann, über den letzteren aber noch weniger weit hervorragt. Die Stützung, welche die Stopfbüchsen bieten, und die Versteifung der Stangen durch die Kupplung sind in der vorstehenden Rechnung ganz außer acht gelassen.

3. Durchbiegung der Kolbenstange einer 2000 PS-Reihengasmaschine der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg. Außendurchmesser 275, Bohrung 120 mm. Entfernung Mitte Kreuzkopf bis Mitte Kolben rund 3000 mm, Mitte Kolben bis Mitte Schlitten rund 2600 mm. Kolbenstangengewicht G_s rund 2050 kg, Kolbengewicht, einschließlich Wasserfüllung $G_k = 1500$ kg.

Unter der Annahme, daß das Kolbengewicht in der Mitte wirkt, ist Formel (282) anwendbar und gibt:

$$y = \left(G_k + \frac{5}{8} G_s \right) \frac{\alpha \cdot l^3}{48 \cdot J} = \left(1500 + \frac{5}{8} \cdot 2050 \right) \frac{1 \cdot 560^3 \cdot 64}{2150000 \cdot 48 \pi (27,5^4 - 12^4)} = 0,174 \text{ cm.}$$

Die Stange ist also um 1,7 mm nach oben geknickt herzustellen, wenn sie im Betriebe annähernd gerade sein soll. Die Verschiebungen der Endflächen beim Abdrehen der Stange nach Abb. 1008 ergeben sich zu:

$$\overline{I III} = \frac{1,74 \cdot 5600}{2600} = 2,60 \text{ mm}$$

und

$$\overline{II IV} = \frac{1,74 \cdot 5600}{3000} = 3,25 \text{ mm.}$$

Dreizehnter Abschnitt.

Stopfbüchsen.

Zweck und Einteilung.

Stopfbüchsen dienen zum Abdichten der Stangen, Spindeln, Wellen oder Kolben an Stellen, wo sie durch Wandungen hindurchtreten, gegenüber innerem oder äußerem Überdruck.

Das Dichtmittel, die Packung oder Liderung P , Abb. 1013, ist in einer zylindrischen Ausdrehung A der Wandung eingeschlossen und wird darin durch die Brille B zusammengedrückt und gehalten. Als Liderungen dienen: Lederstulpe, Weichpackungen und Metalldichtungen; ohne Dichtmittel arbeiten die Labyrinthdichtungen. Leichtes