

Zement, mit Wasser und wenig Sand angerührt, dient zum Aus- und Untergießen von Rahmen und Lagerstühlen und zum Vergießen der Löcher, in denen Stein- und kurze Fundamentschrauben sitzen. Der Zement verbindet sich dabei sehr fest mit dem Eisen, so daß eine Trennung der Stücke vom Fundament oft nur unter sehr großen Schwierigkeiten möglich ist.

Beton ist eine Mischung von Zementmörtel mit Steinschlag oder grobkörnigem Kies in sehr wechselnden Zusammensetzungen. Er wird in die Baugrube geschüttet, über Erde aber in Holzverschalungen in Lagen von etwa 15 bis 20 cm eingefüllt und sorgfältig festgestampft. Beton erhärtet langsam und erreicht seine endgültige Festigkeit erst nach sehr langer Zeit. Bei den Festigkeitsproben ist deshalb die Erhärtungszeit (meist werden die Versuche nach 28 Tagen ausgeführt) anzugeben. Hochbeanspruchte, namentlich ausgedehnte Fundamente werden zweckmäßig durch Eiseneinlagen verstärkt.

Zu Maschinenfundamenten geeignete Mischungen sind: 1 Raumteil Zement, 3 Raumteile Sand, 6 Raumteile Kies oder Kleinschlag oder 1 Raumteil Zement, 7,5 Raumteile Kiessand. Die Zahlen entsprechen etwa 210 kg Zement im Kubikmeter fertigestampften Betons. Für Gebäude benutzte Mischungen sind 1:4:8 bzw. 1:10 Raumteile mit rund 160 kg Zement im Kubikmeter fertigen Betons.

Kalk- und Zementmörtel sowie Beton werden durch Säuren und Öl zerstört, indem sie weich werden und zerbröckeln. Deshalb ist auf Fernhaltung des Öls von den Fundamenten durch Ölfänger oder geeignete Ausbildung der Grundplatten größte Sorgfalt zu verwenden.

Dritter Abschnitt.

Allgemeine Gesichtspunkte bei der Gestaltung von Maschinenteilen.

Maßgebend für die Gestaltung der Maschinenteile sind:

- I. ihr besonderer Zweck,
- II. die an ihnen wirkenden Kräfte,
- III. ihre Herstellung und Bearbeitung,
- IV. der Zusammenbau zur ganzen Maschine.

I. Einfluß des Zweckes der Maschinenteile auf die Gestaltung.

Daß der jeweilige Zweck und die Art der Verwendung entscheidenden Einfluß auf die Ausbildung der Maschinenteile haben, zeigen zahlreiche Beispiele anschaulich und deutlich. An stehenden Maschinen müssen die Dampfzylinder in bezug auf Anordnung der Ventile, Unterstützung, Verbindung mit dem Rahmen, Ableitung des Niederschlagwassers usw. ganz anders durchgebildet werden als an liegenden. Vollständig verschieden ist in den beiden Fällen die Beanspruchung und Formgebung der Maschinenrahmen. Aber auch die Kurbelwellenlager und die Schubstangen zeigen wesentliche Unterschiede. Lager für stehende Maschinen können wagrecht geteilt sein, weil die Abnutzung in lotrechter Richtung erfolgt und durch Nachziehen der oberen Schalen ausgeglichen werden kann; bei der Verwendung der gleichen Bauart an liegenden Maschinen würden gerade die größten Kräfte unzulässigerweise auf die Schalenfugen treffen. Die Lager müssen daher schräg geteilt, oder drei- oder vierteilig mit nachstellbaren Seitenschalen ausgeführt werden. Bei den Schubstangen stehender oder liegender Maschinen ist auf die andere Art der Ölzuführung und -verteilung Rücksicht zu nehmen.

Unterschiede an denselben Elementen bei verschiedenen Gattungen von Maschinen sind häufig in den ganz anderen Betriebsverhältnissen begründet, wie u. a. die Gestaltung der Schubstangen für raschlaufende Kleinmotoren, für Lokomotiven, für doppeltwirkende

Großgasmaschinen, Sägegatter usw. zeigt. Außerdem können Versand, örtliche Beschränkungen u. a. m. Einfluß nehmen. Einteilige Zahn- oder Schwungräder, die auf der Bahn verschickt werden sollen, dürfen in Rücksicht auf das Lademaß der Eisenbahnen, Abb. 142a, nicht mehr als 4,4 m Durchmesser haben; größere müssen geteilt werden. Der strichpunktierte Umriß gilt für alle Bahnen des Vereins Deutscher Eisenbahnverwaltungen; der ausgezogene für die Mehrzahl der Vereinslinien, ferner die bulgarischen und serbischen Staatseisenbahnen, die dänischen, orientalischen und nach vorheriger Vereinbarung auch die schwedischen Eisenbahnen. In der Schweiz und Norwegen, Belgien, Frankreich, Italien usw. sind andere, zum Teil nicht einheitliche Lademaße im Gebrauch. Ist die Beförderung der einzelnen Stücke einer Maschine auf schlechten Wegen oder etwa gar in kleinen Trägerlasten notwendig, so darf das Einzelgewicht ein gewisses Maß nicht überschreiten; eine viel weitgehendere Teilung wird dann notwendig.

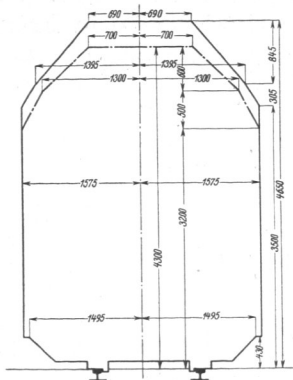


Abb. 142a. Lademaß. M. 1:100.

Häufig beeinflussen sich die einzelnen Maschinenteile gegenseitig. So muß ein offener Kreuzkopf einen geschlossenen Schubstangenkopf umfassen, während ein geschlossener Kreuzkopf eine gegabelte Schubstange verlangt.

Um diese Abhängigkeit der Durchbildung der Einzelteile voneinander zu zeigen, sind viele der Berechnungsbeispiele des Buches an den gleichen Maschinen, insbesondere einer liegenden Wasserwerkmaschine, Tafel I, und einer elektrisch angetriebenen Laufkatze, Abb. 146—148, durchgeführt.

Die Hauptdaten der Wasserwerkmaschine sind:

Hochdruckzylinderdurchmesser	$D_h = 450$ mm,
Niederdruckzylinderdurchmesser	$D_n = 800$ mm,
Hub	$s = 800$ mm,
Umlaufzahl	$n = 50$ i. d. Min.,
Pumpenkolbendurchmesser	$D_p = 285$ mm,
Saughöhe	$h_s = 4$ m,
Druckhöhe	$h_d = 52$ m,
Fördermenge beider Pumpen	10 m ³ /Min.

Zum Betriebe der Dampfmaschine, die bei 14⁰/₀ Füllung im Hochdruckzylinder insgesamt 165 PS. leistet, dient auf 300⁰ überhitzter Dampf mit einer Einströmspannung von $p = 13$ at abs.; der Kondensatordruck beträgt $p_0 = 0,2$ at abs. Aus dem Verlauf des Dampf-

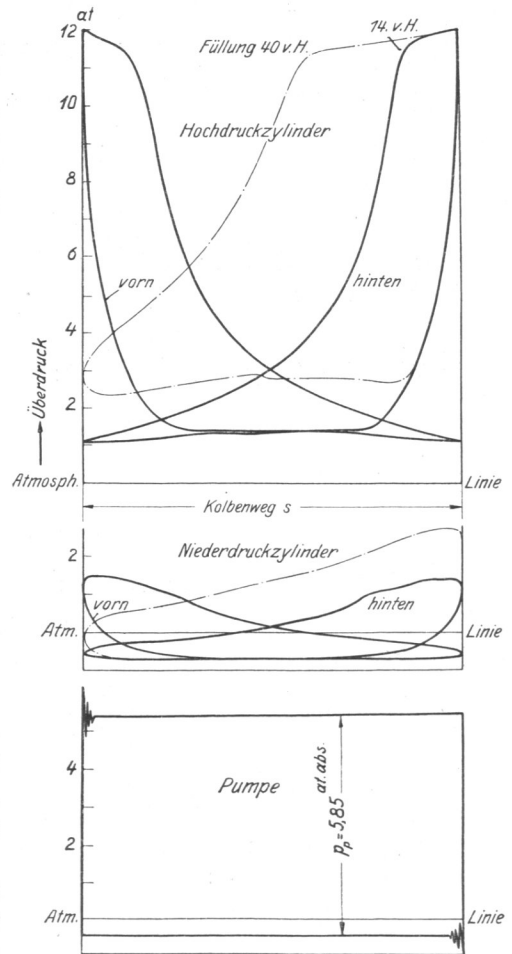


Abb. 143—145. Druckverlauf im Hoch- und Niederdruckzylinder, sowie in der Pumpe der Wasserwerkmaschine, Tafel I.

druckes, Abb. 143 und 144, ergibt sich eine mittlere Aufnehmerspannung von $p_1 = 2,1$ at abs., so daß die größten Kolbenkräfte bei $d = 75$ mm Pumpenstangendurchmesser werden:

Auf der Hochdruckseite:

$$P_h = \left(\frac{\pi \cdot D_h^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) (p_1 - p_1) = \left(\frac{\pi \cdot 45^2}{4} - \frac{\pi \cdot 7,5^2}{4} \right) (13 - 2,1) \approx 16900 \text{ kg,}$$

auf der Niederdruckseite:

$$P_n = \left(\frac{\pi \cdot D_n^2}{4} - \frac{\pi \cdot d^2}{4} \right) (p_1 - p_0) = \left(\frac{\pi \cdot 80^2}{4} - \frac{\pi \cdot 7,5^2}{4} \right) (2,1 - 0,2) \approx 9500 \text{ kg.}$$

Am Pumpenkolben werde der spezifische Überdruck, der sich aus der Summe der Saug- und Druckhöhe zu $\frac{h_s + h_d}{10} = 5,6$ at ergibt, wegen der Widerstände um 0,25 at erhöht und der Pumpenkolbendruck mit $p_p = 5,85$ at berechnet:

$$P_p = \frac{\pi}{4} D_p^2 \cdot p_p = \frac{\pi \cdot 28,5^2}{4} \cdot 5,85 \approx 3700 \text{ kg.}$$

Der Summendruck, der infolge der Voreinströmung in den Totlagen der Kurbel auftritt und der für die Festigkeitsrechnung mancher Getriebeteile in Frage kommt, ist

$$P_0 = P_h + P_p = 16900 + 3700 = 20600 \text{ kg.}$$

Mittlere Kolbengeschwindigkeit:

$$c_m = \frac{s \cdot n}{30} = \frac{0,8 \cdot 50}{30} = 1,33 \text{ m/sek.,}$$

Kurbelgeschwindigkeit

$$v = c_{\max} = \frac{\pi \cdot c_m}{2} = 2,095 \text{ m/sek.}$$

Indizierte Leistung der Pumpe:

$$N_i = \frac{2 \cdot P_p \cdot c_m}{75} = \frac{2 \cdot 3700 \cdot 1,33}{75} = 132 \text{ PS.}$$

Schwungradgewicht 4900 kg.

Wellengewicht, einschließlich der Zahnräder und Kurbeln 2150 kg.

Die Dampfmaschine wird man in ihren Einzelteilen so durchbilden, daß sie auch für sich allein als Betriebsmaschine benutzt werden kann. Es wurden deshalb aus dem Druckverlauf bei 40% Füllung im Hochdruckzylinder, Abb. 143 und 144, die folgenden Werte berechnet: Aufnehmerspannung im Mittel: 3,7 at abs., größte Kolbenkraft auf der Hochdruckseite:

$$P'_h = \frac{\pi}{4} (45^2 - 7,5^2) (13 - 3,7) = 14400 \text{ kg,}$$

auf der Niederdruckseite

$$P'_n = \frac{\pi}{4} (80^2 - 7,5^2) (3,7 - 0,2) = 17400 \text{ kg.}$$

Indizierte Leistung im Hochdruckzylinder bei $n = 50$ Umdrehungen in der Min. 150 PS, im Niederdruckzylinder 163 PS. (Von einer Erhöhung der Umdrehzahl der Betriebsmaschine, die praktisch in mäßigen Grenzen möglich wäre, ist der Einheitlichkeit der Rechnung wegen abgesehen worden.)

Die Grundlagen für die Durchbildung der Laufkatze, Abb. 146—148, sind: Tragkraft: 20 t, Hubmittel: Drahtseil, Hubhöhe: 11 m, Hubgeschwindigkeit: 4 m in der Min. Die Last soll genau senkrecht gehoben werden können. Zu dem für das Heben und Fahren getrennt zu haltenden Antrieb steht Gleichstrom von 220 Volt Spannung zur Verfügung. Das Gestell ist aus Formeisen zusammenzunieten.

Besonderer Wert ist auf die Möglichkeit leichten und raschen Zusammenbaues und Auseinandernehmens der Teile zu legen. So müssen die inneren, oft gerade empfindlich-

sten Stücke einer Maschine, beispielweise die Ventile einer Pumpe oder einer Kraftmaschine leicht zugänglich sein. Die sie antreibende Steuerung, die beim Nachsehen der genannten Teile meist weggenommen werden muß, soll rasch wieder in richtiger gegenseitiger Lage der Glieder zusammengesetzt werden können. — Die Keile, die vielfach

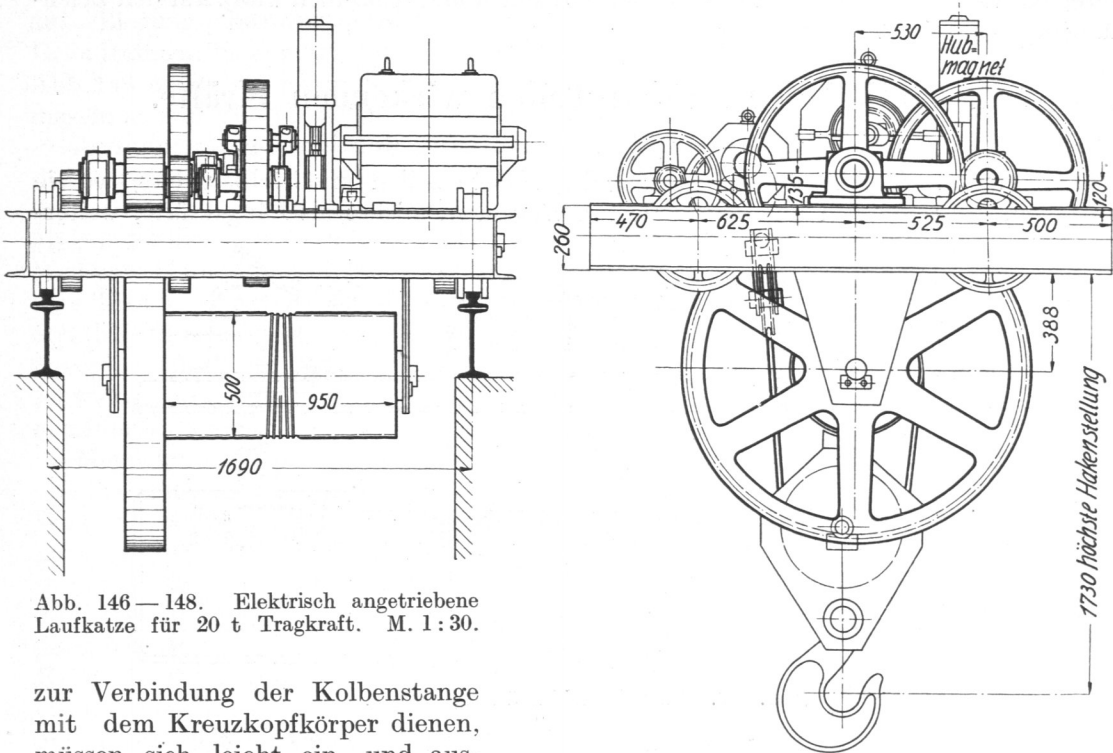
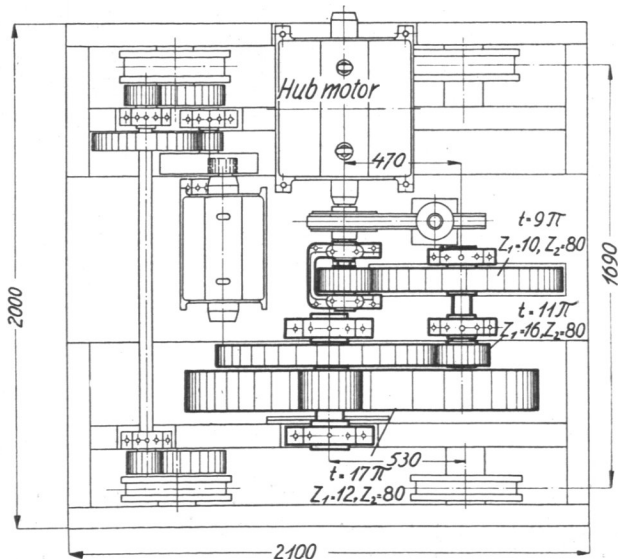


Abb. 146 — 148. Elektrisch angetriebene Laufkatze für 20 t Tragkraft. M. 1:30.

zur Verbindung der Kolbenstange mit dem Kreuzkopfkörper dienen, müssen sich leicht ein- und austreiben lassen. Zu dem Zwecke ist an Bajonettrahmen eine Öffnung in der Gleitbahnwand anzubringen. An dem im Abschnitt 22 durchgebildeten Rahmen für die Wasserwerkmaschine ist dieselbe mit *A* bezeichnet. Falsch wäre die Anordnung der Keile in der senkrechten Mittelebene, in der sie sich überhaupt nicht herausnehmen lassen! — An Stopfbüchsen ist für das Einbringen und Auswechseln der Packung reichlich Raum vorzusehen, die Brille muß also genügend weit zurückgeschoben und das Nachziehen leicht und gefahrlos, gegebenenfalls selbst während des Betriebes vorgenommen werden können.



Beim Entwerfen empfiehlt es sich, alle Teile in der Gebrauchslage darzustellen, in welcher sie an der Maschine Verwendung finden, also: die Schubstange einer stehenden Maschine mit senkrechter Mittellinie, die einer liegenden Maschine mit wagrechter aufzuzeichnen.

Um Verwechslungen von vorn und hinten oder rechts und links zu vermeiden, gleichzeitig, um die Vorstellung des Zusammenhangs zwischen den einzelnen Teilen zu er-

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-

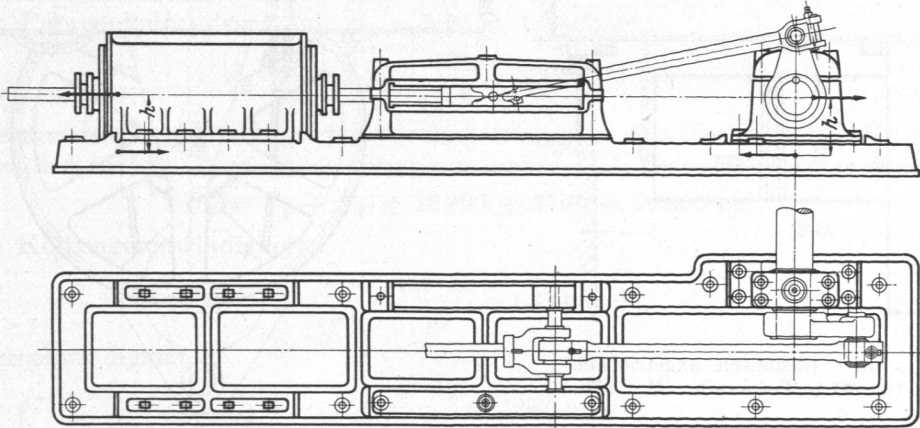


Abb. 149. Dampfmaschine älterer Bauart.

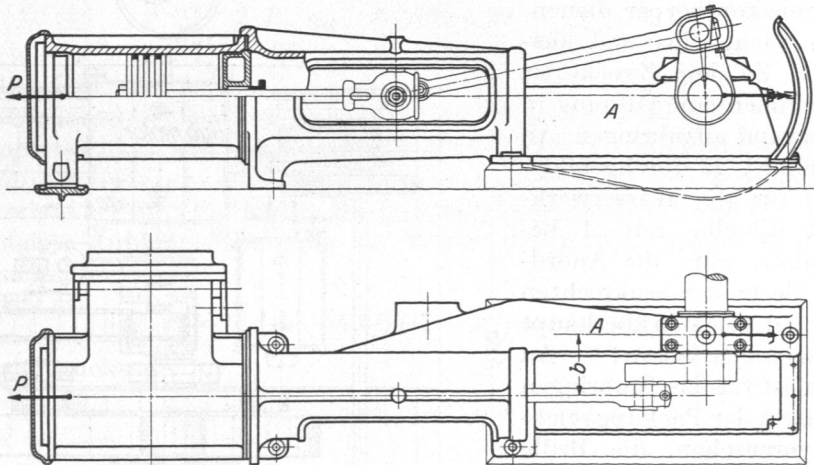


Abb. 150. Dampfmaschine neuerer Bauart.

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

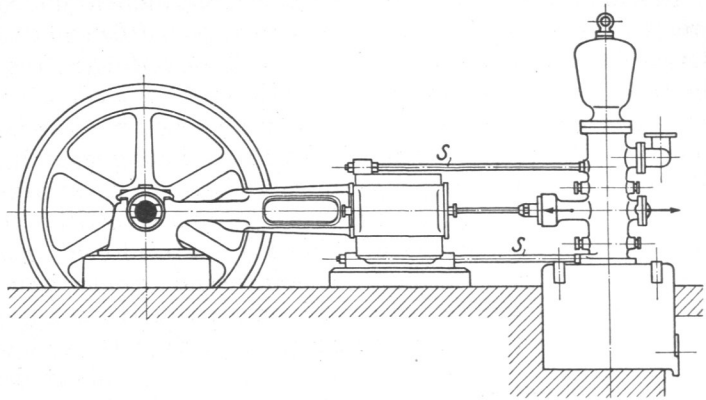


Abb. 151. Unmittelbare Übertragung der Kräfte zwischen Pumpe und Rahmen durch die Stangen *S* (nach Riedler).

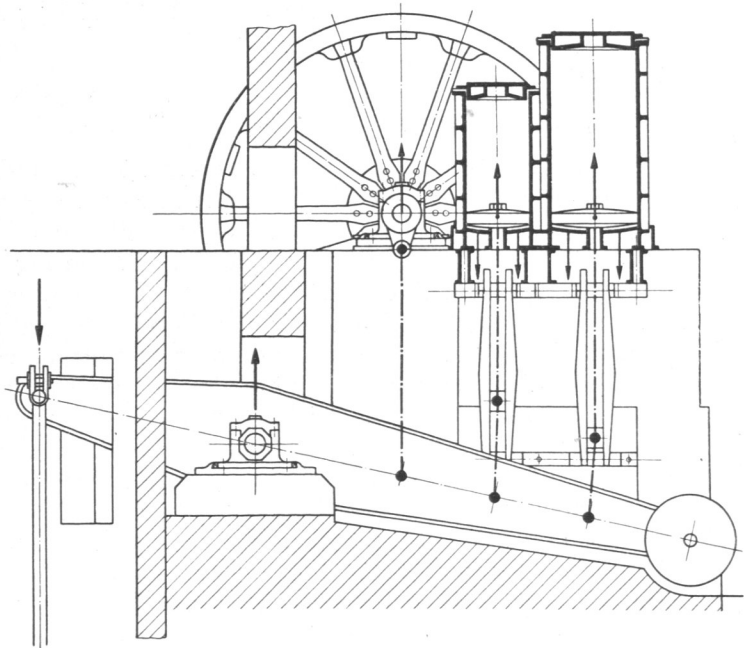


Abb. 152. Fehlerhafte Übertragung von Kräften durch das Fundament.

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.

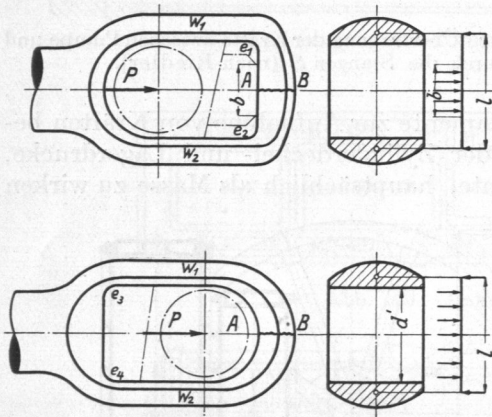


Abb. 153. Zur Berechnung von Stangenköpfen.

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

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

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

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

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

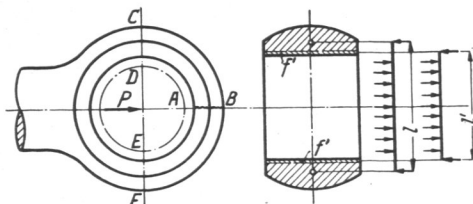


Abb. 154. Zur Berechnung von Stangenköpfen.

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.

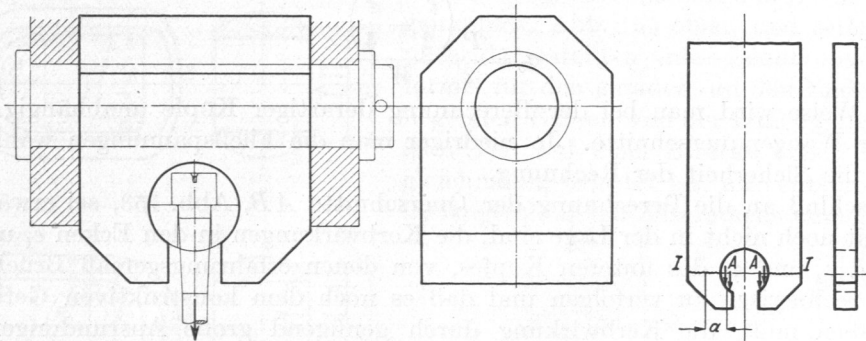


Abb. 155. Spannkopf für eine Festigkeitsprüfmaschine. M. 1:5.

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.

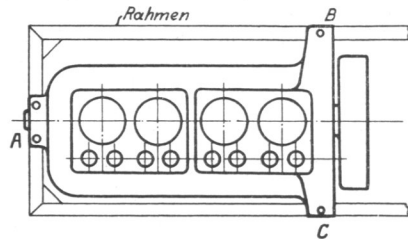


Abb. 156. Lagerung eines Kraftwagenmotors in drei Punkten *ABC*.

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.

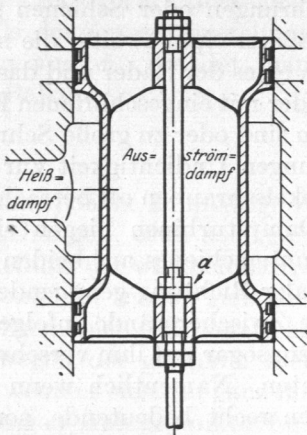


Abb. 157. Heißdampfschieber.

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 a bewährte sich, bei der nur die untere Nabe von der gekürzten Schieberstange gefaßt ist. Die Kolbenstange einer Gasmaschine,

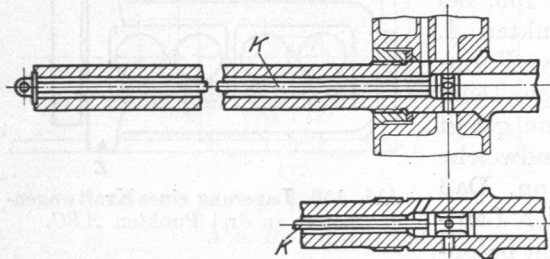


Abb. 158 und 159. Gekühlte Kolbenstange einer Großgasmaschine.

Abb. 158, dehnte sich während des Betriebes stark aus und verlängerte dadurch das kaltbleibende, an beiden Enden festgehaltene Kühlwasserzuführrohr 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

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.

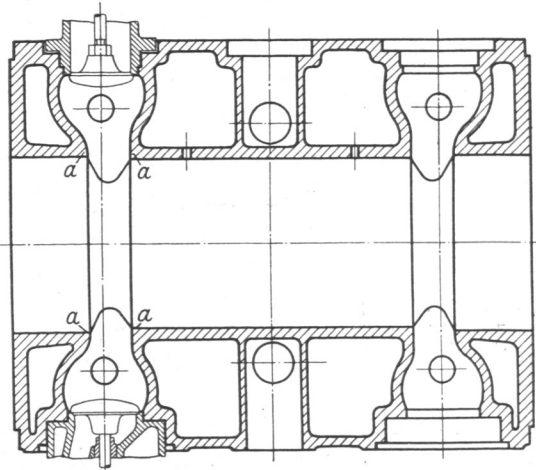


Abb. 160. Großgasmaschinenzylinder.

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-

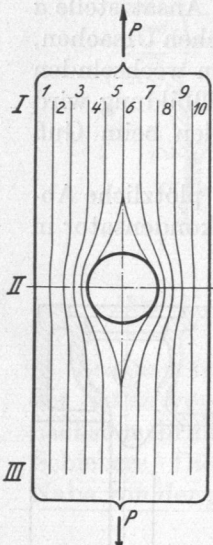


Abb. 161. Zur Verteilung der Kräfte in einem gelochten Stabe.

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

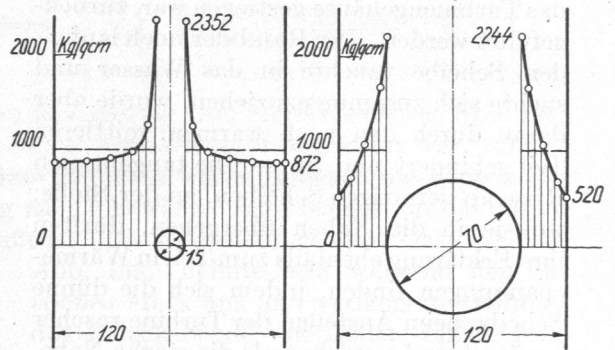


Abb. 162—163. Spannungsverteilung in gelochten Stäben nach Preuß. M. 1:4.

Grunde ist. In der scharfen Kerbe, Abb. 167, wurde die Fließgrenze des Flußeisens, die bei 2600 kg/cm² lag, überschritten, trotzdem die mittlere Spannung rechnermäßig nur 750 kg/cm² 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.

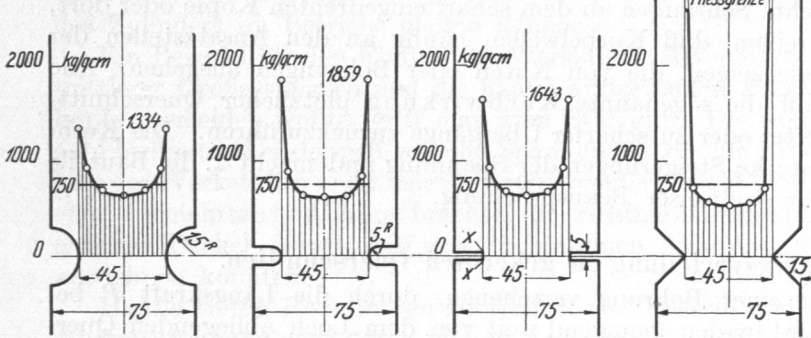


Abb. 164—167. Spannungsverteilung in gekerbten Stäben nach Preuß. M. 1:4.

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,

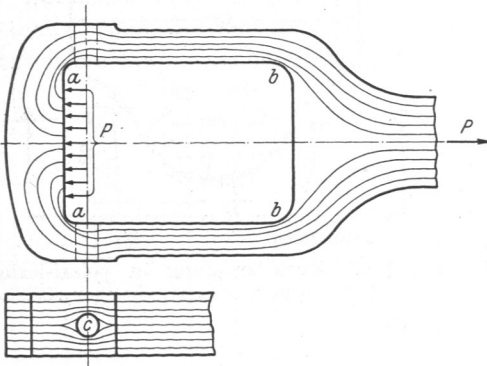


Abb. 168. Verlauf der Kraftlinien in einem Schubstangenkopfe.

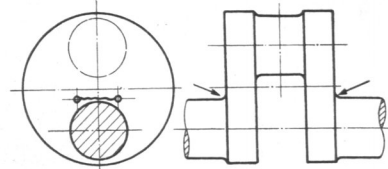


Abb. 169. Abbohren eines Risses.

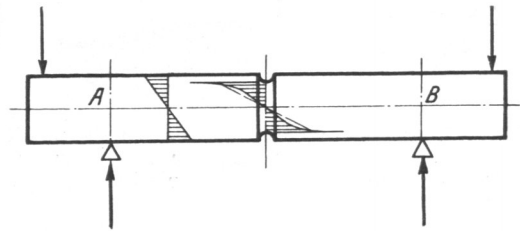


Abb. 170. Spannungsverteilung in einem gekerbten, gebogenen Stabe.

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.

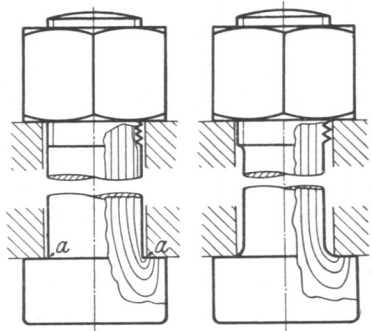


Abb. 171—172. Kerbwirkung an Schraubenbolzen.

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.

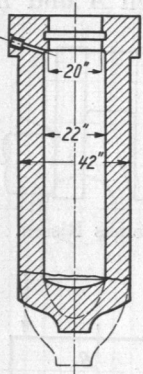


Abb. 173. Bodenriß an einem Preßzylinder.

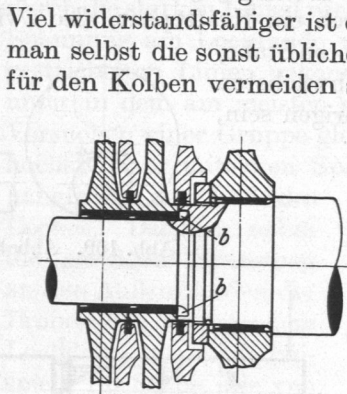


Abb. 174. Turbinenwelle mit Hinterdrehung zur Verminderung der Kerbwirkung.

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

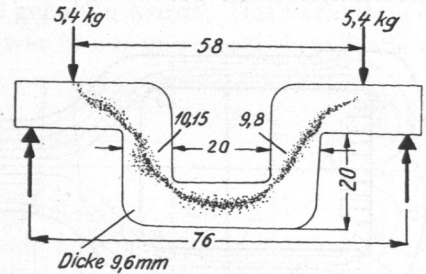


Abb. 175. Kurbelkröpfung in polarisiertem Lichte (nach Hoenigsberger).

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-

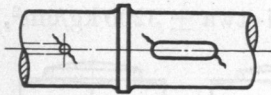


Abb. 176. Risse infolge von Drehspannungen.

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-

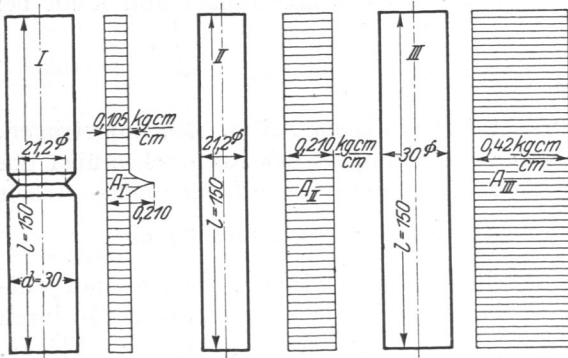


Abb. 177. Elastisches Arbeitsvermögen gekerbter und ungekerbter Stäbe bei $\sigma = 500$ kg/cm².

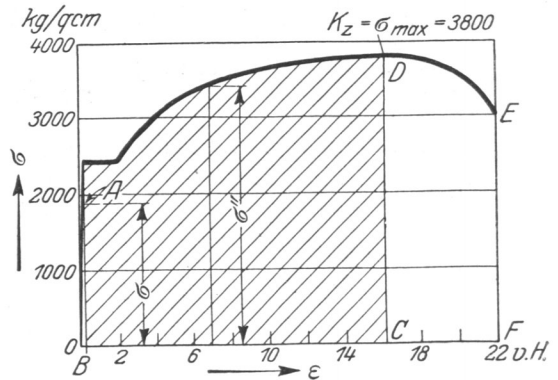


Abb. 178. Spannungs-Dehnungslinie des Flußstahls zu Abb. 177 u. 179.

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

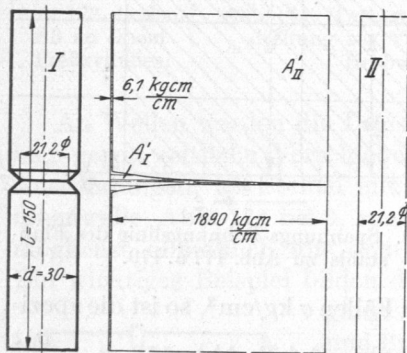


Abb. 179. Arbeitsvermögen eines gekerbten und eines ungekerbten Stabes, wenn die Höchstspannung σ_{\max} , Abb. 178, erreicht.

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-

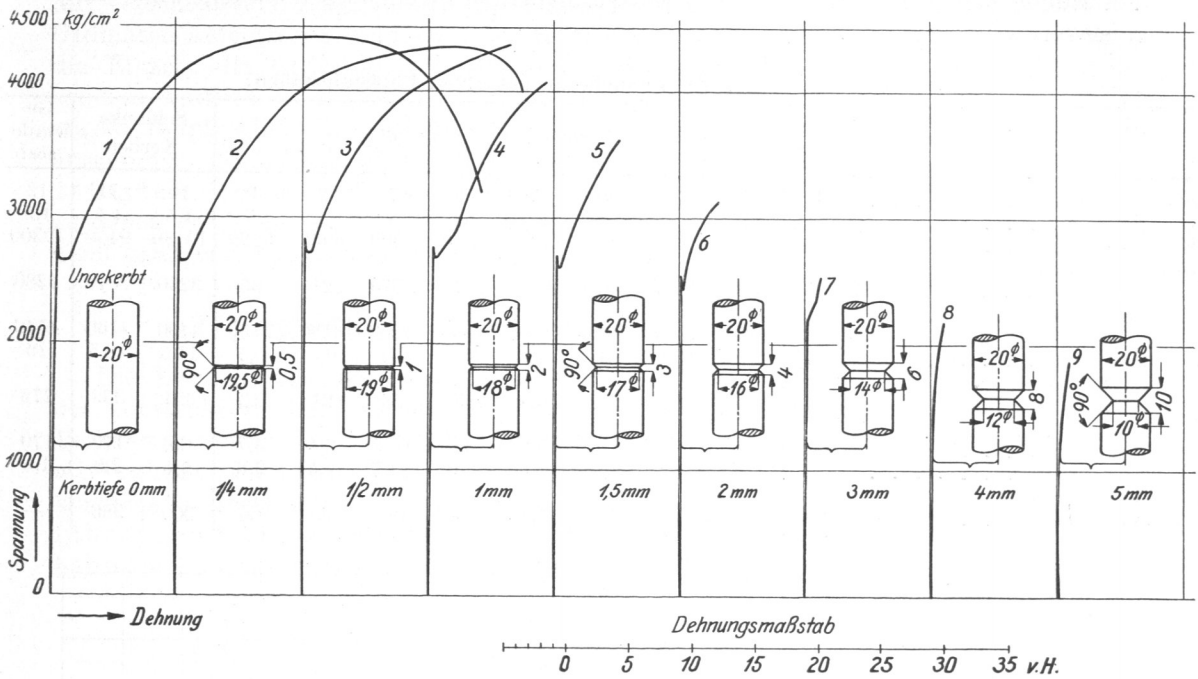


Abb. 180. Zugversuche an gekerbten Flußstahlstäben.

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.

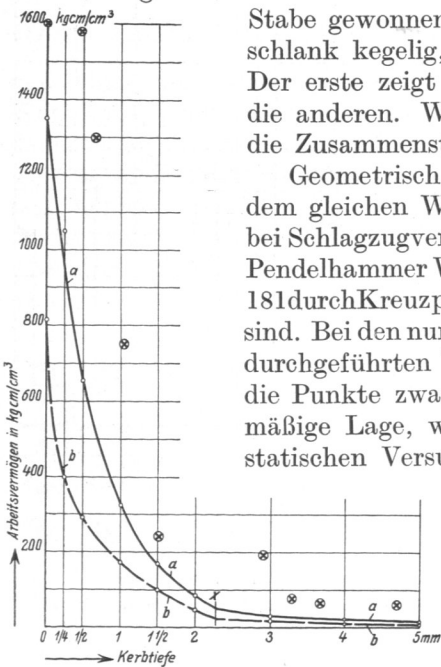


Abb. 181. Arbeitsvermögen gekerbter Stäbe in Abhängigkeit von der Kerbtiefe; a — a nach den Versuchen
Abb. 180, b — b berechnet.

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

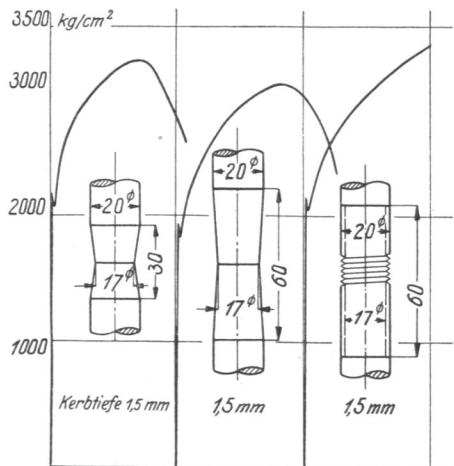


Abb. 182. Zugversuche an schlank kegelig eingedrehten und mit Gewinde versehenen Flußstahlstäben.

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	—

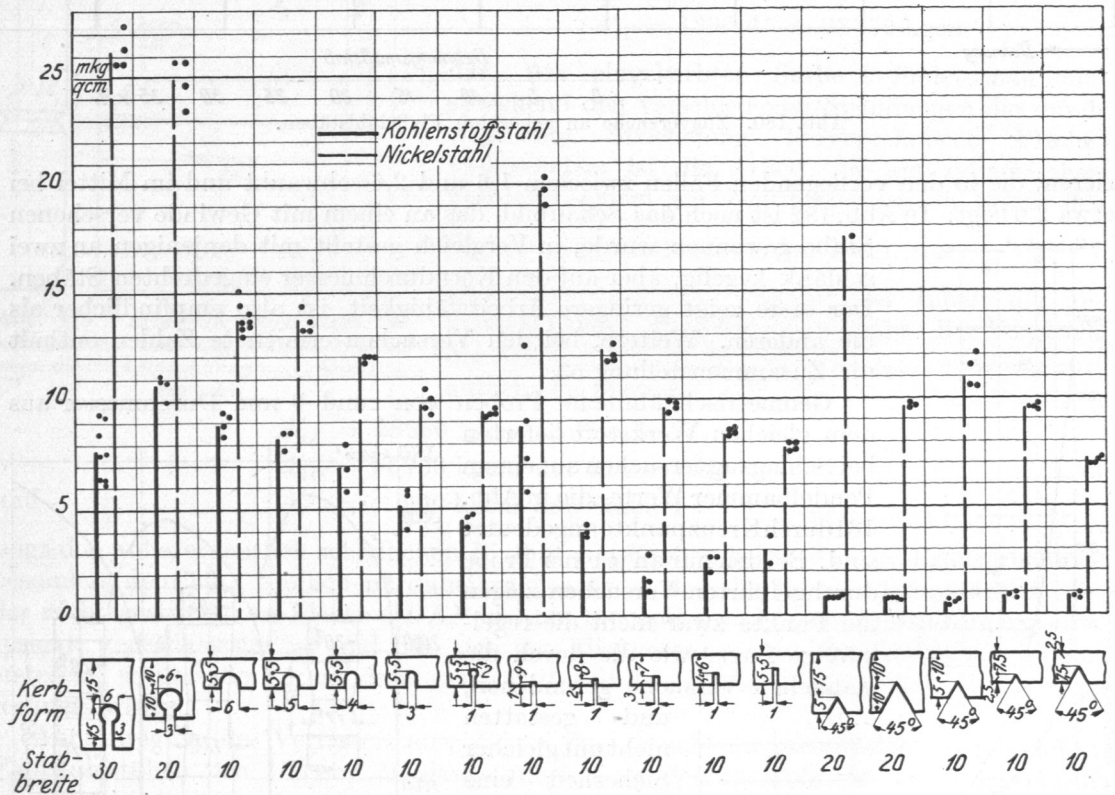


Abb. 183. Kerbwirkung an Kohlenstoff- und Nickelstahl (Ehrensberger [III, 11]).
 Kohlenstoffstahl: Elastizitätsgrenze 3230, Festigkeit 5390 kg/cm², Dehnung 37,3, Einschnürung 59,5%;
 Nickelstahl: „ 5760, „ 7950 „ „ „ 18,3, „ 60%.

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

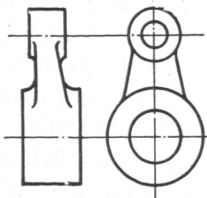


Abb. 184. Theoretisch günstigste Kurbelform.

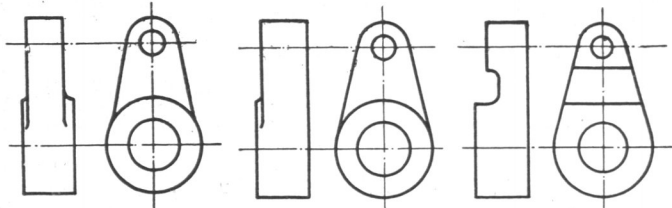


Abb. 185—187. Praktisch vorteilhafte Kurbelformen.

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.

1. Die Formgebung auf Grund der Geschmeidigkeit.

Das wichtigste Verfahren der ersten Gruppe der Formgebungsarten ist das Schmieden. Geschmiedete Teile müssen wegen der schwierigen Handhabung der heißen Stücke und der Behandlung durch Hammerschläge oder durch Pressen möglichst einfache Formen bekommen. Ansätze und vollends Rippen sind zu vermeiden, Hohlkörper nur bei ganz einfacher Gestaltung ausführbar. Löcher und Höhlungen müssen meist aus dem Vollen herausgearbeitet werden. Ein geschlossener Schubstangenkopf, Abb. 188, ist erheblich leichter und billiger herzustellen als ein gegabelter, Abb. 189, oder ein mit mehreren Ansätzen versehen, Abb. 190, solange nicht bei letzterem Gesenke verwendet werden können. — Unmittelbar an eine Welle angesetzt, also aus einem Stück mit ihr bestehende Flansche müssen entweder angestaucht, angeschweißt oder durch Ausschmieden eines Blockes vom Außendurchmesser des Flansches hergestellt werden und sind daher sehr kostspielig. Die Schwierigkeiten der Herstellung wachsen, je größer der Flanschdurchmesser im Verhältnis zu dem der Welle wird, so daß der Konstrukteur stets darauf hinarbeiten wird, den Flanschdurchmesser zu verkleinern, dadurch, daß er die Schrauben aus besonders widerstandsfähigem und hoch zu belastendem Werkstoff herstellt und sie so nahe wie möglich an den Wellenschaft heransetzt.

Die Ausführung der schon erwähnten Gesenke lohnt sich erst bei der Anfertigung einer großen Anzahl gleichartiger Teile, bietet dann aber die Möglichkeit, die Stücke

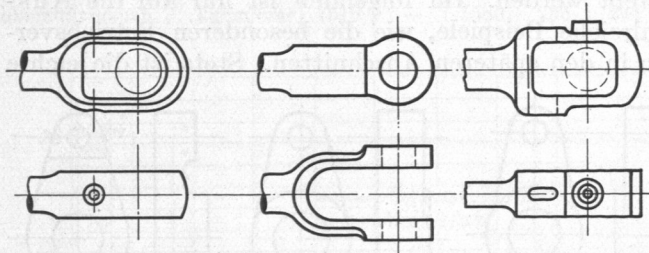


Abb. 188—190. Stangenkopfformen.

sehr gleichmäßig und mit geringen Zugaben für die Nacharbeit auszuführen. Daher ihre ausgedehnte Anwendung in der Massenherstellung. Die Ausführung einfacher Teile in ihnen bietet keine Schwierigkeit. Bei Rippen und vorspringenden Ansätzen, die tiefe Gesenke erfordern, muß der Konstrukteur das Hineinfließen des Werkstoffs

in die Form beim Schmieden durch geeignete Gestaltung erleichtern. Oft werden mehrere Gesenke hintereinander benötigt, durch die die schließliche Form stufenweise erreicht wird.

2. Die Formgebung gegossener Teile.

Viel freier ist man bei der Formgebung gegossener Teile. Hohl- und Rippenkörper lassen sich leicht gießen. Aber auch hier hat der Konstrukteur die Eigenarten der Herstellungsverfahren sorgfältig zu beachten und muß die Grundlagen der Formerei und Gießerei beherrschen, muß schon beim Entwurf auf die Einfachheit des Modells, eine geringe Anzahl von Teilflächen, die gute Entlüftung der Form, die Stützung der Kerne und die Möglichkeit achten, letztere leicht entfernen zu können. Unzureichend gestützte Kerne verlagern sich durch den Auftrieb im flüssigen Eisen und bedingen oft Fehlgüsse oder erhebliche Verschiedenheiten der Wandstärke am fertigen Gußstück. Häufig hat man in Rücksicht darauf Zuschläge zu der errechneten Wandstärke zu geben.

a) Berücksichtigung der Einförmvorgänge.

Die einfachste Art der Herstellung von Gußstücken, diejenige im offenen Herdguß, pflegt nur selten angewandt zu werden, wenn nämlich das Stück eine ebene Begrenzungsfläche besitzt, die in der Form oben angeordnet werden kann und an deren Zustand und Genauigkeit keine hohen Ansprüche gestellt werden.

Meist wird man auf den verdeckten Herd- oder den Kastenguß angewiesen sein. Dabei ist vor allem auf die Beschränkung der Zahl der Formteile hinzuwirken. Beispielsweise verlangt das T-Stück mit Fuß, Abb. 191, bedeutend mehr Arbeit und wird schwerer und teurer als dasjenige nach Abb. 192, weil für das letztere nur ein Kernkasten,

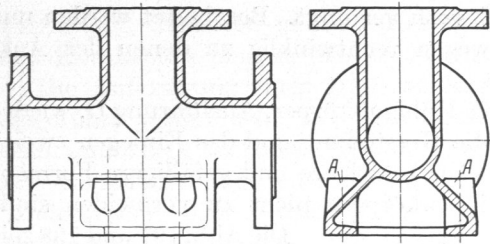


Abb. 191. T-Stück mit hohlem Fuß.

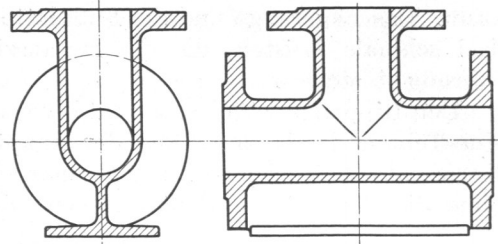


Abb. 192. T-Stück mit Rippenfuß.

für das erste dagegen zwei nötig sind, außerdem aber die vorstehenden Augen *A* für die Befestigungsschrauben am Modelle abnehmbar sein müssen.

Die Aufgabe, ein einfaches Augenlager, für das Bohrung und Höhe der Lagermitte, Abb. 193, gegeben sind, in bezug auf Herstellung und Bearbeitung durchzubilden, kann auf verschiedene Weise gelöst werden, Abb. 194—196. Wegen des Kerns für die Lagerbohrung liegt es am nächsten, das Modell längs der Hauptebene *I—I* zu teilen, Ausführung *A*. Die senkrechten Rippen können dann gekreuzt, symmetrisch zur Mitte angeordnet und dabei die aus der Form herauszuziehenden sowie die Fußplatte schwach verjüngt ausgebildet werden. Schwierigkeiten macht das Herausnehmen der Augen, die entweder als lose Butzen (im linken Teil der Abbildung) aufgesetzt oder, wie in der rechten Hälfte dargestellt, besser ganz vermieden werden, indem die Auflageflächen für die Schraubenköpfe nach dem Bohren der Löcher mit einem Bohrmesser nach Abb. 236 bearbeitet werden. Vorteilhaft ist, daß die Stützflächen des Fußes auf zwei schmale Leisten *C* und *D* beschränkt werden können, nachteilig, daß wegen der Symmetrie vier Befestigungsschrauben nötig sind, was sich allerdings durch Anordnung der Stützrippen an einer Seite vermeiden läßt.

Ausführung *B* vereinfacht das Einformen wesentlich und bietet außerdem den Vorteil, mit niedrigeren Formkästen auszukommen. Der Butzen für das Schmiergefäß und die Arbeitsfläche, sowie die Kernmarke auf der Seite der Rippe sind lose; letztere, damit das Modell während des Einformens des Unterkastens flach auf dem Formbrett liegen

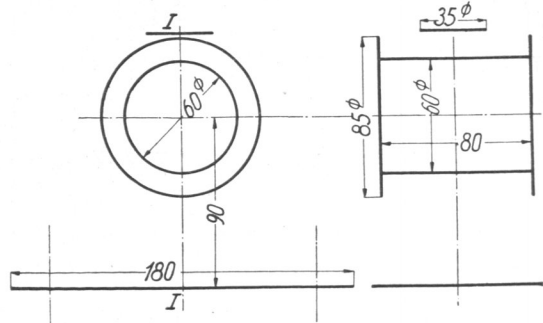


Abb. 193. Grundmaße eines Augenlagers. M. 1:4.

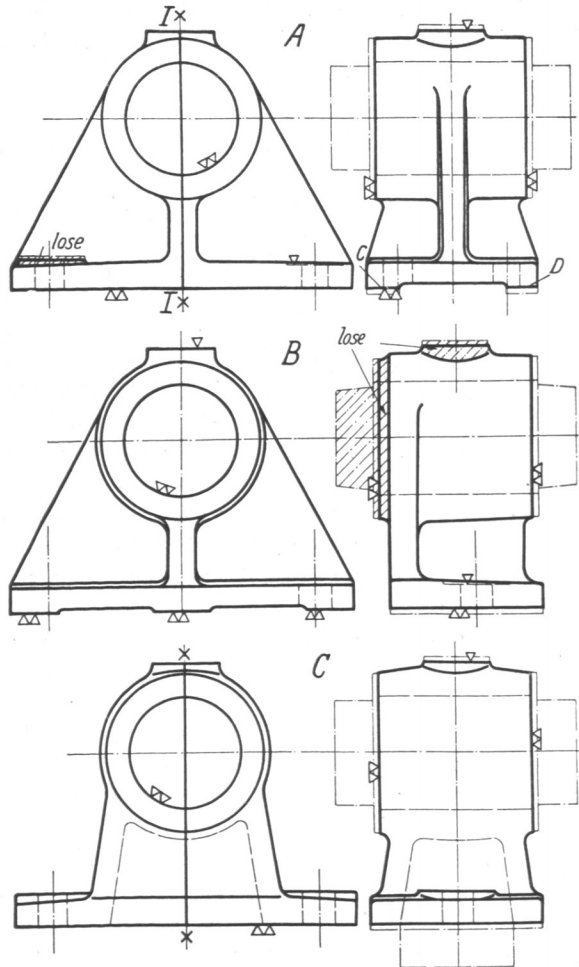


Abb. 194—196. Verschiedene Gestaltung eines Augenlagers. M. 1:4.

kann. Das Lagerauge und die Fußplatte sind schwach verjüngt. Bearbeitet werden nur drei schmale Leisten, die des Herausziehens wegen rechtwinklig zu denen der Ausführung *A* stehen.

Den Rippengußstücken gegenüber verlangt der Hohlgußkörper, Ausführung *C*, wieder eine Teilung des Modells längs der Hauptebene, die Herstellung und das Einlegen zweier Kerne, also beträchtlich mehr Formarbeit, gibt aber kräftigere und gefälligere Formen, ohne die Schmutz- und Staubecken, die an Rippenkörpern nicht zu vermeiden sind.

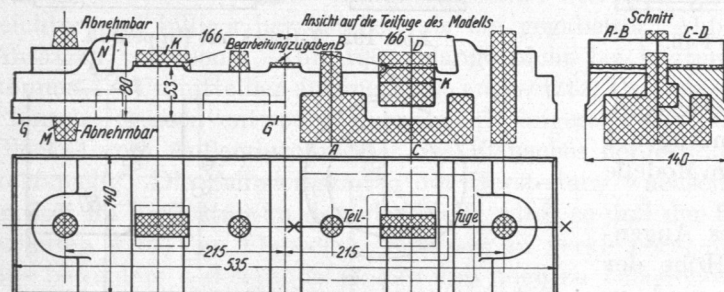


Abb. 197. Einformen einer Sohlplatte.

dem Formbrett, nachdem die lose Kernmarke *M* entfernt ist. Im Oberkasten drücken sich die Aussparungen der Grundfläche ab, für die also besondere Kernmarken entbehrt werden können. Wegen des Herausziehens des Modells muß die Nase *N* abnehmbar sein, oder es muß die durch sie erzeugte Unterschneidung mittels eines Hilfskernes hergestellt werden.

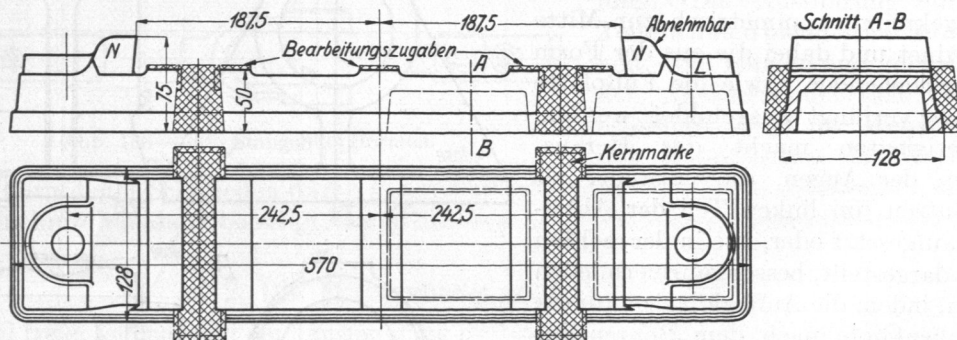


Abb. 198. Gestaltung einer Sohlplatte unter Beachtung einfachen Einformens.

In der rechten Hälfte der Abb. 197 ist das Modell längs der Mittelebene geteilt angenommen. Dadurch wird freilich ein weiterer Kernkasten für die Aussparungen der Grundfläche nötig, die Stützung der Kerne jedoch erleichtert und verbessert. In beiden Fällen müssen die Kerne *K* der Löcher für die Hammerköpfe der Lagerschrauben durch Kernstützen gut gehalten werden.

In Abb. 198 ist bewußt auf ein einfaches Modell und auf leichtes Einformen hingearbeitet worden. Die Grundfläche hat keine vorspringenden Kernmarken; nur die Nasen *N* sind abnehmbar. Das Abheben des Oberkastens, in dem sich sowohl die einfach gestalteten Aussparungen der Grundfläche, wie auch die Kerne *L* für die Sohlplattenschrauben abgedrückt haben, wird durch die kegelige Form der Aussparungen und Kerne erleichtert. Ähnliches gilt vom Herausheben des mit schrägen Wandungen versehenen Modellkörpers. Die Kerne des Schlitzes für die Lagerschrauben werden durch die gleichfalls abgeschrägten Kernmarken auf einfache und sichere Weise gehalten.

Ein gutes Mittel, das Einformen zu vereinfachen und zu erleichtern, gibt Neuhaus an [III, 13], indem er empfiehlt, die Kerne besonders hervorzuheben, um z. B. an dem Rahmen, Abb. 199, deutlich zu machen, wie durch Verlegen von Rippen oder Abänderung von

Maßen und Umrissen mehrere Kerne ohne Schwierigkeit auf gleiche Formen gebracht und Kernkästen erspart werden können.

Die Anfertigung eines größeren Modells lohnt sich erst, wenn das Stück mehrfach ausgeführt werden soll. Bei einmaligem Guß wird man die Verwendung von Schablonen beim Einförmigen anstreben, also eine Gestaltung wählen, die sich entweder durch Drehen der Schablonen um eine Spindel (Drehkörper) oder durch Ziehen längs eines Leitlineals herstellen läßt. Um die Zahl der Schablonen zu beschränken, gibt man dem Rahmen, Abb. 200, zweckmäßigerweise an allen Stellen gleichen Querschnitt oder wenigstens an allen Seitenflächen dieselben Abrundungen und Neigungen, so daß ein und dieselbe Schablone Verwendung finden kann. Obgleich die Arbeitsflächen zum Aufsetzen der Lager *a* und *b* und der Füße *c* und *d* verschiedene Abmessungen, insbesondere andere Breiten haben, ist für die Längswangen und das rechte Querstück dieselbe Grundform benutzt. Nur das linke Querstück ist wesentlich breiter und außerdem auf der Strecke *e—f* unterschritten; trotzdem hat aber seine rechte Wand das gleiche Profil wie die übrigen erhalten. Ähnliches gilt vom Kern. Alle Arbeitsflächen liegen auf derselben Höhe.

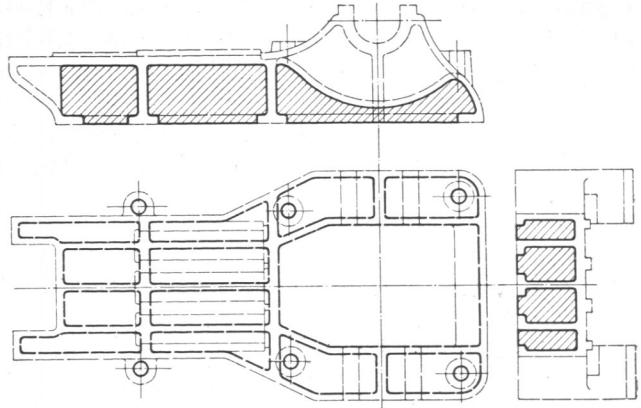


Abb. 199. Hervorhebung der Kerne an einem Rahmen.

Die Modelle müssen sich leicht aus den Formen ausheben lassen. Butzen und Ansätze, die das Herausziehen hindern und besonders am Modell angesetzt werden müssen oder gar eine Teilung der Form verlangen, sollten vermieden werden. Vgl. Abb. 201, die eine besonders aufgesetzte Auflagefläche für die Mutter der Befestigungsschraube zeigt, mit Abb. 202, in der das Auge nach der Wand zu verlängert ist, um das Herausziehen zu ermöglichen und mit Abb. 214, wo das Auge ganz vermieden und die für die Mutter nötige Auflagefläche durch eine Unterlegscheibe geschaffen ist, welche in die beim Bohren des Loches gefräste Fläche paßt. Dadurch ist nicht allein das Einförmigen wesentlich erleichtert, sondern auch die Lage des Schraubenloches unabhängig von angegossenen Butzen gemacht, die sich beim Einförmigen häufig verschieben und dann umständliche Nacharbeiten verlangen. Wegen der Gefahr der Verlagerung solcher Augen gibt man ihnen, soweit sie nötig sind, grundsätzlich reichliche Abmessungen. Rippen, vorstehende Butzen und Flansche erhalten wegen des leichten Herausziehens des Modells verjüngte Formen.

Die Modelle müssen sich leicht aus den Formen ausheben lassen. Butzen und Ansätze, die das Herausziehen hindern und besonders am Modell angesetzt werden müssen oder gar eine Teilung der Form verlangen, sollten vermieden werden. Vgl. Abb. 201, die eine besonders aufgesetzte Auflagefläche für die Mutter der Befestigungsschraube zeigt, mit Abb. 202, in der das Auge nach der Wand zu verlängert ist, um das Herausziehen zu ermöglichen und mit Abb. 214, wo das Auge ganz vermieden und die für die Mutter nötige Auflagefläche durch eine Unterlegscheibe geschaffen ist, welche in die beim Bohren des Loches gefräste Fläche paßt. Dadurch ist nicht allein das Einförmigen wesentlich erleichtert, sondern auch die Lage des Schraubenloches unabhängig von angegossenen Butzen gemacht, die sich beim Einförmigen häufig verschieben und dann umständliche Nacharbeiten verlangen. Wegen der Gefahr der Verlagerung solcher Augen gibt man ihnen, soweit sie nötig sind, grundsätzlich reichliche Abmessungen. Rippen, vorstehende Butzen und Flansche erhalten wegen des leichten Herausziehens des Modells verjüngte Formen.

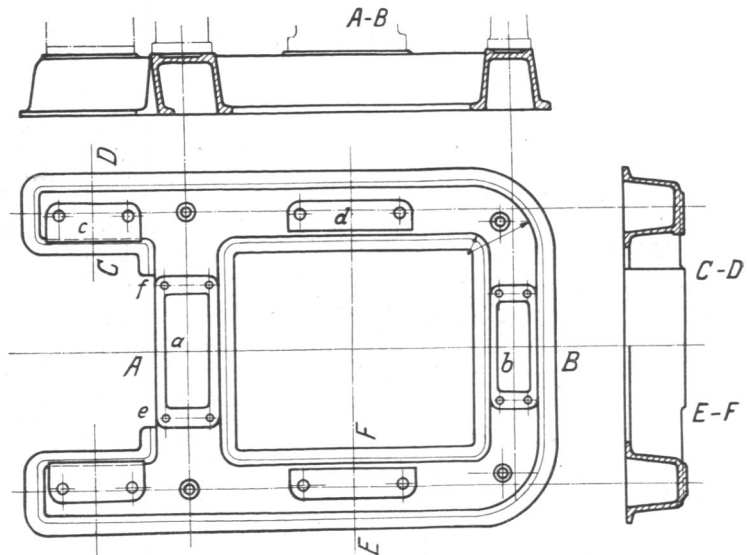


Abb. 200. Rahmen für eine Turbodynamo.

An Hohlkörpern ist für eine genügende Zahl hinreichend weiter Kernlöcher Sorge

zu tragen, sowohl zur Stützung und Entlüftung während, wie zur Entfernung der Kerne nach dem Gusse. Der letzte Punkt ist namentlich an Stahlgußstücken zu beachten, aus denen man die Kerne vielfach in noch heißem Zustande entfernen muß, um ein Zerreißen der Wandungen infolge der starken Schwindung zu verhüten. Lage, Größe und Anordnung der Kernlöcher soll der Konstrukteur bestimmen. Sie sollen nicht dem Modelltischler oder dem Former überlassen bleiben, welche sie leicht an Stellen setzen werden, wo sie stören, etwa das Anbringen von Schrauben verhindern, oder wo die Verschlüsse mit andern Teilen zusammenstoßen.

Kernstützen sind an zu bearbeitenden Flächen und bei hohen Anforderungen an die Dichtheit der Stücke zu vermeiden, weil in ihrer Nähe leicht poröse Stellen entstehen.

So ist für den Pumpenkolben, Abb. 202a, die stehende Anordnung der Form der liegenden vorzuziehen, wegen der geringern Neigung zu Kernver-

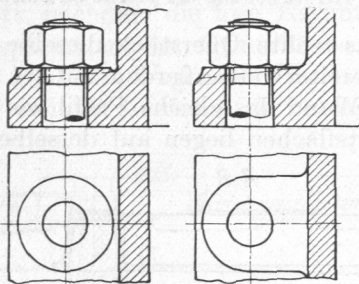


Abb. 201 und 202. Ausbildung von Augen.

legungen und wegen der Möglichkeit, Kernstützen an der zu bearbeitenden Lauffläche zu umgehen. Zur Stützung des Kerns sind am oberen Ende vier kleine Öffnungen, am unteren eine einzige, aber sehr weite vorgesehen, die zur Entlüftung während des Gusses dient und die das Herausbrechen des Kerns samt seinem Eisengerippe erleichtert.

Oft können Modelle durch geeignete Gestaltung für verschiedene Zwecke, ältere Modelle unter geringen Änderungen bei Neuausführungen wieder verwendet werden. Abb. 202b zeigt eine Formplatte, welche Lagerböcke mit zwei verschiedenen Ausladungen durch Abdämmen oder Wegnehmen einzelner Modellteile herzustellen gestattet. Das hat der Konstrukteur durch Verwendung gleicher Querschnitte und gleicher Neigungen an den schrägen Armen erreicht.

Bei Gegenständen, die auf Maschinen eingeformt werden sollen, muß häufig auf die Eigenart der Formmaschinen Rücksicht genommen werden.

b) Gußspannungen und Lunkerbildungen.

Infolge ungleichmäßiger Abkühlung entstehen in den Gußstücken Spannungen und Hohlräume, auf deren Verminderung schon der Konstrukteur hinarbeiten soll, wenn

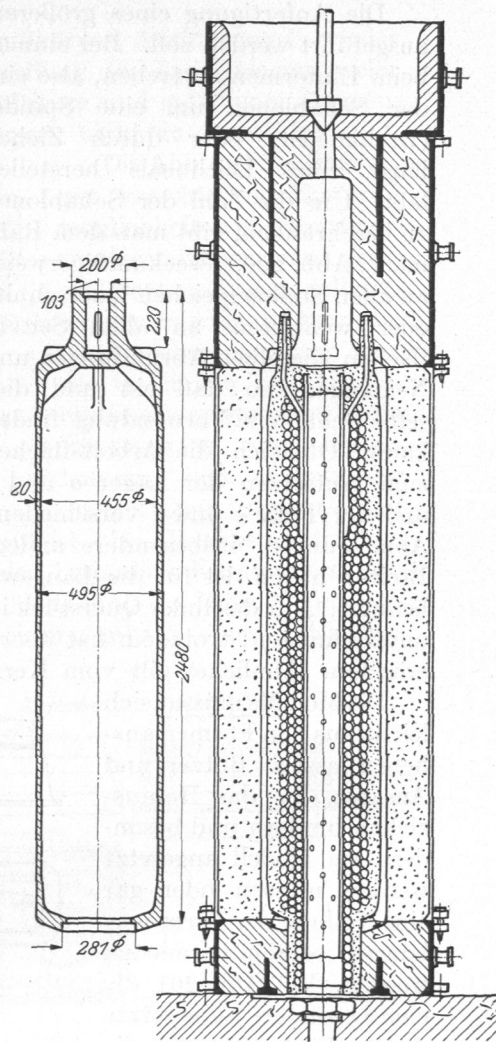


Abb. 202a. Einförmigen eines Pumpenkolbens. M. 1:30.

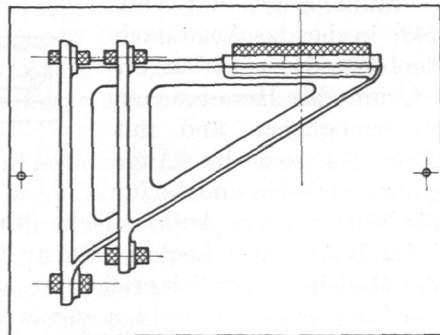


Abb. 202b. Formplatte für zwei Lagerböcke verschiedener Ausladung.

auch der Former manche Mittel hat, die Erscheinungen zu beeinflussen oder unschädlich zu machen. Bei der Abkühlung schwinden die Gußstücke; — sie ziehen sich infolge der Temperaturabnahme zusammen. Werden sie daran durch ihre eigene Gestalt oder die Formwandungen gehindert, so entstehen Spannungen, die zum Werfen und Verziehen oder, wenn sie die Festigkeit des Werkstoffs überschreiten, zum Reißen führen. So erstarrt der dicke Rand des Rahmens, Abb. 203, später als die dünnen Stege; er reißt infolge der gehinderten Zusammenziehung, wenn die Stege fest geworden sind. Ebene, gleich dicke Platten, werfen sich leicht infolge der Spannungen, die in den mittleren Teilen entstehen, wenn die stärkerer Abkühlung ausgesetzten Ränder schon erstarrt sind. Welche Spannungen in Gußstücken vorkommen, kann man an dem oft starken Klaffen beurteilen, das beim Aufsprengen der Naben von Riemenscheiben, Schwungrädern und dergleichen auftritt. Häufig machen sich die Spannungen beim Bearbeiten von Gußstücken, an denen die Gußhaut nur an einer Seite weggenommen wird, durch Verzerren und Krummziehen geltend, so daß z. B. die endgültige Bearbeitung von Drehbankbetten erst längere Zeit nach dem Vorschruppen, unter Einschalten einer Pause von 2 bis 3 Wochen erfolgen darf.

An den Stellen, wo der Stoff zuletzt in den festen Zustand übergeht, bilden sich Hohlräume, Löcher, Lunker oder Saugstellen, die Undichtheit des Gußstückes und Verminderung der Festigkeit zur Folge haben können. Sie treten insbesondere überall da auf, wo größere Ansammlungen, Verdickungen oder unvermittelte Übergänge in den Querschnitten vorhanden sind.

Spannungen und Hohlraumbildungen fallen um so stärker aus, je größer das Schwinden des Werkstoffes ist, für welches die folgenden Längenschwindmaße einen Anhalt geben. Während des Erkalten zieht sich

Gußeisen	um 1/96,
Stahlguß	um 1/50,
Bronze	um 1/63,
Messing	um 1/65

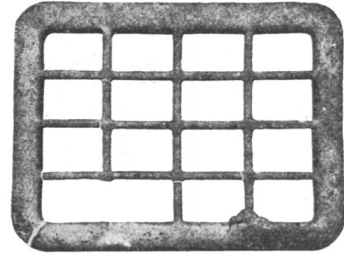


Abb. 203. Rahmen mit Rissen, infolge von Gußspannungen.

seiner ursprünglichen Länge zusammen. Deshalb sind die erwähnten Erscheinungen an Stücken aus den drei zuletzt genannten Stoffen besonders sorgfältig zu beachten. Stahlgußstücke werden zur Verminderung der unvermeidlichen Spannungen nochmals ausgeglüht und dann sehr langsam und gleichmäßig abgekühlt.

Beim Gestalten wird man nach dem Voranstehenden das Augenmerk in erster Linie auf gleich schnelle Abkühlung aller Teile eines Gußstückes richten. Der meist vertretene Grundsatz der Einhaltung gleichmäßiger Wandstärken ist nicht ganz zutreffend, kann aber immerhin in vielen Fällen, namentlich bei einfachen Formen den ersten Anhalt bieten. So werden manche Teile, z. B. vorspringende Ränder, verhältnismäßig schneller erkalten und sollten kräftiger gehalten werden, weil die sie umgebende Formmasse die Wärme rasch aufnehmen und weiterleiten kann. Ungünstig in bezug auf die Wärmeabführung sind dagegen dünne oder eingeschlossene Kerne, sowie Stellen, an denen Rippen auf Wandungen stoßen oder mehrere Rippen zusammentreffen. An Zylinderdeckeln, Kolben und ähnlichen Teilen, Abb. 204, unterbricht man deshalb gern die Rippen bei *a* und *b*, vermeidet auf diese Weise die Lunkerbildung und erreicht gleichzeitig noch eine bessere gegenseitige Stützung der aneinanderstoßenden Kerne. Wenn die Abzweigung des T-Stückes, Abb. 205, oder der Fuß eines Zylinders auf Grund der Beanspruchung sehr geringe Wandstärken erhalten könnten, so wird man diese doch aus Gußrücksichten stärker ausführen, Abb. 206. Solche dünnen Teile springen oft infolge der großen Spannungen an der Ansatzstelle bei der Abkühlung von selbst oder bei geringen Stößen ab. Häufig kann deshalb eine Trennung derartiger Teile vorteilhaft werden. — Eine leichte Tragplatte für eine Schmierpresse an einem dickwandigen Zylinder wird man besser anschrauben und zu dem Zwecke an diesem nur eine entsprechende Arbeitsfläche vorsehen.

Unmittelbar angegossen, würde die Platte auch die Bearbeitung erschweren und bei der Beförderung leicht beschädigt werden. Lassen sich Ungleichheiten in der Wandstärke nicht vermeiden, so mildere man die Wirkung durch Abrundungen oder Einschaltung allmählicher z. B. kegelliger Übergänge, Abb. 425. Sorgfältig sind scharfe Kehlen an Durchdringungen zu vermeiden.

Ähnlich wie an dem in Abb. 203 dargestellten Rahmen liegen die Verhältnisse bei Handrädern, Zahn- und Schwungrädern und ähnlichen

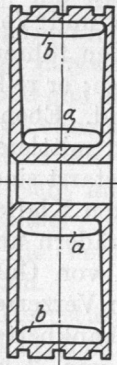


Abb. 204. Kolben mit Aussparungen zur Verminderung der Gußspannungen und Lunkerbildungen.

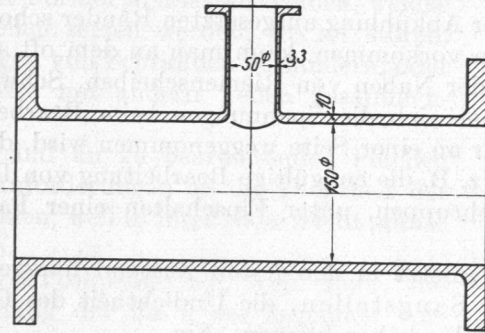


Abb. 205. Zu ungleiche Wandstärken an einem T-Stück.

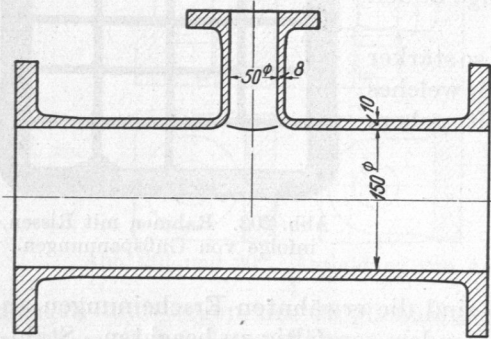


Abb. 206. Richtige Wahl der Wandstärken an einem T-Stück.

Teilen mit starken Randquerschnitten, wenn auch zuzugeben ist, daß sich die Spannungen an ihnen durch Veränderung der Krümmung des Kranzes leichter ausgleichen. Die Spannungen können konstruktiv noch weiter durch Krümmen der Arme, bei Handrädern, Abb. 207, Sprengen der Naben von Riemenscheiben, Abb. 208, oder Teilen der Schwungräder vermindert werden. An Doppelsitzventilen für Dampfmaschinen, an denen die

Spannungen bei höheren Wärmegraden oft starke Verzerrungen und Undichtheiten in den Sitzflächen hervorrufen, kann man die Rippen tangential zur Nabe anordnen, Abb. 210. Spannungen in ihnen werden nur eine geringe, unschädliche Verdrehung der Nabe bedingen.

Rippen sind in den meisten Fällen zweifelhafte Verstärkungsmittel sowohl wegen der Gefahr der Lunkerbildung an den Ansatzstellen, als auch wegen der Spannungen infolge stärkerer Abkühlung an den äußeren Begrenzungslinien.

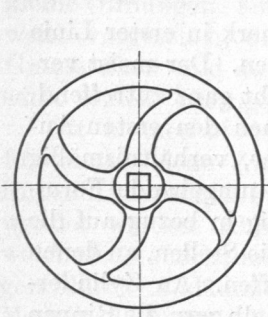


Abb. 207. Handrad mit gekrümmten Speichen.

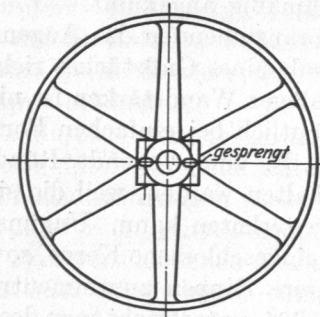


Abb. 208. Riemenscheibe mit gesprengter Nabe.

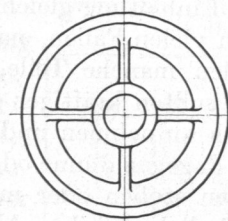


Abb. 209 und 210. Doppelsitzventil mit radial und tangential angeordneten Rippen.

B. Zusammenhang zwischen konstruktiver Durchbildung und Bearbeitung.

1. Allgemeines.

Schon die Werkstattzeichnungen müssen durch ihre Ausführung die Herstellung der Stücke erleichtern; klare und deutliche Wiedergabe der Form, Hervorhebung der zu bearbeitenden Flächen, Einschreiben der Maßzahlen an der Stelle, wo sie der Arbeiter

sucht und in der Form, wie er sie braucht, nicht, wie sie beim Entwerfen aufgetragen werden, sind unumgängliche Anforderungen an die Zeichnung. Vorbildlich und von größter Bedeutung für die gesamte deutsche Industrie ist die Vereinheitlichung des Zeichnungswesens und der Darstellung durch die Dinormen, die neuerdings im Dinbuch 8 „Zeichnungsnormen“ zusammengefaßt veröffentlicht worden ist.

Zur Erreichung größter Billigkeit ist zunächst weitgehend auf die Einschränkung der Bearbeitung überhaupt, dann auf die Verwendung weniger Arbeitsverfahren und Maschinenarten hinzuwirken.

Ganz bearbeitet werden nur kleinere, aus dem Vollen hergestellte Teile, ferner Schmiedestücke, sofern sie nicht durch Benutzung von Gesenken eine genügend genaue Form erhalten und dann ähnlich wie Gußstücke behandelt werden. Im übrigen bearbeitet man meist nur die Auflageflächen, an denen zwei verschiedene Teile miteinander in Berührung treten und beschränkt sich an allen freiliegenden Flächen auf das äußerste, irgend mögliche Maß. Die Sucht nach blanken Teilen ist veraltet. Neuerdings sieht man selbst von der Bearbeitung der Messing- und Bronzestücke ab, die früher häufig des Aussehens halber vorgenommen wurde.

An Guß- und Gesenkschmiedestücken läßt man die zu bearbeitenden Stellen gewöhnlich über die roh bleibenden Flächen in Form von Arbeitsleisten, Augen oder Ansätzen, Abb. 211, vortreten. Man macht sich auf diese Weise unabhängig, sowohl von den unvermeidlichen Ungenauigkeiten beim Einformen infolge des Verziehens der Modelle,

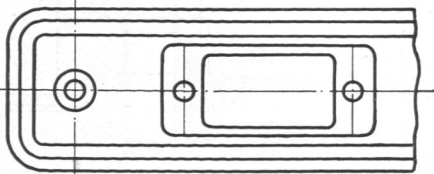
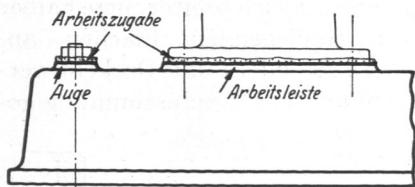


Abb. 211. Auge und Arbeitsleiste an einem Gußstück.

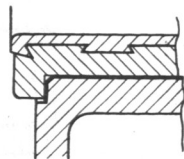


Abb. 212. Einspringende Arbeitsfläche.



Abb. 213 und 214. Versenkte Auflageflächen für Muttern.

als auch von dem nach verschiedenen Richtungen meist ungleichmäßigen Schwinden der Gußstücke. Gleichzeitig ermöglicht man das Auslaufen der Werkzeuge, wie es namentlich beim Hobeln oder Stoßen, gelegentlich aber auch beim Drehen, Fräsen und Bohren erforderlich ist. Das Maß, um welches die Flächen über die unbearbeiteten Stellen ausladen, hängt an Gußteilen von der Größe der Stücke, dem Werkstoffe und der Genauigkeit, mit der die Gießerei arbeitet, ab. An kleinen Teilen sind 5, an mittleren 10 bis 15 mm ausreichend, an großen 20 bis 25 mm notwendig. Stahlguß verlangt größere Maße als Gußeisen. Auch müssen die Leisten gegenüber den auf ihnen zu befestigenden Stücken überstehen, also etwas länger und breiter als diese gehalten werden. Ragen nämlich die Ränder der aufzusetzenden Teile über die Arbeitsfläche hinaus, so entstehen unschöne, schwer sauber zu haltende Schmutzrinnen. Die Anlageflächen erhalten im rohen Zustande noch Arbeitszugaben, Abb. 211, die auf den Zeichnungen gewöhnlich nicht angegeben werden, und deren Größe ebenfalls je nach den Abmessungen des Maschinenteiles und der Art der Herstellung wechselt. Bei kleinen Stücken genügen wenige Millimeter; an großen werden 10 bis 15 mm abgearbeitet. Gewalzte oder im Gesenk geschmiedete Teile können wesentlich geringere, von Hand geschmiedete müssen dagegen reichliche Zugaben erhalten.

Oft kann man die Arbeitsflächen vorteilhafterweise auch einspringen lassen, namentlich, wenn die Bearbeitung auf der Fräsmaschine oder der Drehbank erfolgen kann, weil dann das Auslaufen der Werkzeuge nicht immer erforderlich ist. In Abb. 212 tritt z. B. die Anlagefläche für den Schalenbund zurück; in Abb. 213 und 214 werden die Auflageflächen

für die Muttern durch einen Fräser oder ein in den vorgebohrten Löchern geführtes Messer geschaffen. Daß dadurch nicht allein die Herstellung, sondern auch das Einformen der Modelle erleichtert wird, weil die Augen und Arbeitsleisten wegfallen, die oft abnehmbar sein müssen und sich leicht verschieben, war schon oben erwähnt. Den Nachteil, daß sich Staub und Schmutz in den Vertiefungen ansammeln, kann man durch Einlegen von Unterlegscheiben, Abb. 214, vermeiden.

Gepreßte, gezogene und getriebene Teile, gewalzte Formeisen und Bleche, sowie aus den letzteren zusammengesetzte Stücke bleiben meist roh; bearbeitete Anlageflächen, werden an ihnen durch Aufnieten besonderer Bleche mittels versenkter Niete geschaffen, z. B. am Rahmen einer Laufkatze, Abb. 215. Häufig kann man aber auch von versenkten Arbeitsflächen Gebrauch machen. Rohrverschlüsse an Dampfkesseln und Aufgestellen für Muttern an Formeisen bieten Beispiele dafür.

Die Bearbeitung freiliegender Flächen kommt vor an den Rändern der Anschluß- und Dichtflächen. So pflegen die aus Gußrücksichten, wie oben erwähnt, stets etwas größer gehaltenen Arbeitsleisten, Abb. 211, wenn es das Aussehen verlangt, entsprechend dem Rand des aufgesetzten Stückes „beigearbeitet“ zu werden. An Ventilen dreht man, wie später näher besprochen, gleich breiter Sitze halber die anschließenden freiliegenden Flächen an. Flansche von Rohren, Zylindern und Deckeln werden auf gleiche Maße und in Übereinstimmung ge-

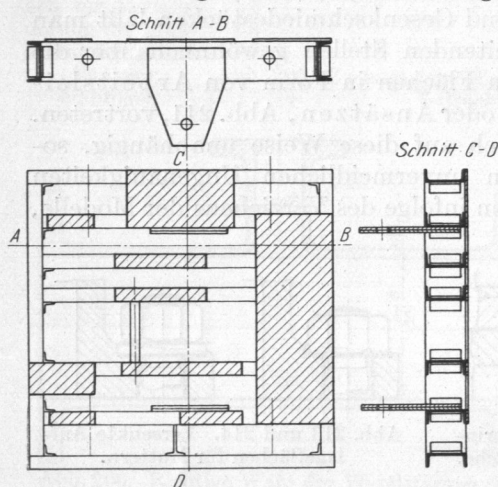


Abb. 215. Laufkatzenrahmen mit aufgenieteten Arbeitsflächen.

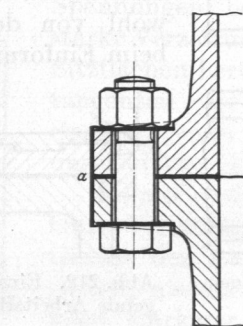


Abb. 215a. Flansche werden durch Abdrehen auf gleiche Durchmesser gebracht.

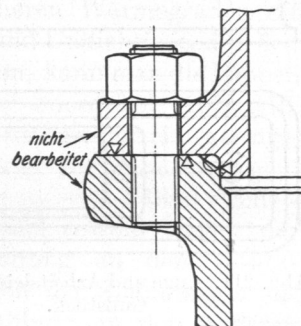


Abb. 216. Einschränkung der Bearbeitung durch geeignete Formgebung.

bracht, Abb. 215a. Doch hat auch hier der Entwerfende Mittel, die Bearbeitung einzuschränken. In Abb. 216 ist der eine Flansch zylindrisch, der andere gewölbt und mit etwas größerem Durchmesser ausgeführt, damit kleine Abweichungen unauffällig werden. Beide bleiben unbearbeitet. Oft kann man noch dadurch nachhelfen, daß man den kleineren Flansch durch den größeren verdecken läßt, den letzteren also unten anordnet, falls die Verbindung über Augenhöhe liegt und umgekehrt.

Manchmal bedingt das genaue Aufspannen auf den Werkzeugmaschinen und die Forderung sehr geringer oder gleichmäßiger Wandstärke die teilweise oder vollständige Bearbeitung von Stücken, beispielweise der gesteuerten Ventile von Dampfmaschinen, der Zylinder und der Kolben von Flugmotoren.

Die Art und Sorgfalt der Bearbeitung hängt vom Zweck und der Aufgabe der Flächen ab. An der Anlagefläche können die Teile fest, also unbeweglich verbunden sein oder aufeinander gleiten (Gleitflächen). In vielen Fällen wird Dichtigkeit der ruhenden oder gleitenden Flächen verlangt (Dichtflächen). Während die Bearbeitung ruhender Anlageflächen, etwa die der Auflageflächen eines Lagerkörpers auf einem Rahmen oder einer Lagerschale in einem Lagerkörper oder der Naben auf den Achsen und Wellen, lediglich den Zweck hat, eine gleichmäßigere Verteilung des Flächendruckes herbeizuführen und Biegemomente zu vermeiden, soll diejenige der Gleitflächen auch noch die Abnutzung einschränken. Sie muß deshalb genauer und unter besonderer Beachtung der Betriebs-

verhältnisse erfolgen. Beispiele bieten Zapfen- und Lagerlaufflächen, Gleitführungen, Büchsen, Bewegungsschrauben u. a. m. Auch Dichtflächen (an Rohren, Zylindern und Deckeln) verlangen sorgfältige Bearbeitung, wenn die Ungleichmäßigkeit der Oberflächen nicht durch weiche und nachgiebige Packungen oder Dichtmittel ausgeglichen werden kann. Beispiele für den letzten Fall bieten die unbearbeiteten, umgebördelten Enden schmiedeeiserner oder kupferner Rohre. Eine weitere Ausnahme bilden die Nietverbindungen an Kesseln oder Behältern für größeren Druck, an denen die Anlageflächen ebenfalls unbearbeitet bleiben, während die Dichtheit durch Verstemmen der Blechkanten oder eines dazwischen gelegten weichen Eisen- oder Kupferbleches, etwa an aufgesetzten Rohrstutzen, erreicht wird.

Roh bleiben ferner die Grundflächen der Rahmen und Gestelle, namentlich wenn sie durch Untergießen mit Zement dem Fundament angepaßt werden.

Sehr sorgfältig müssen gleitende Dichtflächen bearbeitet werden, z. B. die Laufflächen der Zylinder, die der zugehörigen Kolben, Kolbenringe, Steuerschieber und

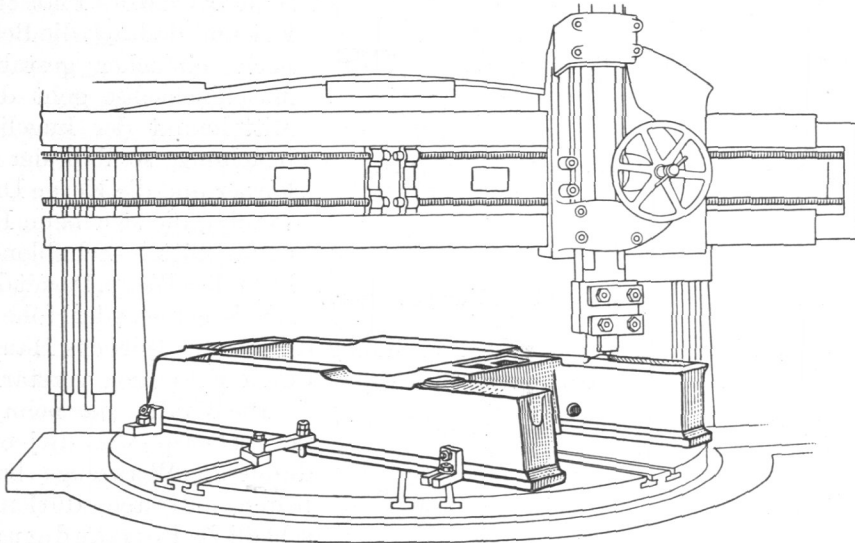


Abb. 217. Gleich hohe Lage der Arbeitsflächen an einem Rahmen, zwecks gleichzeitiger Bearbeitung. (A. E. G. Berlin).

Ventile der Dampf- und Gasmaschinen, Küken von Hähnen, Kolbenstangen und ihre Liderungen. Die einfacheren Bearbeitungsverfahren durch Drehen, Hobeln und Fräsen müssen dann oft durch genaues Abschleifen, gegenseitiges Einschleifen oder durch Aufschaben von Hand ergänzt werden.

Die Bearbeitungsflächen sollen gut zugänglich sein, damit sie mit kräftigen Werkzeugen bearbeitet werden können. Lange und schwache Werkzeugstähle, wie sie beispielweise in Vertiefungen nötig werden, biegen sich durch, federn und gestatten die Abnahme nur geringer Spandicken bei langer Arbeitszeit.

Gleich hohe Lage der Arbeitsflächen erfordert nur einmaliges Einstellen der Werkzeuge und erleichtert so das Bearbeiten und Nachprüfen ganz wesentlich. An dem Grundrahmen einer Turbodynamo, Abb. 217, können alle Auflagestellen auf einer Karusselldrehbank oder einer Hobelmaschine gleichzeitig bearbeitet werden.

Im Anschluß hieran sei allgemein auf den Grundsatz, Konstruktionslinien möglichst zusammenfallen zu lassen, aufmerksam gemacht. Dadurch wird nicht allein das Aussehen ruhiger, auch der Zusammenbau der Maschinen wird durch die Möglichkeit, Richtlineale über die Flächen zu legen, sehr unterstützt. So ist es z. B. in Abb. 218 unzuweckmäßig, die Anschlußflanschen *A* und *B* des Pumpenkörpers am Saugwindkessel oder die Anschlußflächen des Druckwindkessels *C* und des Druckrohres *D* auf verschiedene Höhen zu legen. Die Bearbeitung der Flächen *E* und *F* wird durch die ungleiche Entfernung von

den Achsen der Pumpenkörper unnötig erschwert. Sehr unzuweckmäßig ist die exzentrische Lage der Maschinenachse und der Mittellinie des Verbindungsstutzen zu den kugeligen Teilen des Hauptkörpers. Sie bedingt nicht allein eine ungünstigere Beanspruchung, u. a. durch das Entstehen des scharfen Überganges bei *G*, sondern auch eine größere Bau-

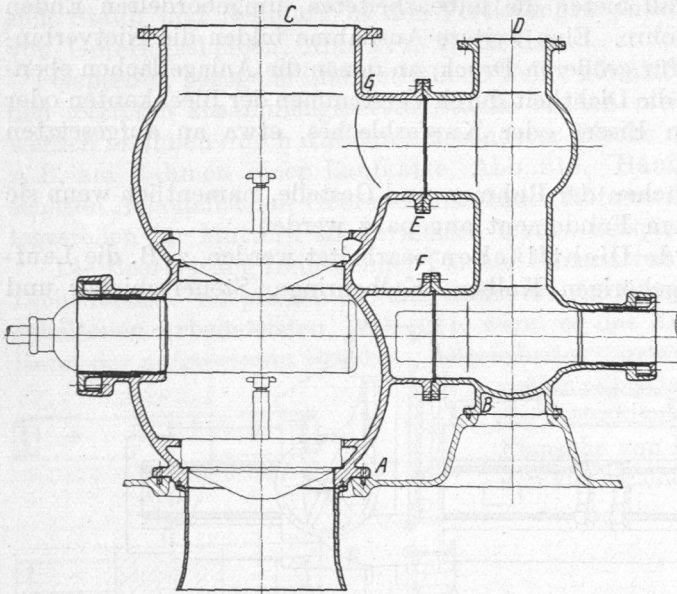


Abb. 218. Unzuweckmäßige Formgebung eines Pumpenkörpers.

Ventil anschoß, wurde auf die kugelige Ausbildung des oberen Teils des Hauptkörpers verzichtet, die Anschlußstelle des Druckrohres aber durch Eckbolzen verstärkt.

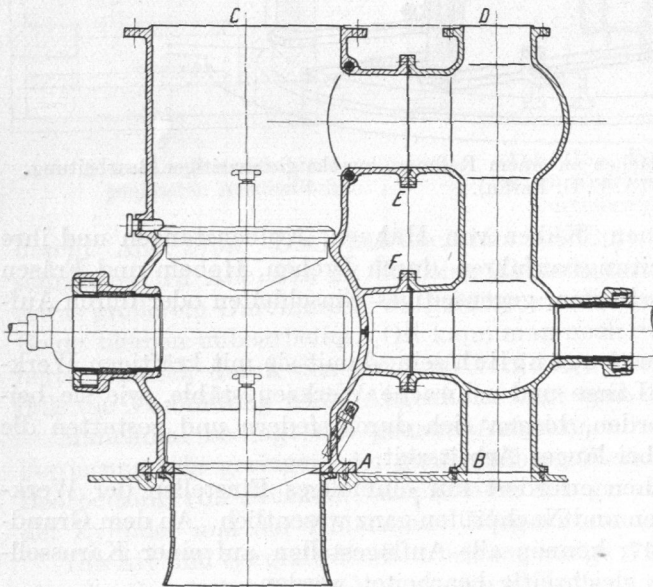


Abb. 219. Richtige Gestaltung des Pumpenkörpers Abb. 218 unter Zusammenfallenlassen der Konstruktionslinien.

fördern nötigen Haken, Ösen oder Nasen vorgesehen werden, so daß sich die Teile leicht durch Seile oder Ketten fassen und an die Kranhaken hängen lassen.

Jedes Umspannen ist, solange nicht besondere Einspannvorrichtungen sich bezahlt machen, schwieriger Handarbeit gleichzusetzen und deshalb teuer.

Als Beispiel für den Wechsel der Arbeitsverfahren und Werkzeugmaschinen seien

länge, da die Kolben in ihren innersten Lagen ziemlich großen Abstand voneinander haben müssen und schließlich eine erheblich schwierigere Herstellung des Modells, der Kerne und der Gußform. In Abb. 219 fallen die Ebenen von *A* und *B*, von *C* und *D*, von *E* und *F* zusammen. Auch ist der Anschlußflansch des Saugstutzens in die Ebene des Flansches *A* verlegt und dadurch die Bearbeitung noch einfacher gestaltet. Die Maschinenachse geht durch den Mittelpunkt der kugeligen Ausbauchung, so daß der Pumpenkörper und die Kerne Drehkörper werden, die sich beim Einförmigen auch mittels Schablonen leicht herstellen lassen. Damit das Druckrohr in genügender Höhe über dem

Die Kräfte, die beim Einspannen, ebenso wie diejenigen, die durch die Werkzeuge beim Bearbeiten auftreten, dürfen keinerlei schädliche Formänderungen hervorrufen. Sie verlangen gelegentlich Verstärkungen von einzelnen Teilen oder Stellen. Verspannen und dadurch Verziehen nach dem Abnehmen sind sonst die Folge. Die Beachtung dieser Maßregeln ist um so wichtiger, je größer der verlangte Genauigkeitsgrad der fertigen Stücke ist.

Oft bedingt das zuverlässige und rasche Auf- oder Einspannen der Teile beim Bearbeiten das Anbringen besonderer Befestigungsmittel, von Warzen, Anschlägen usw. Ebenso müssen die für das bequeme Anfassen, Abheben oder Be-

drei verschiedene Bauarten von Kreuzköpfen, Abb. 220—222, angeführt. Wenn man sich auf die Betrachtung der wichtigeren Arbeiten beschränkt, so verlangt die obere Form des Kreuzkopfkörpers das Ausbohren an den Sitzen der Kolbenstange und des Kreuzkopfbolzens, also nach zwei Richtungen und das Abhobeln der Auflagerflächen der Gleitschuhe, mithin zwei verschiedene Maschinen bei dreimaligem Umspannen. Die Schuhe müssen gehobelt und dann, auf den Kreuzkopfkörper aufgesetzt, außen abgedreht werden. Bei der Ausführung nach Abb. 221 (in der Mitte) ist nur Dreharbeit nötig. Immerhin ist zum Bearbeiten der Zapfen, auf denen die Gleitschuhe sitzen, ein weiteres, im ganzen also ein dreimaliges, Umspannen auf der Drehbank erforderlich. An den Schuhen werden zunächst die Bohrungen für die Zapfen hergestellt; dann werden jene auf dem Kreuzkopfkörper befestigt und außen abgedreht. Bei der Ausführung, Abb. 222, ist das Abdrehen des Kreuzkopfkörpers auf zwei Achsen beschränkt, indem die Ansätze, welche die Schuhe tragen, als Drehflächen um die Längsachse des Kreuzkopfes ausgebildet sind. Die Schuhe, zu vieren zusammenhängend gegossen, können außen und innen ohne Umspannen durch Drehen fertiggestellt und dann auseinander-geschritten werden.

Ähnliche Unterschiede in der Bearbeitung lassen sich an verschiedenen Formen von Schubstangen, Lagern usw. zeigen. Geschlossene Schubstangenköpfe werden wesentlich billiger als gegabelte; vgl. die Berechnungs- und Konstruktionsbeispiele im Abschnitt 16.

Maschinenarbeit ist billiger als Handarbeit; die Zurückdrängung der letzteren kennzeichnet einen der Fortschritte des Maschinenbaues. Alle zu bearbeitenden Flächen sollen sich daher ohne Schwierigkeit auf den zur Verfügung stehenden Werkzeugmaschinen bearbeiten lassen. Verstöße gegen die Möglichkeit der Bearbeitung sind besonders an den Übergangstellen nicht selten. Die von Anfängern häufig gezeichneten Stangenköpfe, Abb. 223 und 224, sind auf keiner Werkzeugmaschine vollständig bearbeitbar. Möglich ist die Herstellung nach Abb. 225 und 226, durch Drehen der Strecken *ab* und Fräsen oder Stoßen der Fläche *cd* oder nach Abb. 227 und 228 vorwiegend durch Drehen. (Sinnlos wäre, etwa verschiedene Halbmesser *r*, Abb. 225, 226, für die Abrundungen im Auf- und Seitenriß anzugeben!)

Besonders wichtig ist die Einschränkung der Handarbeit beim Zusammenbau der Maschinen. Jedes nachträgliche Zusammenpassen kostet Zeit und Geld. Die Teile müssen so bearbeitet werden können, daß sie vollständig fertig zum Zusammenbau

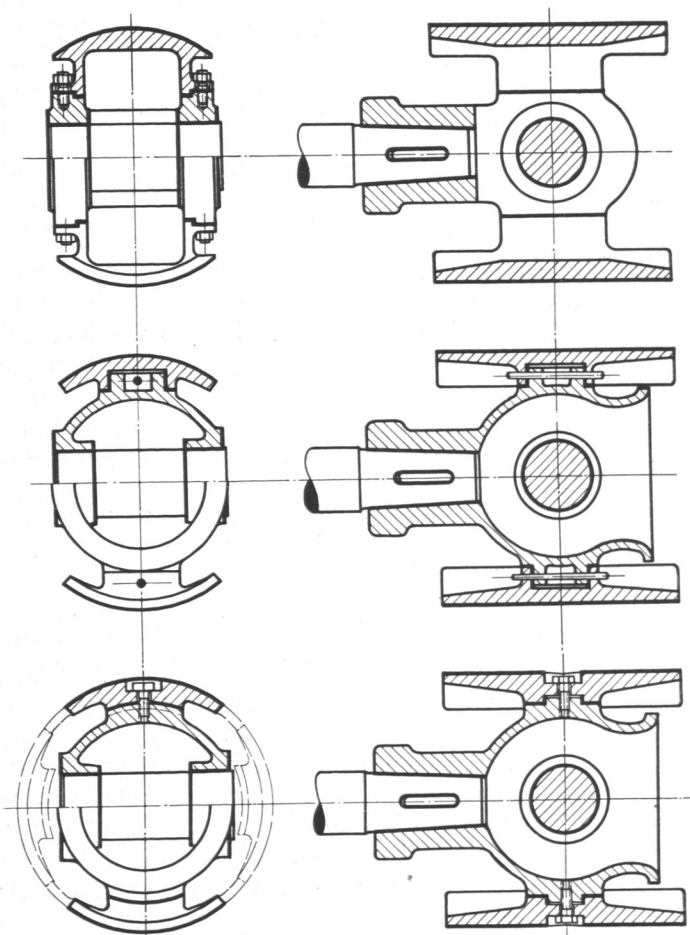


Abb. 220—222. Verschiedene Kreuzkopfformen und ihre Bearbeitung.

kommen. Durch die Steigerung der Meßgenauigkeit und die Einführung des Grundsatzes der Austauschbarkeit der Einzelteile untereinander sind gerade in der Hinsicht neuerdings bedeutende Fortschritte erzielt worden.

Bearbeitungs- und Zusammenpassungskosten steigen im allgemeinen, je vierteiliger eine Konstruktion ist.

Teilungen werden aber nötig, wenn die Herstellung des gesamten Stückes erschwert wird, bei Gußteilen z. B. wegen sehr verschiedener Wandstärken und wegen umständ-

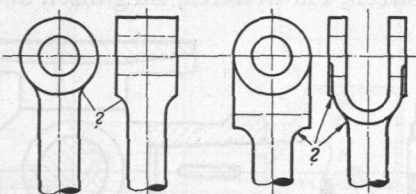


Abb. 223. und 224. Unrichtige Gestaltung von Stangenköpfen.

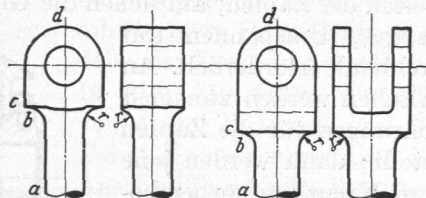


Abb. 225 und 226. Richtige Gestaltung von Stangenköpfen. (Durch Drehen und Fräsen bearbeitbar.)

licher Kerne: Trennung der Steuerwellenlager von den Maschinenrahmen und Ständern. Sehr schwere und sperrige Stücke müssen oft in Rücksicht auf die Beförderung in Teile

zerlegt werden. Häufig ist die Trennung wegen verschiedener Werkstoffe, wegen der Auswechselbarkeit von Teilen, die der Abnutzung unterliegen, geboten: Lagerschalen, Büchsen, Zapfen. In manchen Fällen kann die Zerlegung in eine Anzahl normaler, dadurch aber billiger herzustellender Teile vorteilhaft sein, wie in dem Abschnitt über die Normung an einem Beispiel gezeigt ist.

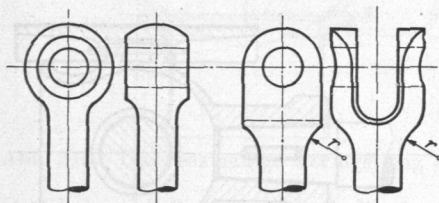


Abb. 227 und 228. Vorwiegend durch Drehen bearbeitbare Stangenkopfformen.

2. Die wichtigsten Bearbeitungsverfahren.

Die Werkzeugmaschinen erteilen den Werkstücken oder Werkzeugen vorwiegend geradlinige und kreisförmige Bewegungen; dementsprechend soll sich auch der Konstrukteur bei der Formgebung auf die Verwendung ebener, zylindrischer, weiterhin kegelförmiger, kugelförmiger oder Schraubenflächen beschränken, er soll nur mit der Reißschiene, dem Winkel, und dem Zirkel arbeiten, umständliche Kurven aber vermeiden. Senkrecht zueinander stehende Flächen und Kanten lassen sich leicht bearbeiten; schiefe setzen meist teure Sondereinrichtungen der Werkzeugmaschinen, Universalfräsmaschinen u. dgl. voraus und verlangen sorgfältige Einstellung oder besondere Aufspannvorrichtungen. Der Entwerfende muß sich in der Beziehung ein technisches Formgefühl erwerben, das ihn unzweckmäßige Formen unwillkürlich vermeiden läßt, und dessen Grundlagen schon die praktische Tätigkeit vor dem Studium schaffen sollte.

Soweit nicht Massenherstellung in Betracht kommt, ergibt sich die folgende Reihe der wichtigeren Bearbeitungsverfahren, wenn sie nach den Kosten — die voranstehenden sind die jeweils billigeren — geordnet werden: Drehen und Ausbohren, Hobeln und Stoßen, Fräsen, Schleifen, Handarbeit.

a) Drehen und Ausbohren.

Drehen und Ausbohren beruhen auf der drehenden Bewegung des Werkstückes oder des Werkzeuges unter gleichzeitiger Längsverschiebung. In der ununterbrochenen Wirkung des Werkzeuges während des Umlaufes und der Möglichkeit, große Schnittgeschwindigkeiten anzuwenden, ist die Billigkeit begründet. Da die Führung des Stückes durch die Körner, auf der Planscheibe, im Drehfutter oder in Lünetten gut und sicher möglich ist, können hohe Anforderungen an die Genauigkeit gestellt werden. Die herzustellenden Formen sind vor allem Drehkörper, ferner Schraubenflächen; aber auch

genau ebene Flächen können leicht durch Verstellen des Werkzeuges senkrecht zur Drehachse, insbesondere auf Plan- und Karusselldrehbänken, Abb. 217, erzeugt werden. Auf der gewöhnlichen Bohrbank lassen sich nach Abb. 229 und 230 die ebenen Flansche gleichzeitig mit der zylindrischen Bohrung mit der Gewähr für zueinander senkrechte und mittliche Lage bearbeiten. Um dabei eine kräftige, unnachgiebige Bohrspindel verwenden zu können, muß das Loch im Deckel genügend weit sein.

Zylindrisches Abdrehen kann vorteilhafterweise zum Zusammenpassen durch Zentrieren dienen. So sichert das Zentrieren der Deckel in einem Zylinder und des Zylinders selbst im ausgebohrten Rahmen ohne Schwierigkeit das Zusammenfallen der Achsen

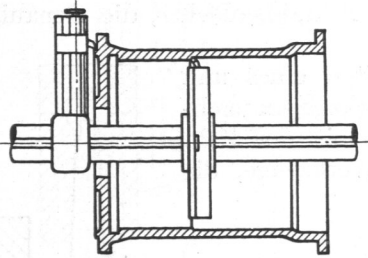


Abb. 229. Gleichzeitiges Ausbohren und Plandrehen.

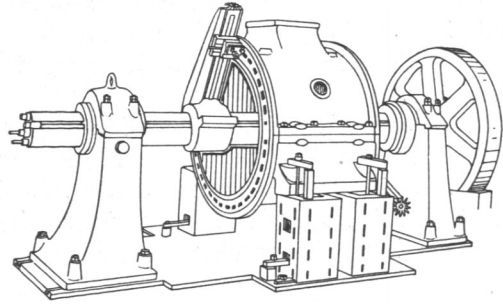


Abb. 230. Gleichzeitiges Ausbohren und Abdrehen der Flansche eines Dynamogehäuses (A. E. G. Berlin).

nicht allein dieser Teile, sondern auch derjenigen des Kreuzkopfes und der Kolbenstange. Durch die vermehrte Anwendung der Dreharbeit und der Zentrierung ist die neuere Bauart der Kolbenmaschine, Abb. 150, der älteren, Abb. 149, beträchtlich überlegen.

Zur Zentrierung genügen bei Flanschverbindungen schon geringe Längen, 5 bis 10 mm; andernfalls wird das Auseinandernehmen erschwert. Unrichtig ist z. B. die im Schrifttum noch zu findende Bauart des Deckels, Abb. 231 linke Seite, unter Einpassen im Grunde bei *A*. Der Deckel muß mühsam um die Strecke *a*, häufig noch dazu über verrostete Stellen hinweg, herausgedrückt werden! Die richtige Ausführung zeigt die rechte

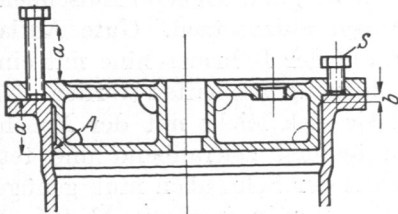


Abb. 231. Falsche und richtige Ausbildung der Zentrierung.

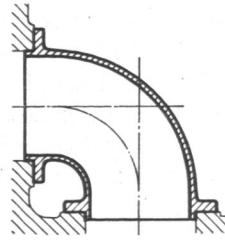


Abb. 232. Unzulässige doppelte Zentrierung.

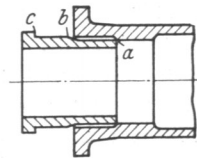


Abb. 233. Ausbildung längerer Zentrierungen.

Hälfte der gleichen Abbildung. Schon nach $b = 15$ mm Abdrücken durch die kurzen Schrauben *s* kann der Deckel leicht herausgezogen werden. Der angebliche Zweck der ersten Ausführung, den schädlichen Raum zu verringern, wird nicht durch die Zentrierleiste, die nicht abdichten kann, wohl aber in beiden Fällen von selbst dadurch erreicht, daß sich der Zwischenraum bald mit Öl und Wasser füllt, wenn er genügend klein gehalten wird. Genaue und sichere Zentrierung verlangt das Einpassen der Flächen nach dem Schiebesitz (vgl. den Abschnitt über Passungen). Unnötige Zentrierungen sind zu vermeiden. An dem Rohrstutzen, Abb. 232, oder an dem Pumpenkörper, Abb. 219, am Saugwindkessel in der Ebene *AB* angebracht, würden sie den Zusammenbau erschweren oder ganz unmöglich machen. Falsch ist die doppelte Zentrierung des rechten Pumpenkörpers in Abb. 218 an den Flanschen *E* und *F*. In Abb. 219 ist richtigerweise nur der Flansch *F* zentriert, um beim Zusammenbau die Mitten der beiden Kolbenaufläufen in eine Linie zu bringen, der Flansch *E* aber glatt gehalten.

Nur bei dauernd fest ineinandersitzenden Teilen, Büchsen usw., kann man längere Zentrierungen anwenden. Bei sehr großen Längen empfiehlt es sich, sie mit Absätzen auszuführen, die Einzelmaße aber nach Abb. 233 so zu wählen, daß die Kante a beim Einpressen früher paßt als Kante b , um das Fassen der letzteren beobachten zu können ($ab > bc$).

Jede unterbrochene Arbeitsweise des Drehstahles, z. B. bei der Bearbeitung der Rippen, Abb. 234, führt infolge der Durchbiegung des Werkzeuges und der Formänderung des Stückes zu Ungenauigkeiten. An Gasmaschinenkolben werden deshalb die Augen für die Kreuzkopfbolzen vielfach zunächst geschlossen gegossen und erst nach dem Abdrehen ausgebohrt, an einer Lagerschale, Abb. 235, wird der Schlitz für den Ölring erst zuletzt eingearbeitet, um ein Unrundwerden der Schale zu vermeiden. Auch an Zentrierleisten beeinträchtigen Unterbrechungen, etwa durch Schraubenlöcher, die Genauigkeit der Passung.

Revolverdrehbänke ermöglichen das Bearbeiten eines und desselben Stückes ohne Umspannen mit mehreren Werkzeugen nacheinander. Beim Entwerfen muß der Konstrukteur mit der Zahl und Art der im Revolverkopf unterzubringenden Werkzeuge, die je nach der Maschine wechseln, auskommen.

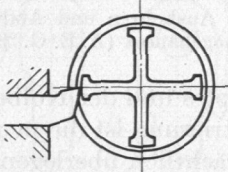


Abb. 234. Unterbrochene Arbeitsweise beim Abdrehen eines Rippenkörpers.

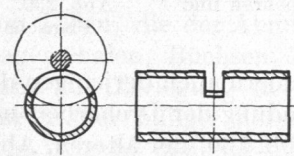


Abb. 235. Lagerschale.

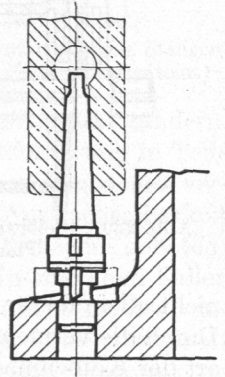


Abb. 236. Bohrmesser.

b) Bohren und Gewindeschneiden.

Es ist darauf zu achten, daß die Bohrer senkrecht zur Fläche angesetzt werden können und daß sie beim Durchbohren rechtwinklig zur Oberfläche austreten, da sonst Verlaufen oder Abbrechen derselben zu befürchten ist. Ähnliches gilt auch beim Einschneiden des Gewindes. Auf schrägen Wänden sind besser Augen aufzusetzen. Gute Auflageflächen für die Schraubenmuttern und -köpfe können auf der Bohrmaschine mit einem Messer nach Abb. 236 genau senkrecht zur Achse der Bohrung geschaffen werden. Niet- und Schraubenlöcher sollen so angeordnet sein, daß sie sich leicht mit der Maschine bohren lassen; die Verwendung der Bohrknarre ist äußerst zeitraubend und teuer. Auch zum Verstemmen der Nietköpfe und zum Anziehen der Schrauben muß genügend Raum vorhanden sein. Bohrer sind in den Werkstätten nur in gewissen Abstufungen vorhanden; mit ihnen muß der Konstrukteur auskommen. Ganz durchgebohrte Löcher sind billiger und besonders beim Gewindeschneiden vorteilhaft, weil die Schneidspäne herausfallen können.

Das gleichzeitige Bohren von Löchern in verschiedenen Werkstoffen zum Einsetzen von Paßstiften oder Paßschrauben ist schwierig, führt ebenfalls leicht zum Verlaufen des Bohrers und soll deshalb möglichst vermieden werden. Hohe Anforderungen an die Genauigkeit gebohrter Löcher können nur durch Nacharbeiten mit Reibahlen erfüllt werden.

c) Hobeln und Stoßen.

Beim Hobeln und Stoßen wird eine geradlinige Bewegung zwischen Werkzeug und -stück ausgenutzt. Meist ist die Wirkung eine absetzende, indem das Werkzeug nur beim Hingang arbeitet, beim Rückgang dagegen ausgeschaltet ist. Das Hobeln ist vor allem vorteilhaft bei der Bearbeitung langgestreckter, ebener Flächen einfacher Form und gibt bei gutem Zustande der Maschine große Genauigkeit (Rahmen, Führungen an Werkzeugmaschinen usw.).

Das Stoßen wird auf die Ausarbeitung von Vertiefungen und Ausschnitten, die sich nicht durch Bohren herstellen lassen, z. B. der Höhlung im Schubstangenkopf, Abb. 237, auf das gleichzeitige Bearbeiten mehrerer zusammengespannter Lokomotivrahmen, das Einarbeiten von Keilnuten und ähnliches beschränkt. Die schwierige Führung des Werkzeuges vermindert die Genauigkeit der Arbeit. Immer ist für das Auslaufen des Werkzeuges genügend Platz, Abb. 238, vorzusehen.

d) Fräsen.

Das Fräsen beruht auf der Anwendung zahlreicher Schneiden kurz nacheinander, so daß eine stetige Wirkung entsteht. Der Vorteil liegt vor allem in der Möglichkeit,

verwickelte Formen durch die Ausbildung entsprechender Fräser in einem Schnitt herzustellen. Beispiele bieten das Fräsen von Zahnrädern und von Nuten verschiedener Form, die Massenherstellung normaler Teile oder die Bearbeitung der Schlittenführung einer Werkzeugmaschine nach Abb. 240 durch Zusammenstellen einer Reihe von Fräsern zu einem Satz. Der Konstrukteur hat hierbei vor allem auf die Formen der vorhandenen Fräser Rücksicht zu nehmen, da die Beschaffung oder Anfertigung neuer erst lohnt, wenn sie häufig verwendet werden können. Durch die starke Erwärmung an der Stelle, wo der Fräser arbeitet und durch Erschütterungen kann die Genauigkeit der Arbeit beeinträchtigt werden, ein weiterer Fall, in dem die Verstärkung der Abmessungen des Stückes aus Bearbeitungsrücksichten geboten sein kann. Keilnuten an Wellen können durch

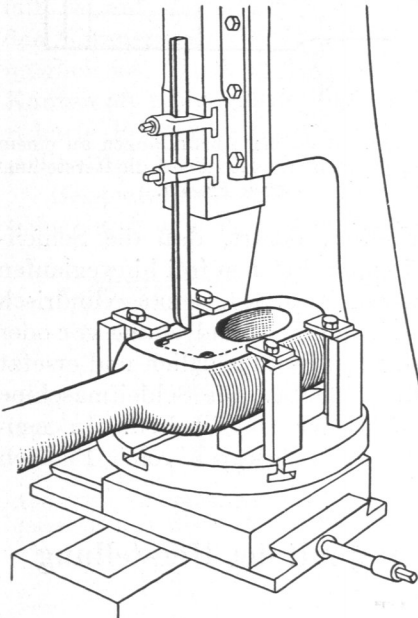


Abb. 237. Ausstoßen eines Schubstangenkopfes.

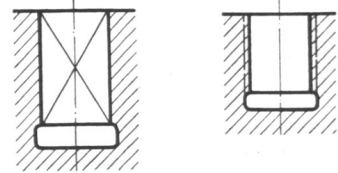


Abb. 238 und 239. Aussparungen in Rücksicht auf das Auslaufen der Werkzeuge.

Fräsen entweder nach Abb. 241 mittels eines Walzenfräasers von solchem Durchmesser, daß die Frässpindel neben der Welle Platz hat, oder nach Abb. 242 mit einem Stirnfräser hergestellt werden; sie erhalten aber dementsprechend verschiedene Formen. Soll der Stangenkopf, Abb. 243, am Umfange gefräst werden, so wird man ihm bei *a* und *b*, wenn möglich auch bei *c* gleiche Abrundungen von genügend großem Halbmesser geben, um mit ein und demselben kräftigen Fräser arbeiten zu können.

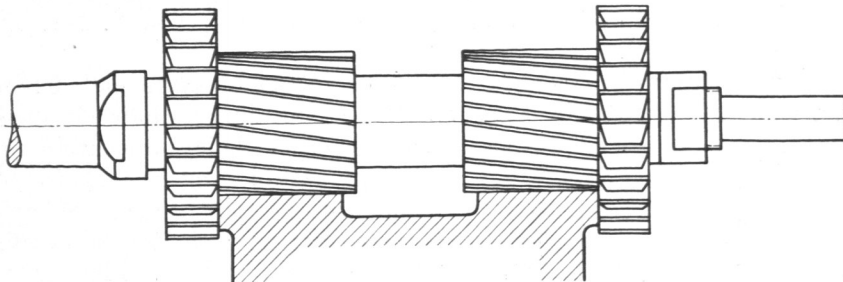


Abb. 240. Fräsen einer Schlittenführung.

e) Schleifen.

Die größte Genauigkeit von runden Teilen, von Bolzen, Wellen, Zapfen und Büchsen, sowie von ebenen Flächen, wird durch Schleifen erreicht. Zu schleifende Stücke sollen

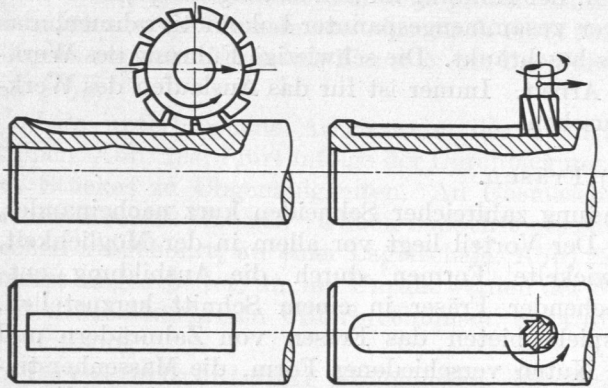


Abb. 241 und 242. Fräsen von Keilnuten.

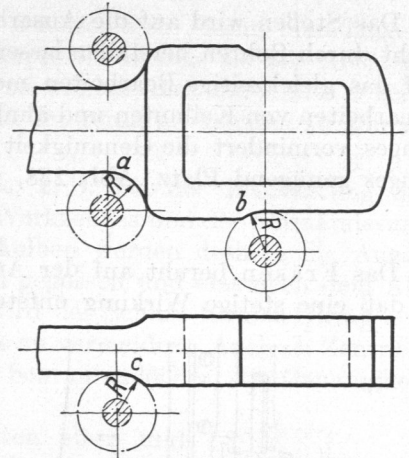


Abb. 243. Wahl der Abrundungen an einem Stangenkopf in Rücksicht auf die Herstellung durch Fräsen.

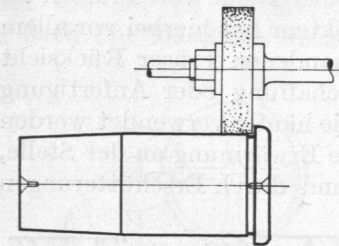


Abb. 244. Eindrehung an einem Zapfen in Rücksicht auf das Schleifen.

aber einfache Formen erhalten, derart, daß die Schleifscheibe über die zu bearbeitenden Flächen frei hinweglaufen kann. Damit z. B. der Zapfen, Abb. 244, genau zylindrisch wird, sieht man neben dem Bund eine Eindrehung vor oder — noch besser —, vermeidet den Bund gänzlich und ersetzt ihn durch eine abnehmbare Scheibe. Die Schleifmaschine erlaubt die Nacharbeit gehärteter Oberflächen. In neuester Zeit wird sie auch zum Schrappen roher Flächen herangezogen.

C. Wahl der Abrundungen im Zusammenhang mit der Herstellung und Bearbeitung.

In engem Zusammenhang mit der Herstellung und Bearbeitung steht die Wahl der Abrundungen [III, 14]. Der Anfänger soll sich bei jeder Kante klar machen, ob sie scharf oder abgerundet sein muß in Rücksicht auf

1. Herstellung des Stückes oder Teiles durch Gießen, Schmieden, Pressen, Walzen usw.,
2. Bearbeitung,
3. Schluß der Anlageflächen,
4. Kerbwirkung.

Im allgemeinen sollen einspringende Flächenwinkel auf Grund der Punkte 1 und 4 gut ausgerundet werden; nach außen tretende Kanten können scharf sein. Die Größe der Rundungshalbmesser ist durch DIN 250 festgelegt worden, vgl. S. 181, Zusammenstellung 55.

Großer Wert ist auf die Gleichmäßigkeit der Abrundungen und Übergänge an längeren Kanten zu legen, weil sonst leicht ein unruhiger Eindruck entsteht und größere Nacharbeiten beim Spachteln notwendig werden. Mäßige Abrundungen sind in der Beziehung vorteilhafter als sehr große. Scharfe Kanten werden aber andererseits leichter beschädigt. Treffen, wie in Abb. 245, mehrere Flächen unter verschiedenen Winkeln auf eine gemeinsame Grundplatte, so soll man des Aussehens wegen darauf

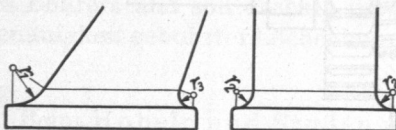


Abb. 245. Abrundungen an Flächen unter verschiedenen Winkeln.

achten, daß die Ausrundungen in gleicher Höhe ansetzen, wie durch die dünne Linie angedeutet ist; ihre Halbmesser fallen dabei naturgemäß verschieden groß aus. Stets soll der Entwerfende bestrebt sein, die Formen durch die Zeichnung vollständig fest-

zulegen; für alle wichtigen Abrundungen sind Maße anzugeben; sie sollen nicht dem Belieben des Modelltischlers überlassen werden.

Im einzelnen sei noch folgendes bemerkt:

1. Berücksichtigung der Herstellung.

An Holzmodellen lassen sich die Abrundungen meist ohne Schwierigkeit — Hohlkehlen durch Einsetzen von Leisten oder Lederstreifen oder durch Ausstreichen mit Kitt —, herstellen, nach außen tretende Kanten durch Hobeln, Drehen oder von Hand mit der Raspel brechen oder abrunden. Bei der Wahl ihrer Größe wird man deshalb vor allem auf die Erleichterung des Einformens und Heraushebens der Modelle, die im allgemeinen durch gute Abrundungen unterstützt wird, hinarbeiten. Besondere Sorgfalt ist auf die Übergänge an den Trennstellen des Modells zu verwenden, damit das Herausziehen der Modellteile ohne umständliche Nacharbeiten der Form von Hand möglich ist. Auch in Rücksicht auf den Guß sind Abrundungen günstig, weil scharfe Kanten oft nicht vollständig ausgefüllt werden und daher leicht ungleichmäßig ausfallen. Scharfe Kanten entstehen aber an den Trennstellen der Form und an den Austrittsstellen der Kerne.

Beispielweise werden an dem Querschnitt Abb. 246 des Rahmens Abb. 200 die Hohlkehlen *a*, *b*, *c*, *d* und *e* gut ausgerundet; dagegen müssen die Kanten *f* bis *i* scharf sein, weil dort beim Einformen des Rahmens in umgekehrter Lage die Trennfuge des Ober-

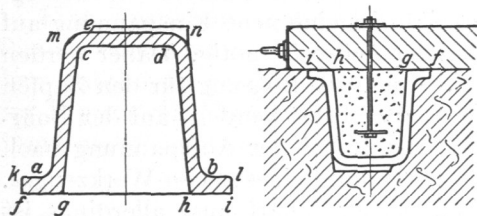


Abb. 246. Abrundungen an einem Rahmenquerschnitt in Rücksicht auf das Einformen.

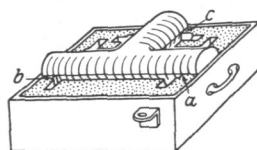


Abb. 247. Einformen eines T-Stückes.

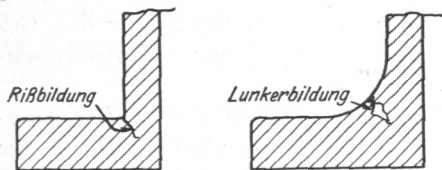


Abb. 248—250. Riß- und Lunkerbildungen.

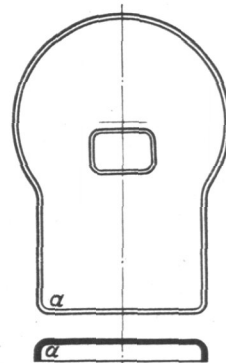


Abb. 251. Gepreßter Boden.

kastens liegt. Zugleich wird eine breitere Auflagefläche des Fußes und der Schluß an der Anlagefläche gegenüber dem Fundament gemäß Forderung 3 erreicht. Die Kanten *k* und *l* werden nur schwach gebrochen, *m* und *n* aber zweckmäßigerweise gleicher Wandstärke wegen mittlich zu *c* und *d* abgerundet. An dem T-Stück, Abb. 247, entstehen an den Stützstellen des Kernes bei *a*, *b* und *c* scharfe Kanten.

Auch bei Verwendung von Schablonen erleichtern gute Ab- und Ausrundungen das Formen wesentlich.

Hohlkehlen sind an Gußstücken noch in Rücksicht auf die Rißbildung infolge des Schwindens, wie sie sich z. B. nach Abb. 248 an dem scharf abgesetzten Flansch zeigen würde, gut auszurunden. Zu große Rundungshalbmesser führen freilich zu Gußansammlungen mit Lunkerbildungen, Abb. 249, und daher ebenfalls zu einer Schwächung des Flansches. Gefährdet sind in der Beziehung u. a. auch die Ansatzstellen der Arme am Kranze von Zahnrädern, deren Zähne aus dem Vollen herausgearbeitet werden sollen, Abb. 250. Blasen am Fuß der Zähne, die oft das ganze Rad unbrauchbar machen, sind nicht selten. Aufgabe des Konstrukteurs ist es in solchen Fällen, den richtigen Mittelweg bei der Wahl der Abrundungshalbmesser, gegebenenfalls im Einvernehmen mit dem Gießereileiter, einzuhalten, wenn auch der Former in den Saugtrichtern und Schreckplatten Mittel hat, die Lunkerbildung einzuschränken.

An Gesenkschmiedestücken entstehen ähnlich wie an Gußstücken längs der Trennfugen der Gesenke scharfe Kanten unter Gratbildung; im übrigen sind auch hier Abrundungen der Kanten wegen des leichteren Ausfüllens der Form, in die der Werkstoff hineinfließen muß, erwünscht. An gepreßten Böden bilden die Ecken bei *a*, Abb. 251, besonders schwierige, dem Einreißen ausgesetzte Stellen, die möglichst gut ausgerundet werden sollten.

2. Einfluß der Bearbeitung.

Bearbeitete Flächen, die auf verschiedenen Werkzeugmaschinen oder auf der gleichen Maschine, aber unter Umspannen, hergestellt werden, bekommen scharfe Kanten. Oft ist auch die Anwendung eines anderen Werkzeuges einer neuen Aufspannung gleichzuachten und führt zu scharfen Kanten. Dagegen können Flächen verschiedener Art, die in ein und derselben Aufspannung bearbeitet werden, durch Abrundungen ineinander übergeführt werden. So wird der Stangenkopf, Abb. 252, zunächst außen durch Drehen um die Längsachse *I* bearbeitet, wobei die Ausrundungen der Hohlkehlen *a* und *b* zwischen dem mittleren Zylinder, der Kugel und der ebenen Fläche keine Schwierigkeiten bieten. Die ebenen Seitenflächen des Kopfes können durch Fräsen oder auch durch Drehen hergestellt werden. Im ersten Falle wird eine andere Werkzeugmaschine verwandt; im zweiten ist eine neue Einspannung auf der Drehbank, nämlich nach der Achse *II*, nötig. Daher werden die Kanten *c* und *d* scharf. Auch die Bohrung für den Zapfen kann auf verschiedene Weise ausgeführt werden, auf der Bohrmaschine oder auf der Drehbank bei der Aufspannung nach der Achse *II*, aber unter Verwendung eines neuen Werkzeuges. Die Kanten *e* und *f* fallen wieder scharf aus, allerdings ist die Abrundung der einen durch Abdrehen nicht ausgeschlossen.

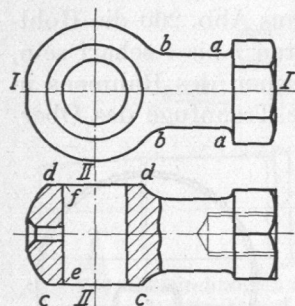


Abb. 252. Stangenkopf.

An den Sechskantflächen entstehen beim Fräsen durchweg scharfe Umrisse; ähnliches gilt von dem Schmierloche und der Bohrung für das Gewinde. Zahlreiche weitere Beispiele bieten die üblichen Formen der Schubstangen- und Kreuzköpfe mit ihren Schalen und Stellkeilen.

Rohe Flächen gehen in bearbeitete mit scharfen Kanten über und sollen möglichst rechtwinklig zueinander stehen. Der erste Teil des Satzes wird an Hand der Abb. 211, in der die bearbeiteten Flächen durch starke Striche hervorgehoben sind, ohne weiteres deutlich; auch die Kanten abgeschnittener Bleche oder Formeisen sind stets scharf. Der zweite ist darin begründet, daß die Umrisse der Arbeitsfläche um so sicherer die verlangte Form bekommen, je mehr sich der erwähnte Winkel 90° nähert, gleichviel, ob mehr oder weniger abgearbeitet werden muß. Das letztere ist aber z. B. an Gußstücken je nach dem Grade, in dem sich das Modell oder das Gußstück verzogen hat, nötig. Ferner machen sich die Ungleichmäßigkeiten der Gußhaut um so stärker geltend, je flacher die bearbeitete Fläche in die unbearbeitete ausläuft. Die Form, Abb. 254, ist deshalb der einfacheren, Abb. 253, vorzuziehen. Kleine Abweichungen vom rechten Winkel sind jedoch in Rücksicht auf das leichtere Herausziehen der Modelle immerhin zulässig.

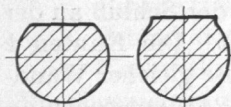


Abb. 253 und 254. Form der Arbeitsflächen.

Das Auslaufen der Flächen unter großen Winkeln, im Grenzfall unter 180° , gibt unbestimmte und verschwommene Formen. Es sollte selbst an ganz bearbeiteten Stücken vermieden werden, weil dadurch nicht selten beträchtliche Nacharbeiten von Hand nötig werden. So müssen z. B. die Zwickel *Z* an der Stange, Abb. 255, beim Abdrehen des Auges mit bearbeitet werden. Ihre Überleitung in die zweckmäßigerweise gefrästen ebenen Flächen *F* wird aber meist nicht ganz vollkommen ausfallen. Vorzuziehen ist unbedingt die Form Abb. 256, wenn durch Weglassen des Absatzes *A* nicht noch eine weitere Vereinfachung möglich ist. Am Kranze des Handrades, Abb. 257, ist die bearbei-

Das Auslaufen der Flächen unter großen Winkeln, im Grenzfall unter 180° , gibt unbestimmte und verschwommene Formen. Es sollte selbst an ganz bearbeiteten Stücken vermieden werden, weil dadurch nicht selten beträchtliche Nacharbeiten von Hand nötig werden. So müssen z. B. die Zwickel *Z* an der Stange, Abb. 255, beim Abdrehen des Auges mit bearbeitet werden. Ihre Überleitung in die zweckmäßigerweise gefrästen ebenen Flächen *F* wird aber meist nicht ganz vollkommen ausfallen. Vorzuziehen ist unbedingt die Form Abb. 256, wenn durch Weglassen des Absatzes *A* nicht noch eine weitere Vereinfachung möglich ist. Am Kranze des Handrades, Abb. 257, ist die bearbei-

tete Fläche gegenüber der rohbleibenden Ansatzstelle der Arme, die nicht bearbeitet werden kann, deutlich abgesetzt. Die Form ist der älteren Ausführung, bei der man die bearbeitete Fläche allmählich auslaufen ließ, Abb. 258, bedeutend überlegen, weil sie weniger Ausschuß infolge von Gußfehlern ergeben wird, und weil das Aufspannen rascher erfolgen kann. Denn Handräder der älteren Art müssen vor dem Abdrehen sehr sorgfältig ausgerichtet werden, wenn ein einigermaßen zufriedenstellendes Auslaufen der bearbeiteten Fläche erreicht werden soll.

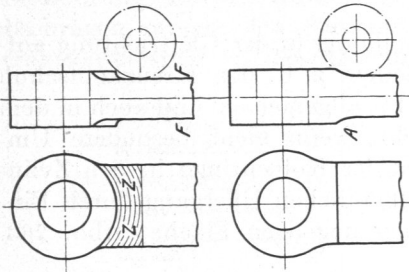


Abb. 255 und 256.

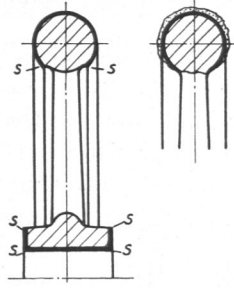


Abb. 257 und 258. Bearbeitung von Handrädern.

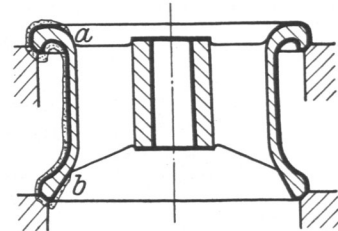


Abb. 259. Bearbeitung von Doppelsitzventilen.

Eine Ausnahme besteht an beströmten Flächen, wenn man die Störungen durch Ränder oder Absätze vermeiden will. An dem Doppelsitzventil, Abb. 259, läßt man zu dem Zwecke die bearbeiteten Flächen bei *a* und *b* auslaufen, weil die Innenfläche wegen der Rippen roh bleiben muß. Das Ventil ist außen ganz bearbeitet, um eine möglichst dünne und gleichmäßige Wandstärke und auch, um eine glattere Oberfläche zu bekommen.

3. Fugenschluß.

Die Kanten ruhender Anlageflächen werden des Fugenschlusses wegen scharf ausgeführt, um Staub- und Schmutzansammlungen zu verhüten. Das trifft sowohl für bearbeitete Flächen, z. B. den Lagerfuß, Abb. 211, zu wie für rohe, etwa die Kanten *f* und *i* des Rahmens, Abb. 246. Auch Formeisen, Abb. 86—96, haben an den zur Anlage bestimmten Stellen scharfe Kanten.

Ähnliches gilt für gleitende Anlageflächen, nur daß man bei ihnen noch auf gleiche Breite achten muß, um ungleichmäßige Abnutzungen und Gratbildungen zu vermeiden. Damit bei eintretender Abnutzung die Laufbreite erhalten bleibt, gibt man einem Spurzapfen und seiner Stützfläche, Abb. 260, oder der Anlaufstelle der Lagerschale, Abb. 261, gleichen Durchmesser und möglichst Kantenwinkel von 90° . Ist einer der Baustoffe, die aufeinanderlaufen, wesentlich widerstandsfähiger als der andere, z. B. der Stahl des Kurbelarmes,

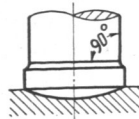


Abb. 260. Gleicher Durchmesser des Zapfens und seiner Stützfläche.

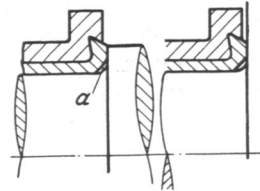


Abb. 261 und 262. Ausbildung von Anlaufflächen.

Abb. 262, gegenüber dem Weißmetall der Lagerschale, das in erster Linie abgenutzt werden wird, so kann man auf die Ausbildung einer besonderen Anlauffläche, im vorliegenden Falle am Kurbelarm, verzichten. Dagegen wird man das Weißmetall unbedingt gegenüber der Lagerschale vorstehen lassen, zu dem Zwecke, das gleichzeitige Anlaufen zweier verschiedener Baustoffe zu umgehen, das stets zu unregelmäßigen Abnutzungen und häufig zu Störungen führt. Um Fehler bei der Ausbildung der Anlaufflächen zu vermeiden, empfiehlt es sich grundsätzlich, die Anschlußkonstruktionen an derartigen Stellen einzuzichnen.

Betont sei, daß die Ausrundungen in den Fällen der Abb. 261 und 262 bei *a* nicht zum Tragen herangezogen werden sollten, weil es ausgeschlossen ist, eine genügende Überein-

der Flächen selbst bei Verwendung von Formstählen zu erreichen. Der Konstrukteur soll das Anlaufen von vornherein durch die Formgebung auf geeignete Flächen beschränken und das Anliegen in der Hohlkehle durch Abschrägen oder größere Abrundungshalbmesser an den Schalen oder durch Freischaben beim Aufpassen der Schalen vermeiden. Sollen Hohlkehlen ausnahmsweise zum Tragen benutzt werden, so müssen die Teile gegenseitig sorgfältig aufgeschliffen werden.

Das Spitzenspiel des scharfen Gewindes findet in ähnlicher Weise seine Begründung in der Abnutzung der Werkzeuge und in der Unmöglichkeit, die Flächen in genaue Übereinstimmung zu bringen.

Um bei hin- und hergehender Bewegung keine Gratbildung in der Gleitrichtung aufkommen zu lassen, läßt man einen der Teile überschleifen, z. B. den Kreuzkopfschuh über das Ende der Gleitbahn. Im allgemeinen sind auch in dem Falle scharfe Kanten erwünscht, wenn nicht besondere Umstände, wie etwa das Einbringen der Kolbenringe in den Zylinder, einen allmählichen Übergang durch Einschaltung einer kegeligen Fläche, Abb. 263, verlangen.

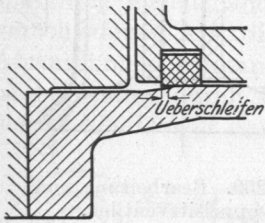


Abb. 263. Überschleifkante in einem Zylinder.

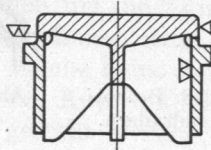


Abb. 264. Ausbildung gleich breiter Sitzflächen.

Als gleitende Flächen sind auch die Dichtflächen von Ventilen während des Einschleifens zu betrachten; sie sollen der möglichen Gratbildung wegen am Sitz und am eigentlichen Ventil oder Teller, Abb. 264, gleich

breit sein und erfordern demzufolge meist die Bearbeitung der anstoßenden freien Flächen.

4. Kerbwirkung.

Übergänge, an denen durch die äußeren Kräfte größere Spannungen entstehen, müssen der Kerbwirkung wegen sorgfältig ausgerundet werden. Eingehend ist die Bedeutung und Wichtigkeit dieser Abrundungen in dem Abschnitt über die Kerbwirkung, S. 147, besprochen.

IV. Gestaltung in Rücksicht auf den Zusammenbau.

Die Gestaltung der Einzelteile muß auch den Zusammenbau und das Auseinandernehmen der ganzen Maschine möglichst erleichtern. Schon oben war erwähnt, daß die oft sehr empfindlichen, aber wichtigen inneren Teile der Maschine, wie Ventile an Pumpen und Kompressoren, Steuerteile an Kraftmaschinen aller Art sich leicht auf ihren Zustand hin nachprüfen und zu dem Zwecke rasch herausnehmen lassen müssen. — An Kolben soll die Auswechslung der Liderungen ohne Schwierigkeit möglich sein; bei Reihenmaschinen z. B. in genügend weiten Laternen zwischen den hintereinanderliegenden Zylindern. — Selbst die oft langen Kolbenstangen müssen, wenn sie im Betriebe gelitten haben, ausgebaut werden können, ein Umstand, der bei beschränkten Raumverhältnissen häufig Unterteilungen der Stangen erforderlich macht.

Der rasche richtige Wiederzusammenbau der Teile verlangt die Sicherung ihrer gegenseitigen Lage durch geeignete Paßmittel. Oben war schon die Anwendung und der Wert der Zentrierung besprochen. Weiterhin kann man zu dem Zwecke Federn, Keile, Paßstifte, Paßleisten, Paßringe, Paßschrauben, Stellkeile u. a. benutzen. Einzelheiten über diese Mittel finden sich in den Abschnitten über Keile und Schrauben.

Beim Zusammenpassen sind Überbestimmungen zu vermeiden. So ist es ausgeschlossen, daß die Kolbenstange, Abb. 265, gleichzeitig am kegeligen Absatz *a* und am Grunde *b* des Loches aufliegt. Abb. 266 und 267 zeigen richtige Ausführungen mit Spiel bei *a* oder *b*. In ähnlicher Weise sind mehrfache Zentrierungen zweier Teile überflüssig und erschweren nur die Herstellung.

Alle nicht einzupassenden Teile erhalten Spiel, um der Werkstatt die Arbeit zu erleichtern. So bohrt man die Löcher, in denen gewöhnliche Verbindungsschrauben sitzen, je nach deren Größe um $\frac{1}{2}$ bis 2 mm weiter. Es wäre z. B. ganz unmöglich, einen Deckel auf eine größere Zahl von Stiftschrauben, die ohne Spiel in den Schraubenlöchern sitzen sollten, zu bringen. An Lagerschalen wird man das schwierige Anpassen der Hohlkehle durch Brechen der Lagerkante *a*, Abb. 261, umgehen und aus ähnlichem Grunde die Kanten am Ende der Kolbenstange in Abb. 267 in Rücksicht auf die Kehle am Grunde der Bohrung oder die Kanten der in geschlossenen Schubstangenköpfen liegenden Keile abschrägen, wegen den Abrundungen der Aussparungen der Köpfe. (Vgl. das Konstruktionsbeispiel 1a des Abschnittes 17.)

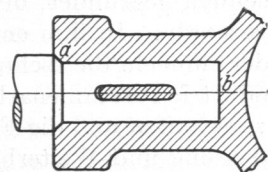


Abb. 265. Falsche, überbestimmte Anpassung.

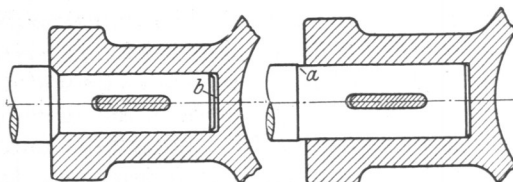


Abb. 266 und 267. Einpassen von Kolbenstangen.

V. Die Normung der Maschinenteile.

Die neuzeitliche Massenherstellung und die weitgehende Arbeitsteilung waren der Anlaß zur Normung der häufig verwandten Teile unter Durchführung des Grundsatzes gegenseitiger Austauschbarkeit. Gleichartige Stücke werden in Reihen nach ihrer Größe geordnet, in bezug auf Form und Abmessungen einheitlich festgelegt und so ausgeführt, daß sie gegeneinander ausgewechselt oder in einer beliebigen Maschine der gleichen Art ohne irgendwelche Nacharbeit eingesetzt werden können. In getrennten Werkstätten bearbeitete oder von verschiedenen Herstellern bezogene Teile gleicher Art müssen in ihren Maßen praktisch übereinstimmen.

a) Entstehung und Bedeutung der Normung.

Normen im weiteren Sinne sind uralte. Handel und Verkehr verlangten schon in ihren einfachsten Formen Vereinbarungen über Maße, Gewichte, Werte und Zeiten und führten zu den Maß-, Gewichts- und Münzsystemen und zur Zeiteinteilung; das Handwerk schuf die ersten technischen Normen; besonders großen Einfluß hat das Kriegswesen gehabt, indem es auf die Vereinheitlichung der Waffen und der gesamten Ausrüstung größerer Gruppen hinwirkte. Während aber das Handwerk, angewiesen auf die menschliche Kraft und Handfertigkeit, im wesentlichen auf der Einzelfertigung der Stücke stehen blieb, bringt die Ausgestaltung der Dampfmaschine eine gewaltige Steigerung der mechanischen Hilfsmittel und schafft die Möglichkeit der Massenherstellung. Gleichzeitig wächst der Bedarf an großen Mengen gleicher Einzelteile — im Maschinenbau z. B. der an Verbindungsmitteln, Schrauben, Nieten, Keilen, Stiften —, die zunächst in den einzelnen Fabriken mehr oder weniger planmäßig vereinheitlicht werden. Allgemeine Bedeutung gewinnen zuerst die von Whitworth 1841 veröffentlichten Gewindenormen, die bei der damaligen überragenden wirtschaftlichen Bedeutung Englands rasch in der ganzen Welt Eingang fanden. In der Folgezeit schaffen vor allem die industriellen Verbände, die technischen Vereine und die großen Abnehmergruppen zahlreiche allgemeiner angewandte Normen. Von den für den Maschinenbau wichtigen wurden in Deutschland u. a. 1873 die Lehren für Bleche und Drähte, 1880 die Normalprofile für Walzeisen, 1882 die Normalien für gußeiserne Rohre, 1900 diejenigen der Rohrleitungen für Dampf von hoher Spannung, 1911 einheitliche Farben zur Kennzeichnung von Rohrleitungen aufgestellt. Ferner wurde 1898 das *SI*-, 1903 das deutsche Gasrohrgewinde eingeführt. Sehr ausgedehnt sind die seitens der Behörden,

der Staatsbahnen, der Post, des Heeres und der Handels- und Kriegsmarine erlassenen Vorschriften, die sich z. B. bei der Eisenbahn nicht allein auf Einzelteile, sondern auch auf die einheitliche Gestaltung ganzer Betriebsmittel, der Wagen, Tender und Lokomotiven beziehen und von der Normalisierung zur Typisierung übergehen.

Freier vom Gang der Entwicklung konnte die Elektrotechnik arbeiten und schon während ihres Entstehens einheitliche Grundlagen schaffen.

Wirkungsvollste Förderung erfuhr die Normung durch den Weltkrieg, durch den gewaltigen Bedarf an Waffen, Munition und Geräten aller Art unter hohen Anforderungen an Güte und Gleichmäßigkeit. 1917 wurde auf Anregung des Fabrikationsbureaus in Spandau ein Normalienausschuß für den deutschen Maschinenbau gegründet, der bald zum Normenausschuß der deutschen Industrie (NDI) erweitert wurde. In ihm entstand eine oberste Stelle für die Vereinheitlichungsbestrebungen, in der nunmehr die technischen Verbände, die Behörden, die Wissenschaft und die gesamte Industrie zusammenarbeiten. Seine Aufgabe ist, die allgemeinen Grundlagen der Normung zu schaffen und die Formen und Maße der zu vereinheitlichenden Teile unter Zusammenfassung und Weiterbildung bestehender Normen planmäßig festzulegen. Dabei soll er nur solche Normen durchbilden, die für alle Industriezweige, oder doch für die Mehrzahl von ihnen Bedeutung haben, die Ausgestaltung der Fachnormen aber, die für einen oder wenige Zweige wichtig sind, und die von den Fachverbänden aufgestellt werden, lediglich überwachen. Neben ihm wirken seit 1918 der Ausschuß für wirtschaftliche Fertigung (A. w. F.) und die Ausschüsse für Betriebsorganisation, die vor allem die Herstellung durch Spezialisierung und Typisierung sowie durch organisatorische und wirtschaftliche Maßnahmen möglichst vorteilhaft machen sollen.

Vorschläge und Entwürfe zu neuen Normen werden laufend in den der Zeitschrift „Maschinenbau“ beigehefteten NDI-Mitteilungen veröffentlicht und bis zu einem bestimmten Zeitpunkt der allgemeinen Besprechung und Beurteilung anheimgegeben. Vom Ausschuß endgültig angenommene Normen sind in Form von Dinblättern, durch Nummern gekennzeichnet, vom Beuth-Verlag, G. m. b. H., Berlin SW 19, Beuthstraße 8, zu beziehen. Ein jährlich zweimal herausgegebenes Normblattverzeichnis, das im gleichen Verlag erscheint, gibt einen Überblick über die zu dem betreffenden Zeitpunkt bezugfertigen und in Arbeit befindlichen Normblätter, sowie über den Stand der Normungsarbeiten auf den einzelnen Gebieten.

In den NDI-Mitteilungen wird auch ständig über die Fortschritte der Normungsarbeiten in Deutschland und im Auslande berichtet und auf die in anderen Stellen veröffentlichten Arbeiten der Fachnormenausschüsse hingewiesen.

Die zum Teil auszugsweise Wiedergabe der Dinormen im vorliegenden Buche erfolgt mit Genehmigung des NDI, wobei bemerkt sei, daß für die Angaben die Dinormen verbindlich bleiben.

Die technischen und wirtschaftlichen Vorteile der Normung sind äußerst wichtig und vielseitig. Sie bestehen in der wesentlichen Verringerung der Herstellungskosten, nicht allein für den Liefernden, sondern auch für den Verbraucher genormter Teile, in der Verbesserung der Arbeit durch die Möglichkeit, Sondermaschinen und -werkzeuge benutzen zu können, in der Erleichterung des Zusammenbaues der Maschinen durch das Bereithalten der normalen Teile in Lagern, in kürzeren Lieferzeiten, in dem leichteren Ersatz einzelner Teile, insgesamt in einer Verbilligung der ganzen Maschine und der gesamten Erzeugnisse und größerer Wettbewerbsfähigkeit auf dem Markte. Durch richtige Auswahl der genormten Teile lassen sich die Zahl der auf Vorrat zu haltenden Stücke und die Zahl der Werkzeuge, somit aber auch die darin angelegten Werte wesentlich beschränken. Die Konstrukteure werden von ständig wiederkehrender Kleinarbeit und von der Normung im eigenen Betriebe entlastet und für weitere Aufgaben frei. Und schließlich wirkt die genaue Einhaltung der Maße für die genormten Teile, wie sie die Austauschbarkeit verlangt, auf eine Steigerung der Arbeitsgenauigkeit und auf eine allgemeine

Erhöhung der Güte der Erzeugnisse hin. Das früher vielfach anzutreffende Bestreben, den Käufer einer Maschine in bezug auf jeden Ersatzteil vom liefernden Werk abhängig zu machen, ist falsch; die Eigenart der Maschine darf nicht in nebensächlichen Einzelheiten, sondern muß in möglichst vollkommener Durchbildung des Wesentlichen gesucht werden. Das Bedenken, daß die Normung den Fortschritt hemmen könne, muß durch Beschränkung derselben auf dazu reife Teile und durch sorgfältige und häufige Nachprüfung sowie durch richtige Fortentwicklung der Normen behoben werden.

Um einige Zahlen zu nennen, so führt das Dinbuch 6 an, daß in einem führenden Werke durch die Normung der Triebwerkteile die Zahl der Modelle u. a.

für Hängelager im Bereich von . . . 30 ... 110 mm	ϕ von 146 auf 46,
für kurze Gleitstehlager im Bereich von 50 ... 300 mm	ϕ von 29 auf 18,
für Scheibenkupplungen im Bereich von 50 ... 200 mm	ϕ von 24 auf 13,
für Riemenscheiben	von 3600 auf 600

vermindert werden konnte.

Die weitestgehende Anwendung der Normen ist zur Förderung des Maschinenbaues dringendst erwünscht. An sie muß sich der Konstrukteur selbst unter Aufgabe mancher, allermeist vermeintlicher Vorteile streng halten. Mit ihnen soll sich auch der Studierende eingehend vertraut machen; er muß sie schon von den ersten Übungen im Entwerfen an benutzen und, wo irgend möglich, anwenden lernen. Als Beispiele seien erwähnt: beim Entwurf von Walzenkesseln muß von den normalen Abmessungen der Kesselböden und Bleche ausgegangen werden. Bleche größerer Abmessungen bedingen beträchtliche Überpreise und lange Lieferzeiten. Bei der Anlage von Rohrleitungen ist man auf die Verwendung der normalen Rohrweiten, auf die von den Sonderfabriken billig, aber nur in bestimmten Abmessungen und Abstufungen hergestellten Schieber, Ventile und Hähne, beim Entwurf von Triebwerkanlagen auf die normalen Wellen, Lager, Riemenscheiben, Kupplungen usw. angewiesen. Eisenbauwerke werden nur aus normalen Formeisen und Blechen zusammengesetzt.

Auch im Ausland, namentlich in Amerika, durch das „Bureau of Standards“ und in England durch das „British Engineering Standards Committee“, beide 1901 gegründet, sind umfangreiche und zum Teil schon weit entwickelte Normungsarbeiten im Gange. Sie zu verfolgen, ist die Aufgabe der Auslandsabteilung des NDI, die u. a. eine vollständige Sammlung der endgültigen ausländischen Normen und eine solche der Entwürfe, soweit sie veröffentlicht werden, unterhält. Gelegentliche Zusammenkünfte von Vertretern der Normenausschüsse der verschiedenen Länder, deren letzte Ende 1925 in der Schweiz stattfand und an der Vertreter Amerikas, Belgiens, Deutschlands, Englands, Frankreichs, Hollands, Österreichs, Polens, Schwedens, der Schweiz und der Tschechoslowakei teilnahmen, bezwecken die gegenseitige Angleichung der nationalen Normen.

b) Einteilung der Normen und einige Grundbegriffe.

Die Normen lassen sich in zwei Gruppen: 1. Grundnormen und 2. Fachnormen, einteilen.

Neben der schon international gewordenen Zeiteinteilung und dem Metermaßsystem, aus dem sich die Längen-, Flächen-, Raum-, Gewichts- und zahlreiche andere Einheiten, wie diejenigen für die Kraft, Geschwindigkeit, Beschleunigung ableiten, haben die Grundnormen allgemeine und grundlegende Bedeutung. Sie sollen deshalb an dieser Stelle kurz besprochen werden. Dazu müssen jedoch noch einige wichtige Begriffe erläutert werden.

Die obenerwähnte Austauschbarkeit stellt hohe Anforderungen an die Güte und Genauigkeit der Teile und setzt voraus, daß die Meßwerkzeuge in allen Fabriken übereinstimmen. Ihre absolute Übereinstimmung läßt sich jedoch praktisch ebensowenig wie die der mit ihnen hergestellten Teile erreichen. Stets hat man mit Abweichungen und Ausführungsfehlern zu rechnen, die aber je nach dem Grade des Zusammen-

passens in verschiedenen Grenzen liegen dürfen. Unnötig weit getriebene Genauigkeit verteuert die Herstellung und ist wirtschaftlich falsch. Beispielsweise brauchen die Zapfen in den Lagern landwirtschaftlicher Maschinen im allgemeinen nicht so genau zu passen und können größeres Spiel haben als in den Lagern von Dampf- und Werkzeugmaschinen, von denen sehr ruhiger Lauf oder große Arbeitsgenauigkeit verlangt wird. Während die Lager der letzteren sehr sorgfältig durch Aufreiben oder Ausschleifen bearbeitet werden müssen, kann man sich bei den zuerst genannten auf einfachere und billigere Arbeitsvorgänge, auf sorgfältiges Ausdrehen oder sogar sauberes Ausbohren beschränken. Je nach der Art der Passung, gekennzeichnet durch das Spiel oder das Übermaß, mit dem zwei Teile zusammengefügt sind, werden die Grenzen, in denen Abweichungen ohne Schaden zulässig sind, festgelegt und unter Benutzung von Grenzlehren eingehalten. Spiel ist der freie Raum zwischen der Bohrungswand und der Welle oder dem Zapfen, Übermaß das Maß, um welches das einzuführende Stück größer als die Bohrung ist, wenn es in dieser festsitzen soll. Die so entstehenden verschiedenen Passungen nennt man Sitze. Abb. 268 zeigt eine Grenzrachenlehre mit zwei um die zulässige Abweichung (Toleranz) verschiedenen Maulweiten. Über den herzustellenden

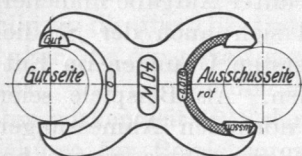


Abb. 268. Grenzrachenlehre.

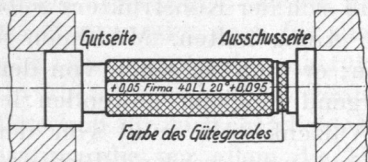


Abb. 269. Grenzlehrdorn.

Bolzen muß sich die weitere Öffnung, die dem Größtmaß entspricht, schieben lassen; die engere, die das Kleinstmaß kennzeichnet, darf dagegen nicht hinaufgehen. In ähnlicher Weise werden die Grenzen für eine Bohrung durch den Grenzlehrdorn, Abb. 269, praktisch festgelegt. Die Einführung der Seite kleineren Durchmesser in das Loch muß zwanglos möglich sein; das Ende mit dem größeren Durchmesser darf höchstens anschnäbeln, aber nicht hineingehen. Derartige Grenzlehren machen den Arbeiter von der Einstellung der sonst gebräuchlichen Meßwerkzeuge unabhängig, erhöhen die Genauigkeit und sind bequem und rasch zu handhaben. Bei größeren Maßen dienen Grenzflachlehren und Kugelmessungen zur vergleichenden Messung [III, 19].

Grundbedingung für die Herstellung und Benutzung genormter Teile, gleichviel ob sie im eigenen Betriebe ausgeführt oder von auswärts geliefert werden, ist ein der gesamten Industrie gemeinsames Passungssystem.

c) Die Grundnormen.

Die Grundnormen, vom Normenausschuß in Form des Dintaschenbuchs 1 (III, 20) herausgegeben, beziehen sich auf die Größe, Form und Ausführung der Zeichnungen, eine einheitliche Schrift und einheitliche Bezeichnungen, die Festlegung der Normaltemperatur, Normungszahlen, Normaldurchmesser, Abrundungshalbmesser, Kegelswinkel, Grundlagen der Passungen und deren Fehlergrenzen, ferner auf die Gewinde, Werkstoffe u. a. m.

Die erste Gruppe ist ausführlich behandelt in (III, 18).

Die Festlegung einer einheitlichen Bezugstemperatur ist wegen der nötigen Übereinstimmung der Meßwerkzeuge geboten. Sie wurde nach DIN 102 und 524 zu 20° C gewählt. Auf sie sollen die Eigenschaften von Stoffen bezogen, bei ihr insbesondere alle Prüfungen von Meßwerkzeugen vorgenommen werden. Zu dem Zwecke ist der Meßraum der Fabrik, in der die Betriebswerkzeuge an Normalmaßen nachgeprüft werden, möglichst genau auf 20° zu halten. In den Werkstätten kann die Meßtemperatur nicht eingehalten werden; der Einheitlichkeit wegen soll deshalb als Werkstoff der Meßwerkzeuge im allgemeinen Kohlenstoffstahl mit einer Ausdehnungszahl von 11,5 μ auf 1 m und 1° C benutzt werden. Teile höchster Genauigkeit, sowie solche aus Aluminium, Messing, Bronze und anderen Legierungen mit abweichenden Ausdehnungszahlen sind in der Nähe von 20° zu messen.

Zu den Normungszahlen des Blattes DIN 323 sei hier nur bemerkt, daß sie den Zweck haben, die planmäßige Aufstellung von Normen und Typenreihen und die engere Auswahl von Teilen aus einer größeren Reihe zu erleichtern. Sie sind nach dem Grundsatz, daß die Unterschiede in den Maßen zweier aufeinanderfolgender Stücke einer Reihe um so größer werden dürfen, je größer deren Maße sind, in möglichster Annäherung an geometrische Reihen aufgestellt worden.

Die Normaldurchmesser, Zusammenstellung 54, bilden die Grundlage für die Passungen, die zugehörigen Arbeits- und Meßwerkzeuge und gelten vor allem für die Durchmesser sämtlicher Paßstellen. Durch sie wird die Zahl der normalen Werkzeuge, der Bohrer, Reibahlen, Grenzlehren usw. beschränkt, eine Maßnahme, die sowohl für den Hersteller der Werkzeuge wie für die Werkstatt äußerst wichtig ist, indem sich der erste bei der Fertigung auf weniger Arten und auf eine größere Anzahl einstellen, die Werkstatt aber den Werkzeugbestand verringern kann. Der Konstrukteur wird sich häufig weitergehend noch auf eine Auswahl der Durchmesser beschränken können, indem er beispielweise im allgemeinen Maschinenbau die ungeraden Durchmesserzahlen zwischen 17 und 27 mm vermeidet, die nur in Rücksicht auf den Kraftwagen- und Leichtbau in die Tafel aufgenommen wurden, oder indem er eine Auswahl an Hand der im Vorstehenden erwähnten Normungszahlen trifft. Die Normaldurchmesser sind in DIN 3 zwischen 1 und 500 mm derart festgelegt, daß die Abstufungen mit zunehmendem Durchmesser absatzweise, z. B. zwischen 100 und 200 mm um je 5, von da bis 500 mm um je 10 mm wachsen.

Zusammenstellung 54. Normaldurchmesser nach DIN 3 (Auszug.)

1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	6	7	8	9	10
11	—	12	—	13	—	14	—	15	16	17	18	19	20
21	—	22	—	23	—	24	—	25	26	27	28	—	30
—	—	32	—	33	—	34	—	35	36	—	38	—	40
—	—	42	—	—	—	44	—	45	46	—	48	—	50
—	—	52	—	—	—	—	—	55	—	—	58	—	60
—	—	62	—	—	—	—	—	65	—	—	68	—	70
—	—	72	—	—	—	—	—	75	—	—	78	—	80
—	—	82	—	—	—	—	—	85	—	—	88	—	90
—	—	92	—	—	—	—	—	95	—	—	98	—	100
—	—	—	—	—	—	—	—	105	—	—	—	—	110

usw.

bis zu 200 mm in Stufen von 5,
von 210 bis zu 500 mm in Stufen von 10 mm steigend.

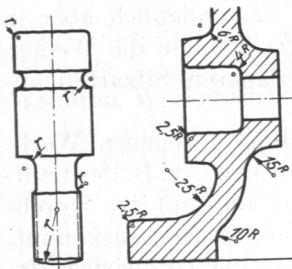


Abb. 270 und 271. Anwendungen der Rundungshalbmesser DIN 250.

Einheitliche Rundungshalbmesser, für welche die Abb. 270 und 271 Anwendungsbeispiele geben, sind in Rücksicht auf die Zahl der Ausrundungsstreifen, Schablonen und Werkzeuge beim Herstellen der Modelle sowie auf diejenige der Profilstähle und Fräser zum Bearbeiten der Kehlen und Abrundungen zweckmäßig. Sie sind in der DIN 250, Zusammenstellung 55, festgelegt, deren nichteingeklammerte Werte vorzugsweise verwendet werden sollen.

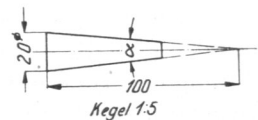


Abb. 272. Kennzeichnung von Kegeln.

Zusammenstellung 55. Rundungshalbmesser in mm nach DIN 250.

—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	200	(180)	160	(140)	125	(110)		
100	(90)	80	(70)	60	50	(45)	40	(35)	30	25	(22)	20	(18)	15	—	(12)	—
10	—	(8)	—	6	(5)	—	4	—	(3)	2,5	—	(2)	—	1,5	—	(1,25)	—
1	—	(0,8)	—	0,6	(0,5)	—	0,4	—	(0,3)	—	—	0,2	—	—	—	—	—

DIN 254 regelt die Formen der Kegel für die verschiedensten Zwecke. Sie sind entweder durch den Kegelwinkel α , Abb. 272, oder durch die Verjüngung in Millimetern gekennzeichnet, wobei der Ausdruck „Kegel $\frac{1}{k}$ “ bedeutet, daß der Kegeldurchmesser auf

einer Länge von k mm um 1 mm abnimmt. Normale Kegelwinkel sind 120° , 110° , 90° , 75° , 60° , 45° und 30° , normale Verjüngungen:

$\frac{1}{k}$	1:1,50	1:3	1:5	1:6	1:10	1:15	Morsekegel	1:20	1:30	1:50
α	$36^\circ 52'$	$18^\circ 56'$	$11^\circ 25'$	$9^\circ 32'$	$5^\circ 44'$	$3^\circ 49'$	nach DIN 231	$2^\circ 52'$	$1^\circ 54' 34''$	$1^\circ 8' 44''$

Angaben über die Verwendung finden sich bei den einzelnen Maschinenelementen.

Der große Durchmesser der Kegel soll der Normaldurchmesserreihe der DIN 3 entnommen werden; Ausnahmen bilden die Stifte nach DIN 1, die Morsekegel und solche an Schrauben und Nieten. Bei Kegeln 1:20 wird man sich möglichst nach den normalen Reibahlen und Lehren der DIN 233 richten. Für die Länge einer kegeligen Bohrung sind äußerstenfalls diejenigen der Reibahlen maßgebend.

Im Anschluß hieran sei auf die normalen Zentrierbohrungen DIN 332 hingewiesen.

d) Die Grundlagen der Passungen.

Den Ausgangspunkt für das Passungssystem bildet entweder die Lochweite oder der Wellendurchmesser. Im ersten Falle liegt den unten näher besprochenen Sitzarten eine stets gleichbleibende Bohrung, die Einheitsbohrung, zugrunde, der die Wellen und Zapfen durch Abdrehen oder Abschleifen angepaßt werden, ein Verfahren, das in der Mehrzahl der Fälle einfacher ist und mit weniger und billigeren Werkzeugen auszukommen gestattet. Manchmal geht man aber auch zweckmäßigerweise von der stets gleichgehaltenen Einheitswelle aus, wenn nämlich die Verwendung glatter Wellen vorteilhafter oder geboten erscheint. Allerdings müssen bei diesem System im Falle genauere Passung für jede Lagerbohrung besondere Reibahlen bereit gehalten werden, ein Nachteil, der aber bei Massenherstellung und mit zunehmender Größe des Betriebes zurücktritt, weil es schließlich gleichgültig ist, ob in einer bestimmten Zeit eine Anzahl unter sich gleicher oder eine gleiche Zahl verschiedener Werkzeuge verbraucht wird.

Nach den Feststellungen des Normenausschusses ist das System der Einheitsbohrung das weiter verbreitete. Im allgemeinen Maschinenbau ist es dort zweckmäßig, wo in einer und derselben Abteilung die verschiedenartigsten Teile ausgeführt und wo höhere Anforderungen an die Genauigkeit bei Anwendung von drei und mehr Sitzarten gestellt werden. In ausgedehntem Maße ist es im Werkzeugmaschinenbau — eine Ausnahme bilden nur die Bohrmaschinen —, im Kraftwagen- und Lokomotivbau und vielfach bei der Herstellung von Zahnrädern und Riemenscheiben, ausschließlich aber in der Kugellagerherstellung im Gebrauch. In den letzten drei Fällen können die Wellen, auf denen die Teile sitzen sollen, durch Schleifen leicht den verlangten Sitzarten angepaßt werden.

Das System der Einheitswelle ist vorteilhaft bei Verwendung gezogenen Werkstoffs und bei größeren Passungsgraden, oder wenn nur wenige Sitzarten, z. B. der Lauf- und der Haftsitz, in Betracht kommen, ferner in dem Falle, wo die konstruktive Durchbildung der Teile mit weniger Absätzen oder ganz glatten Wellen und Bolzen auskommt. Anwendungsgebiete sind der Triebwerk- und Hebezeugbau, der Bau der landwirtschaftlichen und Textilmaschinen.

In einer bestimmten Fabrik oder Abteilung wird man sich je nach den besonderen Umständen für eines der beiden Systeme entscheiden, das gewählte aber durchweg zur Geltung bringen.

Wie schon oben angedeutet, hängt die Genauigkeit der Passung von der Art der Maschine und von dem angewendeten Herstellungsverfahren ab. Man unterscheidet in der Beziehung vier Gütegrade, die sich durch die Größe der Abmaße oder zulässigen Abweichungen unterscheiden: die Edel-, Fein-, Schlicht- und Grobpassung. Die Edelpassung ist nur bei besonders hohen Anforderungen an die Gleichartigkeit der Ausführung anzuwenden. Die Feinpassung ist die an genau bearbeiteten Maschinen und an den meisten genormten Teilen übliche Art. Bei der Schlichtpassung

sind die Anforderungen an die Gleichartigkeit der Sitze geringere; immerhin bleibt die Eigenart der einzelnen Sitzarten gewahrt. Grobpassung kommt nur an Teilen für untergeordnete Zwecke in Frage, bei denen große Spielschwankungen innerhalb des einzelnen Stückes zulässig sind.

Innerhalb der vier Gruppen gibt es verschiedene Arten von Sitzen, so z. B. bei der Feinpassung: vier Bewegungssitze, nämlich den weiten Laufsitz, den leichten Laufsitz, den Laufsitz, den engen Laufsitz und fünf Ruhesitze, nämlich den Gleit-, den Schiebe-, den Haft-, den Treib- und den Festsitz. *Preßsitz*. *gehört zu den Bewegungssitzen*

Der weite Laufsitz, abgekürzt durch WL bezeichnet, wird an Teilen angewandt, die sich gegenseitig mit sehr reichlichem Spiel bewegen dürfen, der leichte Laufsitz LL an solchen mit reichlichem Spiel (mehrfach gelagerten Wellen, Hebelwerken und Gestängen), der Laufsitz L bei merklichem Spiel (an Kurbel- und Ankerwellen, Hauptlagern von Drehbänken, Fräs- und Bohrmaschinen, überhaupt bei den gewöhnlichen, genauen Lagerungen des Maschinenbaues), der enge Laufsitz EL dann, wenn die Teile kein merkliches Spiel haben sollen (Spindellager an Schleifmaschinen und genauen Drehbänken, Teilkopfspindeln, Indikatorkolben, packungslose Ventilschrauben und Steuerkolben). Der Gleitsitz G gestattet noch eben die Verschiebung der Teile von Hand bei Anwendung von Schmiermitteln (Wechselräder an Drehbänken, Fräser auf Dornen, aufzukeilende ungeteilte Scheiben und Reibungskupplungen auf Wellen). Der Schiebesitz S wird an Stücken, die von Hand oder unter Holzhammerschlägen zusammengefügt oder auseinandergenommen werden sollen, verwandt (Büchsen, verschiebbare Riemenscheiben, Zahnrädern, zylindrischen Kolbenstangensitzen im Kreuzkopf). Der Haftsitz H ist für Teile bestimmt, die gegenseitig festsitzen müssen, aber ohne erheblichen Kraftaufwand mit Handhämmern oder Handdornpressen zusammengefügt oder gelöst werden sollen (Zahnräder auf Arbeitsspindeln, Kugellagerinnenringe, Turbinenlaufräder, Schwungräder). Der Treibsitz T muß unter größerem Kraftaufwand mit Handhämmern zusammen- oder auseinandergetrieben werden. Der Festsitz F wird mittels Schrauben- oder Wasserdruckpressen, also unter großem Druck hergestellt und verbürgt einen unbedingt festen Sitz (Lagerbuchsen in Lagerkörpern, Planscheiben an Kopfdrehbänken, aufgezoogene Bunde an Wellen und Spindeln, fliegend aufgebrachte Zahnräder, Bronzekränze auf Zahnrädern, Feldbahnwagenräder auf ihren Achsen). Bei Anwendung der drei letzten Sitzarten verschieben sich die Teile längs der Achsen keinesfalls mehr von selbst, wohl aber müssen sie gegen Drehen gesichert werden, wenn größere Drehmomente zu übertragen sind.

Für den Preß- und den Schrumpfsitz, der erste vermittelt kräftiger Spindel- oder Wasserdruckpressen, der zweite durch Warmaufziehen hergestellt, sind keine einheitlichen Abmaße festgelegt worden, da sie sich nach der Art der Werkstücke und nach den verwandten Werkstoffen richten müssen.

Die Edelpassung wird nur auf die Ruhesitze angewandt; man unterscheidet den Edelgleitsitz eG , den Edelschiebesitz eS , den Edelhaftsitz eH , den Edeltreibsitz eT und den Edelfestsitz eF . *Minutensitz! Edelgleitsitz!*

Bei der Schlichtpassung kennt man den weiten Schlichtlaufsitz sWL , den Schlichtlaufsitz sL und den Schlichtgleitsitz sG . Für die Ruhesitze sind die Bohrungslehren der Feinpassung maßgebend; der sich ergebende Sitz ist aber höchstens so fest wie bei der Feinpassung.

Grobpassung wendet man nur auf Bewegungssitze an und unterscheidet die drei Grobsitze g_1 , g_3 und g_4 .

Abb. 273 zeigt an einem Beispiel aus dem System der Einheitsbohrung, und zwar für 60 mm Bohrungsdurchmesser, anschaulich die Verhältnisse bei den verschiedenen Passungen und Sitzarten. Als Ordinaten sind von der kräftig hervorgehobenen Nulllinie aus die Toleranzen aufgetragen, und zwar geben die weit gestrichelten Felder die Abmaße, die für die Bohrung als zulässig erachtet werden, die eng gestrichelten aber die Grenzen an, in denen sich die Maße des Zapfens oder der Welle halten müssen. Die nach oben aufgetragenen + Werte entsprechen Vergrößerungen, die nach unten aufgetragenen

— Werte Verkleinerungen des Nenndurchmessers. Beispielweise ist im Falle der Feinpassung für die Bohrung durchweg ein oberes Abmaß $a = +0,03$ mm zugelassen; der Bohrungsdurchmesser darf also zwischen 60,00 und 60,03 mm liegen, Grenzen, die das sorgfältige Aufreiben der Bohrung verlangen und die durch Grenzlehrdorne nach Abb. 269 nachgeprüft werden.

Bei der Schlichtpassung beträgt das obere Abmaß 0,06 mm, die Bohrung wird also in den Grenzen von 60 bis 60,06 mm brauchbar erachtet und kann mit einfacheren Hilfsmitteln, z. B. durch Ausbohren und Ausreiben mit Maschinenreibahlen auf der Drehbank hergestellt werden. Kennzeichnend ist aber in beiden Fällen, daß das untere Abmaß der Bohrung Null ist, daß also der Mindestdurchmesser des Loches dem Nennmaße entspricht. Ein Zapfen mit weitem Laufsitz hat bei Feinpassung Abmaße zwischen $b = -0,100$ und $c = -0,150$ mm; sein Durchmesser soll dementsprechend zwischen 59,9 und 59,85 mm liegen; er weist ein Spiel von mindestens $60 - 59,9 = 0,1$ mm (Kleinstspiel) und äußerstenfalls $60,03 - 59,85 = 0,18$ mm (Größtspiel) auf.

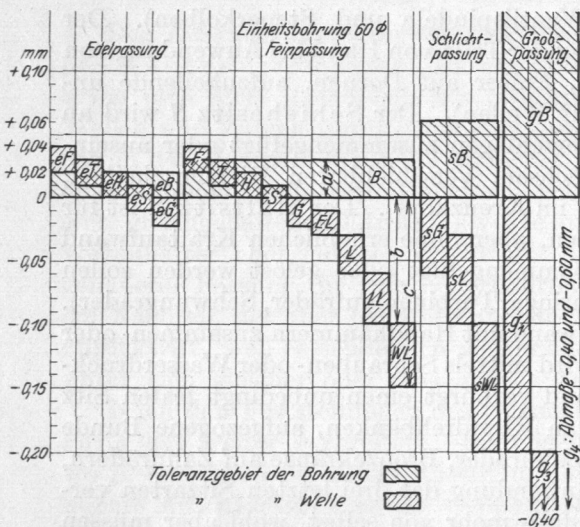


Abb. 273. Passungen an einer Einheitsbohrung von 60 mm Durchmesser.

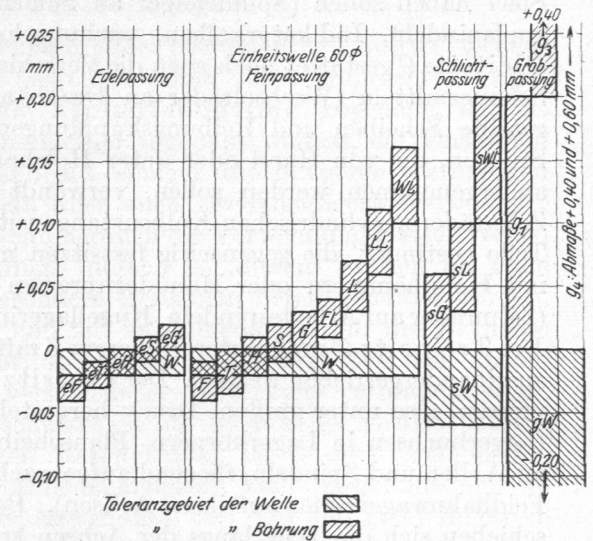


Abb. 274. Passungen an einer Einheitswelle von 60 mm Durchmesser.

Dagegen verlangt der Festsitz einen Zapfendurchmesser mit $+0,040$ bis $+0,020$ Abmaß, der also zwischen 60,04 und 60,02 mm liegt, damit der Zapfen in die Bohrung von 60,00 bis 60,03 mm Durchmesser eingetrieben werden muß.

Abb. 274 gibt in ganz entsprechender Weise die Verhältnisse für eine Einheitswelle von 60 mm Durchmesser wieder. Im Falle der Schlichtpassung ist das obere Grenzmaß der Welle Null, das untere $-0,060$ mm, so daß Wellendurchmesser zwischen 60 und 59,4 mm zulässig sind.

Näheres über die Fachnormen findet sich in den Abschnitten über die betreffenden Maschinenteile.

e) Einige Bemerkungen über Fabriknormen.

Die allgemeine Normung der Maschinenteile muß nun in den einzelnen Fabriken durch Normen der Sonderteile (Fabriknormen) und der wichtigeren und häufig angewendeten Gruppen von Maschinenteilen oder schließlich der ganzen Maschinen (Typisierung) ergänzt werden. Wenn eine Ausführung Beständigkeit erlangt hat, also keinen einschneidenden Änderungen mehr unterliegt und der Bedarf genügend groß ist, kann die Normung und anschließend die Herstellung in Reihen oder Massen einsetzen. So werden vielfach die Spindel- und Reitstöcke der Drehbänke für bestimmte Spitzenhöhen genormt und auf Lager gearbeitet, während nur die Drehbankbetten je nach den verlangten Spitzen-

weiten oder Sondereinrichtungen im einzelnen ausgeführt werden. Ähnliches gilt von den Steuerteilen der Dampf- und Gasmaschinen, der Dampfturbinen usw. Bei großem Bedarf wird man auch die Stangenköpfe, Kolbenstangenverbindungen, Kreuzköpfe, Stopfbüchsen, Exzenter und anderes normen. Oft wird durch Zusammenfassen ähnlicher Teile zu einer einzigen oder zu wenigen Formen, gelegentlich auch durch Zerlegen eine Massenherstellung möglich.

Derartige Normungen müssen von der Konstruktionsstätte ausgehen, die ja die genormten Stücke vor allem anwenden soll, naturgemäß unter voller Berücksichtigung der vorteilhaftesten Herstellmöglichkeiten und der gesamten Kosten. Die Normen werden zweckmäßigerweise in Heften zusammengestellt und sollen, durch Listen der in den Werkstätten vorhandenen Kaliber, Grenzlehren, Fräser, Reibahlen, Ausrundungsstäbe usw. ergänzt, den Konstrukteuren jederzeit zugänglich, bereit liegen.

Das Folgende bringt ein paar Beispiele für derartige weitergehende Normungen.

An Steuerungen lassen sich mit Vorteil die Zapfen und die zugehörigen Stangenköpfe einheitlich durchbilden, indem z. B. die Zapfendurchmesser um je 5 mm abgestuft und die Zapfenlängen annähernd im Verhältnis $\frac{d}{l} = \frac{1,4}{1}$ nach der folgenden Reihe unter Beachtung von DIN 3, Zusammenstellung 54, S. 181, festgelegt werden:

$d = 20$	25	30	35	40	45	50	55	60 mm
$l = 30$	36	40	50	55	60	70	75	80 mm

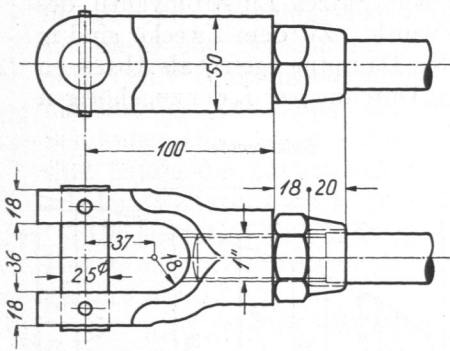


Abb. 275. Normalstangenkopf. M. 1:4.

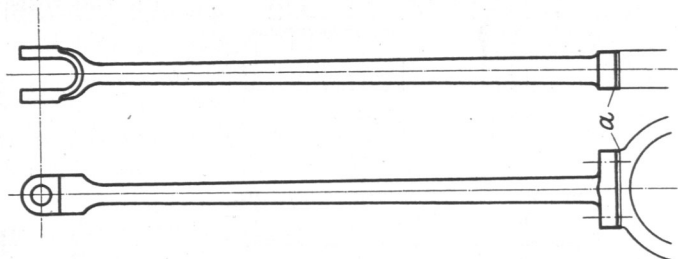


Abb. 276. Exzenterstange älterer Ausführung aus einem Stück.

Dann lassen sich auch die Stangenköpfe etwa auf Grund der Form Abb. 275 annähernd geometrisch ähnlich gestalten und geben eine Reihe, die die Herstellung in größeren Stückzahlen ermöglicht, wenn die Zapfen und Köpfe überall, wo sie irgend geeignet sind, verwendet werden. Im Zusammenhang mit Exzenterstangen bilden sie ein Beispiel dafür, wie durch Zerlegen von zur Massenherstellung ungeeigneten Teilen in einzelne Stücke Vorteile erzielt werden können. Die Exzenterstangen wurden früher nach Abb. 276 aus einem Stück, also mit angeschmiedeten oder angeschweißten Köpfen und Flanschen zur Befestigung am Exzenterbügel hergestellt. Sie mußten, da die Stangenlängen je nach Art und Größe der Maschine wechselten, einzeln ausgeführt werden. Die Abtrennung des Kopfes und die Ausbildung des Anschlusses am Bügel nach Abb. 277 ermöglichen deren Normung, so daß nur noch die einfachen Zwischenstangen in von Fall zu Fall verschiedener Länge einzeln ausgeführt werden müssen. Durch geeignete Wahl der Gewindemaße lassen sich sogar diese Stangenlängen in Abstufungen bringen und vereinheitlichen. Mit der neuen Gestaltung ist gleichzeitig die Regelung der Stangenlänge durch Nachstellen der Mutter gegenüber der älteren Ausführung wesentlich vereinfacht, bei der man sich durch Einlegen von Zwischenstücken oder Blechen bei a behelfen mußte.

Ein Beispiel, wie durch konstruktive Abänderungen die Massenherstellung von Kompressorventilen gefördert werden kann, sei dem Aufsatz von Neuhaus [III, 16] entnommen. Die Druck- und Saugventilsitze wurden früher mit verschiedenen Dicht- und Halteflächen im Zylinderdeckel nach Abb. 278 unten ausgeführt. Die darüber dargestellte neue Form benutzt vollständig gleiche Körper für beide Ventilarten. Sie konnten bei

dem rund doppelt so großen Bedarf statt auf Revolverbänken auf Halbautomaten in einer Aufspannung bei einem Viertel des früheren Lohnes fertig bearbeitet werden. Gleichzeitig war der Ersatz der früher notwendigen zwei Formplatten durch eine möglich geworden und ferner eine Vereinfachung in den Lagerbeständen eingetreten.

Oft leistet die zeichnerische Darstellung bei der Aufstellung von Normen gute Dienste. Beim Durchbilden einer Reihe von Ventilsteuerungen handelte es sich zunächst um die Festlegung einer möglichst geringen Zahl verschiedener Doppelsitzventile. Dazu wurden die Ein- und Austrittventile unter entsprechender Ausbildung der Körbe, Abb. 279 und 280,

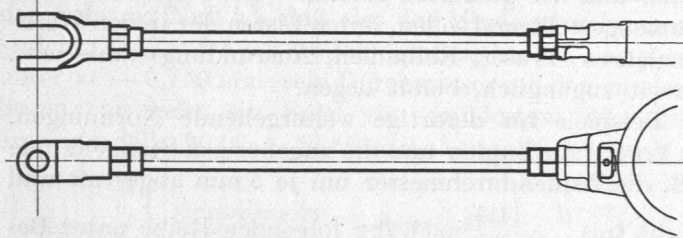


Abb. 277. Normung der Exzenterstange durch Zerlegung.

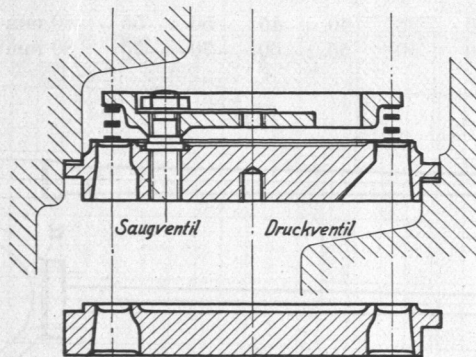


Abb. 278. Vereinheitlichung von Kompressorventilen (Borsig).

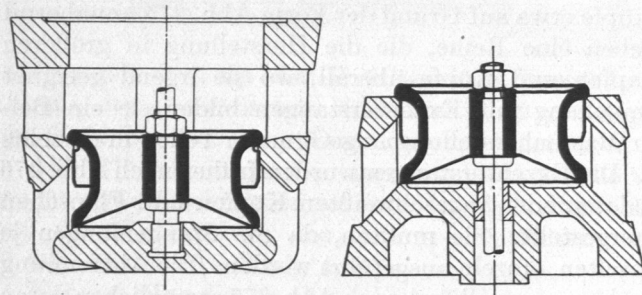


Abb. 279 und 280. Ein- und Auslaßventil gleicher Form.

auf gleiche Form gebracht. Da aber in den Ausströmventilen geringere Dampfgeschwindigkeit $v = 30$ m/sek als in den Eintrittventilen, $v = 40$ m/sek, herrschen sollte, konnten nicht die gleichen Ventildurchmesser für einen und denselben Zylinder verwendet werden. Die Reihe wurde deshalb so aufgestellt, daß das Aus-

laßventil des einen Satzes Einströmventil des nächstgrößeren wurde. Zu dem Zwecke sind in Abb. 281 über den Dampfmenigen Q als Abszissen die theoretischen Durchmesser d_0 der zugehörigen

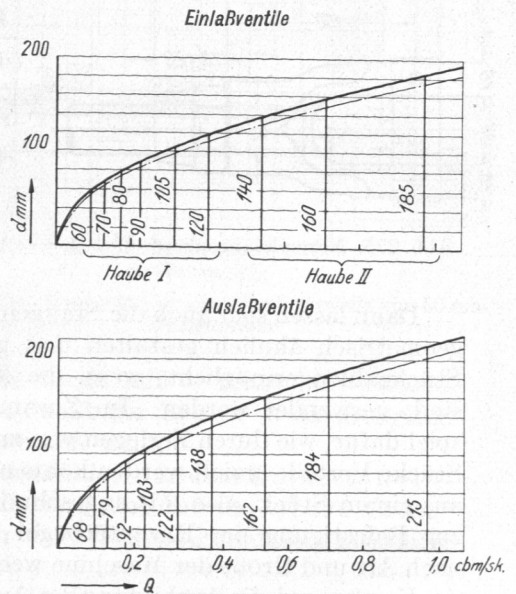


Abb. 281. Ermittlung zusammengehöriger Ein- und Auslaßventile.

Ventile, wie sie aus $\frac{\pi}{4} d_0^2 = \frac{Q}{v}$ folgen, als strichpunktierte Linien aufgetragen. Die ausgezogenen Kurven ergeben die lichten Durchmesser d unter Berücksichtigung der Querschnittminderung durch die Rippen und Wandungen (rd. 20% bei den kleinen, 12% bei den größeren Ventilen), und zwar für die Einlaßventile oben, für die Auslaßventile unten. Durch Ziehen einer senkrechten Linie findet man ohne weiteres zusammengehörige Paare, so z. B. zu dem Einströmventil von 120 mm lichtigem Durchmesser ein Ausströmventil von 138 mm Durchmesser. Wird der letztere auf 140 mm abgerundet und als Einströmventil in den oberen Teil der Abbildung eingetragen, so erhält man das nächste Auspuff-

ventil von 162, rund 160 mm, und so die folgende Reihe der Ventildurchmesser: 60, 70, 80, 90, 105, 120, 140, 160, 185, 215 mm. Nach ihnen konnten auch die Körbe und die Steuerhauben, welche für mehrere Ventile die gleiche Form erhielten, festgelegt werden.

VI. Bemerkungen über das Vorgehen beim Entwerfen von Maschinenteilen.

Beim Entwerfen muß die Aufzeichnung der Maschinenteile stets in unmittelbarem Zusammenhang mit der Berechnung der einzelnen Abmessungen oder Größen erfolgen; Berechnung und Entwurf müssen nebeneinander, dürfen nicht hintereinander durchgeführt werden. Man geht von dem Gegebenen, den Anschlußkonstruktionen oder den durch andere Entwürfe und Berechnungen schon festgelegten Teilen aus, zeichnet diese auf und berechnet die daran stoßenden Stücke des neuen Maschinenteils. Trägt man nun das Berechnete sofort in den Entwurf ein, so wird man meist von selbst auf die weiteren nun durchzubildenden oder zu berechnenden Teile hingewiesen und in der Gestaltung rasch gefördert. Für ein Absperrventil, dessen lichter Durchmesser gegeben oder aus den Durchflusssmengen berechnet ist, hat man in den normalen Abmessungen der Rohrflansche die Anschlußkonstruktion, die den ersten Anhalt bietet. Sie führt zur Aufzeichnung und Berechnung des Ventilflansches und zur Nachrechnung der zugehörigen normalen Verbindungsschrauben. Wichtig ist nun, diese sofort maßstäblich einzuzeichnen, um bei der Ausbildung des Ventilkörpers genügend Platz für die Mutter und den Schraubenschlüssel zum Anziehen vorzusehen. — Beim Entwerfen einer Schubstange sind häufig die Zapfenabmessungen gegeben; um die Zapfen herum werden die Lageraschen, weiterhin die Köpfe und schließlich die Stange durchgebildet.

Die einzelnen Teile müssen sofort in allen zur vollständigen Darstellung notwendigen Rissen entworfen werden, zur Prüfung, ob ihre Ausbildung nicht durch andere Stücke gestört wird.

Oft wird es nötig sein, zunächst die Teile nach Gutdünken oder Schätzung, jedoch maßstäblich zu skizzieren, um an dem Entwurf die Art der Beanspruchung, die Größe der Hebelarme, an denen die Kräfte wirken, feststellen und die Teile nachrechnen zu können. Auch bei statisch unbestimmten Aufgaben, etwa der Berechnung einer mehrfach gelagerten Welle, ist immer ein Vorentwurf nötig, ehe die genaue Berechnung einsetzen kann.

Falsch ist das von Anfängern oft versuchte Verfahren, zunächst die Berechnung gesondert durchzuführen und dann erst die Ergebnisse aufzutragen. Nicht allein, daß es viel schwieriger ist, den Gang der Berechnung lediglich an Hand der Vorstellung durchzuführen; oft bedingen Änderungen, die beim Aufzeichnen aus konstruktiven Gründen oder aus Rücksicht auf die Herstellung notwendig werden, die Umrechnung vieler damit im Zusammenhang stehender Teile und machen große Abschnitte der mühsam aufgestellten Rechnung hinfällig.

Die neben dem Entwurf entstehende Rechnung muß übersichtlich sein. Vorteilhafterweise wird zu dem Zweck ein in der Mitte gebrochener Bogen verwendet, dessen eine Hälfte zur Durchführung der Rechnung dient, während die andere in gleicher Höhe Handskizzen zur Erläuterung der Wirkung der Kräfte und zum Eintragen der benutzten Maße und Bezeichnungen aufnimmt. Die Skizzen erleichtern gleichzeitig die Übersicht sowie das Auffinden der Berechnung der einzelnen Teile. Auch etwaige Veränderungen und Nachträge können auf der Seite der Skizzen Platz finden. Sehr zu empfehlen ist, die errechneten Beanspruchungen unmittelbar in die Entwurfzeichnung an der entsprechenden Stelle einzuschreiben, um das lästige Nachsuchen in der Rechnung zu ersparen.

Alle Erläuterungen, sowohl in den Berechnungen, wie auf den Zeichnungen, sind kurz, im Telegrammstil abzufassen. Lange Ausführungen werden besser durch Skizzen ersetzt und veranschaulicht.

Zeichnerische Darstellungen müssen alle zum Verständnis nötigen Angaben enthalten und die Bedeutung der einzelnen Linien, sowie die Größe der Maßstäbe rasch erkennen lassen.

Über die Anfertigung technischer Zeichnungen vgl. [III, 18 und 17].

Unrichtig ist, wie schon auf S. 142 kurz angedeutet, die einseitige Überschätzung des Wertes der Rechnung beim Gestalten. Nicht selten erweist sich das durch sie Ermittelte als untauglich und wird zur Enttäuschung des Anfängers verworfen, weil andere Gesichtspunkte wichtiger erscheinen. Die Rechnung darf eben nur als eines der Mittel, dem Ziele näherzukommen, betrachtet werden. Sie gibt häufig nur den ersten Anhalt für die wirkliche Ausführung und Gestaltung.

Oft ist es nötig, bei der Rechnung vereinfachende Annahmen zu machen, weil die genaue Rechnung zu zeitraubend ist, oder weil die nötigen Unterlagen noch fehlen oder Änderungen unterworfen sind, die die Ergebnisse beeinflussen. Wohl aber ist es für den Anfänger wichtig, an möglichst vielen Beispielen selbst nachzuprüfen, welchen Einfluß derartige Annahmen haben, wie groß z. B. die Abweichungen zwischen der üblichen einfachen Näherungsrechnung und eingehenderen, genaueren Untersuchungen sind. Dadurch lernt er die gemachten Voraussetzungen einschätzen, die wirklichen Verhältnisse bei der Ausführung des Berechneten berücksichtigen und erwirbt sich einen Teil des konstruktiven Gefühls, das den älteren erfahrenen Ingenieur kennzeichnet, das diesen übrigens meist den umgekehrten Weg einschlagen läßt, zunächst dem Gefühl nach zu entwerfen und dann die einzelnen Teile, so weit nötig, nachzurechnen, und das ihn beispielweise der Berechnung jedes einzelnen Flansches oder der genaueren Nachrechnung jeder Schnecke auf Biegung, Drehung und Schub enthebt.

Ganz verfehlt ist es, die abstrakte Rechnung als das Höhere anzusehen, die schwierige Anwendung dagegen als das Niedere, Selbstverständliche zu betrachten. Bei der Ausführung rächt sich jeder Verstoß gegen die Natur oder die vielfältigen gegebenen Bedingungen; alles nicht richtig Durchdachte, nicht richtig Gestaltete versagt und wird dem dafür Verantwortlichen zur Last gelegt.

Vierter Abschnitt.

Keile, Federn und Stifte.

Vorbemerkung. Mittel zur Verbindung von Maschinenteilen.

Zwei oder mehrere Maschinenteile können entweder so verbunden werden, daß sie sich leicht wieder auseinandernehmen lassen oder so, daß zur Lösung der Verbindung die Zerstörung einzelner Teile nötig ist. Man unterscheidet danach: lösbare Verbindungen, hergestellt durch Keile, Schrauben, Stifte und andere Paßmittel und nicht-lösbare Verbindungen, durch Nieten, Schrumpfen, Löten, Kitten, Leimen.

Die Verbindung kann geeignet sein, solche Kräfte aufzunehmen, die nur in einer Richtung wirken oder solche, die ihre Richtung wechseln. Um im zweiten Falle Verschiebungen und unzulässige Stöße zu vermeiden, werden die einzelnen Teile von vornherein gegeneinander gepreßt; an den Berührungsstellen herrschen ständig Spannungen, es entstehen Spannungsverbindungen. Ein Beispiel der ersten Art bilden die Hängestangen in Abb. 282; die Kräfte dürfen nur in der gezeichneten Richtung wirken, sonst wird die Verbindung locker, indem sich die Muttern von ihren Auflageflächen abheben. Spannungsverbindungen sind häufig: im Falle der Abb. 283 wird die Kolbenstange einer doppelt wirkenden Maschine durch den Keil schon beim Zusammenbau kräftig in den Kreuzkopfhals hineingetrieben, damit trotz der wechselnden Richtung der Kraft in der Stange stets die Berührung an den die Kraft übertragenden Flächen aufrechterhalten