

leichtern, benutzt man zweckmäßigerweise durchweg eine und dieselbe Sehrichtung. Liegt auf der Zusammenstellungszeichnung einer Maschine die Kurbelseite links, so wird man auch das Kurbelende der zugehörigen Schubstange beim Entwurf links anordnen. Bei elektrischen Maschinen pflegt man vielfach grundsätzlich der Kollektorseite, bei Werkzeugmaschinen der Antriebseite einen und denselben Platz auf den Zeichnungen anzuweisen.

II. Einfluß der an den Teilen wirkenden Kräfte.

a) Aufnahme und Weiterleitung der Kräfte.

Die an den Maschinenteilen angreifenden Kräfte sollen unmittelbar dort, wo sie entstehen, aufgenommen und auf kürzesten Wegen, möglichst als Längskräfte, weiter-

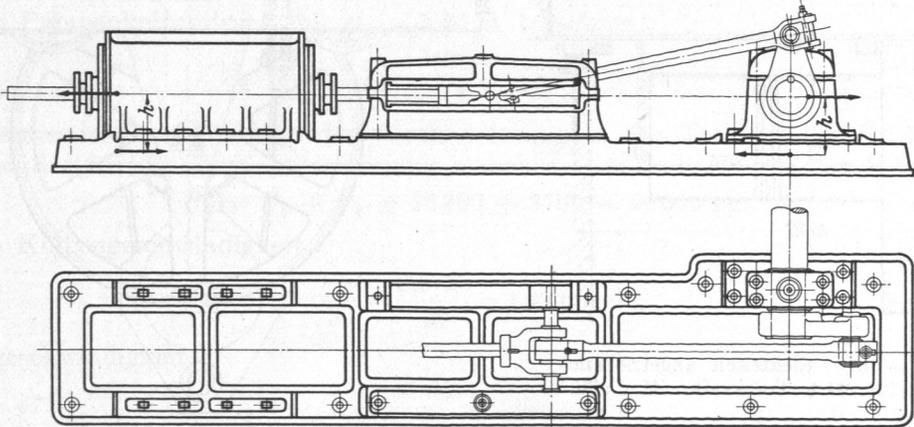


Abb. 149. Dampfmaschine älterer Bauart.

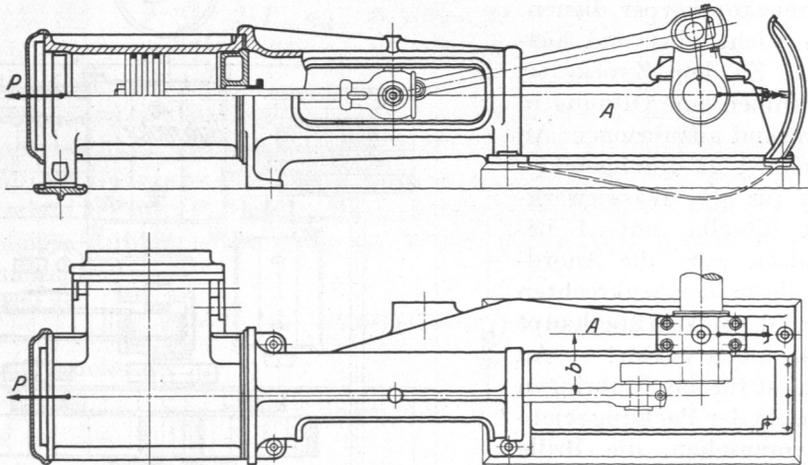


Abb. 150. Dampfmaschine neuerer Bauart.

geleitet und übertragen werden. Umwege oder unnötig große Hebelarme, die Biegemomente erzeugen oder erhöhen, sind zu vermeiden. Lehrreich ist in der Beziehung der Vergleich der älteren und neueren Bauart der Dampfmaschinen, Abb. 149 u. 150. Der Kurbellagerdruck wird in Abb. 149 durch den stark auf Biegung beanspruchten Grundrahmen nach dem Zylinder zurück übertragen und dabei noch durch zahlreiche Zwischenglieder, Schrauben und Stellkeile, geleitet. Demgegenüber nimmt in Abb. 150 der mit dem Lager zusammengewogene Rahmen die Kräfte unmittelbar und unter bedeutender Verringerung des Biegemomentes in der senkrechten Ebene auf. — Die offenen Schubstangenköpfe, sowie der in seitlichen Führungsbahnen laufende Kreuzkopf nach der

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

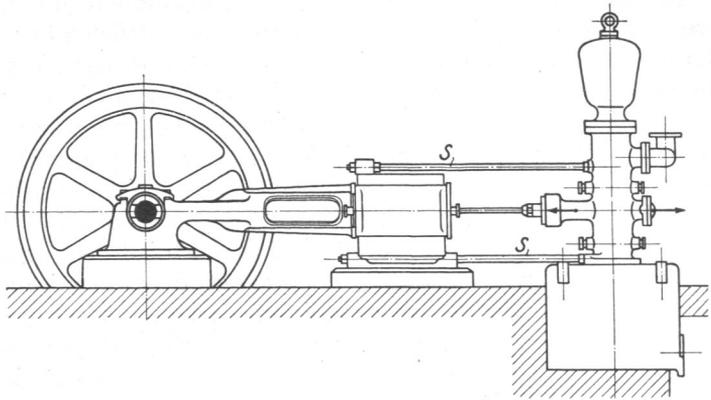


Abb. 151. Unmittelbare Übertragung der Kräfte zwischen Pumpe und Rahmen durch die Stangen *S* (nach Riedler).

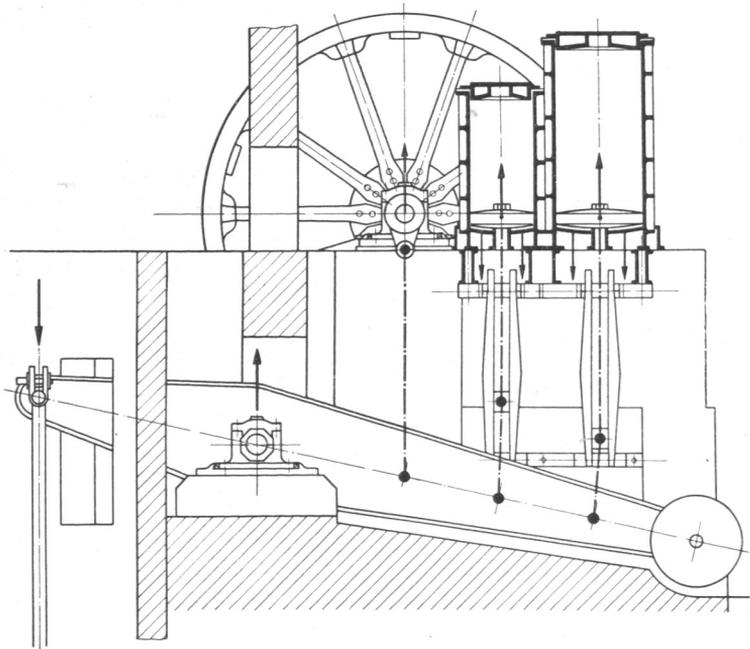


Abb. 152. Fehlerhafte Übertragung von Kräften durch das Fundament.

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.

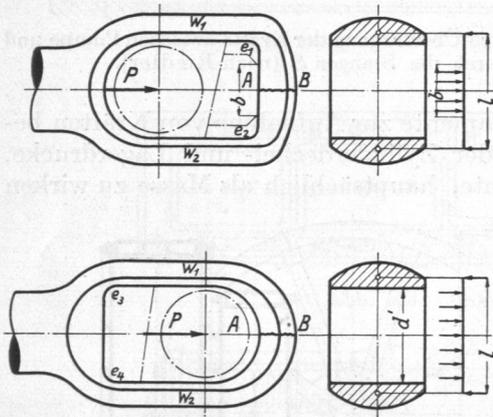


Abb. 153. Zur Berechnung von Stangenköpfen.

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 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 σ_{fl} kg/cm² 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

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

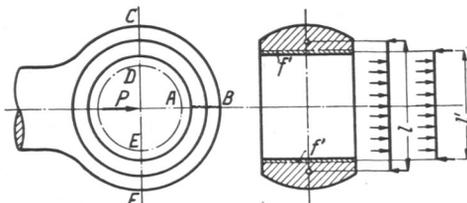


Abb. 154. Zur Berechnung von Stangenköpfen.

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 kg/cm^2 zulässiger Beanspruchung berechnet werden, also einem höheren Werte, als der Zusammenstellung 2 Seite 12 entspricht, die 1000 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 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.

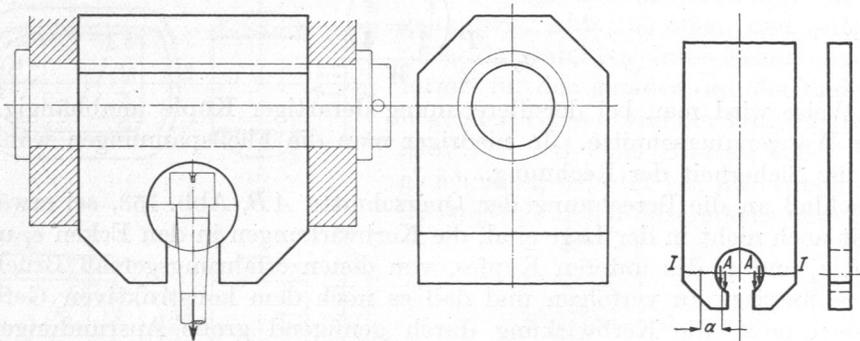


Abb. 155. Spannkopf für eine Festigkeitsprüfmaschine. M. 1:5.

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

jedem Hub häufig um mehrere Millimeter auf ihren Führungen oder Schienen gleiten, ferner die Antriebswellen der Laufräder von Kranen größerer Spannweite, die symmetrisch zum Motor angeordnet sein müssen, um das Voreilen eines der Räder und das Ecken des Krans zu verhüten, vgl. Abschnitt 18, ferner Preßzylinder mit eingeschliffenen Kolben, Abschnitt 23. — An Flanschen, die zu schwach bemessen sind oder zu große Schraubenabstände aufweisen, haben die auftretenden Durchbiegungen Undichtigkeit zur Folge; an nicht genügend kräftigen Lagerdeckeln werden die Deckelschrauben oft beträchtlichen Nebenbeanspruchungen auf Biegung ausgesetzt. An Dampfturbinen biegen sich die Trennungswände der einzelnen Stufen infolge des Druckunterschiedes auf beiden Seiten durch. Gegenüber den Rädern müssen sie deshalb in axialer Richtung genügendes Spiel haben. Gelegentlich ist es schon vorgekommen, daß die Zwischenwände infolge dieser Formänderungen am nächsten Rade schliffen und heißliefen, sogar mit ihm verschweißten und den Zusammenbruch der ganzen Turbine verursachten. Namentlich wenn die im Deckelrand sitzenden Leitschaufeln sehr lang sind, treten recht bedeutende, sorgfältig zu beachtende Durchbiegungen auf.

Eine große Rolle spielen Formänderungen an den Kraftwagen. Es ist ausgeschlossen, den Wagenrahmen so steif auszubilden, daß nicht mit merkbaren Verbiegungen und Verdrehungen beim Fahren gerechnet werden muß. Diese Formänderungen werden auch auf das Motorgehäuse übertragen, wenn dasselbe, wie früher üblich, fest in den Rahmen eingebaut ist. Klemmungen in den Lagern, Kasten- und Wellenbrüche waren die Folge. Erst durch die Dreipunktlagerung des Gehäuses nach Abb. 156, bei welcher Rahmen und Motor nur in den Punkten *A*, *B* und *C* verbunden sind, ist der Motor von den Formänderungen des Rahmens unabhängig geworden. Denn durch *A*, *B* und *C* läßt sich stets eine Ebene gelegt denken, in der das Motorgehäuse ohne irgendwelche Biege- und Drehmomente gestützt werden kann. Daß auch die Kraftübertragung vom Motor zu den Laufrädern, die durch ihre federnde Abstützung in besonders starkem Maße nachgeben, in richtiger Weise ausgebildet werden muß, braucht nicht betont zu werden.

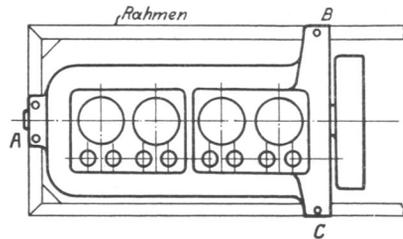


Abb. 156. Lagerung eines Kraftwagenmotors in drei Punkten *ABC*.

d) Wärmespannungen.

Was die durch Wärmewirkungen hervorgerufenen Spannungen und Formänderungen anlangt, so gibt bei einer Elastizitätszahl α und einer Wärmeausdehnungszahl γ eines Werkstoffes

$$\sigma_1 = \frac{\gamma}{\alpha}$$

die Größe der Zug- oder Druckspannungen an, die zufolge einem Grad Temperaturunterschied entstehen,

$$\sigma_t = \frac{\gamma \cdot t}{\alpha} \quad (85)$$

diejenige bei t^0 , wenn der Körper sich nicht zusammenziehen oder ausdehnen kann. Beispielweise ist für weichen Flußstahl

$$\alpha = \frac{1}{2000000} \text{ cm}^2/\text{kg}, \quad \gamma = 0,000011, \text{ bezogen auf } 1^0 \text{ C und}$$

$$\sigma_1 = 2000000 \cdot 0,000011 = 22 \text{ kg/cm}^2,$$

so daß bei einer Erwärmung um 100^0 schon eine Spannung von 2200 kg/cm^2 entsteht, wenn die Formänderung vollständig gehindert wird. Zahlen für die wichtigsten Werkstoffe enthält Zusammenstellung 52.

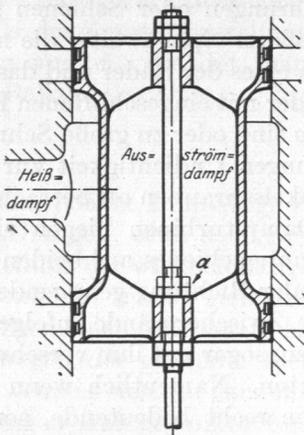


Abb. 157. Heißdampfschieber.

Zusammenstellung 52. Wärmespannungen im Falle völlig gehinderter Formänderung.

	α	γ	σ_1
Stahl	$\frac{1}{2200000}$	0,000011	24 kg/cm ²
Stahlguß	$\frac{1}{2150000}$	0,000011	24 „
Gußeisen	$\frac{1}{1050000}$	0,000011	11,5 „
Bronze	$\frac{1}{1100000}$	0,000018	20 „
Messing	$\frac{1}{800000}$	0,000019	15 „
Aluminium	$\frac{1}{700000}$	0,000024	14,8 „

Beispiele für schädliche Wärmewirkungen sind häufig. Am Kolbenschieber, Abb. 157, der außen von Heißdampf umspült, innen durch Auspuffdampf abgekühlt war, riß zunächst mehrmals die Antriebssange. Als diese verstärkt wurde, brachen die Rippen des Schiebers. Die strichpunktierte Abänderung nach α bewährte sich, bei der nur die untere Nabe von der gekürzten Schieberstange gefaßt ist. Die Kolbenstange einer Gasmaschine, Abb. 158, dehnte sich während des Betriebes stark aus und verlängerte dadurch das kaltbleibende, an beiden Enden festgehaltene Kühlwasserzuleitungsrohr K , so daß dieses wiederholt abriß. In Abb. 159 ist die Ausdehnung dieses Rohres unabhängig von der Kolbenstange gemacht.

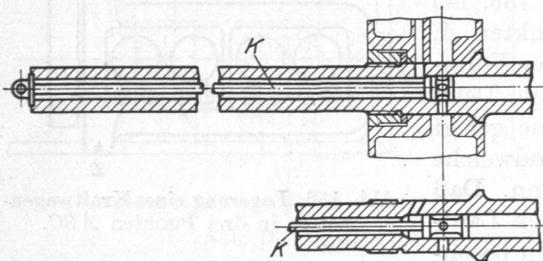


Abb. 158 und 159. Gekühlte Kolbenstange einer Großgasmaschine.

Die Kolbenstange einer Gasmaschine, Abb. 158, dehnte sich während des Betriebes stark aus und verlängerte dadurch das kaltbleibende, an beiden Enden festgehaltene Kühlwasserzuleitungsrohr K , so daß dieses wiederholt abriß. In Abb. 159 ist die Ausdehnung dieses Rohres unabhängig von der Kolbenstange gemacht. Dampfleitungen unterliegen, je nachdem sie unter Druck stehen oder abgestellt sind, oft Temperaturunterschieden von mehreren hundert Grad und müssen deshalb durch elastische Zwischenstücke, Stopfbüchsen oder gelenkige Rohre nachgiebig ausgebildet und auf Rollen, Pendelstützen u. dgl. gelagert werden. In lange Wellenleitungen sind Ausdehnungskupplungen einzuschalten. Dampfzylinderfüße sollen entsprechend der Ausdehnung des Zylinders im Betriebe gleiten können.

Ein Beispiel für den Einfluß des Werkstoffs: Als man die Leistung der Gasmaschinen mittlerer Größe steigern und die häufig auftretenden Brüche der gußeisernen Zylinderköpfe vermeiden wollte, griff man zum Stahlguß. Die rund halb so große Elastizitätszahl bedingte aber doppelt so hohe Spannungen, die die Brüche trotz der höheren Festigkeit des Werkstoffes nicht verminderten, sondern, wohl infolge größerer Gußspannungen, eher vermehrten! Abhilfe brachte die richtige konstruktive Durchbildung der gußeisernen Deckel, derart, daß sich die einzelnen Teile desselben unabhängig voneinander ausdehnen konnten.

Häufig treten Risse in den Nietreihen von Kesseln und Feuerbüchsen auf, die durch Überanstrengung oder durch falsche Anordnung der Feuerzüge außergewöhnlich starker Hitze oder raschen Temperaturwechseln ausgesetzt sind, namentlich, wenn Wärmestauungen durch Ansammlungen des Werkstoffes an den Stößen der Blechschüsse begünstigt werden. Wie oben gezeigt, kann an Flußstahl bei örtlichen Wärmeunterschieden von 100° eine Spannung von 2200 kg/cm² entstehen, die Quetschgrenze also überschritten und dadurch eine örtliche, bleibende Formänderung im Werkstoff herbeigeführt werden, die den Körper bei der Abkühlung verhindert, seine ursprüngliche Form wieder anzunehmen und dadurch Zugspannungen erzeugt. Diesen Zugspannungen ist aber der

Häufig treten Risse in den Nietreihen von Kesseln und Feuerbüchsen auf, die durch Überanstrengung oder durch falsche Anordnung der Feuerzüge außergewöhnlich starker Hitze oder raschen Temperaturwechseln ausgesetzt sind, namentlich, wenn Wärmestauungen durch Ansammlungen des Werkstoffes an den Stößen der Blechschüsse begünstigt werden. Wie oben gezeigt, kann an Flußstahl bei örtlichen Wärmeunterschieden von 100° eine Spannung von 2200 kg/cm² entstehen, die Quetschgrenze also überschritten und dadurch eine örtliche, bleibende Formänderung im Werkstoff herbeigeführt werden, die den Körper bei der Abkühlung verhindert, seine ursprüngliche Form wieder anzunehmen und dadurch Zugspannungen erzeugt. Diesen Zugspannungen ist aber der

Baustoff sehr wenig gewachsen, weil er vorher Druckspannungen über die Quetschgrenze hinaus ausgesetzt war. Wird er nun durch abwechselnde Erhitzung und Abkühlung wechselnden Beanspruchungen unterworfen, so ermüdet er schließlich und reißt ein [III, 1]. In ähnlicher Weise sind die bekannten Rißbildungen an den Kolbenböden- und deckeln von Gasmaschinen zu erklären.

An Großgasmaschinenzylindern kommen Risse besonders häufig an der Ansatzstelle *a* der Ein- und Auslaßstutzen, Abb. 160, vor. Auch ihre Bildung ist in ähnlichen Ursachen, wie eben erörtert, begründet, indem die Wandung innen in weiten Grenzen wechselnden Temperaturen, außen aber dem kalten Kühlwasser ausgesetzt ist. Die Rißbildung wird durch Lunkerbildungen und durch Unreinigkeiten, die sich an den Stellen beim Guß leicht absetzen, noch unterstützt.

Radiale Risse am Umfang einer Dampfturbinenscheibe konnten auf die plötzliche Abkühlung durch Wasser, das beim Abstellen der Maschine aus dem Einspritzkondensator in das Turbinengehäuse gestiegen war, zurückgeführt werden. Der Rand der noch laufenden Scheibe tauchte in das Wasser und suchte sich zusammenzuziehen, wurde aber daran durch den noch warmen, mittleren Teil gehindert und riß. — Die tangentialen Risse an derartigen Scheiben, an der Stelle, wo sie in die Naben übergehen, dürften ihre Erklärung ebenfalls zum Teil in Wärmespannungen finden, indem sich die dünne Scheibe beim Anstellen der Turbine rascher erwärmt und ausdehnt als die starke Nabe. Als ungünstiges Moment kommt hinzu, daß die Übergänge zur Nabe vielfach zu schroff gewählt und so die Spannungen durch die im folgenden näher behandelte Kerbwirkung beträchtlich gesteigert werden.

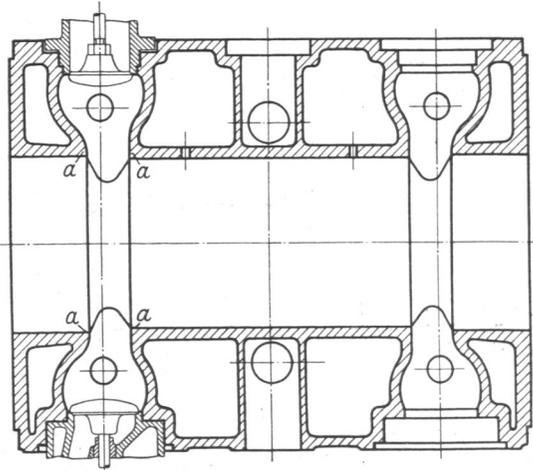


Abb. 160. Großgasmaschinenzylinder.

e) Kerbwirkung.

Sehr wichtig ist nämlich die Wahl der Übergänge und Abrundungen an Stellen, wo größere Spannungen aus einem Teil in einen andern übergeleitet werden müssen. Es ist bekannt, daß Stahlstangen nach geringem Einkerbten leicht abgeschlagen werden können, daß hoch beanspruchte Schrauben an dem scharf eingedrehten Kopfe oder dort, wo das Gewinde beginnt, reißen, daß Kurbelwellen häufig an den Ansatzstellen der Schenkel brechen, oder Risse zeigen, die von Nuten oder Bohrungen ausgehen. Alle diese Erscheinungen sind auf die sogenannte Kerbwirkung plötzlicher Querschnittänderungen oder unvermittelter oder zu scharfer Übergänge zurückzuführen. Die Kerbwirkung bedingt 1. örtlich starke Steigerungen der Spannung und macht 2. die Bauteile viel empfindlicher gegenüber stoßweiser Beanspruchung.

1. Die Spannungsverteilung in gekerbten Querschnitten.

In einem längeren, mit einer Bohrung versehenen, durch die Längskraft *P* belasteten Stabe, Abb. 161, wird in den genügend weit von dem Loch abliegenden Querschnitten *I* und *III* die Spannung praktisch gleichmäßig verteilt sein. Denkt man sich *P* dort in eine Anzahl gleich großer Einzelkräfte *1* bis *10* zerlegt, so werden diese an lauter gleich breiten Streifen wirken. Die Randkräfte *1* und *10* können auf nahezu geradem Wege vom Querschnitt *I* zum Querschnitt *III* gelangen; dagegen werden die übrigen um so stärker abgelenkt, je näher der Stabmitte sie liegen; am stärksten also die Kräfte *5* und *6*. Sie beschränken sich an der Stelle *II* auf kleinere Querschnitte, erzeugen in ihnen höhere Spannungen und eine um so ungleichmäßigere Spannungsverteilung im gesamten

Querschnitt, je größer der Unterschied der Flächen I und II und je schärfer die Kerbe ist. Der Kräftefluß ist annähernd einem Flüssigkeitsstrom vergleichbar, dem sich ein Hindernis von der Größe und Gestalt des Loches entgegenstellt, das die Geschwindigkeit in den mittleren Flüssigkeitsfäden erheblich mehr steigert als in den äußeren. Ermittlungen über die Größe der tatsächlich auftretenden Spannungen hat Preuß [III, 2 u. 3] an Flußeisenflachstäben durch Feststellen der Längsdehnungen im Querschnitt II ausgeführt und dabei u. a. an den gelochten Stäben, Abb. 162—163, die durch die starken Linien wiedergegebene Verteilung gefunden. Die höchste Spannung am Lochrande war 2,1- bis 2,3mal größer als die durch die gestrichelten Linien gekennzeichnete rechnermäßige, mittlere Spannung in dem am meisten geschwächten Querschnitte, welche bei allen Versuchen einer Gruppe gleich groß gehalten wurde. Das Verhältnis der höchsten zur mittleren Spannung war in nur unwesentlichem Maße ab-

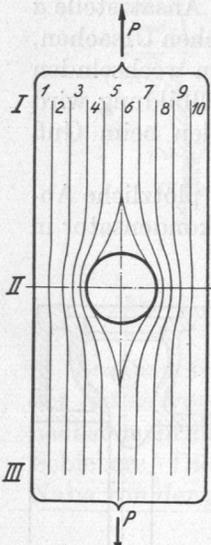


Abb. 161. Zur Verteilung der Kräfte in einem gelochten Stabe.

hängig von der Größe des Loches. Dagegen nahm die geringste Spannung an den Außenwänden der Proben mit wachsendem Lochdurchmesser ab. Beispiele für Stäbe, die von außen her eingekerbt waren, geben die Abb. 164 bis 167 wieder. Danach ist die Spannungssteigerung um so bedeutender, je kleiner der Ausrundungshalbmesser im

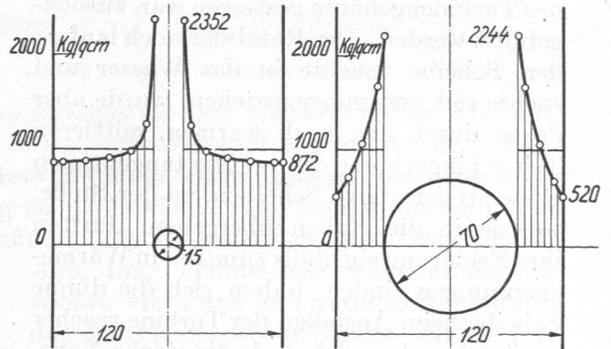


Abb. 162—163. Spannungsverteilung in gelochten Stäben nach Preuß. M. 1:4.

Grunde ist. In der scharfen Kerbe, Abb. 167, wurde die Fließgrenze des Flußeisens, die bei 2600 kg/cm^2 lag, überschritten, trotzdem die mittlere Spannung rechnermäßig nur 750 kg/cm^2 betrug! An der rechteckigen Kerbe, Abb. 166, ist die eingetragene

Spannung längs der Faser im Grunde gemessen. Sie ist noch nicht die höchste, erfährt vielmehr in den scharfen Ecken bei x , in denen auch stets der Bruch einsetzt, eine weitere Steigerung.

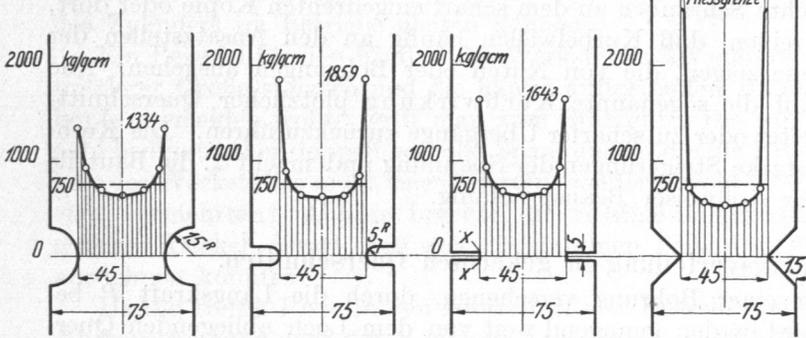


Abb. 164—167. Spannungsverteilung in gekerbten Stäben nach Preuß. M. 1:4.

Kerben, in dem eben besprochenen Sinne, sind aber auch alle Absätze und Ausrundungen, deren Wirkung sich leicht anschaulich machen läßt, wenn man den Verlauf der oben erwähnten Kraftlinien verfolgt. Sie werden z. B. im Falle der

Abb. 168 an den Hohlkehlen a und b und um die Bohrung c herum um so näher zusammenrücken und um so größere Spannungssteigerungen hervorrufen, je schärfer die Übergänge und Kehlen sind. Schließlich wirken auch kleine Hohlräume, Fehlstellen, Einschlüsse oder namentlich Risse, die nichts anderes als schärfste Kerben mit sehr kleinem Krümmungshalbmesser sind, in gleicher Weise. Wenn Sprünge durch Abbohren an den Enden,

Abb. 169, am Weiterreißen verhindert und unschädlich gemacht werden, so beruht das auf der Abschwächung der Kerbwirkung durch die Vergrößerung des Krümmungshalbmessers am Ende des Risses.

Auch die theoretischen Untersuchungen von Kirsch [III, 4] und Föppl [III, 5] lassen an runden Kerben Steigerungen auf das dreifache der mittleren Spannung, an scharfen noch höhere erwarten.

Kerben vermindern auch die Widerstandsfähigkeit gegenüber Beanspruchung auf Biegung und Drehung. An dem gekerbten, durch ein Kräftepaar, also zwischen *A* und *B* durch ein überall gleiches Biegemoment belasteten Stabe, Abb. 170, wird die Spannungsverteilung im schwächsten Querschnitte nicht geradlinig wie in den übrigen sein,

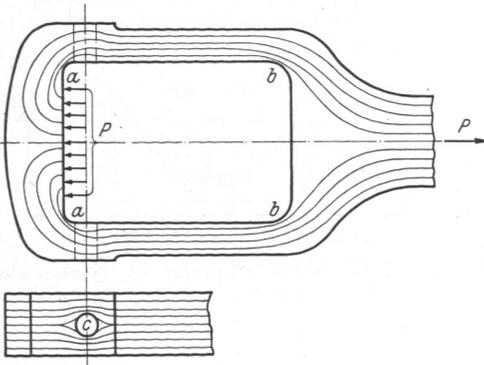


Abb. 168. Verlauf der Kraftlinien in einem Schubstangenkopfe.

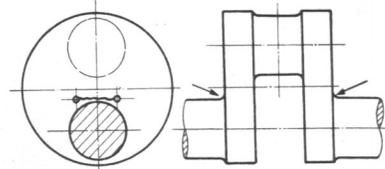


Abb. 169. Abbohren eines Risses.

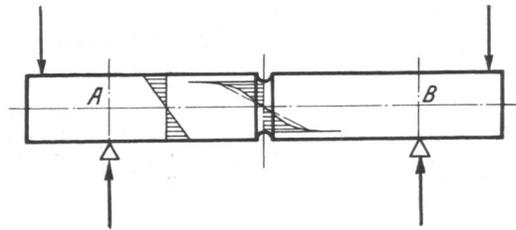


Abb. 170. Spannungsverteilung in einem gekerbten, gebogenen Stabe.

sondern eine erhebliche Erhöhung am Kerbgrunde, entsprechend der Verdichtung der Kraftlinien aufweisen. Versuche von Föppl [III, 6] ergaben an Flußeisenproben aus zwei Stangen mit 4470 bzw. 4040 kg/cm² Zugfestigkeit und einer Fließgrenze von 3020 bzw. 2545 kg/cm² bei wechselnder Beanspruchung auf Biegung, daß der Bruch nach 75300 Belastungswechseln an ungekerbten Stäben von 20 mm Durchmesser bei etwa ± 3200 kg/cm², an Stäben von 30 mm äußerem und 20 mm Durchmesser im Kerbgrunde mit 4 mm Abrundung bei ± 2710 kg/cm² und bei 1 mm Ausrundung bei ± 1940 kg/cm² zu erwarten ist. Die Zahlen stehen im Verhältnis 100:85:61 zu einander, so daß die Widerstandsfähigkeit der zuletzt aufgeführten Stäbe um rund 40% vermindert war. Andere Proben, die im Mittel 4000 kg/cm² Zugfestigkeit und 2085 kg/cm² an der Fließgrenze aufwiesen, lieferten in guter Übereinstimmung als wahrscheinliche Bruchbelastung nach 138000 Wechseln: an glatten Stäben ± 2945 , bei 4 mm Ausrundung ± 2320 und bei 1 mm Ausrundung ± 1840 kg/cm².

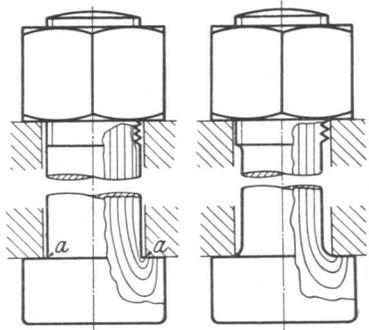


Abb. 171—172. Kerbwirkung an Schraubenbolzen.

Daß auch Drehspannungen an unvermittelten Übergängen erhebliche Erhöhungen erfahren und das bekannte Abwürgen an scharfen Eindrehungen begünstigen, wies Föppl nach [III, 7].

Praktische Anwendungsbeispiele für die vorstehenden Ausführungen bieten die Abb. 171—176. Die Ansatzstelle des Gewindes, Abb. 171, ruft eine beträchtliche Kerbwirkung hervor, die durch Verwendung von Trapez- oder noch besser von Rundgewinde oder durch Feingewinde, das weniger tiefe Einschnitte gibt, gemildert werden kann. Ein anderer Weg ist der an Schubstangenkopfschrauben häufig benutzte, den Bolzen auf den Kerndurchmesser abzusetzen, Abb. 172, und die Gewindegänge vorstehen zu lassen. Falsch ist die scharfe Eindrehung des Schraubenkopfes bei *a*, Abb. 171, zweckmäßig die

gut ausgerundete Kehle, Abb. 172, gegebenenfalls unter kegeliger Erweiterung des Loches, in dem der Bolzen sitzt, zweckmäßig auch die Verwendung einer Mutter an Stelle des Kopfes.

An Kurbellagern gehen Brüche häufig von den Kehlen der Aussparungen für die Nachstellkeile aus und zwar bei rechnerisch oft recht geringen Beanspruchungen, vgl. die Ausführungen in dem Abschnitte über Kurbelwellenlager. Preßzylinder mit ebenen oder scharf angesetzten Böden neigen zur Rißbildung an den Ansatzstellen, Abb. 173.

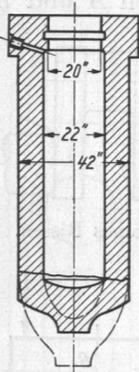


Abb. 173. Bodenriß an einem Preßzylinder.

Viel widerstandsfähiger ist ein halbkugelförmiger Abschluß, bei welchem man selbst die sonst übliche Eindrehung als Begrenzung der Lauffläche für den Kolben vermeiden soll.

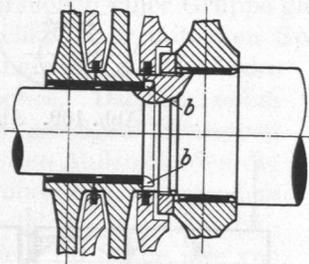


Abb. 174. Turbinenwelle mit Hinterdrehung zur Verminderung der Kerbwirkung.

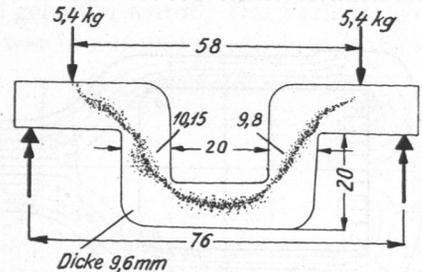


Abb. 175. Kurbelkröpfung in polarisiertem Lichte (nach Hoenigsberger).

An Wellen werden die Lagerstellen in Rücksicht auf die Bearbeitung und zur Sicherheit gegen seitliche Verschiebungen nicht selten abgesetzt. Stets sind dann aber gute Ausrundungen, an Stellen mit sehr großen Durchmesserunterschieden, wie an der Turbinenwelle, Abb. 174 bei *b*, runde Hinterdrehungen zu empfehlen, damit die Spannungen möglichst allmählich aus dem einen in den andern Querschnitt übergeleitet werden. Ein wichtiges Beispiel bilden die gekröpften Wellen, wo die Kerbwirkung an der Übergangsstelle vom Wellenschenkel zum Kurbelarm häufig zu Rissen und Brüchen, Abb. 169, führt. Einen Anhalt für die Verteilung der Spannungen geben die Versuche Hoenigsbergers [III, 10] an gebogenen Glaskörpern, an denen sich die Lage der neutralen Schicht bei Betrachtung im polarisierten Lichte dunkel auf hellem Grunde abhebt. Wie Abb. 175 zeigt, rückt die Schicht bei der Beanspruchung durch ein Kräftepaar sehr nahe an die ein-



Abb. 176. Risse infolge von Drehspannungen.

springenden Ecken heran. Daraus ist auf eine starke Zusammendrängung der Kraftlinien und Erhöhung der Spannungen an jenen Stellen zu schließen. Die Ursache der unter 45° gegen die Achse geneigten Risse, Abb. 176, die manchmal Wellen an Bohrungen oder an eingefrästen Nuten für Federn und Keile zeigen, sind Drehspannungen, die die größte Dehnung des Werkstoffes in einer zur Rißebebene senkrechten Richtung, also ebenfalls unter 45° gegen die Achse, erzeugen.

Übersteigt die Spannung am Grunde eines Kerbes die Fließgrenze, wie im Falle der Abb. 167 und treten dadurch bleibende Streckungen auf, so wird der Stab bei der Entlastung nicht völlig entspannt. Bei der zweiten Belastung bildet sich annähernd wieder derselbe Zustand wie vorher aus, jedoch unter im wesentlichen elastischen und nur geringen weiteren plastischen Formänderungen. Nehmen die letzteren bei wiederholter schweller Beanspruchung allmählich ab, so wird sich ein Beharrungszustand einstellen, andernfalls muß schließlich der Bruch eintreten.

Viel bedenklicher ist, wenn ein derartiger gekerbter Stab wechselnden Spannungen ausgesetzt wird. Der durch eine erste Inanspruchnahme auf Zug gestreckte Werkstoff ist nach den Wöhlerschen Gesetzen gegenüber der folgenden Beanspruchung auf Druck viel weniger widerstandsfähig, ermüdet durch die wiederholten wechselnden Belastungen,

so daß neue Teile zum Fließen kommen und sich schließlich ein Riß bildet, der früher oder später zum Bruch führen muß (Ermüdungsbruch). Niedrige Beanspruchungen, die das Überschreiten der Fließgrenze sicher ausschließen, sind hier geboten.

2. Die Wirkung von Kerben bei stoßweiser Beanspruchung.

Besonders empfindlich sind eingekerbte Stellen gegenüber Schlägen oder Stößen, weil die Fähigkeit, die Stoßarbeit durch die Formänderungen aufzunehmen, ganz erheblich herabgesetzt ist. Es sei das an einem auf Zug beanspruchten Stabe, Abb. 177, vom Durchmesser $d = 30$ mm, mit einer Kerbe, die im Grunde $0,707 d = 21,2$ mm Durchmesser hat, gezeigt, im Vergleich mit zwei zylindrischen Stäben *II* und *III* von $0,707 d$ und d mm Durchmesser, sämtlich von $l = 150$ mm Länge.

Zunächst möge die Fließgrenze nicht überschritten und die zu günstige Annahme gemacht werden, daß sich die Spannungen in allen Querschnitten gleichmäßig verteilen. Der Stab bestehe aus weichem Flußstahl, dessen Verhalten beim Zugversuch durch Abb. 178 ge-

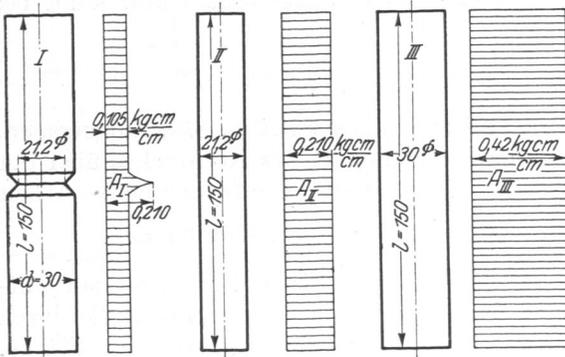


Abb. 177. Elastisches Arbeitsvermögen gekerbter und ungekerbter Stäbe bei $\sigma = 500$ kg/cm².

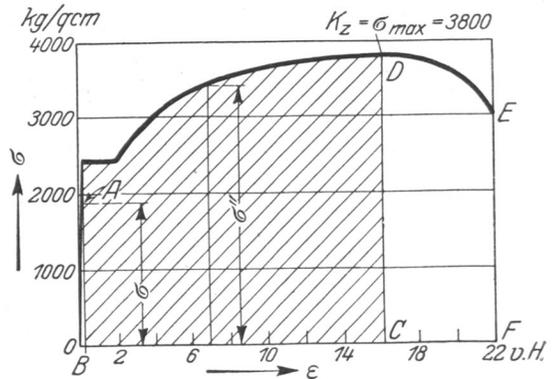


Abb. 178. Spannungs-Dehnungslinie des Flußstahls zu Abb. 177 u. 179.

kennzeichnet sei. Beträgt die Höchstspannung in allen drei Fällen σ kg/cm², so ist die spezifische Formänderungsarbeit a_0 durch den Inhalt des Dreieckes *OAB*, Abb. 178, $a_0 = \frac{\sigma \cdot \epsilon}{2} = \frac{\sigma^2 \cdot \alpha}{2}$ und die gesamte Arbeit, die der Stab *III* aufnehmen kann, durch $A_{III} = a_0 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot l$, die des Stabes *II* durch $A_{II} = a_0 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0,707d)^2 \cdot l = \frac{A_{III}}{2}$ gegeben. Am Stabe *I* läßt sich die Formänderungsarbeit, wie folgt, ermitteln. In einem beliebigen Querschnitte von der Größe f' betrage die Spannung σ' . Man trage $\frac{(\sigma')^2 \alpha}{2} \cdot f'$ senkrecht zur Achse des Stabes auf und verfähre in entsprechender Weise an allen übrigen Stellen des Stabes. Der Inhalt der so erhaltenen Fläche stellt die gesamte Formänderungsarbeit A_I dar. Da der Hauptteil des Stabes nur unter einer Spannung von $\frac{\sigma}{2}$ steht, so wird A_I nur unwesentlich größer als $\frac{1}{4} A_{III}$. Bei $\sigma = 500$ kg/cm² wären die Arbeiten, die die drei Stäbe aufnehmen könnten, $A_I = 1,62$, $A_{II} = 3,16$, $A_{III} = 6,31$ kgem.

Überschreitet nun die Spannung die Streckgrenze, so wird der Baustoff an der Fließstelle verfestigt, d. h. gegen wiederholte Beanspruchungen im gleichen Sinne und bis zur gleichen Höhe widerstandsfähiger gemacht. Doch beschränkt sich dieser Vorgang an eingekerbten Stäben nur auf einen sehr kleinen Teil der Stabmasse, so daß die Formänderungsarbeit und die Widerstandsfähigkeit gegenüber Stößen nicht wesentlich zunimmt und weitere gleich große Schläge wieder neues Fließen und schließlich den Bruch herbeiführen werden. Der Konstrukteur muß sich also stets vor Augen halten, daß bei

Stoßwirkungen jedes Überschreiten der Fließgrenze an eingekerbten Stäben äußerst bedenklich ist.

Lehrreich ist der Vergleich der Stäbe *I*, *II* und *III*, wenn man annimmt, daß äußerstenfalls an den schwächsten Stellen die Höchstspannung σ_{\max} erreicht wird. Während an den zylindrischen Stäben *II* und *III* alle Stabteile durch σ_{\max} belastet sind und durch jeden Kubikzentimeter eine spezifische Formänderungsarbeit aufnehmen können, die der gestrichelten Fläche in Abb. 178 in Höhe von 534 kgcm/cm^3 entspricht, sinkt am eingekerbten Stabe *I* die Spannung von σ_{\max} in der Kehle rasch auf $\frac{\sigma_{\max}}{2}$ im zylindrischen Teile. Noch stärker aber nimmt die spezifische Arbeitsfähigkeit ab, nämlich auf $0,86 \text{ kgcm/cm}^3$, entsprechend der Fläche *OAB*, weil $\frac{\sigma_{\max}}{2} = 1900 \text{ kg/cm}^2$ im elastischen Gebiet liegt. Für dazwischenliegende Spannungen z. B. für σ'' kommt die vor der Ordinate σ'' liegende Fläche in Betracht. Greift man aus dem durchweg zylindrischen Stabe *II* eine Strecke von 1 cm Länge heraus, so hat sie $\frac{\pi}{4} \cdot 2,12^2 \cdot 1 = 3,53 \text{ cm}^3$ Inhalt und kann bei $\sigma_{\max} = 3800 \text{ kg/cm}^2$ Spannung

$$3,53 \cdot 534 = 1890 \text{ kgcm}$$

Arbeit aufnehmen. Wird diese Größe senkrecht zur Stabachse, Abb. 179, aufgetragen, so stellt der Flächeninhalt des Rechteckes über der Länge *l* die vom ganzen Stabe aufzunehmende Arbeit

$$A'_{II} = 1890 \cdot 15 = 28350 \text{ kgcm}$$

dar. Am eingekerbten Stabe *I* findet man entsprechend den verschiedenen Spannungen die durch wagrechte Strichelung hervorgehobene Fläche. Insbesondere ist die Arbeit, die am zylindrischen Teil von einem ein Zentimeter langen Stück des Stabes aufgenommen werden kann, nur $\frac{\pi}{4} \cdot 3^2 \cdot 1$

$\cdot 0,86 = 6,1 \text{ kgcm/cm}$, während der Inhalt der gesamten Fläche $A'_I = 600 \text{ kgcm}$ ergibt. Der Vergleich der Arbeiten, die die drei Stäbe bei $\sigma_{\max} = 3800 \text{ kg/cm}^2$ aufnehmen können:

$$A'_{II} = 28350 \text{ kgcm am Stabe II,}$$

$$A'_{III} = 56700 \text{ kgcm am Stabe III,}$$

und

$$A'_I = 600 \text{ kgcm am Stabe I}$$

zeigt den außerordentlich schädlichen Einfluß von Kerben bei stoßweiser Beanspruchung besonders deutlich. Freilich ist dabei zu beachten, daß die Formänderungsarbeit, die der nicht gestrichelten Fläche *CDEF* in Abb. 178 und dem Einschnürungsvorgang entspricht, vernachlässigt ist und daß sich der Fließvorgang über das Kerbgebiet hinaus erstreckt, so daß die Formänderungsarbeit des Stabes *I* tatsächlich größer, als eben errechnet, wird.

Auf Anregung des Verfassers ausgeführte Zugversuche an verschiedenen tief gekerbten Flußstahlstäben von 100 mm Meßlänge führten zu den in Abb. 180 wiedergegebenen Schaulinien. Schon eine Eindrehung von nur $\frac{1}{4}$ mm Tiefe ließ die Arbeitsfähigkeit des 20 mm starken glatten Stabes von 1350 kgcm/cm^3 auf 1050 kgcm/cm^3 , d. i. um $22,1\%$ sinken. Abb. 181 zeigt in der ausgezogenen Linie *aa* die Arbeitsfähigkeit in Abhängigkeit von der Kerbtiefe, wobei der Knick bei *x* dem Absatz der Spannungsdehnungslinie an der Fließgrenze entspricht. Die gestrichelte Linie *bb* gibt die nach dem vorstehend beschriebenen

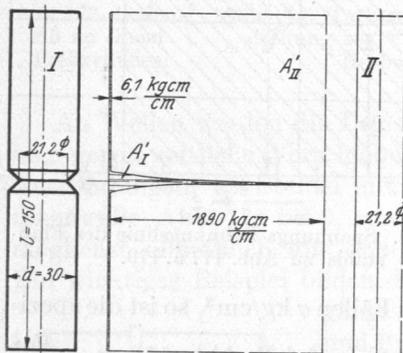


Abb. 179. Arbeitsvermögen eines gekerbten und eines ungekerbten Stabes, wenn die Höchstspannung σ_{\max} , Abb. 178, erreicht.

Verfahren berechnete Arbeitsfähigkeit wieder, die durchweg, wie zu erwarten, unterhalb aa liegt, grundsätzlich aber doch gleichartig verläuft. Um von den berechneten auf die Versuchswerte zu kommen, muß man die ersteren mit einer Berichtigungszahl multipli-

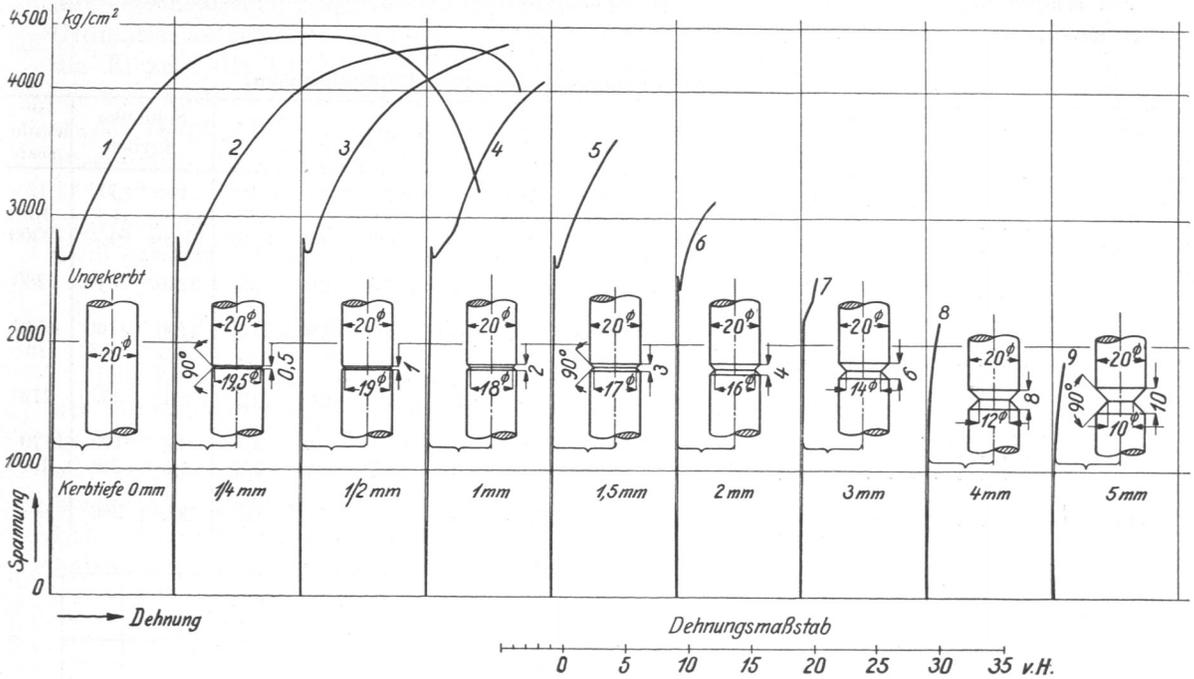


Abb. 180. Zugversuche an gekerbten Flußstahlstäben.

zieren, die in den vorliegenden Fällen zwischen 1,6 und 2,6 schwankt und im Mittel bei etwa 2,0 liegt. In Abb. 182 ist noch das Schaubild, das an einem mit Gewinde versehenen Stabe gewonnen wurde, in Vergleich gestellt mit denjenigen an zwei schlank kegelig, aber auf den Kerndurchmesser eingedrehten Stäben. Der erste zeigt geringere Arbeitsfähigkeit, ist also empfindlicher als die anderen. Weitere, bei den Versuchen ermittelte Zahlen enthält die Zusammenstellung 53.

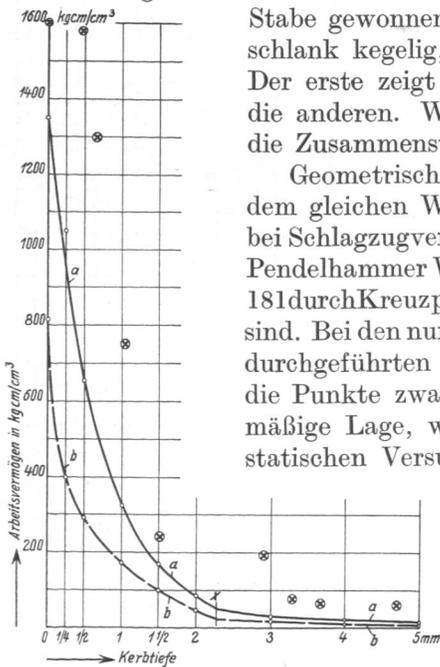


Abb. 181. Arbeitsvermögen gekerbter Stäbe in Abhängigkeit von der Kerbtiefe; a — a nach den Versuchen
Abb. 180, b — b berechnet.

Geometrisch ähnliche Proben dem gleichen Werkstoff lieferten bei gleichen Werkstoffversuchen auf einem Pendelhammer Werte, die in Abb. 181 durch Kreuzpunkte angedeutet sind. Bei den nur an je einer Probe durchgeführten Versuchen zeigen die Punkte zwar nicht die regelmäßige Lage, wie die durch die statischen Versuche gefundenen, und gestatten nicht mit gleicher Sicherheit eine Kurve hindurchzulegen, bestätigen aber doch deutlich die in annähernd gleichem Maße zu-

von rund 8 mm Durchmesser aus

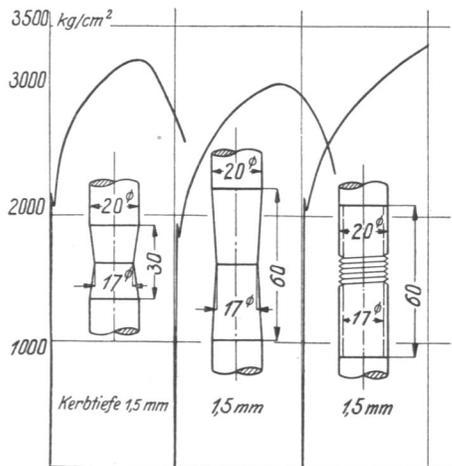


Abb. 182. Zugversuche an schlank kegelig eingedrehten und mit Gewinde versehenen Flußstahlstäben.

nehmende Empfindlichkeit gekerbter Stäbe mit steigender Kerbtiefe. Wenn diese Schlagarbeiten durchweg höher liegen, als die beim Zerreiversuch ermittelten Formänderungsarbeiten, so ist das darauf zurückzuführen, daß auch der Teil der Schlagarbeit, der von den Enden der Probestäbe und den Einspannvorrichtungen aufgenommen wird, mitgemessen werden mußte.

Zusammenstellung 53. Zugversuche an gekerbten Flußstahlstäben.

Stab Nummer	Ungekerbt	Kerbflächenneigung 90°									Schlanke Kerben		Gewindestab
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
Kerbtiefe mm	0	¼	½	1	1,5	2	3	4	5	1,5	1,5	1,5	
Höchstlast kg	14050	13700	13700	12780	11370	9950	8000	6950	5820	10180	9450	10300	
Bruchspannung, bez. auf 20 mm Ø kg/cm²	4470	4360	4360	4070	3620	3170	2550	2210	1850	3240	3010	3280	
Bruchspannung, bez. auf Kerbquerschnitt kg/cm²	4470	4590	4830	5020	5010	4950	5200	6150	7450	4490	4160	4540	
Bruchdehnung %	34	27,6	16,8	9	5,2	3,0	1,1	0,9	0,7	11,0	12,5	10	
Arbeitsvermögen, bez. auf 100 mm Meßlänge kgcm/cm³	1350	1050	655	322	168	83	28	21	15	324	339	273	
Berechnetes Arbeitsvermögen kgcm/cm³	815	400	291	170	100	43	16,4	8,4	5,7	136	170	170	
Berichtigungszahl	1,7	2,6	2,2	1,9	1,7	1,9	1,7	2,5	2,6	2,4	2,0	1,6	
Arbeitsvermögen beim Schlagzugversuch . . kgcm/cm³	1610	—	1580	755	241	—	190	65	60	900	980	—	

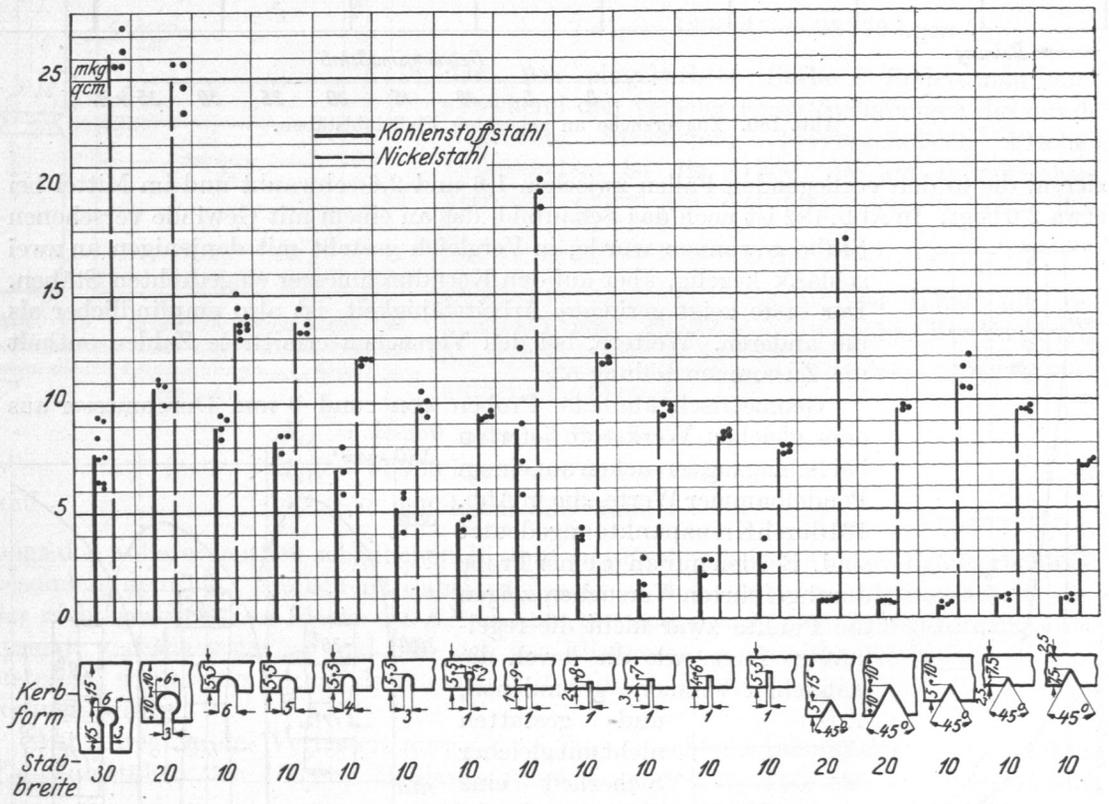


Abb. 183. Kerbwirkung an Kohlenstoff- und Nickelstahl (Ehrensberger [III, 11]).
 Kohlenstoffstahl: Elastizitätsgrenze 3230, Festigkeit 5390 kg/cm², Dehnung 37,3, Einschnürung 59,5%;
 Nickelstahl: „ 5760, „ 7950 „ „ „ 18,3, „ 60%.

Auch bei stoßweisen Beanspruchungen auf Biegung und Drehung beruht die gefährliche Wirkung der Kerben vor allem darauf, daß sich die Formänderungen auf eine um so kleinere Werkstoffmenge beschränken, je schärfer und tiefer die Kerben oder je un-

vermittelter die Übergänge sind. Zahlenwerte dafür gibt die Kerbschlagprobe, bei der die Arbeit, die zum Durchschlagen der Probe nötig ist, ermittelt wird. In der dem Aufsatz von Ehrensberger [III, 11] entnommenen Abb. 183 sind die Schlagarbeiten an Stäben mit verschiedenen, unter den Gruppen angegebenen Kerbformen und Querschnitten als Ordinaten aufgetragen, und zwar für Kohlenstoff- und Nickelstahl. Die Punkte stellen die Einzel-, die Ordinaten die Mittelwerte der Schlagarbeiten in mkg/cm^2 dar. Besonders deutlich ist der Einfluß der Größe der Ausrundung und die außerordentlich starke Empfindlichkeit gegenüber tiefen und scharfen Kerben beim Kohlenstoffstahl ausgeprägt. Nickelstahl ist viel widerstandsfähiger; er besitzt wesentlich größere Kerbzähigkeit. Ähnlich verhalten sich Chromnickel- und andere Sonderstähle, Werkstoffe, zu denen der Konstrukteur greifen wird, wenn die Kerbwirkung nicht vermieden oder nicht genügend eingeschränkt werden kann.

III. Einfluß der Herstellung und Bearbeitung.

Die Lösung einer maschinentechnischen Aufgabe verlangt neben der Ausführung des konstruktiven Gedankens die richtige Beurteilung sowohl der Herstellungs- und Bearbeitungsmöglichkeiten wie der Betriebsverhältnisse, so daß Ausführung und Betrieb wirtschaftlich vorteilhaft werden. Die wirtschaftlichste, nicht die theoretisch oder konstruktiv beste Form muß angestrebt werden. Im folgenden ist nur auf die Ausführung der Teile eingegangen; zahlreiche Beispiele, wie die besonderen Betriebsverhältnisse Einfluß nehmen, finden sich in den späteren Abschnitten. Stets ist die leichte

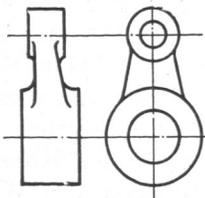


Abb. 184. Theoretisch günstigste Kurbelform.

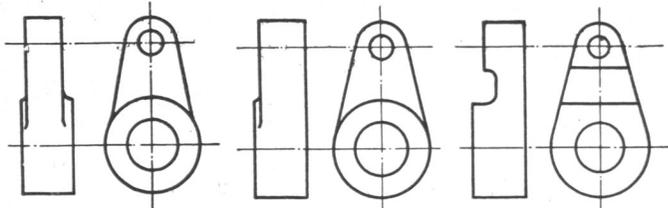


Abb. 185—187. Praktisch vorteilhafte Kurbelformen.

und billige Herstellung im Auge zu behalten. Der Konstrukteur hat auf die vorhandenen Werkstatteinrichtungen, Herstellungsmittel und -bedingungen Rücksicht zu nehmen, muß dauernd mit dem Betriebsleiter in Fühlung stehen und sich diesem oft unterordnen. Falsch wäre es, die Festigkeitsrechnung als alleinige Grundlage für die Bemessung der Maschinenteile nehmen zu wollen.

Kurbelarme annähernd gleicher Festigkeit, also theoretisch richtiger Ausbildung, Abb. 184, werden teuer durch die schwierige Schmiedearbeit und die umständliche Bearbeitung. Die einfachen Formen, Abb. 185—187, sind bei weitem vorzuziehen.

Allerdings ist nicht immer die billigste Ausführung eines Teils oder einer ganzen Maschine die günstigste; am vorteilhaftesten wird vielmehr jene sein, bei der die Betriebsunkosten den Kleinstwert annehmen, die sich einerseits aus der Verzinsung und Abschreibung der Aufwendungen für die Anlage, andererseits aus den bei besserer Ausführung abnehmenden Kosten für die Betriebsverluste zusammensetzen. Als einfaches Beispiel sei das Kugellager erwähnt, das gegenüber dem Gleitlager geringere Reibungsverluste aufweist und so trotz höherer Beschaffungskosten oft wirtschaftlich überlegen ist.

A. Die Formgebung der Maschinenteile in Rücksicht auf die Herstellung.

Die Formgebung der Maschinenteile erfolgt entweder auf Grund der Geschmeidigkeit der Werkstoffe im festen Zustande durch Schmieden, Walzen, Pressen, Ziehen, Biegen usw. oder durch Eingießen des geschmolzenen Stoffes in Formen und, soweit notwendig, durch nachträgliche Bearbeitung auf Maschinen oder von Hand.