

in großen Rohren höhere Geschwindigkeiten zulässig sind, als bei schwankender oder stoßweiser Entnahme und in kleinen Rohren.

Für die Anschlußleitungen an Kolbenmaschinen pflegt meist ohne Rücksicht auf die Größe der Füllung der gesamte Zylinderinhalt zugrunde gelegt und die Fördermenge

$$Q = F \cdot c_m$$

aus der Kolbenfläche F in cm^2 und der mittleren Kolbengeschwindigkeit $c_m = \frac{s_1 \cdot n}{30}$ berechnet zu werden, wenn s_1 den Kolbenhub in m, n die Umdrehzahl in der Minute bedeutet. Man erhält mithin den Rohrquerschnitt aus:

$$f = \frac{\pi}{4} d^2 = \frac{F \cdot c_m}{v_m} = \frac{F \cdot s_1 \cdot n}{30 \cdot v_m} \text{cm}^2. \quad (151)$$

Üblich sind die folgenden Werte für v_m :

Zusammenstellung 88. Mittlere Geschwindigkeiten in Rohrleitungen.

In Saugleitungen von Wasserkolbenpumpen je nach der Länge	1,0 bis 0,5	m/sek
in Druckleitungen von Wasserkolbenpumpen	1 bis 1,5	bis 2 "
in den Saugleitungen der Schleuderpumpen	2 bis 2,5	" "
in den Druckleitungen von Niederdruckschleuderpumpen	2,5 bis 3	" "
in den Druckleitungen von Hochdruckschleuderpumpen	3 bis 3,5	" "
für Luft von niedriger Spannung	12 bis 15	" "
für Luft von hoher Spannung	20 bis 25	" "
für Hochofengas	7	" "
für Hochofengas hinter dem Ventilator	15	" "
für Hochofenwind	12 bis 15	" "
für gesättigten Dampf	20 bis 30	" "
für überhitzten Dampf	30 bis 45	" "
für überhitzten Dampf in großen Dampfturbinenzentralen bei normalem Betrieb	50	" "
bei vollem Betrieb bis	70	" "
für Auspuffdampf je nach der Länge der Leitung	25 bis 50	" "
in Überströmleitungen, bezogen auf den größeren der Zylinder	30 bis 35	" "
in Dampfleitungen zum Kondensator, bezogen auf die Niederdruckkolbenfläche	20 bis 30	" "
in Dampfleitungen zum Kondensator, bezogen auf das Dampfvolumen	100	" "
in Saugleitungen an Kleingasmaschinen je nach Länge	10 bis 20	" "
in Luftsaugleitungen an Viertaktgroßgasmaschinen	20	" "
in Gassaugleitungen an Viertaktgroßgasmaschinen	30 bis 35	" "
in Auspuffleitungen an Viertaktgroßgasmaschinen	20 bis 25	" "
in Auspuffleitungen an Zweitaktmaschinen	10 bis 15	" "

Bei stoßweiser Förderung ist die Einschaltung von Windkesseln, Ausgleichern, Dampfsammlern oder weiten Wasserabscheidern zu empfehlen, um Erzitterungen der Rohrleitungen, Schwingungen des Inhaltes und Rückwirkungen auf andere in der Nähe angeschlossene Maschinen und Apparate zu vermeiden.

An ausgedehnten Rohrleitungen, Wasserleitungsnetzen usw. sind für die Wahl des Durchmessers wirtschaftliche Gesichtspunkte maßgebend: einerseits die Verzinsung und die Tilgung der Anlagekosten, die mit zunehmendem Durchmesser steigen, andererseits die Betriebskosten, die mit größerem Durchmesser fallen, da die Verluste bei geringerer Geschwindigkeit abnehmen, vgl. Berechnungsbeispiel 5.

B. Berechnung der Rohre auf Festigkeit.

In einem durch inneren Druck p_i beanspruchten Rohr treten die größten Spannungen in den durch die Rohrachse gehenden Längsebenen auf. Die Wandstärke s kann, wenn sie gegenüber dem lichten Durchmesser d gering ist, nach der Formel:

$$s = \frac{p_i \cdot d}{2 \cdot k_z} + C, \quad (152)$$

berechnet werden, wie sich ohne weiteres aus der Betrachtung eines Rohrabchnittes von 1 cm Breite, Abb. 619, unter Annahme gleichmäßiger Verteilung der Spannungen in der Wandung ergibt. Die Flüssigkeitspressung ruft die Kraft $p_i \cdot d \cdot 1$ kg hervor; diese muß durch die Festigkeit der beiden Wandungen $k_z \cdot 2 \cdot s \cdot 1$ aufgenommen werden, woraus

$$p_i \cdot d = 2 k_z \cdot s$$

folgt.

Betrachtet man den Längsschnitt eines Rohres, Abb. 620, so läßt sich die Formel dahin deuten, daß die linke Rohrwand auf der Strecke $AB = l$ cm den Druck, der auf der gestrichelten Fläche $ABCD$ ruht, also

$$P = \frac{d}{2} \cdot l \cdot p_i \text{ kg}$$

aufzunehmen hat, wobei die Spannung:

$$\sigma_z = \frac{P}{f} = \frac{d \cdot l \cdot p_i}{2 l \cdot s} = \frac{d \cdot p_i}{2 s} \quad (152a)$$

entsteht.

C ist ein Zuschlag, der in Rücksicht auf die Herstellung, insbesondere die bei derselben unvermeidlichen Ungenauigkeiten und in Rücksicht auf die zu erwartende Abnutzung zu wählen ist.

An Gußeisenrohren geht man bei der Berechnung nach DIN 2411 von der Nennweite d und dem Nenndruck p_i aus, nimmt $k_z = 250 \text{ kg/cm}^2$ und wählt den Zuschlag C verhältnismäßig zu dem Produkt $p_i \cdot d$ derart, daß er von 0,6 bei der kleinsten Wandstärke auf 0 bei 55 mm sinkt. Er läßt sich ausdrücken durch:

$$C = 0,6 \left(1 - \frac{p_i \cdot d}{2750} \right),$$

so daß die Formel für die Wandstärke die Form:

$$s = \frac{p_i \cdot d}{2 \cdot 250} + 0,6 \left(1 - \frac{p_i \cdot d}{2750} \right) = \frac{9,8 p_i \cdot d + 3300}{5500} = \frac{1,78 p_i \cdot d + 600}{1000} \text{ cm} \quad (153a)$$

annimmt. Für Wandstärken über 55 mm gilt:

$$s = \frac{p_i \cdot d}{2 k_z} = \frac{p_i \cdot d}{500} \text{ cm}. \quad (153b)$$

Die Wandstärken stimmen bei 10 at Nenndruck annähernd mit denjenigen nach Zusammenstellung 85 überein.

Dadurch, daß für Gas- und Dampfrohre als Betriebsdruck nur $\approx 80\%$ des Nenndrucks zugelassen sind, wird die zulässige Beanspruchung k_z von 250, die für Wasser gilt, auf 200 kg/cm^2 ermäßigt. Die nach den Formeln errechneten Wandstärken gelten nur als Anhalt; je nach den besonderen Eigenschaften des Gußeisens, nach den technischen Einrichtungen der Gießerei oder aus andern Gründen kann davon abgewichen werden. An zu gießenden Zylindern, auf welche die Formel auch vielfach angewendet wird, nimmt man $C = 0,5 \text{ cm}$, wenn lediglich auf etwaige Kernverlegungen Rücksicht zu nehmen ist, $C = 1,0 \text{ cm}$, wenn der Zylinder nach dem Auslaufen nochmals soll ausgebohrt werden können.

Bei geringen inneren Drucken sind vielfach Erfahrungsformeln, welche die Herstellung, aber auch Nebenbeanspruchungen beim Versand, ungleichmäßige Auflagerung usw. berücksichtigen, für die Bemessung der Wandstärke s im Gebrauch. Für gußeiserne Rohre wählt man, wenn der Betriebsdruck 10, der Probedruck 20 at nicht überschreitet,

$$\text{bei stehendem Guß: } s = \frac{1}{60} d + 0,7 \text{ cm}, \quad (154a)$$

$$\text{bei liegendem Guß: } s = \frac{1}{50} d + 0,9 \text{ cm}. \quad (154b)$$

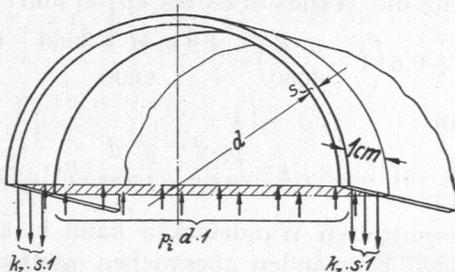


Abb. 619. Zur Berechnung der Stärke oder der Beanspruchung einer Rohrwandung.

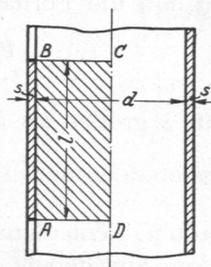


Abb. 620. Zur Berechnung der Spannung in einer Rohrwandung.

Die Wandstärke von Stahlgußrohren wird nach DIN 2412 nach der gleichen Formel, aber mit $k_z = 600 \text{ kg/cm}^2$ beim Nenndruck ermittelt (entsprechend 500 kg/cm^2 bei G -, 400 kg/cm^2 bei H -Rohren). Dabei ist eine Mindestfestigkeit des Stahlgusses $K_z = 4500 \text{ kg/cm}^2$ und eine Mindestbruchdehnung $\delta_5 = 22\%$ vorausgesetzt. C folgt unter den Umständen dem Ausdruck:

$$C = 0,6 \left(1 - \frac{p_i \cdot d}{6600} \right),$$

so daß die Formeln für die Wandstärke bis zu 55 mm:

$$s = \frac{p_i \cdot d}{2 \cdot 600} + 0,6 \left(1 - \frac{p_i \cdot d}{6600} \right) = \frac{4,9 p_i \cdot d + 3960}{6600} = \frac{0,74 p_i \cdot d + 600}{1000} \text{ cm}, \quad (154c)$$

für s größer als 55 mm:

$$s = \frac{p_i \cdot d}{2 k_z} = \frac{p_i \cdot d}{1200} \text{ cm} \quad (154d)$$

lauten. Von den so ermittelten Wandstärken kann in ähnlicher Weise, wie für Gußeisen angegeben, je nach Umständen abgewichen werden.

Auch für die Ermittlung der Wandstärke von Stahlrohren, soweit sie nicht durch die Herstellung bedingt ist, gilt nach DIN 2413 eine ähnliche Formel:

$$s = \frac{p_i \cdot d}{2 \cdot \varphi \cdot k_z} + C, \quad (154e)$$

wobei φ die im Abschnitt 6 S. 275f. schon benutzte Schwächungszahl, d. i. das Verhältnis der Festigkeit der Rohrnaht zur Festigkeit der vollen Rohrwand bedeutet. Nach DIN 2413 ist

an nahtlosen Rohren mit $\varphi = 1$,

an geschweißten Rohren, unabhängig von der Art der Schweißung, mit $\varphi = 0,8$,

an genieteten Rohren bei einreihiger Längsnaht mit $\varphi = 0,57$ bis $0,63$ zu rechnen.

Die zulässigen Beanspruchungen k_z ergeben sich aus der in der gleichen Norm festgelegten Bruchsicherheit, die an den auf den Nenndruck berechneten Rohren mindestens $S = 4,5$ betragen soll, für die verschiedenen Rohrarten wie folgt:

Festigkeit des verwandten Flußstahls kg/cm ²	Rechnungs- festigkeit K_z kg/cm ²	Beim Nenndruck, Wasserrohre		Gas- und Dampfrohre		Heißdampfrohre	
		Bruch- sicherheit \ominus	Zul. Bean- spruchung k_z kg/cm ²	Bruch- sicherheit \ominus	Zul. Bean- spruchung k_z kg/cm ²	Bruch- sicherheit \ominus	Zul. Bean- spruchung k_z kg/cm ²
3400 bis 4500	3600	4,5	800	5,6	640	7,1	500
4500 bis 5500	4500	4,5	1000	5,6	800	7,1	640

Der Zuschlag C , der Herstellungsungenauigkeiten und die gewöhnliche Abnutzung der Rohre berücksichtigt, ist einheitlich mit $0,1 \text{ cm}$ festgelegt. Damit ergeben sich als Grundformeln für die Berechnung der Wandstärke von Stahlrohren, ausgehend vom Nenndruck p_i :

bei Flußstahl von 3400 bis 4500 kg/cm² Festigkeit:

$$s = \frac{p_i \cdot d}{1600 \cdot \varphi} + 0,1 \text{ cm}, \quad (154f)$$

bei Flußstahl von 4500 bis 5500 kg/cm² Festigkeit:

$$s = \frac{p_i \cdot d}{2000 \cdot \varphi} + 0,1 \text{ cm}. \quad (154g)$$

Zusätzliche Beanspruchungen durch Stöße, Wasserschläge, die Inanspruchnahme auf Biegung oder die Schwächung der Rohrwände durch besonders starke Rostangriffe oder bei der Herstellung, etwa beim scharfen Biegen, sind durch besondere Zuschläge zu be-

rücksichtigen. DIN 2413 empfiehlt in solchen Fällen die Rohre nach dem nächsthöheren Nenndruck zu wählen.

An dickwandigen Rohren führt die Annahme gleichmäßiger Verteilung der Spannungen in den Wandungen zu einer beträchtlichen Unterschätzung der Höhe der Beanspruchung. Die größte, am inneren Umfang in tangentialer Richtung auftretende Anstrengung muß vielmehr nach der genauen Formel (55a) berechnet werden. Sind p_i , k_z und r_i gegeben, so erhält man den äußeren Halbmesser aus:

$$r_a = r_i \cdot \sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} + C \tag{155a}$$

oder die Wandstärke s aus:

$$s = r_i \cdot \left(\sqrt{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 1,3 p_i}} - 1 \right) + C. \tag{155b}$$

Betrachtet man die größte Schubspannung als maßgebend für die Inanspruchnahme, so wird nach Formel (55b):

$$r_a = r_i \sqrt{\frac{\tau_s}{\tau_s - p_i}} + C \tag{156a}$$

und

$$s = r_i \left(\sqrt{\frac{\tau_s}{\tau_s - p_i}} - 1 \right) + C. \tag{156b}$$

Der Zuschlag C ist wiederum, je nach den Umständen, wie oben erläutert, zu wählen.

Die erwähnten Formeln pflegen auch auf die Berechnung von Formstücken, Pumpenkörpern und anderen, aus zylindrischen Teilen zusammengesetzten Stücken, die innerem Druck widerstehen müssen, angewendet zu werden. Dabei sei jedoch auf die oft beträchtliche Erhöhung der Beanspruchungen aufmerksam gemacht, die an den Durchdringungsstellen und in den Kehlen der Abzweigungen bei scharfen Übergängen oder Krümmungen entsteht. Sie macht sich nicht selten bei Druckwechseln durch deutlich sichtbare Formänderungen, durch das „Atmen“ der Stücke bemerkbar und ist die Ursache der so häufig von diesen Stellen ausgehenden Risse und Brüche. Lehrreich sind in der Beziehung die Versuche von Bach [VIII, 2] an zwei gußeisernen Körpern, von denen einer mit einem seitlichen Stutzen nach Abb. 621 versehen, der andere glatt, also ohne Stutzen, Abb. 622, ausgeführt war.

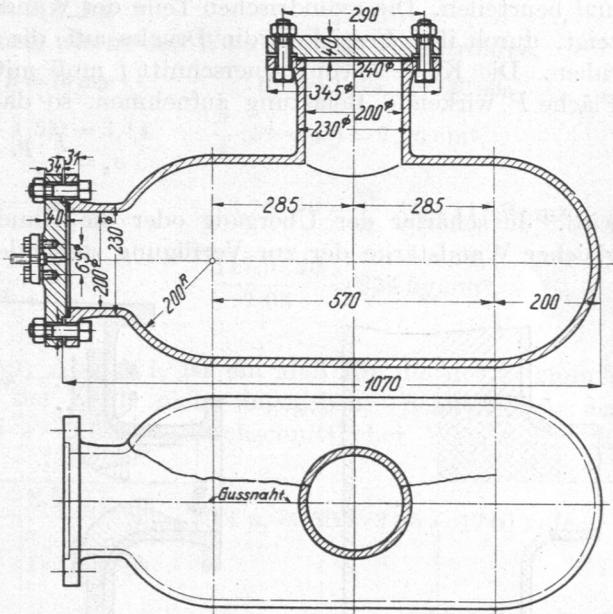


Abb. 621. Versuchskörper für Inanspruchnahme auf inneren Druck (Bach). M. 1 : 15.

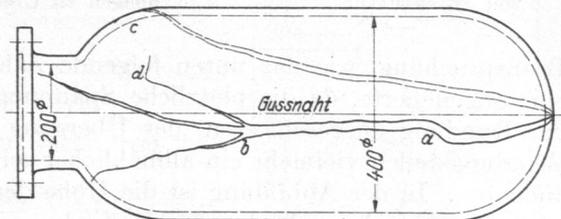


Abb. 622. Vergleichskörper zum vorstehenden. M. 1 : 15.

Innerem Wasserdruck ausgesetzt, riß der erste bei $p_1 = 34,5$, der zweite erst bei $p_2 = 83 \text{ kg/cm}^2$ Druck. Der Bruch hatte bei dem letzteren offenbar als Längsriß am zylindrischen Teil an einer Stelle begonnen, wo die Wandstärke 12,6 bis 15,2, im Mittel $s_2 = 13,2 \text{ mm}$ betrug. Bezogen auf diese Stärke, berechnet sich die Spannung der Hauptzylinder zu:

$$\sigma_z = \frac{d \cdot p_2}{2 \cdot s_2} = \frac{40 \cdot 83}{2 \cdot 1,32} = 1258 \text{ kg/cm}^2.$$

An dem Körper mit Stutzen riß der Zylindermantel nur auf der Seite, wo sich der Stutzen befand; der Bruch verlief parallel zur Hauptebene, war aber der Seite nach verschoben. Die mittlere Wandstärke betrug dort etwa $s_1 = 15$ mm. Auf Grund der Formel (152a) ergibt sich daraus eine Spannung im Hauptzylinder von nur:

$$\sigma_z' = \frac{d \cdot p_i}{2 s_1} = \frac{40 \cdot 34,5}{2 \cdot 1,5} = 460 \text{ kg/cm}^2.$$

Das Verhältnis beider ist:

$$\frac{\sigma_z}{\sigma_z'} = \frac{1258}{460} = \frac{2,73}{1};$$

die Widerstandsfähigkeit des Körpers ohne Stutzen war also 2,73mal größer als die desjenigen mit Stutzen. Zugversuche an unmittelbar herausgeschnittenen Probestäben ergaben im Mittel 1380 bzw. 1438 kg/cm² Zugfestigkeit.

In erster Annäherung lassen sich die Spannungen in der Kehle wie folgt berechnen und beurteilen. Die zylindrischen Teile der Wandung, Abb. 623, nehmen, wie oben gezeigt, durch ihre Festigkeit die Drucke auf, die auf den einfach gestrichelten Flächen ruhen. Die Kehle *I* vom Querschnitt *f* muß mithin die auf der doppelt gestrichelten Fläche *F* wirkende Belastung aufnehmen, so daß die Spannung:

$$\sigma_z = \frac{F \cdot p_i}{f} \quad (157)$$

wird. Je schärfer der Übergang oder die Rundung, desto geringer ist bei durchweg gleicher Wandstärke der zur Verfügung stehende Querschnitt *f*, um so höher also die

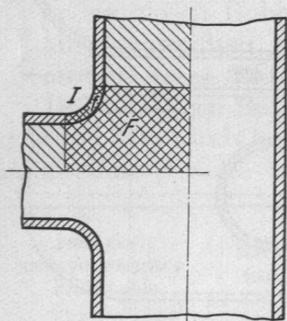


Abb. 623. Zur Berechnung von Formstücken.

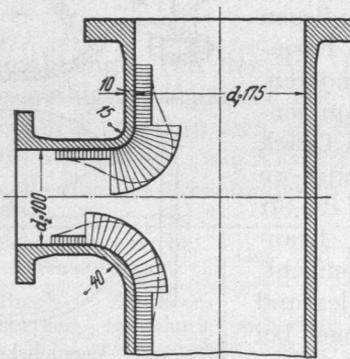


Abb. 624. Verteilung der Spannungen an Übergangstellen.

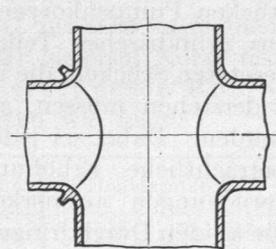


Abb. 625. Kehlenverstärkungen an Formstücken.

Beanspruchung, wie das unten folgende Zahlenbeispiel zeigt. Die Berechnung ist nur eine angenäherte, da die plötzliche Spannungssteigerung, Abb. 624, an der Ansatzstelle der Rundung ausgeschlossen, der Übergang zu den Spannungen in den zylindrischen Wandungsteilen vielmehr ein allmählicher sein wird, wie es die strichpunktierten Linien andeuten. In der Abbildung ist die Höhe der Spannungen durch die Länge der Striche senkrecht zur Innenfläche des T-Stücks gekennzeichnet. Falls Ausrundungen nicht möglich oder nicht ausreichend sind, können die Ecken durch örtlich größere Wandstärken, Abb. 625 rechts, durch aufgesetzte Rippen, Abb. 625 links, oder durch warm eingezogene schmiedeeiserne Schraubenbolzen nach Abb. 626 verstärkt werden. Das Loch für die letzteren soll eingegossen werden, um zu bedeutende Werkstoffansammlungen und damit Lunkerbildungen an der gefährdeten Stelle zu vermeiden. Der Bolzen wird rotwarm eingesetzt und ruft bei seiner Abkühlung Druckspannungen in der Ecke hervor, welche erst von dem inneren Druck überwunden werden müssen, ehe Zugspannungen auftreten können. Die Berechnung der Bolzen erfolgt mit $k_z = 800$ bis 900 kg/cm² unter Zugrundelegung des Druckes, der der gestrichelten Fläche in Abb. 626 entspricht.

Zahlenbeispiel. An einem in Abb. 624 dargestellten Formstück von $d_1 = 175$ mm Durchmesser des Hauptstranges, $d_2 = 100$ mm lichter Weite des Stutzens und durchweg $s = 10$ mm Wandstärke errechnet sich die Beanspruchung bei $p_i = 20$ at inneren Druck im Hauptrohr zu:

$$\sigma_z = \frac{d_1 \cdot p_i}{2s} = \frac{17,5 \cdot 20}{2 \cdot 1} = 175 \text{ kg/cm}^2,$$

in der Abzweigung zu:

$$\sigma'_z = \frac{d_2 \cdot p_i}{2s} = \frac{10 \cdot 20}{2 \cdot 1} = 100 \text{ kg/cm}^2.$$

Um den Einfluß der Abrundungshalbmesser zu zeigen, ist dieser an der oberen Übergangsstelle klein, zu 15 mm, an der unteren größer, zu 40 mm angenommen. Die folgende Rechnung ergibt im ersten Falle eine 2,9, im zweiten eine 1,9mal so große Spannung wie in der Wandung des Hauptrohres.

Obere Ecke, $R = 15$ mm

Untere Ecke, $R = 40$ mm

$$\text{Wandungsquerschnitt } f = \frac{\pi}{4} (2,5^2 - 1,5^2) = 3,14$$

$$\frac{\pi}{4} (5^2 - 4^2) = 7,06 \text{ cm}^2,$$

$$\text{Druckfläche } F = 11,25 \cdot 7,5 - \frac{\pi}{4} \cdot 2,5^2 = 79,5$$

$$13,75 \cdot 10 - \frac{\pi}{4} \cdot 5^2 = 117,9 \text{ cm}^2.$$

$$\text{Beanspruchung } \cdot \sigma''_z = \frac{F \cdot p_i}{f} = \frac{79,5 \cdot 20}{3,14} = 507$$

$$\frac{117,9 \cdot 20}{7,06} = 334 \text{ kg/cm}^2.$$

An dem Bachschen Versuchskörper, Abb. 621, ist ein Maß für die der Zeichnung nach ziemlich scharfe Abrundung in der Kehle nicht angegeben. Schätzt man den Halbmesser zu 10 mm, so wird bei $s = 15$ mm durchschnittlicher Wandstärke die Spannung in der Kehle:

$$\sigma''_z = \frac{F \cdot p_1}{f} = \frac{22,5 \cdot 12,5 - 2,5 \cdot 2,5}{2,5 \cdot 2,5 - \frac{\pi}{4} \cdot 1^2} \cdot p_1 = 50,4 p_1 = 50,4 \cdot 34,5 = 1740 \text{ kg/cm}^2,$$

während sich in der Wandung:

$$\sigma_z = \frac{d \cdot p_1}{2s} = \frac{40}{2 \cdot 1,5} p_1 = 13,3 p_1$$

ergibt und mithin das Verhältnis:

$$\frac{\sigma''_z}{\sigma_z} = \frac{50,4}{13,3} = 3,8,$$

gegenüber dem beim Versuch ermittelten Wert von 2,73 um rund 35% zu groß ist.

Kugelige Wandungen, bei Pumpen- und Ventilkörpern, Abb. 219, sowie Formstücken, Abb. 627, gern angewendet, zeigen nicht allein größere Widerstandsfähigkeit, sondern bieten auch günstigere und ringsum gleichmäßige Übergänge beim Anschluß zylindrischer Stutzen und Rohre, wenn deren Mittellinien durch die Kugelmitteln gehen. Ihre Wandstärke wird ebenso groß wie die der anschließenden zylindrischen Teile gewählt, sofern nicht die Berechnung auf Festigkeit größere Abmessungen verlangt, und zwar wird dann die Wandstärke s im Verhältnis zum inneren Durchmesser, ausgehend von der Formel (51),

$$s = \frac{d}{4} \cdot \frac{p_i}{k_z} + C \tag{158}$$

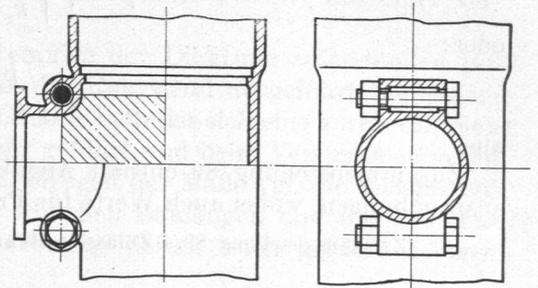


Abb. 626. Eckverstärkung durch warm eingezogene Bolzen.

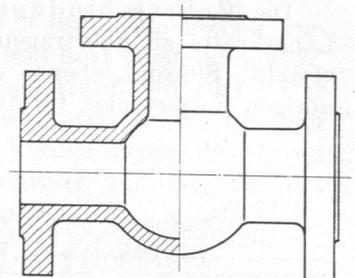


Abb. 627. Kugelformstück.

genommen. Bei verhältnismäßig größerer Wandstärke führt man, ausgehend von Formel (50),

$$r_a = r_i \cdot \sqrt[3]{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 0,65 p_i}} + C \tag{159a}$$

oder:

$$s = r_i \left(\sqrt[3]{\frac{k_z + 0,4 p_i}{k_z - 0,65 p_i}} - 1 \right) + C \tag{159b}$$

aus.

Zusammenstellung 89 enthält Angaben über die in Rohrwandungen zulässigen Beanspruchungen, wobei auch Werte für Preßzylinder, Pumpenkörper usw. aufgeführt sind.

Zusammenstellung 89. Zulässige Beanspruchungen in Rohren, Formstücken u. dgl.

	Zulässige Beanspruchung k_z kg/cm ²	Zuschlag C cm
Rohre aus		
Gußeisen (Friedrich Wilhelmshütte)	210	0,86
Flußeisen, $d \leq 200$ mm	350	0,1
$d > 200$ mm	400	—
Kupfer (Marinevorschriften) $d \leq 100$ mm	200	0,15
$d \leq 125$ mm	200	—
Dickwandige Rohre, Preßzylinder usw. aus		
Gußeisen	200—300—(750) ¹⁾	
Stahlguß	600—(1500) ¹⁾	
Flußeisen	800—(1800) ¹⁾	
Phosphorbronze	500—(1000) ¹⁾	
Pumpenkörper aus		
Gußeisen, zwischen den Ventilen ²⁾	100—150	
„ Druckraum über dem Druckventil ²⁾	150—200	
Stahlguß, zwischen den Ventilen ²⁾	200—250	
„ Druckraum über dem Druckventil ²⁾	250—300	

¹⁾ Die eingeklammerten Zahlen sind Höchstwerte für Preßzylinder, an die man nur gezwungen bei vorzüglichem Werkstoff und allmählich zunehmendem Druck herangehen soll.

²⁾ Der eigentliche Arbeitsraum der Pumpen unterliegt in den Umkehrpunkten der Kolbenbewegung plötzlichen, stoßartigen Druckwechseln zwischen der Saug- und der Druckspannung, während der Raum über dem Druckventil nur geringen Schwankungen, sogar annähernd gleichbleibendem Druck ausgesetzt ist, solange die Windkessel genügend groß und mit Luft gefüllt sind. Daher die Unterschiede in der zulässigen Beanspruchung.

IV. Rohrverbindungen.

Die Rohrverbindungen müssen 1. dicht und 2. geeignet sein, die auftretenden Längskräfte zu übertragen. Vielfach wird noch 3. die Forderung leichter Lösbarkeit gestellt. Sie sind, ebenso wie die zur Herstellung von Abzweigungen und Krümmungen nötigen Formstücke, für die gebräuchlichen Rohrdurchmesser in ihren Maßen festgelegt, d. h. genormt.

Rohrverbindungen werden hergestellt durch Muffen, Verschraubungen und Flansche.

A. Muffenverbindungen.

Muffenverbindungen, in Abb. 628 in der an gußeisernen Rohren der Zusammenstellung 85 üblichen Form gezeigt, sind einfach und billig. Sie eignen sich aber im allgemeinen nur für mäßige Drucke, weil größere Längskräfte nicht unmittelbar übertragen werden können, sondern längs der Rohre selbst aufgenommen oder an den End- und Knickpunkten der Leitung besonders aufgefangen werden müssen und weil die Packung nur durch die Reibung in den zylindrischen Muffen gehalten wird. Andererseits lassen sie Ausdehnungen durch die Wärme zu und ermöglichen, wenn sie mit etwas Spiel im Grunde der

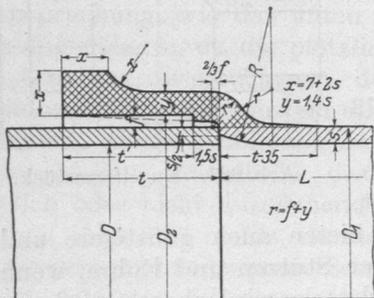


Abb. 628. Normale Muffe an gußeisernen Rohren der Zusammenstellung 85.

die Reibung in den zylindrischen Muffen gehalten wird. Andererseits lassen sie Ausdehnungen durch die Wärme zu und ermöglichen, wenn sie mit etwas Spiel im Grunde der