Zwölfter Abschnitt.

Kolbenstangen.

1. Zweck der Kolbenstangen.

An Kraftmaschinen mit Kurbeltrieb besteht die Aufgabe der Kolbenstangen darin, die an den Kolben wirkenden Kräfte auf den Kreuzkopf und dadurch auf das Triebwerk zu übertragen; an Arbeitsmaschinen haben sie den Zweck, die Triebwerkkräfte an die Kolben abzugeben. Manchmal übertragen die Stangen die Kraft von einem Kolben auf einen anderen, wie an Hubpumpen, manchmal, wie an Pressen und Dampfhämmern, durch einen Kopf oder den Bären auf das zu bearbeitende Stück.

2. Baustoffe und Querschnitt der Kolbenstangen.

Als Baustoff kommt vor allem härterer Flußstahl in Frage, der infolge seiner glatteren und reinen Oberfläche geringere Reibung und Abnutzung in den Stopfbüchsen bedingt als weicher Flußstahl, Gußeisen und Stahlguß, die seltener gebraucht werden. Neben Flußstahl werden gelegentlich auch noch Bronze und Messing verwandt.

Der Querschnitt ist in den meisten Fällen der vollrunde; hohle Stangen kreisringförmigen Querschnitts finden sich bei großen Maschinen, um an Gewicht zu sparen und insbesondere an Gasmaschinen, um das Wasser oder Öl zur Kühlung des Kolbens zu- und abzuführen.

3. Berechnung der Kolbenstangen.

Die Berechnung der Stangen hat je nach der Wirkung der Kräfte auf Zug, Druck oder Knickung, bei liegenden Maschinen mit schweren schwebenden Kolben auch auf eine genügend kleine Durchbiegung hin zu erfolgen.

a) Berechnung auf Festigkeit.

Der Berechnung auf Knickung pflegte man bisher die Eulersche Formel für den Belastungsfall II, Seite 16, unter Annahme von hohen, sonst im Maschinenbau nicht üblichen Sicherheitsgraden $\mathfrak{S}$ zugrunde zu legen. Ist P die im Betriebe auftretende größte Belastung, so wurde das Trägheitsmoment so groß genommen, daß erst bei der $\mathfrak{S}$-fachen Kraft Knickgefahr eintrat und dementsprechend:

$$\frac{\pi^2 \cdot J}{\alpha \cdot l^2} = \mathfrak{S} \cdot P = P_k \text{ oder } J = \frac{\alpha \cdot l^2 \cdot \mathfrak{S} \cdot P}{\pi^2} \tag{274}$$

gewählt, wobei für l z. B. im Falle der Abb. 1004 und 1005 die Entfernung von Kolben- bis Kreuzkopfmitte gesetzt wurde. Für die Sicherheit nahm man:

$\mathfrak{S} = 8$ bis 11, wenn die Belastung zwischen O und P schwankt,

$\mathfrak{S} = 15$ bis 22, wenn die Kraft zwischen $+P$ und $-P$ wechselt.

Das Trägheitsmoment voller Kolbenstangen ist:

$$J = \frac{\pi\, d^4}{64},$$

dasjenige hohler:

$$J = \frac{\pi\,(d_a^{\,4} - d_i^{\,4})}{64}.$$

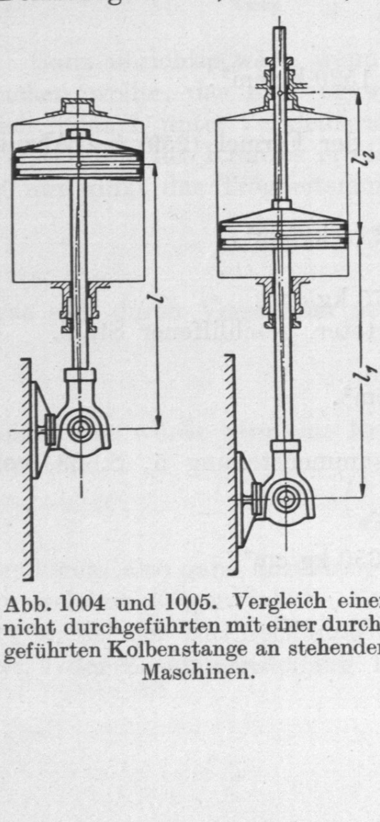


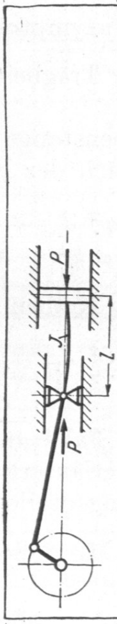
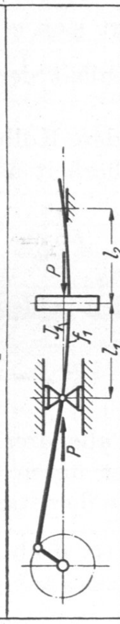
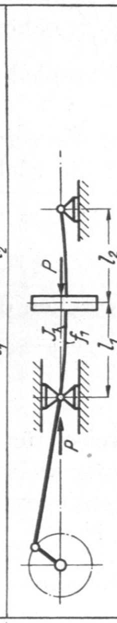
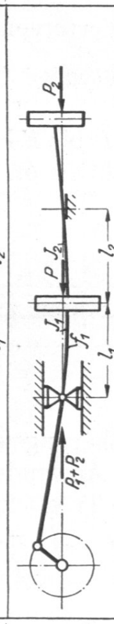
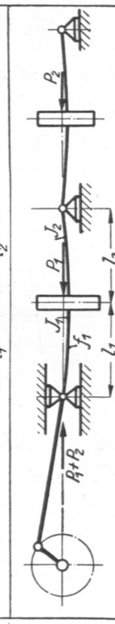
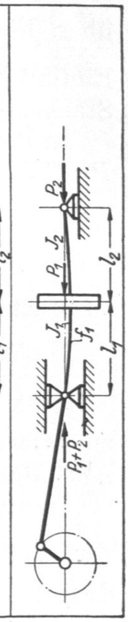
Abb. 1004 und 1005. Vergleich einer nicht durchgeführten mit einer durchgeführten Kolbenstange an stehenden Maschinen.

Diese Berechnung ist in zweifacher Hinsicht nicht immer einwandfrei. Erstens fallen viele Stangen in das Gebiet der unelastischen Knickung, Abb. 20, sind also nicht nach der Eulerschen, sondern nach der Tetmajerschen Formel zu beurteilen, nach der sie oft wesentlich geringere Sicherheitsgrade besitzen. Zweitens trifft die der Eulerschen und der Tetmajerschen Formel zugrunde liegende Annahme eines an den Enden gelenkig gelagerten Stabes nur auf Stangen nach Fall *A* der Zusammenstellung 111 zu, nicht aber auf solche, die an den Enden geführt oder durch mehrere Kräfte belastet sind, wie in den Fällen *B* bis *F*, in denen weder die Eulersche noch die Tetmajersche Formel gilt.

Ist es bei Neuberechnungen im Falle *A* nicht von vornherein sicher, daß die Stange in das Gebiet der elastischen Knickung und unter die Eulersche Formel fällt, so empfiehlt es sich, den Stangendurchmesser zu schätzen und an dem Verhältnis $\frac{l}{i}$ festzustellen, welche Formel für die Bestimmung des Sicherheitsgrades in Betracht kommt, vgl. Berechnungsbeispiel 1.

Die Belastungsfälle *B* bis *F* hat Mies [XII, 1, 2] genauer untersucht. Einzylindermaschinen mit fester Führung, Fall *B*, und mit Schlittenführung, Fall *C*, sind gleichwertig, weil auf eine Einspannwirkung der Führung keineswegs gerechnet werden darf, die Durchbiegung der Stange also in

Zusammenstellung 111. **Zur Berechnung von Kolbenstangen nach Mies.**

A	Einzylindermaschine		$J = \frac{\alpha \cdot l^2 \cdot \mathfrak{S} \cdot P}{\pi^2}$ (Euler) bzw. $\mathfrak{S}_T \cdot P = f \cdot K \left(1 - c_1 \frac{l}{i}\right)$ (Tetmajer)	$\mathfrak{S} = 8 - 12$
B	Einzylindermaschine mit fester Führung		$J_1 = \frac{\alpha \cdot l_1^2 \cdot \mathfrak{S} \cdot P}{\varphi^2}$ φ aus Abb. 1006 (Fall *B* und *C*)	$\mathfrak{S} = 4$—8 Außerdem Nachrechnung auf Sicherheit gegen Überschreiten der Fließspannung σ_s. (Fall *B* bis *F*)
C	Einzylindermaschine mit Schlittenführung			$\mathfrak{S}' = \frac{\sigma_s \cdot f_1}{P}$ (Fall *B* und *C*),
D	Reihenmaschine mit fester Führung		$J_1 = \frac{\alpha \cdot l_1^2 \cdot \mathfrak{S} \cdot (P_1 + P_2)}{\varphi^2}$ $J_2 = \frac{\alpha \cdot l_2^2 \cdot \mathfrak{S} \cdot P_2}{\psi^2}$ Näherungsformel: $J_1 = \frac{\alpha (l_1 + l_2)^2 \cdot \mathfrak{S} (P_1 + P_2)}{\pi^2}$ φ und ψ aus Abb. 1007 (Fall *D* bis *F*)	$\mathfrak{S}' = \frac{\sigma_s \cdot f_1}{P_1 + P_2}$ (Fall *D*, *E*, *F*).
E	Reihenmaschine mit Schlittenführung			
F	Vordere Kolbenstange der Reihenmaschine mit Schlittenführung			

derselben Art und Weise erfolgen wird. Im Fall E einer Reihenmaschine mit Schlittenführung und geteilter Kolbenstange läßt sich die hintere Stange auf Form C, die vordere auf F zurückführen, so daß sich Mies auf die Untersuchung der Fälle C, D und F beschränken konnte. Er zeigte, daß für sie der Eulerschen ähnliche Formeln mit Berichtigungszahlen φ und ψ an Stelle von π gelten.

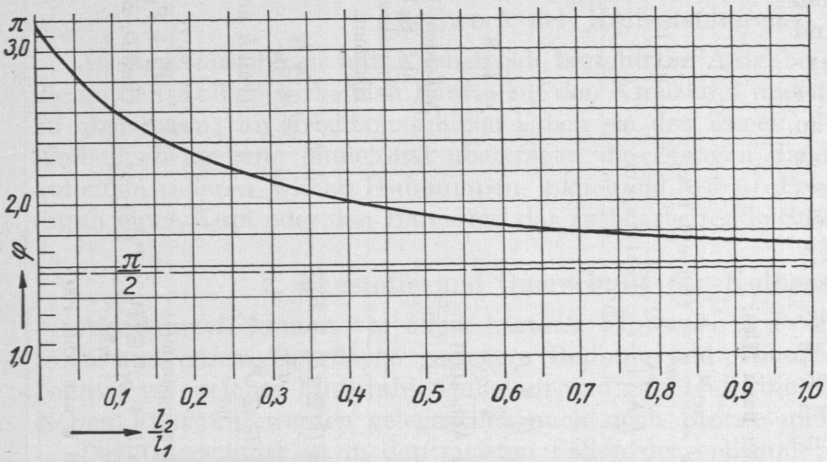


Abb. 1006. Werte für φ in Abhängigkeit von $\frac{l_2}{l_1}$.

φ ist in den Fällen B und C im wesentlichen von dem Verhältnis der Stangenlängen hinter und vor dem Kolben $\frac{l_2}{l_1}$ abhängig und kann aus Abb. 1006 bestimmt werden. Für $\frac{l_2}{l_1} = 0$ nimmt φ den Wert π an; die Formel geht also in die zweite Eulersche [vgl. (16) und (274)] über. Für große Werte von $\frac{l_2}{l_1}$ nähert sich φ asymptotisch dem Werte $\frac{\pi}{2}$. Nur geringen Einfluß hat eine etwaige Verschiedenheit der Trägheitsmomente J_1 und J_2 der beiden Stangenteile.

In den Fällen D bis F ist die vordere Kolbenstange auf die Summe der Kolbenkräfte $P_1 + P_2$ zu berechnen und die Sicherheit nach der Knickkraft:

$$P_{k1} = \frac{\varphi^2 \cdot J_1}{\alpha \cdot l_1^2} \tag{275}$$

zu beurteilen, die Stange zwischen den beiden Kolben aber nach P_2 und der Knickkraft:

$$P_{k2} = \frac{\psi^2 \cdot J_2}{\alpha \cdot l_2^2} \tag{276}$$

zu bemessen. Näherungsweise für alle drei Fälle gültige Werte für φ und ψ enthält Abb. 1007, deren Anwendung weiter unten erläutert wird.

Wenn sich die Trägheitsmomente der Stangenteile wie die in ihnen wirkenden Kräfte verhalten, also $\frac{J_1}{J_2} = \frac{P_1 + P_2}{P_2}$ gilt, ist nach Mies die Knickkraft der gesamten Stange durch:

$$\mathfrak{S} \cdot (P_1 + P_2) = P_k = \frac{\pi^2 \cdot J_1}{\alpha \cdot (l_1 + l_2)^2}, \tag{277}$$

also diejenige einer nach der Eulerschen Formel zu berechnenden Stange gegeben, die durchweg die gleiche Stärke wie im vorderen Teile hat, deren Länge der Entfernung der Führungen entspricht und die durch die Summe der Kolbenkräfte $P_1 + P_2$ beansprucht wird. Die Gleichung kann selbst dann als Näherungsformel benutzt werden, wenn die Bedingung:

$$\frac{J_1}{J_2} = \frac{P_1 + P_2}{P_2} \tag{278}$$

nur annähernd erfüllt ist, weil auch hier der Einfluß verschiedener Trägheitsmomente nicht groß ist. Sie erleichtert die Neuberechnung der Stangen in den Fällen D bis F.

Sind nämlich P_1 und P_2, l_1 und l_2 gegeben, so berechnet man zunächst das Trägheitsmoment des vorderen Teils aus:

$$J_1 = \frac{\mathfrak{S} \cdot (P_1 + P_2) \cdot \alpha \cdot (l_1 + l_2)^2}{\pi^2}, \tag{279}$$

nimmt $J_2 = J_1 \dfrac{P_2}{P_1 + P_2}$ und entwirft damit die ganze Stange. Für die Nachrechnung, bei der etwaige, bei der konstruktiven Durchbildung nötige Abänderungen berücksichtigt werden, benutzt man Abb. 1007, ermittelt zunächst das Verhältnis:

$$\frac{\varphi}{\psi} = \frac{l_1}{l_2} \sqrt{\frac{P_1 + P_2}{P_2} \cdot \frac{J_2}{J_1}}, \tag{280}$$

sucht den zugehörigen Strahl in dem von O ausgehenden Büschel der Abb. 1007 und auf ihm den Schnittpunkt mit der Kurve, die dem Längenverhältnis der Stangenteile $\dfrac{l_2}{l_1}$ entspricht. Werte, die zwischen den in der Abbildung eingetragenen Linien liegen, lassen sich genügend genau schätzen. Die Ordinate des Schnittpunktes liefert φ, seine Abszisse ψ zur genaueren Berechnung, sowohl der Knickkräfte $P_{k\,1}$ und $P_{k\,2}$, als auch der Sicherheiten der beiden Stangenteile.

Im Falle D genügt es, als Länge l_2 die Entfernung von Mitte Kolben bis Mitte Führung in der Mittelstellung des Kolbens, einzusetzen.

Hervorgehoben sei, daß die Formeln von **Mies**, ähnlich wie die von **Euler**, nur für den Fall der elastischen Knikkung gelten. Es kommt aber nicht selten vor, daß die Stangen in das Gebiet der unelastischen fallen.

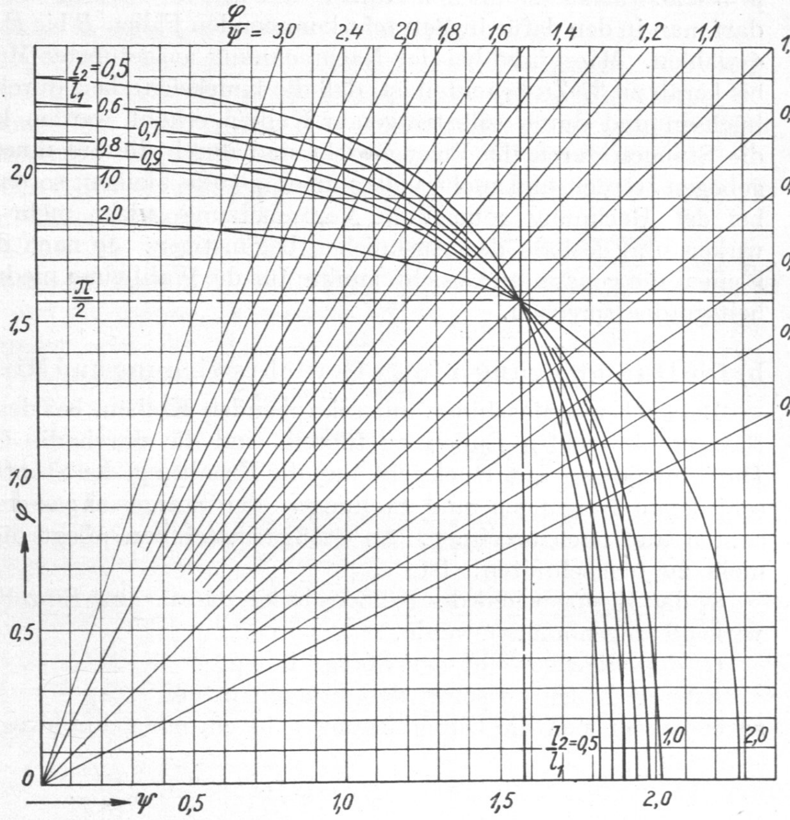


Abb. 1007. Werte von φ und ψ zur Berechnung von Kolbenstangen.

Die Sicherheit kann man dann annähernd, solange noch die der **Tetmajer**schen entsprechenden Formeln für die Belastungsfälle B bis F fehlen, durch Vergleich der in der Stange auftretenden **Druckspannung** $\sigma = \dfrac{P}{f}$ mit der Spannung an der Fließgrenze σ_s nach:

$$\mathfrak{S}' = \frac{\sigma_s}{\sigma} = \frac{\sigma_s \cdot f}{P} \tag{281}$$

beurteilen. Naturgemäß ist der kleinere der in den **beiden** Rechnungsgängen (auf Knickung und auf Druck) ermittelten Sicherheitsgrade entscheidend.

Beim Vergleich der Bauarten A, Abb. 1004 und B und C, Abb. 1005 fällt auf, daß die durchlaufende und an beiden Enden geführte Stange geringere Sicherheit bieten soll als die einfachere. Es ist aber zu bedenken, daß das Ausknicken nach den strichpunktierten Mittel-linien erfolgen wird, aus denen die größere Knicklänge im zweiten Falle anschaulich hervorgeht. An liegenden Maschinen wird man unter Benutzung selbsttragender Kolben die kürzere, leichtere und billigere Bauweise, Abb. 1004, vorziehen. An stehenden verlangen dagegen die schwebenden Kolben wegen des allseitigen Spiels eine sichere Führung der Stange; soweit sie bei kurzen Hüben nicht durch den Kreuzkopf und eine Büchse im Zylinderboden gewährleistet erscheint, muß die Kolbenstange durchgeführt und genügend kräftig gehalten, sowie die zweite Stopfbüchse und die größere Bauhöhe in Kauf genommen werden.

Was die Wahl des Sicherheitsgrades anlangt, so wird man im Falle A, der hauptsächlich für kleinere Kräfte in Frage kommt, etwas höhere Werte, $\mathfrak{S} = 8$ bis 12, nehmen, damit die Stangen auch etwaigen Nebenbeanspruchungen gewachsen sind, z. B. den Biegespannungen durch einseitig auftretende Kolbenreibung oder Klemmungen. Bei größeren Maschinen pflegen die Nebenbeanspruchungen um so mehr zurückzutreten, je beträchtlicher die an den Kolben und in den Stangen wirkenden Kräfte sind. Daher darf man in den dafür in Betracht kommenden Fällen B bis F Sicherheitsgrade $\mathfrak{S} = 8$ bis 4 wählen. Mies fand bei der Nachrechnung ausgeführter Maschinen auch einige Werte bis herab zu 3. Zu beachten ist, daß die Knicksicherheit durch die Führung in den Stopfbüchsen und durch selbsttragende Kolben erhöht werden kann, daß aber andrerseits die Stangen durch ihr Eigengewicht und durch die auf ihnen sitzenden Kolben durchgebogen werden und nicht vollkommen gerade bleiben, so daß die Kräfte, entgegen der bei der Rechnung gemachten Voraussetzung, nicht mehr in der Stangenmittellinie wirken und deshalb das Ausknicken begünstigen. Je nach den besonderen Umständen können die genannten Gesichtspunkte für die Wahl eines niedrigeren oder höheren Sicherheitsgrades sprechen.

b) Die Durchbiegung infolge Gewichtswirkung und Mittel zu ihrer Vermeidung.

Bei größeren Maschinen mit schwebenden Kolben, bei denen man gezwungen ist, die Stangen an beiden Enden zu führen, sind die durch die Gewichtswirkung bedingten Durchbiegungen mit Rücksicht auf die Erhaltung der Stopfbüchsen, die sich den verschiedenen Neigungen und Stellungen der Stange anpassen müssen, sorgfältig zu beachten und nachzurechnen. An Großgasmaschinen pflegt die Durchbiegung 1 bis 2 mm nicht zu überschreiten. Ist

G_k das Eigengewicht des Kolbens in kg, das als eine Einzellast in der Mitte der Stange wirkend angenommen werde,

G_s das Eigengewicht der Stange in kg,

l deren Länge zwischen den Stützen in cm,

so berechnet sich die Durchbiegung y in cm einer durchweg gleich starken Stange aus:

$$y = \left(G_k + \frac{5}{8}\,G_s\right)\frac{\alpha \cdot l^3}{48\,J}. \tag{282}$$

Im Falle verschiedener Durchmesser vor und hinter dem Kolben kann das Mohrsche Verfahren, siehe den Abschnitt über die Berechnung statisch unbestimmter Wellen, zur genaueren Ermittlung angewendet werden.

Collmann vermeidet die Schwierigkeiten infolge der Durchbiegung, indem er die Stange unter Belastung durch das Kolbengewicht in der Lage, die sie in der Maschine haben soll, auf einem genauen Drehbankbett festspannt und mittels eines umlaufenden Stichelgehäuses abdreht. Er erhält so eine im Betriebe genau gerade Stange.

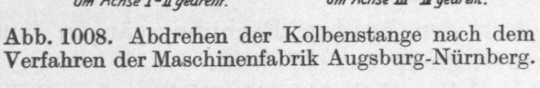


Abb. 1008. Abdrehen der Kolbenstange nach dem Verfahren der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

Annähernd erreicht die Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg das gleiche Ziel dadurch, daß sie nach Abb. 1008 den linken Teil der Stange um die Achse $I-II$, den rechten um $III-IV$ abdrehen läßt. Die beiden Achsen sind so gewählt, daß die Stangenmittellinie 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.

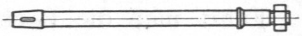


Abb. 1009. Kolbenstange mit Verstärkungen an beiden Enden.

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 vorderern 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.

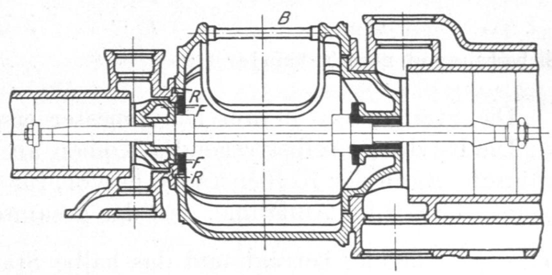


Abb. 1010. Reihenmaschine. Ausbau der Kolbenstange durch den Hochdruckzylinder hindurch.

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 Kreuzkopfzapfen 1775 mm. Stangenbaustoff: Flußstahl.

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

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

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:

$$\mathfrak{S}_T = \frac{K_k}{\sigma_k} = \frac{2190}{227} = 12{,}8.$$

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 $\frac{l}{i} = \frac{4\,l}{d}$	94,7	88,8	83,5	78,9	mm
Maßgebende Formel:	Euler		Tetmajer		
Sicherheitsgrad $\mathfrak{S}_E = \frac{P_k}{P} = \frac{\pi^2 \cdot J}{\alpha \cdot l^2 \cdot P}$	5,88	—	—	—	
Knickspannung nach Tetmajer $K_k = K\left[1 - c_1\frac{l}{i}\right]$	—	2800	2830	2860	kg/cm²
$\sigma_k = \frac{P}{f}$	—	354	314	280	„
Sicherheitsgrad nach Tetmajer $\mathfrak{S}_T = \frac{K_k}{\sigma_k}$	—	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 $2\,\gamma = 120^0$ entsprechenden Kreislinie, welche die Breite der Auflagefläche im Zylinder nach Abb. 972 kennzeichnet, von der Kolbenstangenmitte angenommen werden.

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

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:

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

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

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

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 $\sigma_s = 2600$ kg/cm² 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 $d = 100$ 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 Länge der Stange zwischen Mitte Dampfkolben und Mitte Kupplung gerechnet, der hintere Teil der Stange aber etwas stärker als die Rechnung ergab, ausgeführt.

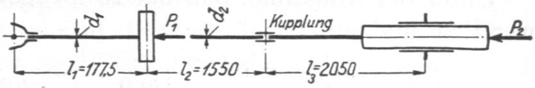


Abb. 1011. Skizze der Kolbenstange der Wasserwerkmaschine Tafel I.

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

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: $d_1 = 100$ 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: $\varphi = 1{,}67, \quad \psi = 1{,}46;$

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

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

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

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

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:

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

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:

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

und

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

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 zusammengepreßt und gehalten. Als Liderungen dienen: Lederstulpe, Weichpackungen und Metalldichtungen; ohne Dichtmittel arbeiten die Labyrinthdichtungen. Leichtes