

Drahteinlagen verwendet. Um das Zerreißen und Herauspressen zu verhüten, sind alle Gummidichtungen bei höheren Pressungen einzuschließen.

Die billigste Art ist wiederum die Gummischnurdichtung, Abb. 714 und 715. Die runde Schnur wird an den Enden schräg abgeschnitten, mit Gummilösung zu einem Ring zusammengekittet, in eine Nut von etwas größerem Querschnitt als dem der Schnur selbst gelegt und durch Anziehen der Schrauben breit gepreßt. Dabei kommen die Flansche in unmittelbare, metallische Berührung, ein Vorteil, der schon oben näher gewürdigt wurde. Die Nut soll so angeordnet sein, daß der Flüssigkeitsdruck den Gummiring in die Keilfläche preßt, die Dichtung also zu einer selbsttätigen wird. Falsch ist die Ausbildung der Nut nach Abb. 716, weil beim Aufsetzen des oberen Teils die Kante K den Gummiring leicht verletzt oder zerschneidet, namentlich wenn der obere Teil nicht noch durch eine Zentrierung geführt ist. Abb. 714 gilt für einen zentrierten, Abb. 715 für einen ebenen Flansch.

Rundgummidichtungen von 5 bis 7 mm Durchmesser für Flansche mit Eindrehungen nach DIN 2514 sind in DIN 2693 genormt. Der mittlere Durchmesser im ungespannten Zustande stimmt mit dem Vorsprungdurchmesser der Flansche überein, um die Ringe mit etwas Spannung um die Vorsprünge legen zu können.

Flachgummidichtung ist wiederum teurer und deshalb weniger zu empfehlen. Um das Anhaften des Gummis zu verhüten, kann die Dichtung mit angefeuchtetem Graphit, Schlemmkreide oder Ähnlichem bestrichen werden.

VI. Berechnungsbeispiele.

1. Berechnung der Saug- und Druckrohrquerschnitte der doppelt wirkenden Pumpe der Wasserwerkmaschine, Tafel I. Kolbendurchmesser $D_p = 285$ mm, Hub $s_1 = 800$ mm, Umlaufzahl $n = 50$ in der Minute. Mittlere Kolbengeschwindigkeit:

$$c_m = \frac{s_1 \cdot n}{30} = \frac{0,8 \cdot 50}{30} = 1,33 \text{ m/sek.}$$

Unter Vernachlässigung der Querschnittverminderung durch die Kolbenstange wird der Rohrquerschnitt f_s nach der Formel (151) bei einer mittleren Wassergeschwindigkeit $v_m = 1$ m/sek in der Saugleitung:

$$f_s = \frac{F \cdot c_m}{v_m} = \frac{\pi}{4} 28,5^2 \cdot \frac{1,33}{1} = 850 \text{ cm}^2.$$

Saugrohrdurchmesser 33 cm, abgerundet auf 350 mm.

Bei $v_m = 1,7$ m/sek Geschwindigkeit in der Druckleitung muß das Druckrohr einen Querschnitt von:

$$f_d = \frac{\pi}{4} \cdot 28,5^2 \cdot \frac{1,33}{1,7} = 500 \text{ cm}^2$$

erhalten. Lichter Rohrdurchmesser $D = 25,2$ cm, gewählt $D = 250$ mm.

Will man die Verluste in den Ventilen durch den volumetrischen Wirkungsgrad, der zu $\eta_1 = 0,975$ angenommen sei und den Einfluß der Kolbenstange berücksichtigen, so ermittelt man zunächst aus dem mittleren Kolbenquerschnitt F_p die sekundliche Fördermenge Q der Pumpe und daraus die Rohrquerschnitte.

Bei einem Kolbenstangendurchmesser $d = 75$ mm wird:

$$F_p = \frac{1}{2} \left[\frac{\pi}{4} D_p^2 + \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d^2) \right] = \frac{1}{2} \frac{\pi}{4} [2 \cdot 28,5^2 - 7,5^2] = 616 \text{ cm}^2.$$

$$Q = \eta_1 F_p \cdot 2 s_1 \cdot \frac{n}{60} = 0,975 \cdot 616 \cdot 2 \cdot 80 \cdot \frac{50}{60} \approx 80080 \text{ cm}^3/\text{sek.}$$

Daraus folgt für den Druckrohrquerschnitt

$$f_d = \frac{Q}{v_m} = \frac{80080}{170} = 471 \text{ cm}^2.$$

Demnach würde ein Rohr von 245 mm Durchmesser ausreichen. In demjenigen von 250 mm Durchmesser entsteht eine wirkliche mittlere Geschwindigkeit von 1,63 m/sek.

2. Rohrleitungen zu den Zylindern der Dampfmaschine, Tafel I. Der Querschnitt des Dampfzuleitungsrohres am Hochdruckzylinder wird bei $v_m = 30$ m/sek und unter Vernachlässigung der Wirkung der Kolbenstange bei $D_h = 450$ mm:

$$f_e = \frac{\pi}{4} D_h^2 \cdot \frac{c_m}{v_m} = \frac{\pi}{4} \cdot 45,0^2 \cdot \frac{1,33}{30} = 70,7 \text{ cm}^2.$$

Ihm entspricht ein Rohrdurchmesser von 95 mm. Gewählt $d_e = 100$ mm.

Auslaßrohre des Hochdruckzylinders. $v_m = 20$ m/sek:

$$f_a = \frac{\pi}{4} D_h^2 \cdot \frac{c_m}{v_m} = \frac{\pi}{4} \cdot 45,0^2 \cdot \frac{1,33}{20} = 106 \text{ cm}^2.$$

$d_a = 116$ mm; gewählt 125 mm.

Überströmleitung zum Niederdruckzylinder. $v_m = 30$ m/sek, bezogen auf den Niederdruckzylinderquerschnitt. $D_n = 800$ mm.

$$f'_e = \frac{\pi}{4} D_n^2 \cdot \frac{c_m}{v_m} = \frac{\pi}{4} \cdot 80^2 \cdot \frac{1,33}{30} = 223 \text{ cm}^2.$$

$d'_e = 169$, gewählt 175 mm Durchmesser.

Ausströmleitung, $v_m = 20$ m/sek.

$$f'_a = \frac{\pi}{4} D_n^2 \cdot \frac{c_m}{v_m} = \frac{\pi}{4} \cdot 80^2 \cdot \frac{1,33}{20} = 335 \text{ cm}^2.$$

$d'_a = 207$, gewählt 225 mm.

3. Nachrechnung der Flanschverbindung nach Abb. 717 für 377 mm Rohrdurchmesser bei $p_i = 20$ at Betriebsdruck.

Beanspruchung der Rohrwand:

$$\sigma_z = \frac{d \cdot p_i}{2s} = \frac{37,7 \cdot 20}{2 \cdot 0,85} = 444 \text{ kg/cm}^2.$$

Abb. 717. Lose Flanschverbindung für 377 mm Rohrdurchmesser.

Längskraft der Flanschverbindung, berechnet aus dem äußeren Dichtungsdurchmesser D_6 :

$$P' = \frac{\pi}{4} D_6^2 \cdot p_i = \frac{\pi}{4} \cdot 43,5^2 \cdot 20 \approx 29700 \text{ kg}.$$

Beanspruchung der 16 Stück $1\frac{1}{8}$ " Schrauben:

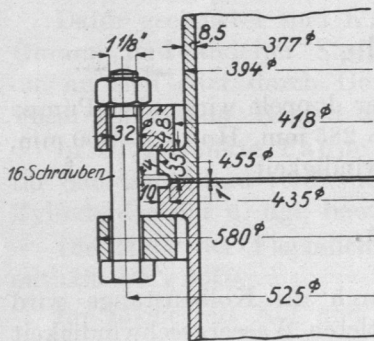
$$\sigma_z = \frac{P'}{i \cdot \frac{\pi}{4} d_1^2} = \frac{29700}{16 \cdot 4,50} = 413 \text{ kg/cm}^2.$$

Beanspruchung des losen Flansches nach Formel (164), für die sich der mittlere Durchmesser der Auflagefläche des Flansches am Bordring:

$$D_m = \frac{D_4 + D_3}{2} = \frac{455 + 418}{2} = 436,5 \text{ mm}$$

ergibt Formel (164):

$$\sigma_b = 6 \cdot \frac{P'}{2} \cdot \frac{D_2 - D_m}{\pi (D_1 - D_3 - 2d_0) h^2} = 6 \cdot \frac{29700}{2} \cdot \frac{(52,5 - 43,65)}{\pi (58 - 41,8 - 2 \cdot 3,2) 4,8^2} = 1110 \text{ kg/cm}^2.$$



Auf Grund der von Westphal angegebenen Formeln (165) und (166) werden die Grenzwerte, zwischen denen die Spannung an den Innenkanten des Flansches liegt:

$$\sigma = \pm \frac{3 P' (D_2 - D_m)}{\pi D_3 h^2 \ln \frac{D_1}{D_3}} = \frac{3 \cdot 29700 (52,5 - 43,65)}{\pi \cdot 41,8 \cdot 4,8^2 \ln \frac{58}{41,8}} = 796 \text{ kg/cm}^2,$$

$$\sigma' = \pm \frac{3 P' (D_2 - D_m)}{\pi D_3 h^2 \ln \frac{D_1 D_3'}{D_1' D_3}} = \frac{3 \cdot 29700 (52,5 - 43,65)}{\pi \cdot 41,8 \cdot 4,8^2 \ln \frac{58 \cdot 49,3}{55,7 \cdot 41,8}} = 1270 \text{ kg/cm}^2.$$

Für die Berechnung nach der Ensslinschen Formel (72) wäre

$$r_i = \frac{D_m}{2} = 21,83 \quad \text{und} \quad r_a = \frac{D_2}{2} = 26,25 \text{ cm}$$

zu setzen, woraus

$$\frac{r_i}{r_a} = \frac{21,83}{26,25} = 0,831$$

und aus Abb. 65 $\varphi_7 = 1,062$ folgt.

$$\sigma = \varphi_7 \cdot \frac{P'}{h^2} = \frac{1,062 \cdot 29700}{4,8^2} = 1369 \text{ kg/cm}^2.$$

Daß dieser Wert sicher zu hoch ist, war schon auf Seite 381 des näheren ausgeführt. Beanspruchung des Bordringes.

Der Hebelarm a des Biegemomentes findet sich als Abstand der Mitte der Auflagefläche des losen Flansches von der Rohrwand:

$$a = \frac{D_m - D_a}{2} = \frac{436,5 - 394}{2} = 21,25 \text{ mm}.$$

$$\sigma_b = \frac{6 \cdot P' \cdot a}{\pi \cdot D_a \cdot h^2} = \frac{6 \cdot 29700 \cdot 2,13}{\pi \cdot 39,4 \cdot 3,5^2} = 253 \text{ kg/cm}^2.$$

Die Scherspannung betrage nur:

$$\sigma_s = \frac{P'}{\pi \cdot D_a \cdot h} = \frac{29700}{\pi \cdot 39,4 \cdot 3,5} = 69 \text{ kg/cm}^2,$$

ist also nicht maßgebend.

4. Berechnung ovaler Flansche.

a) Ein besonders aufgesetzter Flansch, Abb. 669, muß in sich genügende Festigkeit gegenüber den äußeren Kräften haben. Der gefährliche Querschnitt FB liegt in der Mitte; er muß hinreichend biegefest sein. Bei $p_i = 10$ at Druck, einem lichten Rohrdurchmesser von 50 und einem Außendurchmesser der Dichtleiste von 90 mm wird der mittlere Durchmesser $d_m = 70$ mm und die Längskraft im Rohre:

$$P' = \frac{\pi}{4} d_m^2 \cdot p_i = \frac{\pi}{4} \cdot 7^2 \cdot 10 = 385 \text{ kg}.$$

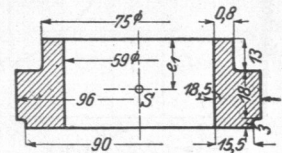


Abb. 718. Querschnitt FB des Flansches Abb. 669.

Am Querschnitt FB , Abb. 718, beträgt der Schwerpunktabstand von der oberen Fläche des Flansches:

$$e_1 = \frac{0,8 \cdot 1,3 \cdot 0,65 + 1,85 \cdot 1,8 \cdot 2,2 + 0,3 \cdot 1,55 \cdot 3,25}{0,8 \cdot 1,3 + 1,85 \cdot 1,8 + 0,3 \cdot 1,55} = 1,97 \text{ cm},$$

das Trägheitsmoment:

$$J = 2 \left[\frac{0,8 \cdot 1,3^3}{12} + 0,8 \cdot 1,3 \cdot 1,32^2 + \frac{1,85 \cdot 1,8^3}{12} + 1,85 \cdot 1,8 \cdot 0,23^2 + \frac{1,55 \cdot 0,3^3}{12} + 1,55 \cdot 0,3 \cdot 1,28^2 \right] = 7,59 \text{ cm}^4,$$

Damit wird die Biegebeanspruchung:

$$\sigma_b = \frac{P' \cdot c}{2J} \cdot e_1 = \frac{385 \cdot 5,75 \cdot 1,97}{2 \cdot 7,59} = 288 \text{ kg/cm}^2,$$

ist also genügend niedrig. Im Querschnitt GH , Abb. 669, als Rechteck von der Breite $b' = 83$ und der Höhe $h = 18$ mm aufgefaßt, beträgt die Spannung nur:

$$\sigma_b' = 6 \cdot \frac{P'}{2} \cdot \frac{c'}{b' h^2} = 6 \cdot \frac{385}{2} \cdot \frac{2}{8,3 \cdot 1,8^2} = 86 \text{ kg/cm}^2.$$

b) Im Falle eines an dem Rohr unmittelbar angegossenen Flansches, Abb. 668, wird dagegen der Querschnitt GH der gefährliche. Bei den in der Abbildung eingeschriebenen Maßen und $p_i = 10$ at Druck muß ein gußeiserner Flansch unter einer zulässigen Beanspruchung auf Biegung von $k_b = 200$ kg/cm² bei einer Dichtungsbreite von 15 mm und somit:

$$P' = \frac{\pi}{4} d_m^2 \cdot p_i = \frac{\pi}{4} \cdot 6,5^2 \cdot 10 = 332 \text{ kg}$$

Längskraft in den beiden $\frac{5}{8}$ " Schrauben, ein Widerstandsmoment:

$$W = \frac{P' \cdot c'}{2 \cdot k_b} = \frac{332 \cdot 1,9}{2 \cdot 200} = 1,58 \text{ cm}^3$$

haben. Bei einer Breite $b' = 60$ mm wird die erforderliche Flanschstärke h' :

$$h' = \sqrt{\frac{6W}{b}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 1,58}{6}} = 1,26 \text{ cm.}$$

Gewählt in Rücksicht auf die $\frac{5}{8}$ " Schrauben $h' = 15$ mm.

5. Für eine Wassermenge von 700 m³/Std. ist der wirtschaftlich günstigste Rohrdurchmesser unter der vereinfachenden Annahme zu bestimmen, daß lediglich die Verzinsungs- und Tilgungssumme in Höhe von 10% des Rohrpreises und die Betriebskosten durch die Druckverluste in der Leitung maßgebend sind. Der Druck betrage 5 at, so daß normale gußeisernerne Muffenrohre benutzt werden können, die Länge der Rohrstrecke $L = 1000$ m.

Zu den in der folgenden Liste enthaltenen Zahlen für Rohre zwischen 350 und 550 mm lichtem Durchmesser sei bemerkt: Bei der sekundlichen Wassermenge

$$Q = \frac{700}{3600} = 0,194 \text{ m}^3/\text{sek}$$

folgt die Geschwindigkeit v aus dem Rohrdurchmesser d und dem Querschnitt $f = \pi \frac{d^2}{4}$:

$$v = \frac{Q}{f} \text{ (Spalte 3).}$$

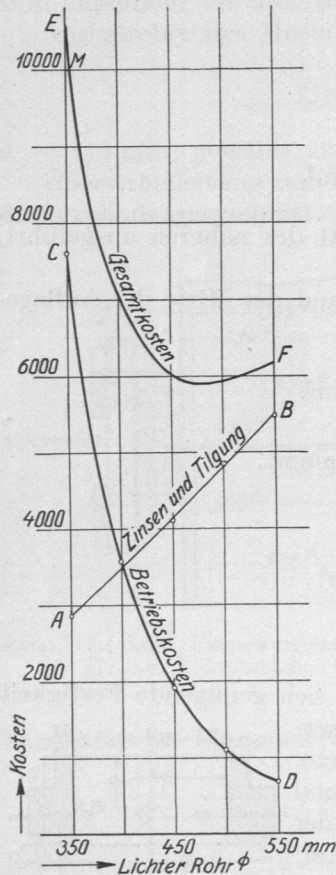


Abb. 719. Ermittlung des wirtschaftlichsten Durchmessers einer Rohrleitung.

In Spalte 4 sind die Gewichte G der normalen Muffenrohre von 4 m Gebrauchslänge nach der Zusammenstellung 85, Seite 338, in Spalte 5 die Kosten K für $L = 1000$ m Leitung bei einem Vorkriegspreis, einschließlich Verlegungskosten, von $k = 0,24$ M für ein kg Gußeisen: $K = G \cdot k \cdot \frac{L}{4}$, in Spalte 6 die Verzinsungs- und Tilgungssumme in Höhe von $0,10 K$ angegeben. Dieselbe steigt nach der Linie AB der Abb. 719 annähernd geradlinig mit zunehmendem Durchmesser.

Die Betriebskosten sind durch den Widerstand w der Leitung bedingt, der in Metern Wassersäule ausgedrückt, aus $w = \lambda \cdot \frac{L}{d} \frac{v^2}{2g}$, Spalte 8, folgt. λ ist darin nach der Gleichung von Lang aus:

$$\lambda = 0,009 + \frac{a}{\sqrt{d}} + \frac{0,0019}{\sqrt{v \cdot d}}$$

mit $a = 0,012$ für Rohre mit dünner Ansatzschicht ermittelt. Aus w und der sekundlichen Wassermenge Q ergibt sich schließlich der Betriebsverlust N in Pferdestärken:

$$N = 1000 \cdot \frac{Q \cdot w}{75} \text{ PS,}$$

der bei 3000 Betriebsstunden mit 150 M für eine Jahrespferdekraft angesetzt, zu den Betriebskosten in Spalte 10 führt. Sie sind in Abb. 719 durch die mit dem Rohrdurchmesser fallende Linie CD dargestellt. Der wirtschaftlichste Durchmesser ist nach dem Kleinstwert, den die Summe der Kosten $K + K_1$, Spalte 11 und Linie EF annimmt, 475 mm.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
d	f	v	G	K	$0,1 \cdot K$	λ	w	N	K_1	$K + K_1$
mm	m ²	m/sek	kg	M	M		m Wasser- säule	PS	M	M
350	0,0962	2,01	496	29700	2970	0,0316	18,6	50,7	7600	10570
400	0,125	1,54	587	35100	3510	0,0304	9,2	23,8	3570	7080
450	0,159	1,22	680	41100	4110	0,0295	4,95	12,8	1920	6030
500	0,196	0,99	807	48400	4840	0,0287	2,86	7,4	1110	5950
550	0,238	0,815	914	54900	5490	0,0281	1,78	4,6	690	6180

VII. Anlage von Rohrleitungen.

Allgemein gilt, daß die gesamte Anlage möglichst einfach, übersichtlich und in allen wesentlichen Teilen leicht zugänglich sein soll. Klare, einfache Rohrleitungspläne bilden schwierige, aber wichtige Teile des Entwurfes einzelner Maschinen und in erhöhtem Maße der Pläne ganzer Anlagen. Verwickelte Rohrleitungen sind teuer; meist geben sie auch durch vermehrte Widerstände erheblich größere Betriebsverluste, sind empfindlicher, schwieriger zu bedienen und im Stand zu halten! Man vermeide jede unnötige Krümmung und beschränke die Zahl der Teile, Anschlüsse und Verbindungsstellen soweit als möglich, jedoch unter Wahrung leichten Zusammenbaues und Wiederauseinandernehmens. Bei Stahlrohren geht man z. B. in neuerer Zeit mehr und mehr zur Schweißung der Stoßstellen, Abb. 709 und zum Anschweißen von Stutzen und Abzweigen unter Vermeidung von Formstücken über. Alle Verbindungsstellen an Rohren unter hohem Druck müssen zugänglich gehalten und so angeordnet werden, daß sich sämtliche Schrauben gleichmäßig anziehen lassen. Zu dem Zwecke sollen die Abstände, in denen die Rohre längs der Wände laufen, genügend groß, Kanäle, in denen sie liegen, weit und nicht zu tief sein. Der Zusammenbau der Leitungen muß, soweit nicht Ausgleichvorrichtungen Vorspannungen zweckmäßig erscheinen lassen, spannungsfrei erfolgen. Besondere Sorgfalt beim Verlegen und Abdichten ist Rohren, die im Betriebe unter Unterdruck stehen, zuzuwenden, weil es an ihnen, im Gegensatz zu solchen mit Überdruck, erheblich schwieriger ist, undichte Stellen nachzuweisen.

An liegenden Muffenrohren sollen die Muffen nach Möglichkeit der Strömungsrichtung entgegengesetzt angeordnet sein, damit die Bewegungswiderstände an den Rohrstoßen geringer werden. In Rücksicht auf Nachgiebigkeit und Formänderung durch verschiedene Wärmegrade werden die Rohre zweckmäßigerweise mit etwas Spiel in der Längsrichtung verlegt. Bei senkrechter oder steil-schräger Lage sollen die Muffen des leichteren Zusammenbaues und Einbringens der Dichtung wegen stets aufwärts