

das Verhältnis $\frac{\sigma_i}{\sigma_z} = 1,17$ und die Anstrengung

$$\sigma_i = 1,17 \sigma_z = 1,17 \cdot 402 = 470 \text{ kg/cm}^2.$$

Beim Anziehen der Schrauben gleiten die Gewindeflächen nach Formel (94) unter einem Flächendruck

$$p = \frac{Q}{z_1 \cdot \pi \cdot d_f \cdot t_i}$$

aufeinander. Wird p zu hoch, so kann Zerstörung, kann Fressen eintreten. p soll deshalb an Befestigungs- und selten bewegten Stellschrauben folgende Werte nicht überschreiten:

- wenn weicher Schweiß- oder Flußstahl auf gleichem Werkstoff oder auf Bronze gleitet $p \leq 300 \text{ kg/cm}^2$,
- härterer Stahl auf Stahl oder Bronze $p \leq 400 \text{ kg/cm}^2$,
- auf Gußeisen (möglichst zu vermeiden) $p \leq 150 \text{ kg/cm}^2$.

Häufig sind Schrauben nach B 1 Bewegungsschrauben, die wie an manchen Pressen und Hebezeugen ständig unter der vollen Last arbeiten müssen. In diesen Fällen ist Trapez- oder Sägewinde scharfem vorzuziehen; der Flächendruck p darf nur niedrig, etwa ein Drittel so groß wie an den oben erwähnten Befestigungs- und Stellschrauben genommen werden, damit das Öl zwischen den Flächen nicht herausgepreßt wird.

Bei weichem Schweiß- oder Flußstahl auf gleichem Werkstoff oder

- Bronze gilt $p = 100 \text{ kg/cm}^2$,
- bei härterem Stahl auf Stahl oder Bronze $p = 130 \text{ kg/cm}^2$,
- auf Gußeisen (möglichst zu vermeiden). $p = 50 \text{ kg/cm}^2$.

Die gleichen Zahlen gelten für die Auflagefläche, auf welcher sich die Mutter oder der Kopf dreht.

B 2. Schrauben unter voller Last angezogen, Längskraft unbeschränkt.

Als Beispiel sei eine Flanschverbindungsschraube, Abb. 377, betrachtet. Am Ende, des Schlüssels von der Länge L wirke die Kraft P . Das Moment $M = P \cdot L$ erzeugt.

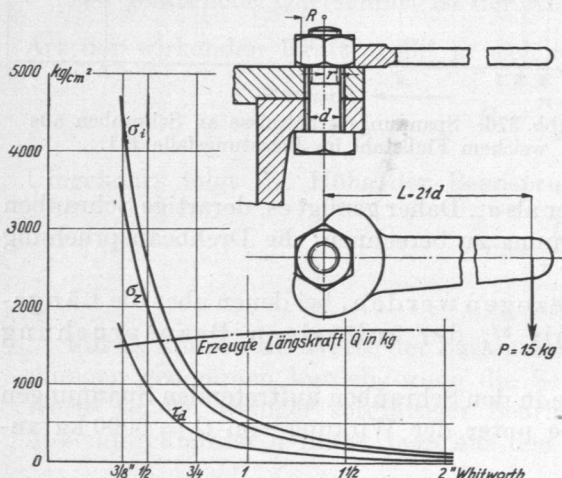


Abb. 377. Kraft- und Spannungsverhältnisse an Schrauben im Falle B 2.

1. die Längskraft Q in der Schraube zum Zusammenpressen der Flansche und muß
2. die Reibung unter der Mutter überwinden. Zur Erzeugung der Längskraft Q ist nach (99) ein Moment

$$M_1 = Q \cdot r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho)$$

nötig. Für die Reibung unter der Mutter werde der gleiche Reibungswinkel ϱ wie am Gewinde angenommen, als Hebelarm aber der mittlere Halbmesser R der Auflagefläche der Mutter. Dann ist das Moment zur Überwindung der Reibung:

$$M_2 = Q \cdot \operatorname{tg} \varrho \cdot R$$

und

$$M = PL = M_1 + M_2 = Q[r \operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + R \cdot \operatorname{tg} \varrho]$$

$$= Q \cdot r \left[\operatorname{tg}(\alpha + \varrho) + \frac{R}{r} \operatorname{tg} \varrho \right]. \tag{106}$$

Das Teilmoment M_2 gelangt nicht in den Schraubenschaft, im letzteren sind viel-

mehr nur Q und M_1 wirksam, so daß die Beanspruchung des Schaftes auf Zug:

$$\sigma_z = \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}}$$

auf Drehung:

$$\tau_d = \frac{Q \cdot r \operatorname{tg}(\alpha + \rho)}{\frac{\pi d_1^3}{16}}$$

wird, die zusammengesetzt zu

$$\sigma_i = 0,35 \sigma_z + 0,65 \sqrt{\sigma_z^2 + 4 (\alpha_0 \tau_d)^2}$$

führen.

Um einen Überblick über die Spannungsverhältnisse zu bekommen, sei die Kraft P , die ein Arbeiter ausübt, mit 15 kg, die Schlüssellänge $L = 21 d$, $\rho = 8^\circ 30'$ (entsprechend $\mu = 0,15$), $\alpha_0 = \frac{k_z}{1,3 k_d}$ für weichen Flußstahl = 1,15 angenommen. Dann ergeben sich die in Abb. 377 dargestellten Werte für σ_z , τ_d und σ_i , die zeigen, daß in kleinen Schrauben leicht unzulässig hohe Spannungen entstehen, so daß solche Schrauben stets vorsichtig angezogen werden müssen, wenn sie nicht abgewürgt werden sollen. In großen lassen sich dagegen durch die am normalen Schlüssel wirkende Handkraft von 15 kg nur niedrige, in vielen Fällen ungenügende Spannungen erzielen; starke Schrauben müssen durch mehrere Arbeiter oder mit verlängertem Schlüssel, am einfachsten unter Aufstecken eines Gasrohres angezogen werden. Schrauben unter $\frac{5}{8}''$ oder 16 mm Durchmesser sind für wichtige Verbindungen, solche unter $\frac{3}{8}''$ oder 10 mm Durchmesser für Verbindungen, die selbst kleinere Kräfte zu übertragen haben, nicht zu empfehlen.

Für den Konstrukteur folgt daraus, daß er bei kleineren Schrauben nur geringe Beanspruchungen, bei großen höhere wählen soll, zweckmäßigerweise unter Benutzung der folgenden, vom Verband der Dampfkesselüberwachungsvereine aufgestellten Erfahrungsformel von der Form

$$d_1 = c \cdot \sqrt{Q} + 0,5 \text{ cm}, \quad (107)$$

wobei c von der Güte des Werkstoffes und von der Herstellung der Schrauben und Auflageflächen wie folgt, abhängt:

α) wenn nachgewiesen ist, daß der Werkstoff den in den polizeilichen Bestimmungen für die Anlegung von Landdampfkesseln [VI, 3] aufgestellten Anforderungen S. 84 an Nieteisen genügt, die Schrauben und Auflageflächen sorgfältig hergestellt sind und weiche Dichtungstoffe verwendet werden, darf gesetzt werden: $c = 0,04$;

β) bei guten Schrauben, guter Bearbeitung der Auflageflächen und weichen Dichtungstoffen: $c = 0,045$;

γ) wenn den unter β) genannten Anforderungen weniger vollkommen entsprochen ist: $c = 0,055$.

Für normale Schrauben mit Whitworth - Gewinde ergeben sich danach die in der Zusammenstellung 71 enthaltenden Belastungen, die in der zugehörigen Abb. 378 als Ordinate

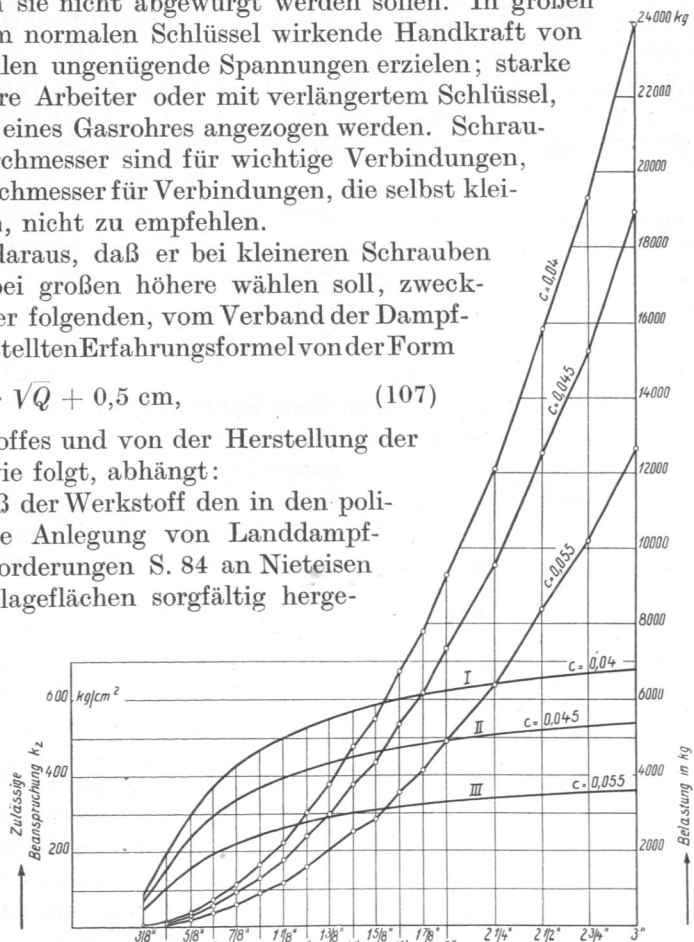


Abb. 378. Zulässige Belastungen und Beanspruchungen von Schrauben im Belastungsfalle B 2.

als Abszissen aufgetragenen Schraubendurchmessern dargestellt sind. Da sich

Zusammenstellung 71. Nach dem Verband der Dampfkesselüberwachungsvereine zulässige Belastungen und Beanspruchungen von Schrauben.

Schraube	Zulässige Belastung Q in kg bei $c =$			Zulässige Beanspruchung k_z in kg/cm^2 bei $c =$		
	0,04	0,045	0,055	0,04	0,045	0,055
$\frac{3}{8}$ ''	39	31	21	88	69	47
$\frac{1}{2}$ ''	155	120	82	198	157	104
$\frac{5}{8}$ ''	390	310	210	300	236	159
$\frac{3}{4}$ ''	730	575	385	372	294	197
$\frac{7}{8}$ ''	1160	915	615	426	336	226
1''	1670	1320	885	467	371	248
$1\frac{1}{8}$ ''	2240	1770	1185	495	393	262
$1\frac{1}{4}$ ''	3050	2410	1615	528	418	280
$1\frac{3}{8}$ ''	3760	2965	1985	548	434	291
$1\frac{1}{2}$ ''	4790	3785	2535	570	451	302
$1\frac{5}{8}$ ''	5540	4375	2930	583	461	309
$1\frac{3}{4}$ ''	6790	5360	3590	599	474	317
$1\frac{7}{8}$ ''	7840	6190	4145	611	482	323
2''	9310	7355	4920	624	493	330
$2\frac{1}{4}$ ''	12110	9570	6405	642	507	340
$2\frac{1}{2}$ ''	15860	12530	8385	658	520	348
$2\frac{3}{4}$ ''	19290	15235	10200	670	529	354
3''	23950	18925	12665	680	538	360

der Konstrukteur stets über die in den entworfenen Teilen auftretenden Spannungen vergewissern soll, sind auch diese in drei Kurven, *I*, *II* und *III*, so wie sie sich aus $k_z = \frac{Q}{\frac{\pi}{4} d_1^2}$

ergeben, eingetragen.

Die Belastungen und Beanspruchungen werden vielfach und mit Recht auch den Konstruktionen des allgemeinen Maschinenbaues zugrunde gelegt.

Es ist vorteilhafter, wenige aber starke Schrauben als viele schwache zu nehmen, weil für starke Schrauben höhere Beanspruchungen zulässig sind, der Werkstoff also besser ausgenutzt wird.

Die eben besprochenen Grundsätze müssen auch bei den Dichtungsschrauben an Rohren, Zylindern usw. beachtet werden, die schon beim Zusammensetzen der Teile unter „Vorspannung“ so stark angezogen werden, daß sie auch bei dem im Betriebe auftretenden höchsten Druck noch dicht halten. Wenn sich auch, wie im folgenden gezeigt ist, die Betriebskraft nicht im vollen Maße zur Vorspannkraft addiert, so treten doch höhere Beanspruchungen auf, als sie die Rechnung, bei der man nur den Betriebsdruck einzusetzen pflegt, erwarten läßt.

Zur Aufrechterhaltung der Dichtung ist es wichtig, daß der Abstand der Schrauben e nicht zu groß genommen wird. Sonst klappt die Fuge infolge der Durchbiegung der Flansche bei der Belastung durch den Betriebsdruck, so daß die Pakung nicht mehr genügend festgehalten und durch den inneren Druck herausgetrieben oder wenigstens undicht wird. Anhaltspunkte für die Schraubenentfernung geben die Rohr-

normen, die nach den Zusammenstellungen 85 und 95 im Abschnitt 8 an gußeisernen Flanschrohren bei Drucken bis zu 10 at nicht mehr als 165, an Rohren für Dampf von höherer Spannung bis zu 20 at nicht mehr als 114 mm Schraubenentfernung aufweisen. An Dampfzylindern pflegt man bei Spannungen unter 10 at höchstens 150 mm, bei höheren Drucken im Mittel 120 mm Schraubenentfernung zu nehmen.

Daß sich die Belastungs- und die Vorspannung nicht, wie häufig angenommen wird, summieren, ist in der Elastizität der Baustoffe begründet. Eine Schraube, Abb. 379,

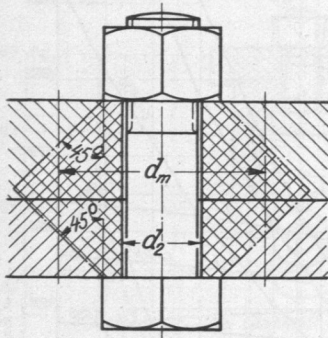


Abb. 379.

sei mit einer Vorspannung von σ_0 kg/cm² im Kernquerschnitt F_1 , entsprechend einer Kraft $P_0 = F_1 \cdot \sigma_0$ angezogen. Trägt man die elastische Verlängerung λ_0 , die sie dabei erfährt, senkrecht zur Kraft P_0 auf, Abb. 380, und verbindet die Endpunkte von P_0 und λ_0 , so erhält man das Formänderungsdreieck ABC für die Schraube, das die zu beliebigen Kräften gehörigen Verlängerungen abzulesen gestattet. Die gleiche Kraft P_0 preßt nun die Flansche zusammen und erzeugt dort eine Zusammendrückung δ_f , die zu

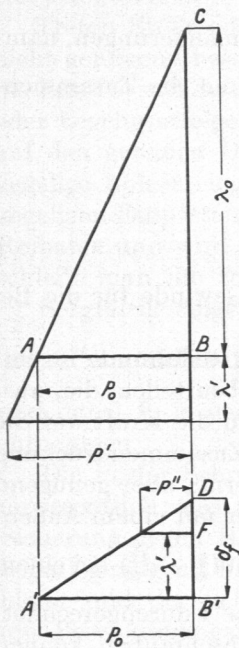


Abb. 380.
Formänderungsdreiecke
für Schraube und
Flansch.

dem unteren Formänderungsdreieck $A'B'D'$ der Abb. 380 führt. Vorausgesetzt ist dabei, daß die Formänderungen verhältnismäßig den Kräften zunehmen, wie es innerhalb der üblichen Spannungen für den Flußstahl der Schrauben genau, für das Gußeisen der Flansche annähernd zutrifft.

Wie verändert sich nun P_0 , wenn der Dampfdruck im Zylinder wirkt und die auf die betrachtete Schraube entfallende Kraft Q kg beträgt? Untersuchen wir zunächst die Vorgänge, die in der Flanschverbindung bei Erhöhung der Schraubenkraft von P_0 auf P' kg auftreten. Die Schraube wird noch weiter verlängert um λ' . Um das gleiche Maß können sich aber die Flansche wieder ausdehnen, sie stehen infolgedessen nicht mehr unter dem früheren Druck P_0 , sondern üben nur noch die Kraft P'' aus, die man erhält, wenn man in dem unteren Dreieck λ' von δ_f abzieht und durch den so gefundenen Punkt F eine Parallele zu P_0 legt. Als äußere Kraft, die die erwähnten Formänderungen, insbesondere die Verlängerung der Schrauben um λ' , hervorruft, muß demnach $P' - P''$ wirken.

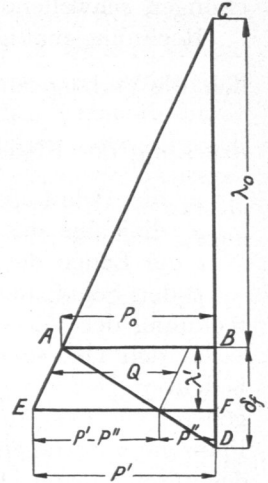


Abb. 381.

Die Darstellung läßt sich durch Aneinandersetzen der Dreiecke des Vorspannungszustandes nach Abb. 381 noch vereinfachen. Die Parallele FE zu P_0 im Abstände λ' gibt die in der Schraube wirkende Kraft P' und die äußere Kraft $P' - P''$. P'' ist, wie oben behauptet, wesentlich kleiner als die Summe der äußeren Kraft $P' - P''$ und der Vorspannkraft P_0 .

Ist die äußere Kraft $P' - P'' = Q$ gegeben, so trägt man Q von der Spitze A der Formänderungsdreiecke auf AB ab und zieht durch den Endpunkt eine Parallele zur Hypotenuse des Schraubendreieckes. Damit finden sich P' , die Längskraft in der Schraube, und P'' , die Druckkraft im Flansch, endlich $\lambda' = BF$, gleich dem senkrechten Abstand der Parallelen AB und EF .

Zu beachten ist, daß die Längskraft in der Schraube und damit die Beanspruchung durch den Betriebsdruck um so größer wird, je größer die Formänderung δ_f der Flansche, je nachgiebiger und elastischer also die Flansche selbst oder die dazwischen eingebauten Packungen sind. Gilt z. B. statt des Dreieckes ABD der Abb. 382 das doppelt so hohe ABD' , so wächst die Kraft in der Schraube bei der äußeren Belastung durch Q auf $E'F'$ statt EF an. Am vorteilhaftesten ist es demnach, die Flanschflächen auch unter den Schrauben, also auf ihrer ganzen Breite aufliegen zulassen; Flansche mit vorspringenden Dichtleisten zeigen größere elastische Formänderungen durch die Durchbiegungen, die sie erfahren.

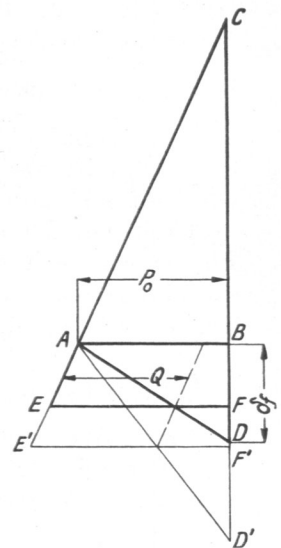


Abb. 382.

Ähnlich, wie bei den Keilverbindungen nachgewiesen, nähert sich die Inanspruchnahme der Teile der ruhenden, weil die durch die Grenzwerte P_0 und P' gegebenen Kraft- und Spannungsschwankungen in den Schrauben geringer sind als die äußere Kraft Q erwarten läßt, da $P' - P_0$ stets kleiner als Q ist. Es erscheint deshalb auch hier zulässig, bei der Berechnung der Schraubenkräfte nur den Betriebsdruck statt des 1,25fachen, wie manchmal empfohlen wird, einzusetzen, wenn die gewählten Beanspruchungen schweller Belastung entsprechen.

Rechnungsmäßig ergeben sich die im vorstehenden benutzten Formänderungen, nämlich die Verlängerung des Schraubenschaftes nach (6b) $\lambda_0 = \frac{P_0 \cdot l \cdot \alpha_1}{f'}$ und die Zusammendrückung der Flansche nach (14) $\delta_f = \frac{P_0 \cdot l \cdot \alpha_2}{f''}$, wenn

α_1 die Dehnungszahl des Schraubenstahls,

α_2 diejenige des Baustoffes der Flansche in cm^2/kg ,

l die Länge der Schraube zwischen Kopf und Mutter in cm ,

f' den Schaftquerschnitt der Schrauben in cm^2 , der bei kurzem Gewinde für die Berechnung der Verlängerung vorwiegend in Betracht kommt,

f'' den Querschnitt des Flanschteiles, der an der Formänderung teilnimmt, in cm^2 bedeuten. Der letztere läßt sich an Hand der Druckkegel, Abb. 379, beurteilen, die, ausgehend von den Anlageflächen der Mutter und des Kopfes, an denen die Kraft auf die Flansche übertragen wird, unter etwa 45° Neigung verlaufen. Die Zusammendrückung des durchbohrten Doppelkegels ist umständlich zu ermitteln; annähernd, aber genügend genau kann man diesen durch den gestrichelt gezeichneten Hohlzylinder mit einem Außendurchmesser d_m gleich dem mittleren der Kegel ersetzen, so daß $f'' = \frac{\pi}{4} (d_m^2 - d_2^2)$ bei einem Lochdurchmesser von d_2 cm ist. Ein Zahlenbeispiel ist in der Aufgabe 4 durchgerechnet.

Noch ungünstiger als die im vorstehenden behandelten Flanschschrauben können Druck-, Stell- und Abdrückschrauben beansprucht werden, wenn die Längskraft unbeschränkt ist. Bei ihnen fällt nämlich die Reibung unter dem Kopfe oder der Mutter weg, so daß das volle Drehmoment $M = P \cdot L = Q \cdot r \cdot \text{tg}(\alpha + \varrho)$ auf den Schraubenkern kommt und die ebenfalls größere Längskraft $Q = \frac{P \cdot L}{r \cdot \text{tg}(\alpha + \varrho)}$ erzeugt. Dadurch werden sowohl die Dreh- wie die Zugspannungen erhöht; das Abwürgen derartiger Schrauben ist also in verstärktem Maße zu befürchten. Sie müssen kräftig gewählt oder mit sehr geringen Beanspruchungen berechnet werden.

Greifen die Kräfte an der Schraube exzentrisch oder schief an, so sind die entstehenden Biegespannungen sorgfältig zu berücksichtigen. So entstehen leicht hohe Nebenbeanspruchungen auf Biegung an unbearbeiteten Flanschen, die beim Guß häufig etwas kegelig ausfallen, dadurch, daß die Köpfe und Muttern der Schrauben einseitig aufliegen.

C. Schrauben, die Kräfte quer zur Längsachse aufnehmen müssen.

Ihrem Wesen nach sind die Schrauben nur geeignet, Längskräfte durch Zugspannungen im Schaft aufzunehmen. Verbindungen, bei denen Kräfte quer zur Schraubenachse zu übertragen sind, kommen aber häufig vor, finden sich z. B. in den lösbaren Verbindungen und Knotenpunkten von Kranen, Brücken, Dachbindern. Sitzen die Schrauben mit Spiel in den Löchern, so muß die Reibung, welche durch das Anziehen der Schrauben erzeugt wird, genügenden Widerstand gegen das Gleiten der Flächen aufeinander bieten. Ist die zu übertragende Kraft P , so muß

$$P \leq \Sigma Q \cdot \mu \quad (108)$$

sein, wobei die Reibungszahl

$$\mu \leq 0,1$$

bei glatten,