

**BOLTED JOINTS AS A PROBLEM OF
ELASTICALLY SUPPORTED SLABS**

(Die Schraubenverbindung als ein Problem elastisch gebetteter Platten)

D. KOWALSKE

*Technischer Überwachungsverein Norddeutschland e.V.,
Abt. Berechnung und Konstruktionsbeurteilung,
Grosse Bahnstrasse 31, D-2000 Hamburg 54, Germany*

Summary

The evaluation of the elastic performance and of the bolt loading of bolted joints is demonstrated at some examples of flanged connections of pipes and vessels. The flanged connection is idealized as a system of springs and slabs and evaluated applying finite element method. In this computational model contrary to the usual procedures, all factors of significant influence on the performance of the connection may be accounted for.

These factors are:

- the geometric properties of the flange and joint;
- the boundary conditions in the interface,
 varying with the flange loading;
- the bolt forces,
 varying with the deformation of the flanges,
- etc.

Although the performance of the connection is nonlinear, requiring an interactive approach, the computational effort is limited.

1. Einführung.

Bei der Dimensionierung dynamisch beanspruchter Schraubenverbindungen steht auf Grund der geringen Dauerfestigkeit einer Schraube die Frage nach der Größe der Schraubenkräfte und im Hinblick auf die Deformation der Gesamtkonstruktion die Steifigkeit einer Verbindung häufig im Vordergrund.

Da es sich bei einer Schraubenverbindung um ein kompliziertes und exakt kaum lösbares, räumliches Deformationsproblem handelt, greift man zu mehr oder weniger stark vereinfachten Rechenmodellen. Wird der wesentliche Sachverhalt vom Modell gut erfaßt, so werden auch die Berechnungsergebnisse den Genauigkeitsanforderungen in der Regel genügen. Die Kernfrage bei der Erstellung eines Modells bzw. bei der Abgrenzung des Zulässigkeitsbereiches bestehender Modelle lautet daher:

Wie stark ist der Einfluß der nicht erfaßten Größen auf das Verhalten des zu untersuchenden Problems. Zur Klärung dieser Frage wurde ein Berechnungsmodell gewählt, mit dem die charakteristischen Merkmale einer Verbindung wie

- die Räumlichkeit des Deformationszustandes
- die Veränderung der Randbedingungen in der Trennfuge bei Beanspruchung,

sowie alle geometrischen Konstruktionsgrößen und Belastungen näherungsweise erfaßt und untersucht werden können.

2. Zum Berechnungsmodell.

Betrachtet man die Berechnungsergebnisse geometrisch einfacher, d.h. rechteckiger, verspannter Scheiben bzw. rotationsymmetrisch belasteter Ringe / 1 / (Bild 1) oder elastisch gelagerter, dicker Kreisplatten / 2 /, so zeigt sich, daß auch bei im Sinne der Plattentheorie relativ extremem Verhältnis von Dicke zu Länge, bzw. von Dicke zu Durchmesser, die Längsspannung (σ_r) in guter Näherung linear und antisymmetrisch verläuft. Weiter zeigt sich, daß die Spannung in Dickenrichtung (σ_z) bei nicht zu kleinen (d.h. zur Punktbelastung tendierenden) Linien- bzw. Flächenlasten in guter Näherung als Funktion der Randlasten

$$\sigma_z = \sigma_{RAND} \left[\frac{1}{2} + \frac{3}{2} \frac{z}{H} - 2 \left(\frac{z}{H} \right)^3 \right] \quad (1)$$

angegeben werden kann. Dieser Tatbestand spricht für die Idealisierung einer Schraubenverbindung auf ein Problem elastisch gebetteter, verspannter Platten mit einer Bettungskonstanten

$$K = \frac{2 E}{H} \quad (2)$$

Berücksichtigt man die sehr konzentrierte Schraubenkräfteinleitung am oberen bzw. unteren Lochrand durch Einführung einer weiteren Feder mit einer Steifigkeit, die so festgelegt wird, daß die Gesamtsteifigkeit des Modells (Bild 2) übereinstimmt mit der bekannten

Steifigkeit verspannter Hülisen bzw. Platten /3,4/, so wird auch der Grenzfall - die dünnwandige, zentrisch verspannte Hülise - erfaßt.

3. Zum allgemeinen Verhalten einer Verbindung.

Im Hinblick auf die berechneten Flanschverbindungen soll das allgemeine Verhalten einer Verbindung noch ohne Berücksichtigung der angrenzenden Konstruktion kurz dargestellt werden. Da die Deformation bei Verbindungen der hier untersuchten Art relativ klein ist, spielt die Umfangsspannung bei der Abtragung der Randlasten eine untergeordnete Rolle, so daß man alle Verbindungen, -u.a. auch Ringflansche mit kleinem Durchmesser, -wie gerade Plattenstreifen behandeln kann. Bild 3 (a) zeigt einen der untersuchten Plattenstreifen, die nach der Finite-Element-Methode unter Verwendung rechteckiger, schubstarrer Elemente *) berechnet wurden. Das Ergebnis der Rechnung zeigt die Deformation des Plattenstreifens, der durch eine Schraubenvorspannkraft von $F_V=40$ kN und einer Randlast $F_B=5$ kN belastet ist (Bild 3(b)). Zwischen der Flanschrandverschiebung W_R sowie der Verformung W_C am Lochrand und der Belastung besteht kein linearer Zusammenhang. Die Ursache dieses nicht-linearen Verhaltens wird deutlich, wenn man die Kontaktzone der Platten bei steigender Randlast (F_B) betrachtet (Bild 4). Da kein Zug von den Federn der Bettung übertragen werden kann, ändert sich die Kontaktzone mit der Randlast. Die Linie $W=0$ wandert zum gegenüberliegenden Plattenrand und mit ihr der Schwerpunkt der Federkräfte. D.h. die Hebelverhältnisse verändern sich mit der Größe der Flanschbelastung. Trägt man die Flanschrandverschiebung (W_R) und die der Schraubenzusatzkraft proportionale Lochrandverschiebung (W_C) als Funktion der Randlast (F_B) auf, so zeigt sich, daß die Verschiebung W_C bis zum Abheben im Schraubenbereich relativ gering bleibt und erst danach stark ansteigt. Die Randverschiebung W_R dagegen steigt mit Beginn der Betriebskraftbelastung wesentlich gleichmäßiger an.

Eine Variation der geometrischen Flanschmaße und Belastungen an dem in Bild 3 gezeigten Flanschstreifen zeigt, wie sich konstruktive Veränderungen dieser Größen auf die obengenannten Verschiebungen auswirken.

*) Bei der Untersuchung ging es primär darum, Informationen für die Erarbeitung eines einfachen Berechnungsmodells zu gewinnen. Deshalb wurde an dieser Stelle aus Gründen der Einfachheit auf die Erfassung der Schubdeformation verzichtet. Bei relativ dünnen Flanschen dominiert die Biegung, bei dicken Flanschen ist die Starrkörperdrehung bestimmend für das Flanschverhalten. Deshalb dürfte die Schubdeformation in beiden Fällen nur von begrenzter Bedeutung sein.

Bei der Variation der Flanschdicke (Bild 5a) zeigt sich, daß eine Verringerung der Dicke von 20 auf 10 mm eine größere Auswirkung hat als die Verstärkung von 20 auf 30 mm. Die Ursache dafür ist, daß bei relativ dünnen Platten W_R und W_C im wesentlichen durch die Plattenbiegung entstehen. Mit der Vergrößerung der Plattendicke geht die Biegedeformation zurück, und die Deformation infolge der Bettung gewinnt an Bedeutung. D.h. auch bei steifer Ausbildung des Flanschanschlusses treten bei dünnen Flanschen kaum Biegemomente sekundärer Art auf, so daß eine indirekte Verkleinerung der Exzentrizität der Betriebskrafteinleitung unterbleibt.

Bei der Variation der Exzentrizität der Betriebskrafteinleitung (F_B) zeigt sich, daß die Exzentrizität einen sehr wesentlichen Einfluß hat (Bild 5b). Vergrößert man z.B. die Exzentrizität, so steigt gleichzeitig der Hebelarm des Kraftangriffs und die "verbiegbare" Flanschlänge. (Letzteres hat natürlich die gleichen Folgen wie eine Verminderung der Dicke). Eine bekannte Konstruktionsregel - nach der man die Kraftflußablenkung so gering wie nur möglich halten sollte - wird hier eindrucksvoll bestätigt.

Bei der Variation des Randabstandes zeigt sich, daß der Randabstand solange einen sehr geringen Einfluß hat, solange die Verbindung im Bereich der Schrauben Loch nicht klappt (Bild 5c). Bei größeren Belastungen, bei denen ein Klaffen über die Schraubenzone hinaus auftritt, macht sich eine maßvolle Vergrößerung des Randabstandes positiv bemerkbar. Maßvoll heißt hier, daß das Verhältnis von Randabstand zu Flanschdicke zwischen 1 und 1,5 liegen sollte.

Bei der Variation des Schraubenabstandes zeigt sich (Bild 5d), daß ein "Verschmieren" der sehr konzentriert angreifenden Schraubenkräfte auf eine Linien- bzw. Flächenlast und somit eine Idealisierung der Verbindung auf ein eindimensionales Balkenproblem bei normalen Schraubenabständen dann zulässig ist, wenn die Deformation der Verbindung und die Schraubenkräfte untersucht werden sollen. Soll die Dichtheit einer Verbindung untersucht werden, d.h. soll geprüft werden, ob die Verbindung zwischen den Schrauben klappt, so kann auf die Erfassung der örtlich begrenzten Lasteinleitung der Schraubenkräfte nicht verzichtet werden.

Bei der Variation der Schraubenlochgröße zeigt sich (Bild 5e), daß die Schraubenlochgröße solange eine untergeordnete Rolle spielt, solange man der Lochgröße keine Schraubengröße mit entsprechender Schraubenkraft zuordnet. D.h. von entscheidender Bedeutung für das Verhalten einer Verbindung ist die Höhe der Vorspannkraft (Bild 5f); die Schwächung des Flansches durch das Schraubenloch ist unerheblich.

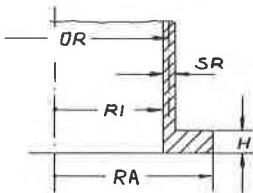
4. Zur Darstellung des Einflusses der Anschlußsteifigkeit wird eine Rohrflanschverbindung berechnet.

Allgemeines zum Berechnungsablauf

Die in Bild 6 skizzierte Flanschverbindung wird zur Berechnung in Grundelemente (Bild 6(b)(c)) zerlegt. Dann wird das Steifigkeitsverhalten der Grundelemente bestimmt, so daß die Verbindung wie ein Balken-Feder-System behandelt werden kann. Anschließend kann man unter der Voraussetzung, daß der Rohrquerschnitt auch noch nach Belastung eben ist, (d.h. starrer Balken) über die Gleichgewichtsbedingung die Schraubenbeanspruchung und die Deformation der Verbindung bestimmen.

Steifigkeitsverhalten des Grundelements

Zur Ermittlung des Steifigkeitsverhaltens wird das Grundelement in den Flansch- und den Anschlußbereich (Bild 6(c)) getrennt. Bei der Untersuchung des Anschlußbereichs wurde ein System aus Zylinderschale und Ring gewählt. Mit dem Ring wird der Radialsteifigkeit des Flanschringes Rechnung getragen. Man erhält die Randverdrehung φ_{AN} infolge eines rotationsymmetrisch angreifenden Randmoments $M=1$ zu:



$$\varphi_{AN} = \frac{DR}{2 \cdot LA \cdot K \cdot \partial e} - \frac{x \cdot DR^2}{8 \cdot LA \cdot K \cdot \partial e^2} \quad (3)$$

$$x = \frac{DR^2}{8 \cdot LA \cdot K \cdot \partial e^2} \cdot \left[\left(\frac{RA^2 + RI^2}{RA^2 - RI^2} - \nu \right) \frac{RI}{LA \cdot H \cdot E} + \frac{DR^3}{16 \cdot LA \cdot K \cdot \partial e^3} \right]$$

$$K = \frac{E \cdot SR^3}{12(1-\nu^2)} \quad \partial e = \frac{DR}{2SR} \cdot \sqrt{3(1-\nu^2)}$$

ν = Querkontraktionszahl E = E-Modul LA = Schraubenlochabstand

Der Einfluß der Ringsteifigkeit gewinnt besonders dann an Bedeutung, wenn die Biegesteifigkeit des Zylinders relativ gering ist. Eine große Ringsteifigkeit führt maximal zu einer Halbierung des Verdrehwinkels φ_{AN} , bzw. zu einer Verdoppelung der Verdrehsteifigkeit des Anschlusses. Obwohl die ermittelten Anschlußwerte nur bei rotationsymmetrischer Beanspruchung gelten, werden sie im vorliegenden Fall, da der Ringflansch die Querkraft primär wie ein Bogen abträgt, zur Steifigkeitsermittlung des Grundelements herangezogen.

Die Flanschverbindung besteht aus zwei Plattenstreifen, die mit Schrauben verspannt sind. Die Plattensteifigkeit in Dickenrichtung wird durch eine elastische Bettung der Platten und durch eine zusätzliche Federung der Schraube erfaßt. In Anlehnung an

die übliche Vorgehensweise bei der Berechnung statisch unbestimmter Systeme wird zuerst die Deformation des Nullsystems, d.h. des statisch bestimmten Systems ermittelt. Dazu werden die Platten mit Linienlasten auseinander gezogen. Bild 7 zeigt die gesuchte Randverdrehung (α) bei steigender Belastung. Bedingt durch den Abhebevorgang steigt die Randverdrehung überproportional an. Die Änderung des Randwinkels $\Delta\alpha$ bei konstanter Randlast und steigendem Randmoment ist in Bild 8 dargestellt. Hier zeigt sich, daß bei konstanter Randlast der Verdrehwinkel in guter Näherung als proportional zum Randmoment angenommen werden kann. Fordert man "Verträglichkeit" für die Randverdrehung, d.h. einen rechten Winkel zwischen Anschluß und Flansch auch für die belastete Verbindung, so erhält man die Schnittgröße M zu:

$$M = \frac{\alpha(F_B)}{\varphi_{AN} + \tan \beta(F_B)} \quad (4)$$

Mit der Größe des Schnittmoments kann die Änderung der Randverschiebung (Bild 9) und somit die Kennlinie des Grundelements

$$w_R = w_R(F_B)$$

(Bild 10) bestimmt werden.

Approximiert man den Kennlinienverlauf mit einer Potenzfunktion für die Zugseite

$$w_R = F_{Bz}^n \cdot A$$

und einer Geradengleichung für die Druckseite

$$w_R = F_{Bz} \cdot C,$$

so kann für jede gewählte neutrale Achse bei der zu berechnenden Verbindung die dazugehörige Belastung ermittelt werden. Ist z.B. nur ein Moment vorhanden, so ist

$$\sum_{\lambda} (F_{Bz})_{\lambda} = \sum_{\lambda} (F_{BR})_{\lambda} \quad \text{UND} \quad \sum (F_{BL} \cdot L)_{\lambda} + \sum (F_{BR} \cdot R)_{\lambda} = M \ddot{A} \quad (5)(6)$$

Mit

$$w_{R\lambda} = \ddot{d} \cdot R_{\lambda} \quad \text{BZW.} \quad w_{R\lambda} = \ddot{d} \cdot L_{\lambda}$$

erhält man aus (5) den Winkel \ddot{d} und aus (6) das für den gewählten Gleichgewichtszustand erforderliche äußere Moment $M \ddot{A}$. Bild 11 zeigt den Verlauf der Grundelementbelastung für zwei gewählte neutrale Achsen.

Mit der so ermittelten Beanspruchung der Grundelemente kann die Schraubenzusatzbeanspruchung bestimmt werden. Über die Ermittlung der Änderung der Lochranddeformation (Δw_C) in Abhängigkeit vom Randmoment (M) bei konstanter Randlast (F_B) (Bild 12) erhält man mit der nach (4) ermittelten Schnittgröße M die Kennlinie für das Grundelement $w_C = w_C(F_B)$ (Bild 13) und mit ihr die Zusatzkräfte in erster Näherung nach

$$F_Z = \frac{E \cdot A_{\text{SCHRAUBE}}}{H} (w_C(F_B) - w_C(F_B=0)). \quad (7)$$

Bei Verbindungen mit geraden Flanschabschnitten, bei denen die Querkraft (Bild 14) im wesentlichen Biegespannungen erzeugt, muß der Quersteifigkeit ($EJ = H \cdot (R_A - R_I)^3 \cdot E/12$) des Flansches besondere Aufmerksamkeit gewidmet werden, da in diesen Fällen die gegen-

seitige Beeinflussung der Grundelemente sehr groß ist. Das Grundsätzliche dieser Problematik wird deutlich, wenn man ein rechteckiges Rohr betrachtet. Wie Bild 14 zeigt, tragen die mittleren Schrauben nur dann gleichmäßig, wenn die Biegesteifigkeit des Anschlusses $E I_A = E \cdot I_A \cdot S R_{1/2}^3$ wesentlich kleiner ist, als die des Flansches (s.o.), und wenn an den Eckpunkten keine Schrauben angebracht sind. Bei der in Bild 14 gewählten Anordnung jedoch wird die Hauptlast von den äußeren Schrauben übernommen. Bild 10 macht deutlich, daß bei gleicher Randverschiebung (W_R) der Grundelemente die innen liegenden Schrauben kaum zur Lastabtragung herangezogen werden.

Literatur

- /1/ D.KOWALSKE,
Entwicklung eines Berechnungsmodells zur Bestimmung der Schraubenkräfte an exzentrisch belasteten Flanschverbindungen.
KONSTRUKTION 25 1973
- /2/ H.FRIEMANN,
Beitrag zur numerischen Berechnung rotationsymmetrisch belasteter dicker Kreisplatten bei elastischer Lagerung.
DER STAHLBAU I/1975
- /3/ J.STEIMEL
Schraubenverbindungen.
FKM-HEFT 63 1977
- /4/ VDI-RICHTLINIEN 2230

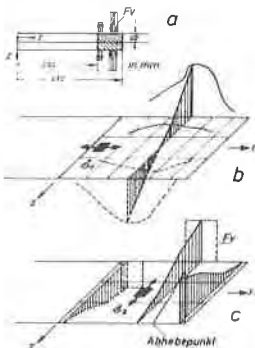


Bild 1 Durch rotationsymmetrische Lasten verspannte Ringplatten
a Ringplatten
b Längsspannungen
c Druckspannungen

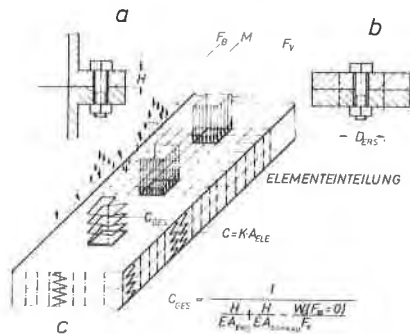


Bild 2 Berechnungsmodell
a Flanschverbindung
b zentrisch verspannte Hülse
c Elemententeilung

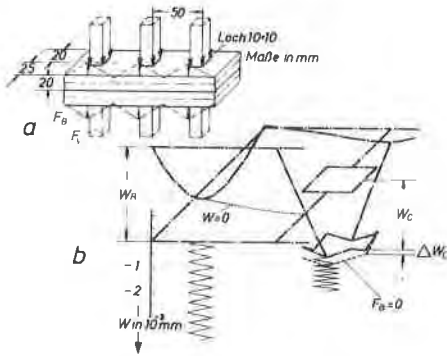


Bild 3 Deformierte Flanschmittelebene (b)
a Lasten $F_B = 5 \text{ kN}$ $F_A = 40 \text{ kN}$

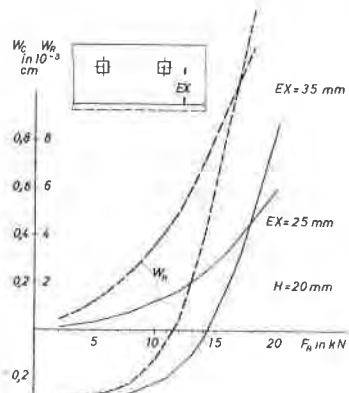


Bild 5b Flanschverformung bei unterschiedlicher Exzentrizität der Betriebskräfteinleitung

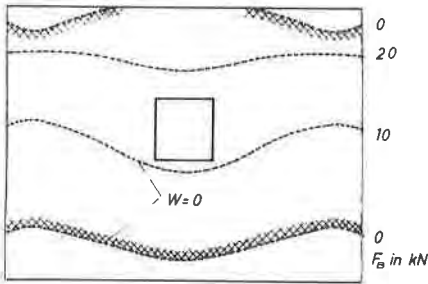


Bild 4 Verlauf der Kontaktzone bei steigender Randlast F_B

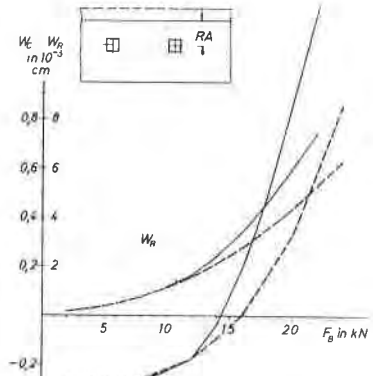


Bild 5c Flanschverformung bei unterschiedlichem Randabstand

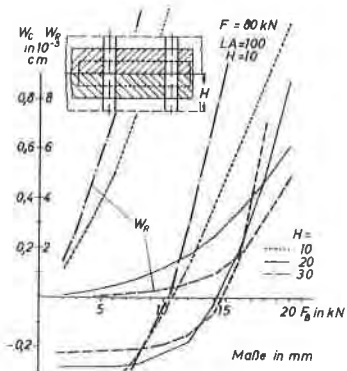


Bild 5a Flanschverformung bei unterschiedlichen Flanschdicken

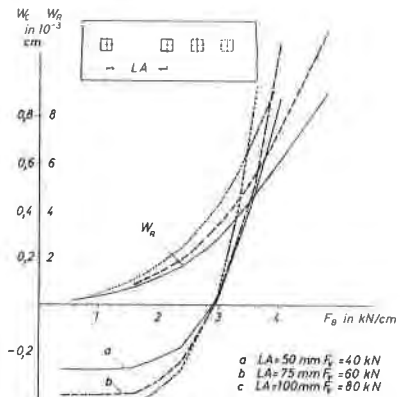


Bild 5d Flanschverformung bei unterschiedlichen Schraubenkräften und Lochabständen

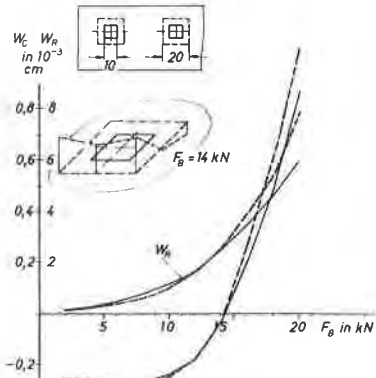


Bild 5e Flanschverformung bei unterschiedlicher Schraubenlochgröße

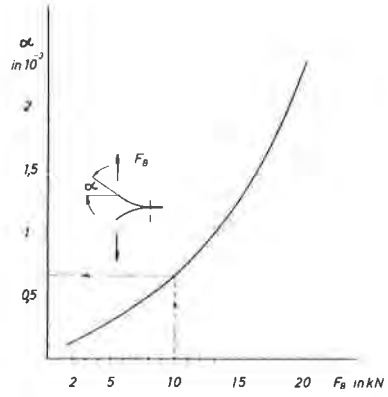


Bild 7 Flanschrandverdrehung bei steigender Randlast

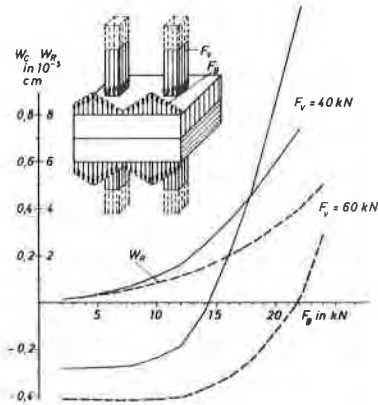


Bild 5f Flanschverformung bei unterschiedlicher Vorspannkraft

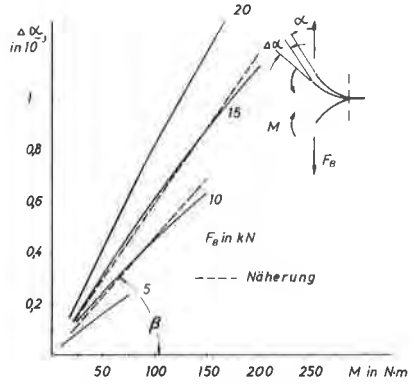


Bild 8 Flanschrandverdrehung bei steigendem Randmoment und konstanter Randlast

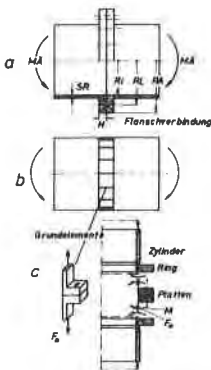


Bild 6 Flanschverbindung(a) mit Berechnungsmodell(b) und Fundamentmodell(c)
 Daten: RI=925 Schraube M10
 RL=1575 F=60 kN
 RL=1325 Lochabstand=50
 SR=10 H=20 Maße in mm

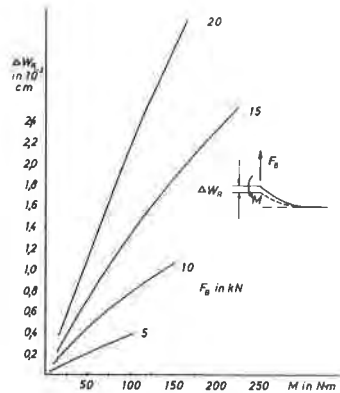


Bild 9 Flanschrandverschiebung bei steigendem Randmoment und konstanter Randlast

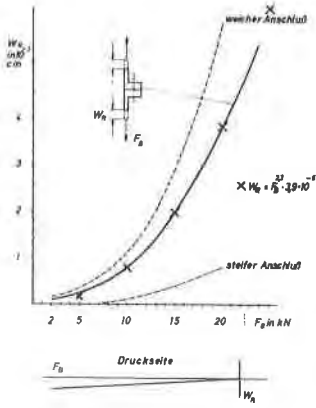


Bild 10 Kennlinienverlauf des Grundelements

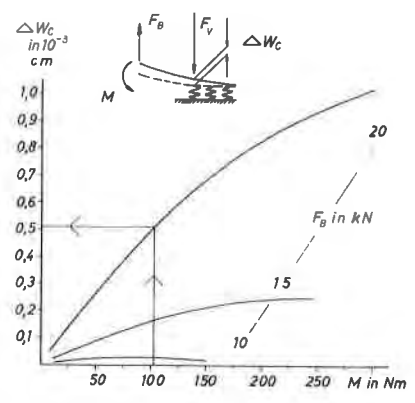


Bild 12 Flanschverformung am Lochrand bei konstanter Randlast und steigendem Randmoment

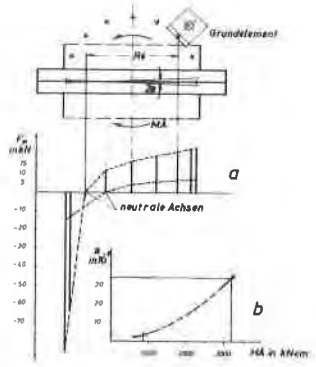


Bild 11 Beanspruchung und Deformation der Grundelemente
a Grundelementbelastung
b Deformation der Rohrverbindung

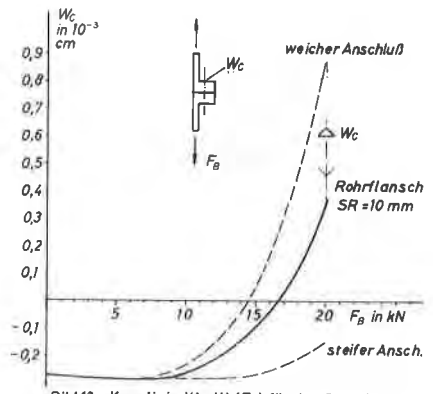


Bild 13 Kennlinie $W_C = W_C(F_B)$ für das Grundelement

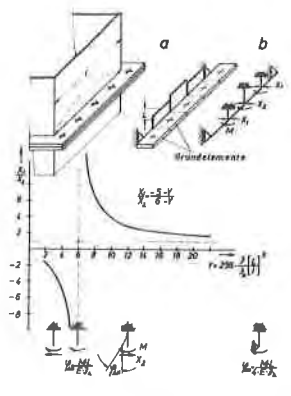


Bild 14 $W_C = \frac{M}{E \cdot I}$
Gegenseitige Beeinflussung der Grundelemente bei Verbindungen mit geraden Flanschabschnitten