

DIN 7190-2

ICS 17.040.10; 21.120.10

Entwurf

Einsprüche bis 2013-12-30
Vorgesehen mit
E DIN 7190-1:2013-08
als Ersatz für
DIN 7190:2001-02

Pressverbände –**Teil 2: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für kegelige, selbsthemmende Pressverbände**

Interference fits –

Part 2: Calculation and design rules for conical self-locking pressfits

Assemblages frettés –

Partie 2: Bases de calculs et règles de construction pour assemblages frettés autoadhérent

Anwendungswarnvermerk

Dieser Norm-Entwurf mit Erscheinungsdatum 2013-08-30 wird der Öffentlichkeit zur Prüfung und Stellungnahme vorgelegt.

Weil die beabsichtigte Norm von der vorliegenden Fassung abweichen kann, ist die Anwendung dieses Entwurfes besonders zu vereinbaren.

Stellungnahmen werden erbeten

- vorzugsweise online im Norm-Entwurfs-Portal des DIN unter www.entwuerfe.din.de bzw. für Norm-Entwürfe der DKE auch im Norm-Entwurfs-Portal der DKE unter www.entwuerfe.normenbibliothek.de, sofern dort wiedergegeben;
- oder als Datei per E-Mail an nam@din.de möglichst in Form einer Tabelle. Die Vorlage dieser Tabelle kann im Internet unter www.din.de/stellungnahme oder für Stellungnahmen zu Norm-Entwürfen der DKE unter www.dke.de/stellungnahme abgerufen werden;
- oder in Papierform an den Normenausschuss Maschinenbau (NAM) im DIN, 60498 Frankfurt am Main, Postfach 71 08 64 (Hausanschrift: Lyoner Str. 18, 60528 Frankfurt am Main).

Die Empfänger dieses Norm-Entwurfs werden gebeten, mit ihren Kommentaren jegliche relevanten Patentrechte, die sie kennen, mitzuteilen und unterstützende Dokumentationen zur Verfügung zu stellen.

Gesamtumfang 34 Seiten

Normenausschuss Maschinenbau (NAM) im DIN
Normenausschuss Technische Grundlagen (NATG) im DIN

Inhalt

Seite

Vorwort	4
1 Anwendungsbereich	5
2 Normative Verweisungen	5
3 Zeichen, Benennungen und Einheiten	5
4 Berechnung von kegeligen, selbsthemmenden Pressverbänden	7
5 Reibungszahlen von kegeligen Pressverbänden	20
6 Gestaltung von Pressverbänden	20
7 Angaben in technischen Unterlagen	20
Anhang A (normativ) Herstellung von kegeligen Pressverbänden	25
A.1 Allgemeines	25
A.2 Herstellen von kegeligen Pressverbänden durch Einpressen	25
A.2.1 Beispiele für weggesteuertes Fügen	26
A.2.2 Hydraulisches Fügen und Lösen	27
Anhang B (informativ) Berechnungsbeispiel	29
Literaturhinweise	34

Bilder

Bild 1 — Berechnungsmodell	7
Bild 2 — Reale kegelige Pressverbände	7
Bild 3 — Obere und untere Anlage einer Kegelpressverbindung	8
Bild 4 — Aufschubweg a (schematisch)	9
Bild 5 — Verlauf der auf die Fügekraft F_f bezogenen zentrischen Lösekraft $F_{ax,l}$ in Abhängigkeit vom Einstellwinkel β bzw. Kegelverhältnis C und der Reibungszahl $\nu = \nu_f =$ ν_{fl} [3].	11
Bild 6 — Verlauf der Tangentialspannung σ_t und der Radialspannung σ_r bei einer elastisch beanspruchten Kegelpressverbindung nach Bild 1 (links: Hohlwelle, rechts: Vollwelle)	12
Bild 7 — Kegelpressverbände mit gestufter Nabe und Innenbohrung	13
Bild 8 — Geometrische Bezeichnungen an einem durch Axialbohrungen geschwächten Pressverband	14
Bild 9 — Minderung der Drehmoment-Übertragungsfähigkeit bei PV mit z Axialbohrungen in der Welle	14
Bild 10 — Minderung der Drehmoment-Übertragungsfähigkeit bei PV mit z Axialbohrungen in der Nabe	15
Bild 11 — Geometriekenngößen für Nabe mit Radialbohrung	15
Bild 12 — Minderung der Drehmoment – Übertragungsfähigkeit bei PV mit einer Radialbohrung in der Nabe	16
Bild 13 — Modell eines Zahnrades mit Kegelpressverbindung	16
Bild 14 — Zusammenhang zwischen der bezogenen asymmetrischen Lösekraft $F_{bax,l}$ und der dimensionslosen Exzentrizität Q_e : $\xi_m = 1,56 \text{ ‰}$; $Q_{A,m} = 0,5$; $\nu = 0,15$ [3]	18

Bild 15 — Größen zur Bemaßung von Kegeln.....	20
Bild 16 — Bemaßung am Aussenkegel	21
Bild 17 — Bemaßung am Innenkegel	22
Bild 18 — Zeichnungsinterpretation der Toleranzzonen für Außenkegel	23
Bild 19 — Beispiel : Bemaßung am Aussenkegel	23
Bild 20 — Beispiel: Bemaßung am Innenkegel	24
Bild A.1 — Verschiedene Möglichkeiten zum weggesteuerten Fügen	27
Bild A.2 — Ölbohrungen in einem Kegelpressverband mit gestufter Nabe	28
Bild B.1 — Kegelpressverbindung mit wellenseitiger Ölzuführung; 1 bis 4 Scheiben	29

Tabellen

Tabelle 1 — Kerbwirkungszahlen für Pressverbände (Auszug aus DIN 743-2) mit glatter bzw. nicht abgesetzter Welle	19
Tabelle 2 — Kerbwirkungszahlen für Pressverbände (Auszug aus DIN 743-2)	19
Tabelle 3 — Werte des halben Kegelwinkels $\alpha/2$ für gängige Kegelverhältnisse.....	24
Tabelle B.1 — Scheibenabmessungen.....	30

Vorwort

Diese Norm wurde erarbeitet von Fachleuten aus dem Arbeitsausschuss „Antriebstechnik“ (NA 060-34-32 AA) des Normenausschusses Maschinenbau (NAM) im DIN Deutsches Institut für Normung e. V.

Die Normenreihe DIN 7190 ersetzt die DIN 7190:2001-02 und erweitert in Teil 2 den Anwendungsbereich um kegelige, selbsthemmende Pressverbindungen.

Kegelpressverbindungen besitzen gegenüber den Zylinderpressverbindungen kegelige Wirkflächen. Daraus ergeben sich wegen der kleinen Aufschubwege eine einfache Montage und Demontage, die auch hydraulisch erfolgen kann. Weiterhin ist durch den Aufschubweg eine feinfühlige Einstellung der Fugenpressung möglich.

Die Mechanismen der Drehmoment- und Biegemomentübertragung sind vergleichbar mit denen bei Zylinderpressverbindungen. Zusätzlich zu den bereits in DIN 7190:2001-02 genannten Versagenskriterien tritt jedoch ein weiteres, nämlich das Abspringen der Nabe von der Welle bei vorzugsweise asymmetrischer Belastung der Nabe auf. Bei der Dimensionierung von Kegelpressverbindungen müssen die dafür geltenden Grenzbelastungen ebenso berücksichtigt werden, wie die Biegung bei der Haftmaßberechnung und die Schwingungsverschleißschädigung der Welle.

Der Festigkeitsnachweis der Welle wird nach DIN 743, Teile 1 3 durchgeführt.

Änderungen

Gegenüber DIN 7190:2001-02 wurden folgende Änderungen vorgenommen:

- a) Die Norm wurde in zwei Teile untergliedert. E DIN 7190-1 ersetzt inhaltlich DIN 7190:2001-02. E DIN 7190-2 erweitert den Anwendungsbereich dieser Norm auf kegelige, selbsthemmende Pressverbindungen. Die für Kegelpressverbände spezifischen Anforderungen sind in diesem Dokument enthalten. Die allgemein für Pressverbindungen anwendbaren Anforderungen sind in Teil 1 enthalten.

1 Anwendungsbereich

Diese Norm legt Gestaltungs- und Berechnungsgrundlagen für selbsthemmende, elastisch beanspruchte Kegelpressverbände mit einem Kegelverhältnis $C \leq 1:20$ (d. h. 1:20; 1:40...) fest, deren Teile aus metallischen Werkstoffen bestehen. Sie gilt überwiegend für im Maschinenbau angewandte Pressverbände im Temperaturbereich von -40°C bis $+150^{\circ}\text{C}$. Sie kann sinngemäß auch in anderen Fachgebieten (z. B. Feinwerktechnik) angewendet werden.

Zweck dieser Norm ist die Erhöhung der Zuverlässigkeit von kegeligen Pressverbänden, die Gestaltung der Welle und der Nabe sowie die Verringerung der Herstellkosten. Weiterhin werden Verfahrenshinweise für das Fügen gegeben

2 Normative Verweisungen

Die folgenden Dokumente, die in diesem Dokument teilweise oder als Ganzes zitiert werden, sind für die Anwendung dieses Dokuments erforderlich. Bei datierten Verweisungen gilt nur die in Bezug genommene Ausgabe. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe des in Bezug genommenen Dokuments (einschließlich aller Änderungen).

DIN 254, *Geometrische Produktspezifikation (GPS) — Reihen von Kegeln und Kegelwinkeln — Werte für Einstellwinkel und Einstellhöhen*

DIN 743-1, *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen — Teil 1: Grundlagen*

DIN 743-2, *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen — Teil 2: Formzahlen und Kerbwirkungszahlen*

DIN 743-3, *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen — Teil 3: Werkstoff-Festigkeitswerte*

DIN 7178-1:1974-12, *Kegeltoleranz- und Kegelpasssystem für Kegel von Verjüngung $C = 1:3$ bis $C = 1:500$ und Längen von 6 bis 630 mm — Kegeltoleranzsystem*

DIN 7190, *Pressverbände — Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln*

DIN EN ISO 286-1:2010-11, *Geometrische Produktspezifikation (GPS) — ISO-Toleranzsystem für Längenmaß — Grundlagen für Toleranzen, Abmaße und Passungen*

DIN EN ISO 3040, *Geometrische Produktspezifikation (GPS) — Maßeintragung und Toleranzfestlegung — Kegel*

3 Zeichen, Benennungen und Einheiten

a	Aufschubweg	mm
a_w	wirksamer Aufschubweg	mm
A	Außenteil	-
AT_α	Winkeltoleranz	-
C	Kegelverhältnis	-
d	kleinster wirksamer Kegeldurchmesser	mm
D	größter wirksamer Kegeldurchmesser	mm
D_{Fm}	mittlerer Fugendurchmesser	mm
D_{il}	Innendurchmesser des Innenteils	mm
D_{aA}	Außendurchmesser des Außenteils	mm
D_{bA}	Durchmesser der Axialbohrung im Außenteil	mm

D_{bl}	Durchmesser der Axialbohrung im Innenteil	mm
e_A	Exzentrizität der Axialbohrung im Außenteil	mm
e_l	Exzentrizität der Axialbohrung im Innenteil	mm
E	Elastizitätsmodul	N/mm ²
E_A	Elastizitätsmodul des Außenteils	N/mm ²
E_l	Elastizitätsmodul des Innenteils	N/mm ²
F_{ax}	Axialkraft	N
$F_{ax,l}$	Lösekraft	N
F_{bax}	asymmetrische Axialkraft	N
F_f	Fügekraft	N
F_r	Radialkraft	N
F_R	Rutschkraft (axial)	N
F_u	Umfangskraft	N
g_F	Glättungsfaktor g_F	-
G	Glättung	µm
h	Hebelarm	mm
l	Innenteil	-
K	Berechnungskonstante	-
K_3	Geometrischer Größeneinflussfaktor	-
l_F	Länge der Fuge	mm
M_b	Biegemoment	Nmm
p	theoretischer Fugendruck	N/mm ²
p_m	mittlerer theoretischer Fugendruck	N/mm ²
Q_A	Durchmesser Verhältnis des Außenteils	-
Q_e	relative Exzentrizität	-
Q_l	Durchmesser Verhältnis des Innenteils	-
R_{eLA}	untere Streckgrenze des Außenteils	N/mm ²
R_{eLI}	untere Streckgrenze des Innenteils	N/mm ²
R_{zA}, R_{zl}	gemittelte Rauhtiefe der Fügefläche des Außenteils bzw. des Innenteils	µm
S_p	Sicherheit gegen plastische Dehnung	-
S_R	Rutschsicherheit	-
T	Drehmoment	Nmm
T_{max}	maximal wirkendes Drehmoment	Nmm
T_{red}	reduziertes Rutschmoment	Nmm
T_R	Rutschmoment	Nmm
U_n	nominelles Übermaß	µm
U_S	Durchmesserspiel	µm
U_w	wirksames Übermaß	µm
v_f	Einpressgeschwindigkeit	mm/s
z	Längskoordinate	mm
α	Kegelwinkel	°(Grad)
β	halber Kegelwinkel, Einstellwinkel der Bearbeitungsmaschine	°(Grad)
β_A	Einstellwinkel des Außenteils	°(Grad)
β_l	Einstellwinkel des Innenteils	°(Grad)

γ	Winkelfehler	°(Grad)
δ	Schrägungswinkel der Verzahnung	°(Grad)
μ_A	Querdehnzahl des Außenteils	
μ_I	Querdehnzahl des Innenteils	
ν	Reibungszahl (allgemein)	-
ν_f	Reibungszahl beim Fügen	
ν_{fl}	Reibungszahl bei Rutschen in Längsrichtung	-
ν_{ll}	Haftreibungszahl in Längsrichtung	
ν_{fu}	Reibungszahl bei Rutschen in Umfangsrichtung	
ω	Umfangsgeschwindigkeit	1/s
ξ	bezogenes Übermaß	-
ξ_m	mittleres bezogenes Übermaß	-
σ_v	Vergleichsspannung	N/mm ²
σ_r	Radialspannung	N/mm ²
σ_t	Tangentialspannung	N/mm ²

4 Berechnung von kegeligen, selbsthemmenden Pressverbänden

4.1 Grundlagen

Die Berechnungsverfahren dieser Norm sind für selbsthemmende kegelige Pressverbände mit gleicher axialer Länge von Innen- und Außenteil anwendbar (siehe Bild 1).

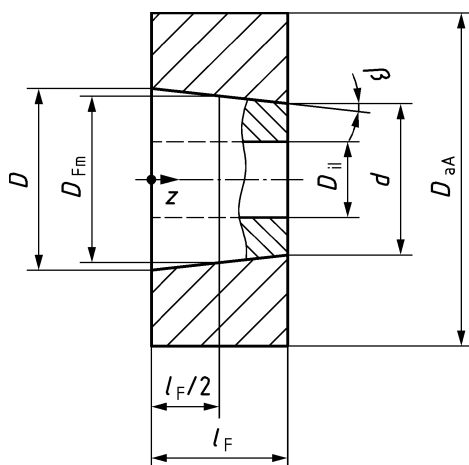


Bild 1 — Berechnungsmodell

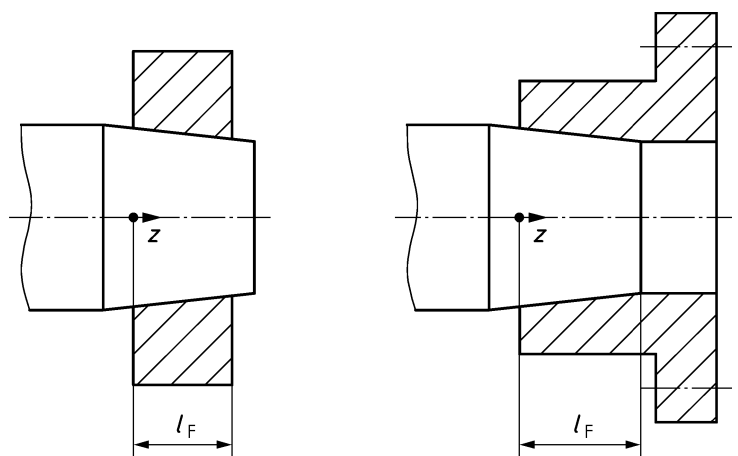


Bild 2 — Reale kegelige Pressverbände

Näherungsweise können die Berechnungsverfahren auch auf Pressverbände nach Bild 2 angewendet werden, wobei allerdings Spannungsüberhöhungen im Bereich der Nabenkante [1] nicht erfasst werden. Die Berechnungsverfahren für Kegelpressverbände weisen eine enge Verwandtschaft zu denen für Zylinderpressverbindungen auf. Die für Zylinderpressverbindungen geltenden Gleichungen können mit geringen Modifikationen näherungsweise auf Kegelpressverbindungen übertragen werden. Kegelpressverbände werden im Allgemeinen durch axiales Aufpressen gefügt. Die axialen Relativverschiebungen von Außen- und Innenteil führen zu Querdehnungen und damit zum Aufbau des Fugendrucks in der Wirkfläche. Ein Vorteil der Kegelpressverbände besteht darin, dass sich allein durch axiales Verschieben der Welle gegenüber der Nabe jede beliebige Fugenpressung erzielen lässt.

Nach DIN 254 wird die Neigung des Kegels durch das Kegelverhältnis (Verjüngung) C (z. B. $C = 1:50$) angegeben.

$$C = 1 : \frac{l_F}{D - d} = 1 : \frac{1}{2 \cdot \tan \beta} \quad (1)$$

Der halbe Kegelwinkel heißt Einstellwinkel β .

Wegen der immer auftretenden Fertigungsabweichungen müssen die Geometriefehler bei der Berechnung berücksichtigt werden. Ein für die Kraftübertragung bedeutender makrogeometrischer Fehler ist der Winkelfehler γ (siehe Bild 3) zwischen der Nabe und der Welle [2]

$$\gamma = |\beta_I - \beta_A| \quad (2)$$

Resultierend daraus ist nach Bild 3 zwischen oberer und unterer Anlage zu unterscheiden. Der Einfluss des Winkelfehlers auf das Übermaß lässt sich durch ein Durchmesserspiel U_S in die Berechnungen einbeziehen.

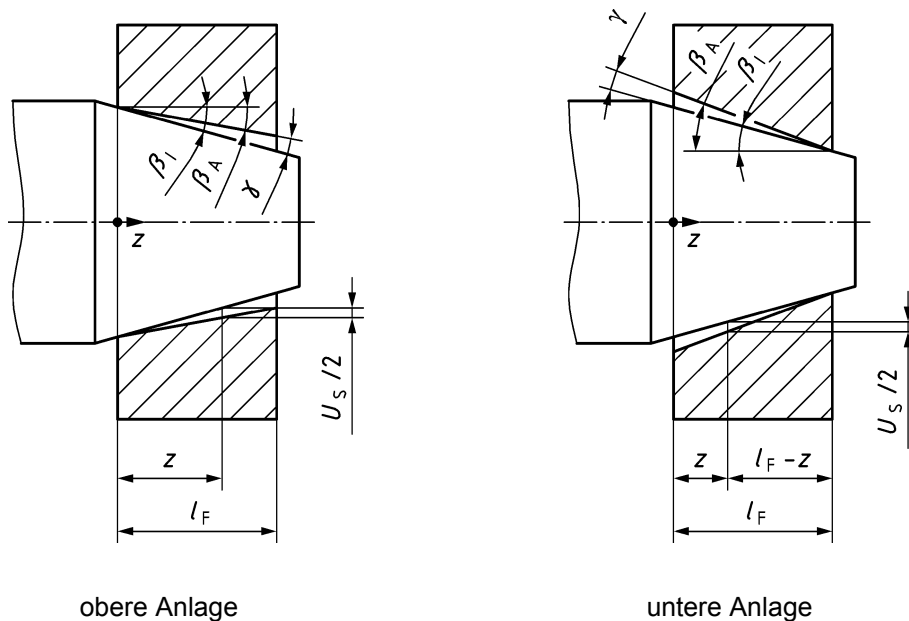


Bild 3 — Obere und untere Anlage einer Kegelpressverbindung

Bei kleinen Winkelfehlern und oberer Anlage gilt für das Durchmesserspiel an der Stelle z

$$U_S(z) = 2 \cdot z \cdot \tan \gamma \quad (3)$$

und bei unterer Anlage entsprechend

$$U_S(z) = 2 \cdot (l_F - z) \cdot \tan \gamma \quad (4)$$

Da wegen der häufig vorkommenden dynamischen Belastungen die obere Anlage zu bevorzugen ist, wird im Weiteren nur diese behandelt. Mit dem aus der Kegelgeometrie und dem Aufschubweg a (Bild 4) resultierenden nominellen Übermaß

$$U_n = 2 \cdot a \cdot \tan \beta \quad (5)$$

und der Glättung G

$$G = g_F \cdot (R_{ZA} + R_{ZI}) \quad (6)$$

(Sofern keine experimentellen Werte vorliegen, gilt $g_F = 0,4$).

ergibt sich das wirksame Übermaß zu

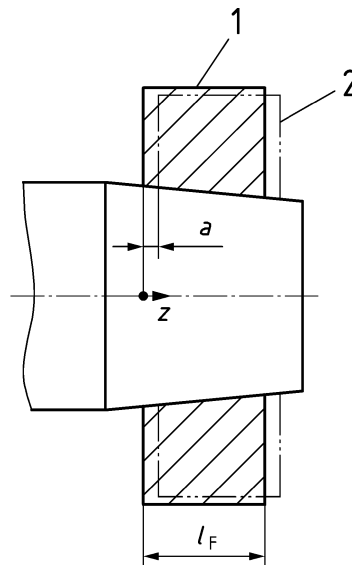
$$U_W(z) = U_n - U_s(z) - G \quad (7)$$

bzw.

$$U_W(z) = 2 \cdot [a_w \cdot \tan \beta - z \cdot \tan \gamma] \quad (8)$$

wobei a_w der wirksame Aufschubweg ist.

$$a_w = a - \frac{G}{2 \cdot \tan \beta} \quad (9)$$



Legende

- 1 nach dem Fügen
- 2 vor dem Fügen (Nabe aufgesteckt)

Bild 4 — Aufschubweg a (schematisch)

Für die Auslegung von Kegelpressverbänden werden die Durchmesserhältnisse $Q_A(z)$ und $Q_I(z)$ benötigt. Bei den hier betrachteten selbsthemmenden Kegelpressverbänden kann jedoch wegen des kleinen Kegelwinkels die Änderung des Fugendruckes entlang der Fugenlänge vernachlässigt und der Fugendruck durch den mittleren Wert ersetzt werden. Die Durchmesserhältnisse dafür lauten

$$Q_{A,m} = \frac{D_{Fm}}{D_{aA}} \quad (10)$$

$$Q_{l,m} = \frac{D_{il}}{D_{Fm}} \quad (11)$$

mit dem mittleren Durchmesser (vergleiche Bild 1)

$$D_{Fm} = D - l_F \cdot \tan \beta \quad (12)$$

4.2 Berechnung rein elastisch beanspruchter kegeliger Pressverbände

In diesem Abschnitt werden die oben getroffenen Vereinfachungen beibehalten. Dabei ist zu beachten, dass bei Erreichen des Grenzwertes, d. h. max. Vergleichsspannung im Querschnitt bei D_{Fm} = zutreffende Fließgrenze bereits plastische Verformungen am Durchmesser D auftreten können. Diese sind aber praktisch zu vernachlässigen.

Für den mittleren Fugendruck p_m sind unter Einbeziehung der Soll-Sicherheit gegen plastische Dehnung S_p die Ungleichungen nach DIN 7190:2001-02, 4.2.1 anzuwenden. Das zur Ausbildung des Fugendruckes p_m erforderliche bezogene (wirksame) Übermaß ξ_m beträgt demnach:

$$\xi_m = K \cdot \frac{p_m}{E_A} = \left[\frac{E_A}{E_l} \cdot \left(\frac{1 + Q_{l,m}^2}{1 - Q_{l,m}^2} - \mu_l \right) + \frac{1 + Q_{A,m}^2}{1 - Q_{A,m}^2} + \mu_A \right] \cdot \frac{p_m}{E_A} \quad (13)$$

Bei gegebenem Fugendruck und mit ξ_m aus Gleichung 13 resultiert der wirksame Aufschubweg schließlich aus.

$$\xi_m = \frac{2}{D_{Fm}} \cdot \left(a_w \cdot \tan \beta - \frac{l_F}{2} \cdot \tan \gamma \right) \quad (14)$$

Damit das Außenteil eine Soll-Sicherheit S_{pA} gegen plastische Dehnungen aufweist, muss gelten

$$\xi_m \leq K \cdot \frac{1 - Q_{A,m}^2}{\sqrt{3} \cdot S_{pA}} \cdot \frac{R_{eLA}}{E_A} \quad (15)$$

und entsprechend für ein hohles Innenteil

$$\xi_m \leq K \cdot \frac{1 - Q_{l,m}^2}{\sqrt{3} \cdot S_{pl}} \cdot \frac{R_{eLI}}{E_A} \quad (16)$$

Mit Gleichungen (14) und (9) ist daraus der maximal zulässige Aufschubweg a zu berechnen.

Dabei sollten die Sollsicherheiten S_{pA} oder S_{pl} mindestens 1,2 betragen, welches einer Werkstoffausnutzung $\sigma_v/R_{p0,2}$ von etwa 80 % entspricht (siehe auch 8.2.2).

Unter Einbeziehung der kegeligen Wirkflächen berechnet sich das Rutschmoment ($S_R = 1$) zu

$$T_R = \frac{\pi}{2 \cdot \cos \beta} \cdot l_F \cdot D_{Fm}^2 \cdot p_m \cdot \nu_{ru} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{\tan \beta}{\nu_{rl}} \right)^2} \quad (17)$$

Im Allgemeinen kann vereinfachend angenommen werden, dass die Reibungszahlen in Längs- und Umfangsrichtung gleich groß sind. Für die maximal übertragbare zentrische Axialkraft ($S_R=1$), die zugleich auch als Lösekraft (l) bezeichnet werden kann, gilt

$$F_{ax,l} = F_R = \pi \cdot l_F \cdot D_m \cdot p_m \cdot (\nu_{rl} - \tan \beta) \quad (18)$$

ANMERKUNG 1 Da in technischen Systemen nahezu immer Schwingungen auftreten wird aus Sicherheitsgründen empfohlen, in die Gleichungen (17) und (18) die niedrigere Reibungszahl μ_{rl} (nicht μ_{ll}) einzusetzen.

Analog dazu berechnet sich die Fügekraft wie folgt:

$$F_f = \pi \cdot l_F \cdot D_m \cdot p_m \cdot (\nu_{rl} + \tan \beta) \quad (19)$$

ANMERKUNG 2 Die Rutsicherheit sollte in der Praxis bei zentrischer Lasteinleitung mindestens $S_R = T_R/T_{\max} = 1,3$ betragen.

Bild 5 zeigt in Abhängigkeit vom halben Kegelwinkel (Einstellwinkel) β und der Reibungszahl den Zusammenhang zwischen Löse- und Fügekraft.

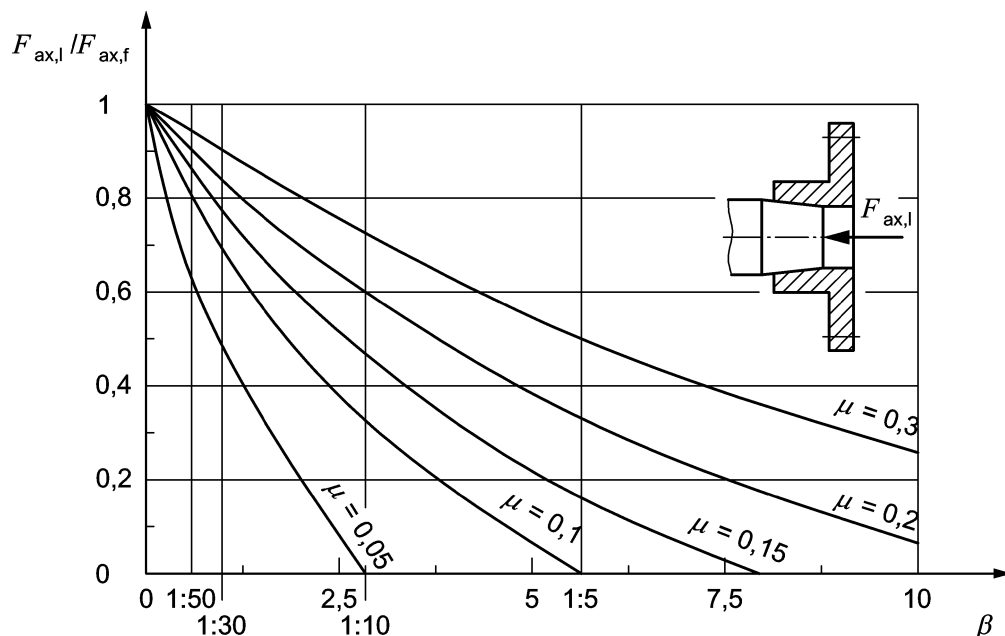


Bild 5 — Verlauf der auf die Fügekraft F_f bezogenen zentrischen Lösekraft $F_{ax,l}$ in Abhängigkeit vom Einstellwinkel β bzw. Kegolverhältnis C und der Reibungszahl $\nu = \nu_f = \nu_{rl}$ [3].

Genauere Berechnungsvorschriften, die auch die ungleiche Druckverteilung entlang der Fuge berücksichtigen, sind [3] oder [7] zu entnehmen.

4.3 Spannungen im Querschnitt

In einem beliebigen Querschnitt des Berechnungsmodells nach Bild 1 bilden sich qualitativ die gleichen (elastischen) Spannungen aus wie in Zylinderpressverbänden. Daher können die dafür abgeleiteten Gleichungen auch hier angewendet werden. Die nachfolgenden Gleichungen beziehen sich auf den mittleren Wellendurchmesser.