

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 schwelloser 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,

$$\mu \leq 0,2$$

bei rauen Flächen gewählt werden darf. Zur Erzeugung der Längskräfte Q können wegen des seltenen, oft nur einmaligen Anziehens, sorgfältige Herstellung und gute Auflageflächen vorausgesetzt, die zulässigen Beanspruchungen für ruhende Belastung der Zusammenstellung 2, Seite 12 genommen werden, bei weniger sorgfältiger Ausführung 0,8 jener Werte.

Treten Stöße oder wechselnde Kräfte auf, so ist die Übertragung durch die Reibung nicht genügend betriebsicher. Die Schrauben müssen dann eingepaßt werden, so daß die Schäfte satt an den Wandungen der Löcher anliegen. Das Einpassen kann zylindrisch oder kegelig erfolgen. Im ersten Falle wird das vorgebohrte Loch durch eine Reibahle auf den genauen Durchmesser gebracht und der um 1 bis 2% stärkere oder schwach kegelige Bolzen eingetrieben und festgezogen. Beim genaueren, aber wesentlich teureren kegigen Einpassen erhält der Schaft denselben Kegel (1/50 oder 1/20), wie die verwandte Reibahle und wird durch die Mutter im Loche fest verspannt. Genauen Passens wegen schleift man ihn sogar manchmal ein.

Sorgfältig eingepaßte Bolzen sind auf Abscheren zu berechnen; ist P_1 die Kraft, die auf eine Schraube kommt, so ist aus $\frac{\pi d^2}{4} = \frac{P_1}{k_s}$ der Schaftdurchmesser d zu ermitteln und dabei k_s je nach der Art der Kraftwirkung der Zusammenstellung 2, Seite 12 zu entnehmen.

Die in der Schraube entstehenden Längskräfte werden bei derartigen Verbindungen unwesentlich; das Gewinde dient nur zum Verspannen des Bolzens im Loche und zur Sicherung gegen Herausfallen. Das Gewinde ist unbedingt so kurz zu halten, daß am Schaft genügend Fläche zur Übertragung der Kraft P_1 durch den Leibungsdruck übrigbleibt und der Schaft etwas größer zu wählen als der äußere Gewindedurchmesser, um Beschädigungen des Gewindes beim Eintreiben zu vermeiden.

Bei ungenauem Herstellen oder beim Lockerwerden eingepaßter Bolzen entstehen Spielräume und dadurch hohe Beanspruchungen auf Biegung. Die Nachrechnung daraufhin oder die Wahl niedriger Werte für k_s ist deshalb zu empfehlen (vgl. Beispiel 7).

Voraussetzung für das Einpassen ist, daß der Bolzen durch die zu verbindenden Teile hindurchgesteckt werden kann; Kopf- und Stiftschrauben lassen sich nicht einpassen, weil das Gewinde nicht genügend schließend herzustellen ist und der Bolzen nicht genau senkrecht zur Fläche stehen wird. An Stellen, wo sich Kopf- und Stiftschrauben nicht vermeiden lassen, müssen Paßstifte zur Aufnahme der Querkkräfte verwendet werden.

Wirken in einer Verbindung Längs- und Querkräfte gleichzeitig, so ist eine getrennte Aufnahme beider Kräftearten durch verschiedene Mittel zu empfehlen. Den Schrauben überträgt man zweckmäßig die in ihrer Längsachse wirkenden Kräfte; durch besondere Paßringe, Federn u. dgl. entlastet man sie von den Querkräften. Es entstehen so die „entlasteten Schraubenverbindungen“.

In Abb. 383 übertragen zylindrische Ringe die Umfangskraft einer Seiltrommel auf die Arme des antreibenden Zahnrades, in Abb. 384 entlasten kegelige Büchsen die Schrauben von den Kräften zwischen einem Schwungradkranz und den Speichen. Umständlicher ist das Einpassen eines Ringes im Innern, Abb. 385, das

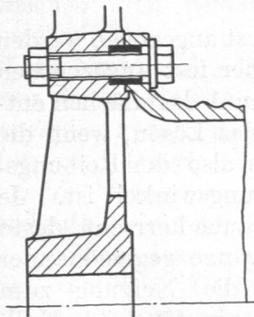


Abb. 383. Scherring am Umfang einer Seiltrommel.

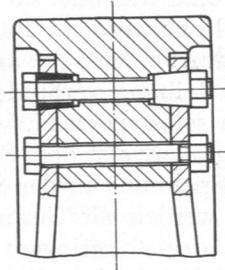


Abb. 384. Entlastung der Schraube durch kegelige Büchsen.

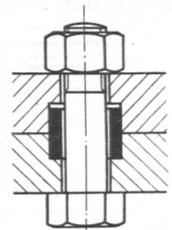


Abb. 385. Entlastungsring.

zweckmäßigerweise so erfolgt, daß zunächst ein Loch durch die in der richtigen Lage miteinander verspannten Teile hindurchgebohrt wird, das nach dem Auseinandernehmen zur Führung des Fräasers dient, der die Sitzflächen für den Ring bearbeitet. Teuer sind auch die Paßfedern, wie sie z. B. bei Flanschcupplungen, Abschnitt 20, verwendet werden.

Die folgende Zusammenstellung gibt eine Übersicht über die Berechnung der Schraubenarten.

Zusammenstellung 72.

Art der Beanspruchung	Sorgfältig hergestellte Schrauben, gute Auflageflächen	Weniger sorgfältige Ausführung	
A. Ohne Last angezogen, nur durch Längskräfte beansprucht	k_z der Zusammenstellung 2, Seite 12	$0,8 k_z$	
B. Mit Last angezogen, Beanspruchung durch Längskraft und auf Drehung. 1. Längskraft beschränkt, Bewegungsschrauben 2. Längskraft unbeschränkt Befestigungs- und Dichtungsschrauben	Flußeisen: $0,75 k_z$ Schweißeisen: $0,6 k_z$ Die Auflagepressung im Gewinde ist nachzurechnen. Gußeisen $p \leq 50 \text{ kg/cm}^2$ Fluß- und Schweißeisen $p \leq 100 \text{ kg/cm}^2$ Bronze $p \leq 130 \text{ kg/cm}^2$ Stahl $p \leq 130 \text{ kg/cm}^2$ k_z niedrig bei kleinen, höher bei großen Durchmessern a) Werkstoff von Nieten: k_z nach Kurve I, Abb. 378, $d_1 = 0,04 \sqrt{Q} + 0,5 \text{ cm}$; b) gutes Schraubeneisen: k_z nach Kurve II, Abb. 378, $d_1 = 0,045 \sqrt{Q} + 0,5 \text{ cm}$.	$0,8 \cdot 0,75 k_z = 0,6 k_z$ $0,8 \cdot 0,6 k_z = 0,48 k_z$ k_z nach Kurve III, Abb. 378, $d_1 = 0,055 \sqrt{Q} + 0,5 \text{ cm}$	Bei Druckkräften kann die Widerstandsfähigkeit gegen Knickung maßgebend werden
C. Kräfte wirken quer zur Achse der Schraube a) Schraube nicht eingepaßt, Kräfte werden durch Reibung übertragen b) Schraube sorgfältig eingepaßt	k_z der Zusammenstellung 2, S. 12 $\mu \leq 0,1$ bei glatten Flächen $\mu \leq 0,2$ bei rauhen Flächen k_z der Zusammenstellung 2, S. 12 Nachrechnung auf Biegung!	$0,8 k_z$	

VI. Sicherung der Schrauben.

Schrauben, die wechselnden Kräften ausgesetzt sind, oder nicht fest angezogen werden dürfen, können sich lösen und müssen gesichert werden. Bei einer fest angezogenen Schraube liegen die Gewindegänge einseitig an, Abb. 386; die an den Anlageflächen entstehende Reibung verhindert das Lösen, wenn die Schraube selbstsperrend, wenn also der Reibungswinkel größer als der Steigungswinkel ist. Je stärkere Spannung in der Schraube herrscht, desto kräftiger werden die Gewindegänge gegeneinander gepreßt, desto geringer ist die Neigung zum Lockern. Wird aber die Längskraft gleich Null, so hört die Anpressung im Gewinde und damit auch die Reibung auf; die Schraube kann sich lösen.

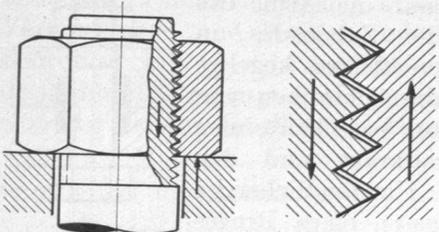


Abb. 386. Anlageflächen von Schrauben.