Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 115/116 (1940)
Heft: 12

Inhaltsverzeichnis

Band 116 Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich
Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet Nr. 12

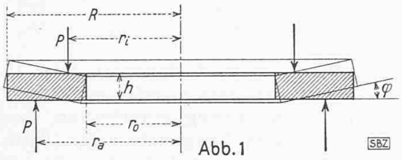

Abb. 1

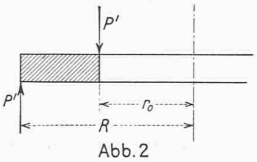

Abb. 2

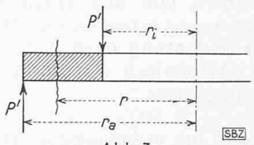

Abb. 3

Die Berechnung von Flanschverbindungen

Von Prof. M. TEN BOSCH, E. T. H., Zürich

Das Näherungsverfahren für die Berechnung, das der Altmeister C. von Bach im Jahre 1891 vorschlug [1]), hat durch sein klassisches Buch über Maschinenelemente die weiteste Verbreitung gefunden. Es wird auch heute noch z. B. bei den nationalen und internationalen Rohrnormen als Grundlage verwendet (z. B. VSM 18300, Blatt 10/15). Dieses Verfahren geht von der (erfreulichen) Tatsache aus, dass praktisch bewährte Ausführungsformen der Flanschen schon bekannt sind, macht irgend eine Annahme über die Grösse der Kraftwirkung (die in keiner Weise mit den wirklich auftretenden Kräften übereinstimmt), schlägt eine vereinfachte Spannungsberechnung vor (ebenfalls in Abweichung von der Wirklichkeit) und berechnet damit (aus den bekannten und bewährten Abmessungen) schliesslich die sogenannten «zulässigen» Spannungen, die für den gleichen Werkstoff aber keinesfalls konstant sind, und als Grundlage für die Flanschberechnung dienen sollen. Es ist fast unbegreiflich, dass ein so wertloses Rechenverfahren ein halbes Jahrhundert leben kann. Als Schulmeister und als Ingenieur bin ich verpflichtet, energisch dagegen zu protestieren, denn man gibt damit dem Nachwuchs *Steine statt Brot* und fördert die gedankenlose Nachahmung, statt zu selbständigem Denken anzuregen.*)

Das Näherungsverfahren geht nämlich von der Voraussetzung aus, dass auf die Flanschverbindung *nur der Flüssigkeitsdruck im Rohr* wirkt und zwar auf eine durch die Dichtung etwas vergrösserte Fläche, also

$$P = \frac{\pi}{4} D_a^2\, p \text{ kg} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

wenn p der Flüssigkeitsdruck in at und D_a etwa gleich dem Aussendurchmesser des Rohres in cm ist. Die wirklich auftretenden Kräfte sind aber ganz andere. Zunächst werden die Flanschschrauben angezogen (bevor Druck im Rohr ist), und zwar recht kräftig angezogen, da das Rohr dicht halten muss. Man kann etwa damit rechnen, dass die Schrauben beim Anziehen (ohne Flüssigkeitsdruck) mit einer Vorspannung belastet sind, die 60 bis 75 % der Streckgrenze des Schraubenwerkstoffes beträgt, oder auch 2 bis 3 mal so gross wie der Betriebsdruck ist. Zu dieser Vorspannung kommt der Betriebsdruck, der nicht einfach addiert werden darf, sondern aus den Formänderungen der Schrauben und der Flansche berechnet werden muss [2]). Für die Festigkeitsrechnung der Flansche ist es zweckmässig damit zu rechnen, dass die Verbindung mit einer Gesamtkraft belastet wird, die der Streckgrenze der Schrauben entspricht und die 3 bis 4 mal so gross wie die Betriebskraft nach Gl. (1) ist. Deshalb ist auch die Schraubenberechnung (VSM 18330/1) zu beanstanden, die nur mit dem Betriebsdruck allein rechnet. Als Werkstoff der Schrauben wird St. 38.13 oder für bessere Qualität St. C. 35.61 verwendet. Diese Werkstoffbezeichnung ist aber für den Konstrukteur irreführend, denn sie kennzeichnet nur das *Ausgangsmaterial;* die fertigen Schrauben haben aber im Anlieferungszustand (und dieser ist für den Konstrukteur wichtig) bedeutend bessere Festigkeitseigenschaften. Nach den Versuchen der EMPA beträgt z. B. die Bruchfestigkeit K_z von Schrauben aus St. 38.13 nicht 38 sondern 58 kg/mm²! Es wäre deshalb eine nützliche Aufgabe der Normenkommissionen, eine *Mindeststreckgrenze* der normalen Schrauben festzulegen.

Das Näherungsverfahren von Bach war eigentlich von Anfang an überflüssig, da die Theorie der Kreisplatten seit der Mitte des 19. Jahrhunderts vollständig bekannt war. Vereinzelte Veröffentlichungen in technischen Zeitschriften darüber von Stephan (1897), Ensslin (1904) fanden nur wenig Beachtung, wurden auch nicht in die Lehrbücher übernommen und blieben deshalb den Ingenieuren unbekannt. Die Theorie der Kreisplatten wird hier als bekannt vorausgesetzt; ich verweise z. B. auf meine «Vorlesungen über Maschinenelemente», 2. Aufl., Springer, Berlin, 1940, Abschnitt 14.5.

1. Der lose Flansch

Ausgehend von dieser Theorie hat R. Wiederkehr [3]) die beim losen Flansch auftretenden Kräfte am genauesten berücksichtigt. Das Ergebnis seiner Rechnung ist, dass die grösste Spannung σ_{max} die tangentiale Spannung am Rande der inneren Bohrung (für $r = r_0$) ist (Abb. 1):

$$\sigma_{max} = \frac{3\,P}{2\,\pi\,h^2}\left(2{,}6\,ln\,\frac{r_a}{r_i} + 0{,}7\,\frac{r_a^2 - r_i^2}{R^2}\right)\frac{R^2}{R^2 - r_0^2} \quad . \quad (2)$$

Diese Gleichung bildet eine zuverlässige Grundlage für die Berechnung der Flanschringe. Aber gerade für die bei Flanschen vorliegenden Verhältnisse lässt sich die Theorie der Kreisplatten noch bedeutend vereinfachen und zwar ohne Einbusse der Genauigkeit. *Die erste Vereinfachung* [4]) geht von der Beobachtungstatsache aus, dass die Meridiankurve der verbogenen Mittelfläche für die bei Flanschringen vorliegenden Verhältnisse praktisch ein *Konus* ist, also durch eine *gerade* Mantellinie begrenzt wird. Wenn mit w die Durchbiegung der Mittelfläche an irgend einer Stelle bezeichnet wird, so ist also dw/dr = konstant und $d^2w/dr^2 = 0$. Das bedeutet eine erhebliche Vereinfachung für die Berechnung, da die allgemeinen Spannungsgleichungen für die ringsum symmetrisch belastete Kreisplatte (vgl. Vorlesung Maschinen-Elemente, S. 98):

$$\sigma_r = -\frac{E\,m^2\,z}{m^2 - 1}\left(\frac{d^2 w}{dr^2} + \frac{1}{r\,m}\,\frac{d\,w}{d\,r}\right)$$

$$\sigma_t = -\frac{E\,m^2\,z}{m^2 - 1}\left(\frac{1}{r}\,\frac{d\,w}{d\,r} + \frac{1}{m}\,\frac{d^2 w}{d\,r^2}\right)$$

$$\text{und } \tau = \frac{m^2\,E}{8\,(m^2 - 1)}\,\frac{4\,z^2 - h^2}{r}\left(r\,\frac{d^3 w}{d\,r^3} + \frac{d^2 w}{d\,r^2} - \frac{1}{r}\,\frac{d\,w}{d\,r}\right)$$

mit der Plattensteifigkeit $N = \dfrac{E\,h^3\,m^2}{12\,(m^2 - 1)}$ nun übergehen in:

$$\sigma_t = -\frac{12\,N\,z}{h^3\,r}\,\frac{d\,w}{d\,r}\,,\ \sigma_r = -\frac{12\,N\,z}{h^3\,r\,m}\,\frac{d\,w}{d\,r} \quad . \quad (3,\ 4)$$

$$\text{und } \tau = \frac{3\,N}{2\,h^3}\,\frac{d\,w}{d\,r}\,\frac{4\,z^2 - h^2}{r^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Diese Vereinfachung ist z. B. auch für die Berechnung von *Tellerfedern* zulässig, die bei schwacher Neigung nach der Theorie der *ebenen* Kreisplatten berechnet werden können. Für grosse Neigungen gilt dafür die genaue Theorie von Meissner-Dubois [5]), die aber so zeitraubend ist, dass ihre Verwendung in der Praxis nur in seltenen Fällen möglich ist. Sie ist aber sehr wertvoll, um die Zulässigkeit der vorgeschlagenen Vereinfachung zu prüfen, die Almen und Laszlo [6]) auf Tellerfedern mit grosser Neigung angewandt haben. Der Vergleich mit der genauen Theorie zeigt für die grösste Spannung und für die grösste Formänderung praktisch genau gleiche Werte [7]).

[1]) *C. Bach:* Versuche über die Widerstandsfähigkeit ebener Platten. Berlin 1891.

*) Das VSM-Normalienbureau teilt mir während der Drucklegung mit, dass es diese Berechnungsblätter bei der Neuauflage weglassen wird. Damit wäre der Zweck dieser Abhandlung erreicht. Bei der bereits erfolgten weiten Verbreitung der Normblätter scheint mir aber die Veröffentlichung der Berechnungsgrundlagen dennoch gerechtfertigt.

[2]) Vgl. z. B. *ten Bosch:* Vorlesungen über Maschinenelemente, 2. Auflage, Springer, Berlin 1940, S. 158/59.

[3]) *R. Wiederkehr:* Die Berechnung der losen Flansche in «Technik und Betrieb», (Zürich), Bd. 1, 1924, S. 121/27.

[4]) Zuerst vorgeschlagen von *W. A. Brecht* und *A. M. Wahl.* The radially tappered Disk Spring. «Trans. A.S.M.E.» 52 I, 1930, S. 45/55. Paper APM 52.4.

[5]) *Dubois:* Ueber die Festigkeit der Kegelschale. Diss. E.T.H. Zürich 1917.

[6]) *J. O. Almen and A. Laszlo:* The uniform-section Disk Spring. «Trans. A.S.M.E.» 58, 1936, S. 305/14.

[7]) *S. Gross und E. Lehr:* Die Federn. VDI-Verlag, Berlin 1938. S. 69.