

ersten Abbildung, sind wesentlich ungünstiger beansprucht, aber auch sonst verwickelter durchgebildet und deshalb unvorteilhafter als die in Abb. 150. Ein weiteres Beispiel bieten die Verbindungsstangen  $S$  zwischen der Pumpe und dem Dampfzylinder, Abb. 151, welche die auf den Pumpenkörper wirkenden Kräfte durch ihre Zug- und Knickfestigkeit aufnehmen und die wesentlich leichter, billiger und einfacher sind als der vielfach übliche, auf Biegung beanspruchte Grundrahmen in der Art der Abb. 149, auf welchem Dampfmaschine und Pumpe ruhen.

Jeder Umweg, auf dem die Kräfte geleitet werden, bedingt nicht allein einen Mehrverbrauch an Werkstoff und dadurch größere Kosten, sondern auch erheblichere Formänderungen, die zu Betriebsschwierigkeiten und Störungen führen können.

Möglichst sollen die Kräfte sich in der Maschine schließen.

Wenn im älteren Maschinenbau vielfach die Fundamente zur Aufnahme von Kräften benutzt werden, wie in Abb. 152 zum Weiterleiten der Zylinderdeckel- und Lagerdrucke, so entspricht das nicht dem Zweck der Fundamente, hauptsächlich als Masse zu wirken und die Bewegungen zu dämpfen, welche die freien Kräfte hervorzurufen suchen. Fundament- und Maschinenbrüche waren die häufige Folge solcher Fehler.

Die Überlegenheit der hydraulischen Pressen über den Dampfhammer bei großen Leistungen ist zum nicht geringen Teile auf den Schluß der Kräfte im Gestell der Presse zurückzuführen.

b) Allgemeine Bemerkungen zur Berechnung von Maschinenteilen.

Die Kräfte bilden die Grundlage für die Berechnung der Maschinenteile. Dabei ist die besondere Art der Kraftwirkung — ob ruhend, schwellend, wechselnd oder stoßweise —, in Betracht zu ziehen und dementsprechend der Werkstoff und die Höhe der Beanspruchung zu wählen. Die auf Seite 12 zusammengestellten Festigkeitszahlen sind aus Versuchen hergeleitet, bei denen die Kraft langsam und stetig einwirkte, die Proben jedoch möglichst frei von Nebenbeanspruchungen gehalten wurden. Da aber im Maschinenbau solche Fälle selten vorkommen, finden sich häufig Abweichungen von den erwähnten

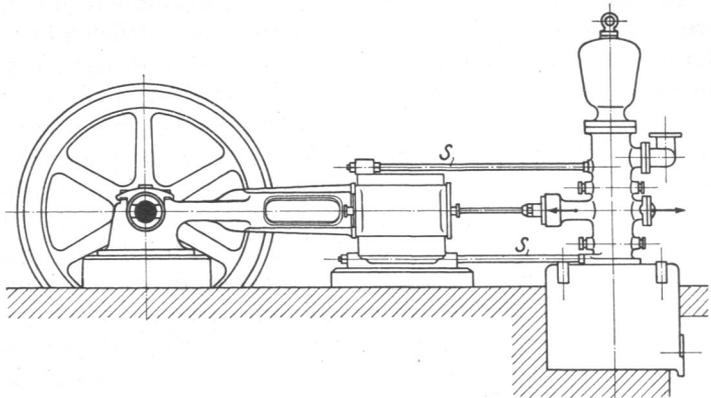


Abb. 151. Unmittelbare Übertragung der Kräfte zwischen Pumpe und Rahmen durch die Stangen  $S$  (nach Riedler).

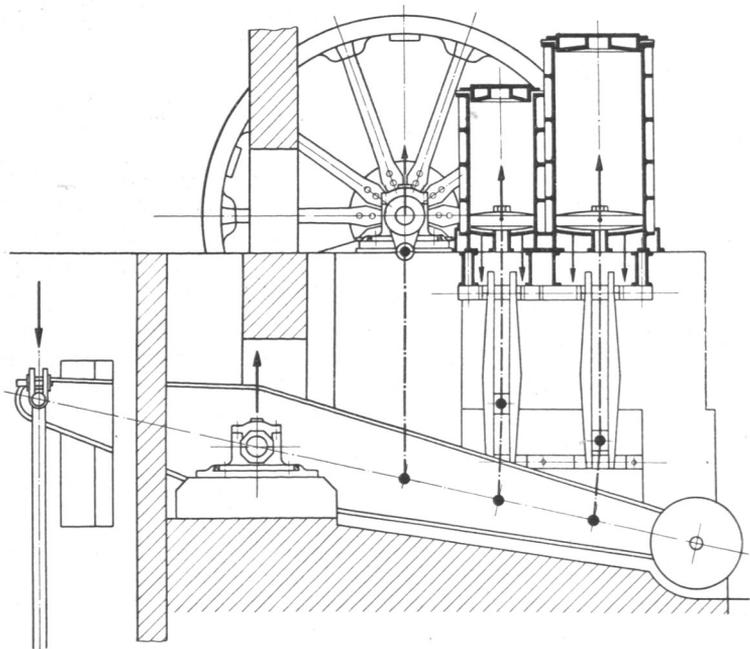


Abb. 152. Fehlerhafte Übertragung von Kräften durch das Fundament.

Zahlen. Z. B. sollen in den Befestigungsschrauben kleineren Durchmessers, selbst wenn sie im Betriebe lediglich Zugkräften ausgesetzt sind, wegen der Beanspruchungen beim Anziehen nur geringe Längsbelastungen zugelassen werden. — An Pumpenkörpern und Ventilen muß der plötzliche Druckwechsel in den Totlagen des Kolbens durch niedrige Bemessung der zulässigen Spannungen berücksichtigt werden.

Vielfach ist es unmöglich oder zu umständlich, die Spannungen genau zu ermitteln, wenn man auch nicht allein aus wissenschaftlichen Gründen bestrebt sein wird, ihre Größe und ihren Verlauf weitestgehend zu verfolgen. Denn je genauer und sicherer diese bestimmt werden können, um so sicherer ist auch die richtige Durchbildung und Beurteilung einer Konstruktion und um so besser die Ausnutzung geeigneter Werkstoffe möglich. Wenn man sich nun in der Praxis häufig und mit Recht auf einfache, angenäherte Berechnungen beschränkt, so soll man sich doch dabei stets über die gemachten Annahmen und Vernachlässigungen und ihre Wirkung sorgfältig Rechenschaft geben und bewußt sein, daß die Ermittlungen lediglich Vergleichsrechnungen sind, die nur auf gleichartige Fälle, insbesondere auf annähernd geometrisch ähnliche Formen angewendet werden dürfen und die oft das Einsetzen von Spannungswerten verlangen, die von denjenigen der Zusammenstellung 2, S. 12 beträchtlich abweichen.

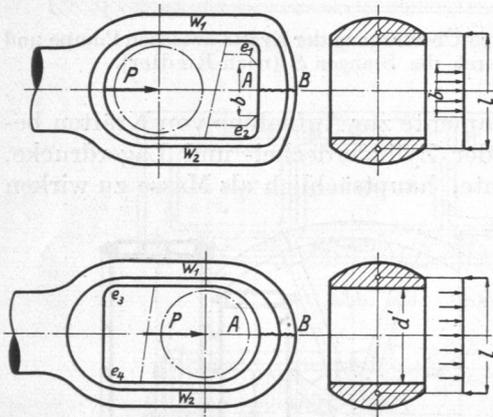


Abb. 153. Zur Berechnung von Stangenköpfen.

So pflegt der Querschnitt  $A-B$  des Stangenkopfes, Abb. 153 oben, und selbst des darunter dargestellten unter Benutzung der Biegeformel für den geraden, an den Enden frei aufliegenden Balken von der Länge  $l$ , dessen mittlerer Teil auf einer Strecke von  $b$  bzw.  $d'$  cm gleichmäßig belastet ist, also entsprechend Belastungsfall 13 der Zusammenstellung 5 nach

berechnet zu werden. Für  $l$  setzt man dabei den Abstand der Schwerpunkte der Wangenquerschnitte ein. Eine genauere Berechnung unter Beachtung der Formänderungen der ganzen Köpfe (vgl. den Abschnitt über Schubstangen) ist zu zeitraubend. Ist nun schon an und für sich die Anwendung der Biegeformel auf kurze und starke Stäbe bedenklich, weil sich die in derselben vorausgesetzte Spannungsverteilung erst bei größerer Länge der Balken ausbildet, so kommt weiter in Betracht, daß das Kopfende tatsächlich eine gekrümmte Mittellinie hat. Bei der Benutzung der angeführten Formel werden daher die Spannungen unterschätzt, während andererseits die Annahme, daß der Balken an den Enden frei aufliegt, zu ungünstig ist, und die Spannungen in den Querschnitten  $A-B$  tatsächlich um so niedriger ausfallen, je kürzer und kräftiger die beiden Wangen  $w_1$  und  $w_2$  sind. Schließlich darf nicht unbeachtet bleiben, daß die Beanspruchungen leicht stoßartig werden können, wenn durch Abnutzungen oder durch Lösen der Nachstellvorrichtungen Spiel zwischen den Schalen und den Zapfen entsteht. Der untere Kopf ist insofern ungünstiger gestaltet wie der obere, als der Bügel stärker gekrümmt ist, jedoch günstiger in der Beziehung, daß der Anschluß an die Wangen allmählicher ist.

Die an derartigen Köpfen bei Verwendung von zähem, weichen Flußstahl übliche Biegespannung von  $600 \text{ kg/cm}^2$  erscheint in Anbetracht der schwellenden Belastung, die gewöhnlich vorliegt, verhältnismäßig niedrig; sie ist eben nur ein bewährten Ausführungen entnommener Vergleichswert, in dem die angeführten Umstände berücksichtigt sind und der höchstens als rohe Annäherung an die wirklich auftretenden Spannungen betrachtet werden darf.

Wendet man die Formel auf den kugeligen, aber unter Zugrundelegung derselben

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W} = \frac{P}{2} \frac{\left(\frac{l}{2} - \frac{b}{4}\right)}{W} \text{ bzw. } \frac{P}{2} \frac{\left(\frac{l}{2} - \frac{d'}{4}\right)}{W}$$

Zapfenabmessungen gestalteten Kopf, Abb. 154, an, so erhält man im Vergleich zu den Köpfen der Abb. 153 eine größere Stützlänge und damit rechnerisch höhere Beanspruchungen im Querschnitt  $AB$ . Tatsächlich werden aber die Spannungen um so kleiner ausfallen, je kräftiger die Wangen sind, weil diese dann um so mehr befähigt werden, einen Teil der Belastung durch eigene Biegespannungen zu übernehmen, wie man leicht sieht, wenn man sich die Köpfe bei  $AB$  aufgeschnitten denkt. Um wenigstens diesen Widerspruch zu vermeiden und eine einheitliche Vergleichsrechnung zu ermöglichen, kann die Stützlänge  $l'$  nach den folgenden Gesichtspunkten ermittelt werden. Die Wangenquerschnitte  $CD$  und  $EF$  können, unter der Annahme, daß sie lediglich auf Zug in Anspruch genommen sind, äußerstenfalls bis zur Fließgrenze belastet werden, ohne daß bleibende Formänderungen eintreten. Bei  $\sigma_{fl}$  kg/cm<sup>2</sup> würden dazu je

$$f' = \frac{P}{2\sigma_{fl}} \text{ cm}^2$$

nötig sein, die den gestrichelten Linien entsprechen. Als Balkenlänge für die Berechnung der Biegespannung ergibt sich dann  $l'$  und daraus

$$\sigma_b = \frac{P}{2} \left( \frac{l'}{2} - \frac{d'}{4} \right) \frac{1}{W}$$

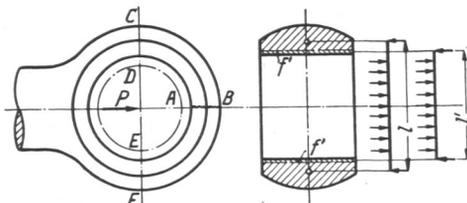


Abb. 154. Zur Berechnung von Stangenköpfen.

Auf diese Weise wird man bei der Berechnung derartiger Köpfe unabhängig von den Maßen der Wangenquerschnitte. Je niedriger man die Fließspannungen wählt, um so größer ist die Sicherheit der Rechnung.

Im Anschluß an die Berechnung der Querschnitte  $AB$ , Abb. 153, sei erwähnt, daß wir zur Zeit noch nicht in der Lage sind, die Kerbwirkungen in den Ecken  $e_1$  und  $e_2$  des oberen und  $e_3$  und  $e_4$  des unteren Kopfes, von denen erfahrungsgemäß Brüche häufig ausgehen, rechnerisch zu verfolgen und daß es noch dem konstruktiven Gefühl überlassen bleiben muß, die Kerbwirkung durch genügend große Ausrundungen zu beschränken.

In ähnlicher Weise begegnet die Ermittlung der Spannungen, die infolge von Stößen auftreten, noch großen Schwierigkeiten.

Ein weiteres einfaches Beispiel für die Benutzung eines Vergleichswertes bietet die Bestimmung des Auflagerdrucks in einer geschmierten Lagerschale. Der Druck verteilt sich sehr ungleichmäßig, hat nach Abb. 27 nahe der Mitte der Lagerschale einen Höchstwert  $p_{\max}$  und nimmt nach den Enden zu ab. Der Berechnung legt man dagegen die mittlere Auflagerpressung  $p$  zugrunde, bezogen auf die Projektion der Lagerschale

senkrecht zur Krafrichtung  $p = \frac{P}{l \cdot d}$ , einen Vergleichswert, dessen Größe wiederum aus

der Erfahrung an bewährten Ausführungen gewonnen ist. Nach Abb. 27 ist z. B. der Höchstwert des Auflagerdruckes rund 1,8mal größer als der mittlere. Wird nun mit dem letzteren ein neues Lager berechnet, so ist bei annähernd geometrisch ähnlichen Formen und gleichen Betriebsverhältnissen zu erwarten, daß sich auch eine der Abb. 27 ähnliche Druckverteilung einstellen und daß der tatsächliche Höchstwert der Pressung die zulässige Grenze nicht überschreiten wird. Dagegen darf der Wert von  $p$  nicht ohne weiteres auf Zapfen, die im Verhältnis zum Durchmesser sehr kurz gehalten sind, angewendet werden, weil bei diesen das Öl leichter entweichen kann, die Schmierung also erschwert ist.

Der an Hebezeugen gebräuchliche einfache Haken aus zähem Flußeisen kann entsprechend der Theorie des gekrümmten Balkens nach der Formel (46)

$$\sigma = \frac{P + \frac{M_b}{r}}{F} + \frac{M_b \cdot r}{Z} \cdot \frac{x}{r + x}$$

mit etwa  $1200 \text{ kg/cm}^2$  zulässiger Beanspruchung berechnet werden, also einem höheren Werte, als der Zusammenstellung 2 Seite 12 entspricht, die  $1000 \text{ kg/cm}^2$  für schwelende Belastung angibt. Wendet man dagegen die einfacheren Formeln 1 und 27 für den geraden Balken

$$\sigma = \frac{P}{F} + \frac{M_b}{W}$$

an, so dürfen, da sie zu niedrige Werte für die Spannungen liefern, umgekehrt nur geringe Beanspruchungen, etwa  $850 \text{ kg/cm}^2$ , der Berechnung zugrunde gelegt werden. Die Höhe und Verteilung der wirklich auftretenden Beanspruchungen stimmt nach Versuchen ziemlich gut mit der zuerst genannten Formel überein.

Im allgemeinen wird man bei den im Vorstehenden besprochenen Näherungsrechnungen wegen der größeren Sicherheit vorziehen, etwas zu ungünstige Annahmen zu machen, wenn es sich um ganz neue Konstruktionen handelt, bei denen keine verwandten Ausführungen Anhaltspunkte für Vergleichswerte bieten. Manchmal empfiehlt es sich, zwei Annahmen, eine wahrscheinlich zu günstige und eine wahrscheinlich zu ungünstige, zu machen und nach den Ergebnissen der Rechnung die Sicherheit des Maschinenteils abzuschätzen.

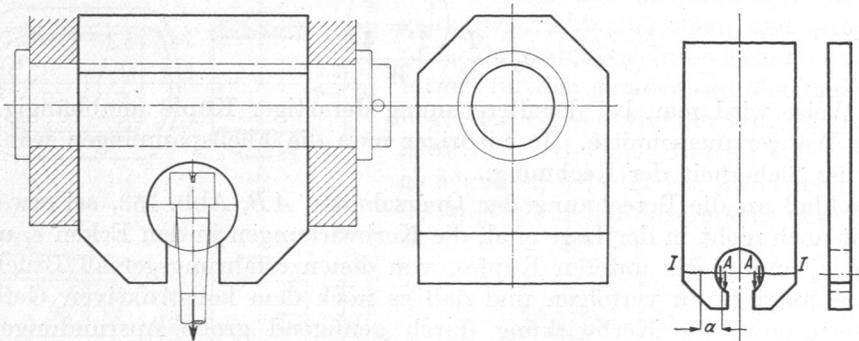


Abb. 155. Spannkopf für eine Festigkeitsprüfmaschine. M. 1:5.

Schließlich kann der Versuch an einem kleinen, geometrisch ähnlichem Stücke die Grundlagen für die Gestaltung geben. So wurde für den Spannkopf einer Festigkeitsprüfmaschine, Abb. 155, an einem aus dem gleichen Werkstoffe ausgeführten, kleineren Versuchsstück die Last festgestellt, bei der das untere Ende sich aufzubiegen begann und aus ihr die Biege- und Zugspannung im Querschnitt  $I-I$  unter der Annahme ermittelt, daß sich die Belastung an den Auflagerstellen der Backen nach der Nebenabbildung zu zwei, an den Hebelarmen  $a$  wirkenden Mittelkräften  $A$  zusammenfassen läßt. Bei der Ausführung wurde halb so hohe Spannung zugelassen, also mit der zweifachen Sicherheit gegen Überschreiten der Fließgrenze gerechnet.

Der Konstrukteur wird bestrebt sein, die Werkstoffe durch richtige Formgebung möglichst gut auszunutzen. Ein einfaches Beispiel bieten die Zapfen, deren Durchmesser und Länge so bestimmt werden, daß einerseits der Flächendruck, andererseits die Biegebeanspruchung an die zulässigen Grenzen herangehen. Schwere Achsen und Wellen, Rahmen und Gestelle, erhalten Formen gleicher Festigkeit, um mit geringen Gewichten auszukommen.

### c) Die Bedeutung der Formänderungen.

Daß außer den Spannungen die auftretenden Formänderungen aufs sorgfältigste berücksichtigt werden müssen, ja grundsätzlich wichtiger als jene und daher häufig entscheidend sind, war schon auf Seite 9 näher erörtert. Die Formänderungen können durch Kraft-, aber auch durch Wärmewirkungen bedingt sein. Fälle, in denen die elastischen, durch die Wirkung von Kräften hervorgerufenen Formänderungen beachtet werden müssen, bieten größere Reihenmaschinen, an denen die hinteren Zylinder bei