

DIN 7190-2



ICS 17.040.10; 21.120.10

Mit DIN 7190-1:2017-02
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 conique
autoadhérent

Gesamtumfang 34 Seiten

DIN-Normenausschuss Maschinenbau (NAM)



Inhalt

	Seite
Vorwort	3
1 Anwendungsbereich.....	4
2 Normative Verweisungen	4
3 Symbole und Abkürzungen.....	5
4 Berechnung von kegeligen, selbsthemmenden Pressverbänden	8
5 Haftbeiwerte 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 Allgemeine Hinweise	25
A.2.2 Beispiele für weggesteuertes Fügen	26
A.2.3 Hydraulisches Fügen und Lösen	28
Anhang B (informativ) Berechnungsbeispiel.....	29
Literaturhinweise.....	34

Vorwort

Diese Norm wurde vom Arbeitsausschuss NA 060-34-32 AA „Wellen und Welle-Nabe-Verbindungen“ im Fachbereich „Antriebstechnik“ des DIN-Normenausschusses Maschinenbau (NAM) erarbeitet.

DIN 7190-1 ersetzt 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 7190-1 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 durchgeführt.

Es wird auf die Möglichkeit hingewiesen, dass einige Elemente dieses Dokuments Patentrechte berühren können. DIN [und/oder die DKE] sind nicht dafür verantwortlich, einige oder alle diesbezüglichen Patentrechte zu identifizieren.

Änderungen

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

- a) Die Norm wurde in zwei Teile untergliedert. DIN 7190-1 ersetzt inhaltlich DIN 7190:2001-02. 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.

Frühere Ausgaben

DIN 7182-3: 1942-06, 1977-08

DIN 7190: 1943-08, 1977-08, 1981-03, 1988-07, 2001-02

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.

Diese Norm legt keine Grundlagen der geometrischen Tolerierung sowie keine Spezifikationen zu technischen Zeichnungen fest.

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 7190-1:2017-02, *Pressverbände — Teil 1: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für zylindrische Pressverbände*

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

3 Symbole und Abkürzungen

3.1 Symbole

Symbol	Benennung	Einheit
a	Aufschubweg	mm
a_w	wirksamer Aufschubweg	mm
AT	Kegelwinkeltoleranz	—
C	Kegelverhältnis	—
d	kleinster wirksamer Kegeldurchmesser	mm
d_{BK}	Bezugsdurchmesser	mm
D	größter wirksamer Kegeldurchmesser	mm
D_F	Fugendurchmesser	mm
D_i	Innendurchmesser	mm
D_a	Außendurchmesser	mm
D_b	Durchmesser der Axialbohrung	mm
D_w	Durchmesser bei Wellenabsatz	mm
D_x	Kegeldurchmesser an Stelle L_x	mm
e_A	Exzentrizität der Axialbohrung	mm
E	Elastizitätsmodul	N/mm ²
F_{ax}	Axialkraft	N
$F_{ax,l}$	Lösekraft	N
$F_{bax,l}$	asymmetrische axiale Lösekraft	N
$F_{ax,f}$	Fügekraft	N
F_r	Radialkraft	N
F_R	Rutschkraft (axial)	N
F_u	Umfangskraft	N
g_F	Glättungsfaktor	—
G	Glättung	μm
h	Hebelarm	mm
K	Berechnungskonstante	—
K_β	Geometrischer Größeneinflussfaktor	—
L	Kegellänge	mm
l_F	Länge der Fuge	mm
L_x	Theoretisch genaue Länge	mm

Symbol	Benennung	Einheit
M_b	Biegemoment	Nmm
$M_{b,l}$	Löse-Umlaufbiegemoment	Nmm
M_t	Torsionsmoment	Nmm
p	Fugendruck	N/mm ²
p_{FA}	Ölaufweitdruck	N/mm ²
Q_A	Durchmesser Verhältnis des Außenteils	—
Q_e	relative Exzentrizität	—
Q_I	Durchmesser Verhältnis des Innenteils	—
R_{eL}	untere Streckgrenze	N/mm ²
$R_{p,0,2}$	0,2-%-Dehngrenze	N/mm ²
R_m	Zugfestigkeit	N/mm ²
R_z	gemittelte Rauhtiefe der Fügefläche	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
T_R^*	reduziertes Rutschmoment bei exzentrischer Axialkraft	Nmm
t	Form- und Lagetoleranzen	mm
U_n	nominelles Übermaß	µm
U_S	Durchmesserspiel	µm
U_w	wirksames Übermaß	µm
$\ddot{u}_1$	Prüfmaß mit aufgesteckter Nabe	mm
$\ddot{u}_2$	Prüfmaß mit aufgepresster Nabe	mm
v_f	Einpressgeschwindigkeit	mm/s
z	Anzahl der Axialbohrungen bzw. Längskoordinate	— bzw. mm
α	Kegelwinkel	° (Grad)
β	halber Kegelwinkel, Einstellwinkel der Bearbeitungsmaschine	° (Grad)
β_σ	Kerbwirkungszahl für Zug/Druck/Biegung	—
β_τ	Kerbwirkungszahl für Torsion	—
γ	Winkelfehler	° (Grad)
δ	Schrägungswinkel der Verzahnung	° (Grad)

Symbol	Benennung	Einheit
μ	Querdehnzahl	—
ν	Haftbeiwert (allgemein)	—
ν_f	Haftbeiwert beim Fügen	—
ν_r	Haftbeiwert beim Rutschen	—
ν_l	Haftbeiwert beim Lösen	—
ξ	bezogenes Übermaß	—
σ_v	Vergleichsspannung	N/mm ²
σ_r	Radialspannung	N/mm ²
σ_t	Tangentialspannung	N/mm ²

3.2 Indizes

Index	Benennung
A	Außenteil
a	außen
I	Innenteil
i	innen
krit	kritisch
l	in Längsrichtung
m	Mittelwert
n	Nennwert
u	in Umfangsrichtung

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).

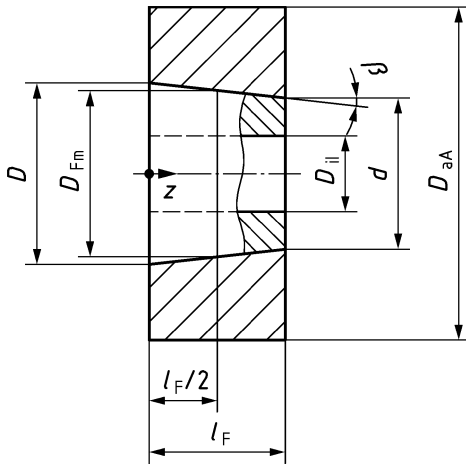


Bild 1 — Berechnungsmodell

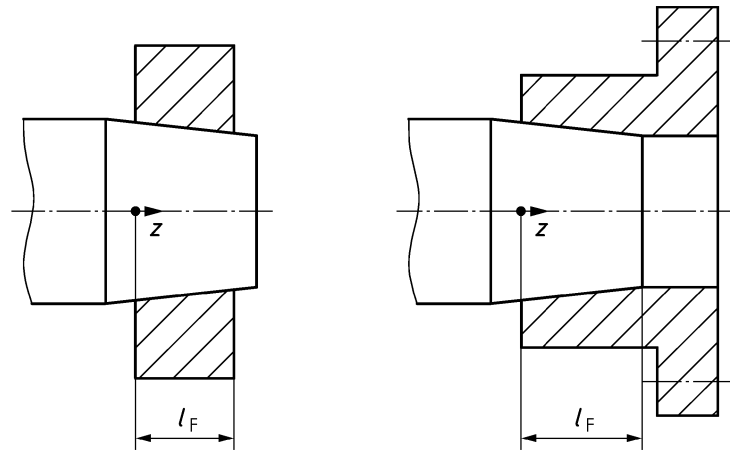


Bild 2 — Reale kegelige Pressverbände

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.

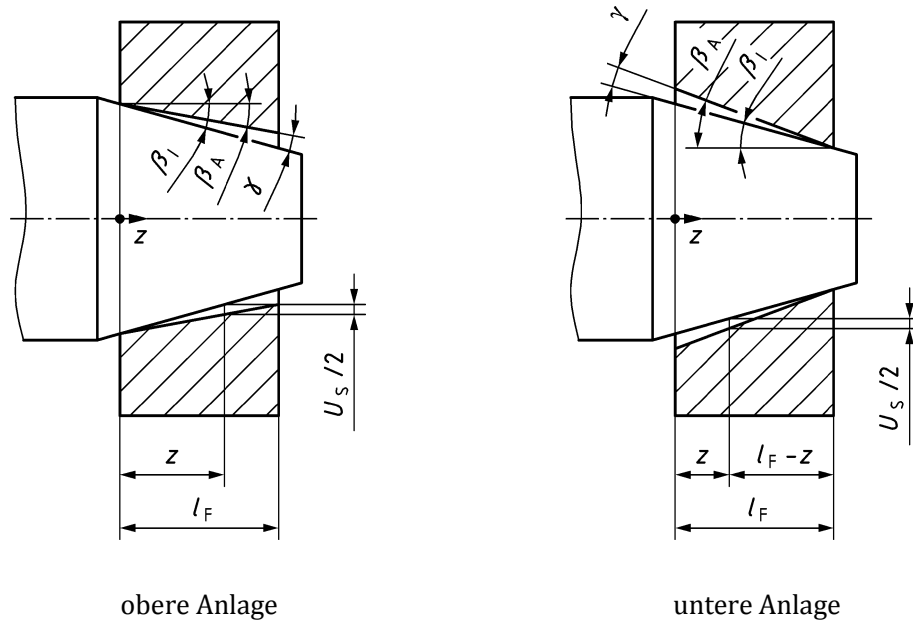


Bild 3 — Obere und untere Anlage einer Kegelpressverbindung

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

$$G = g_F \cdot (Rz_A + Rz_I) \quad (6)$$

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

ergibt sich das wirksame Übermaß zu

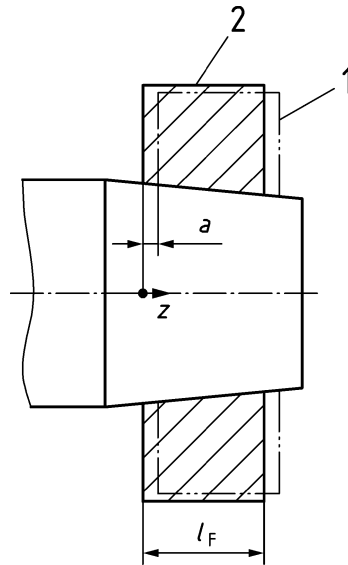
$$U_w(z) = U_n - U_s(z) - G \quad (7)$$

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

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 p_m an der Stelle $l_F/2$ ersetzt werden. Die Durchmesserhältnisse dafür lauten

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

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

mit dem mittleren Fugendurchmesser (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. die maximale Vergleichsspannung erreicht im Querschnitt bei D_{Fm} die 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 7190-1:2017-02, 4.2.2, anzuwenden. Das zur Ausbildung des mittleren Fugendruckes p_m erforderliche bezogene (wirksame) Übermaß ξ_m beträgt demnach:

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

Bei gegebenem mittleren Fugendruck p_m und mit ξ_m aus Gleichung (13) resultiert der wirksame Aufschubweg schließlich aus Gleichung (14)

$$a_w = \frac{1}{2 \tan \beta} \cdot (D_{Fm} \xi_m + l_F \tan \gamma) \quad (14)$$

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

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

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

Dabei sollten die Sollsicherheiten S_{pA} oder S_{pI} 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 Haftbeiwerte in Längs- und Umfangsrichtung gleich groß sind. Für die maximal übertragbare zentrische Axialkraft ($S_R = 1$), die zugleich auch als Lösekraft $F_{ax,l}$ bezeichnet werden kann, gilt

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

Da in technischen Systemen nahezu immer Schwingungen auftreten wird aus Sicherheitsgründen empfohlen, in die Gleichungen (17) und (18) den niedrigeren Haftbeiwert ν_{rl} (nicht ν_{ll}) einzusetzen.

Analog dazu berechnet sich die Fügekraft wie folgt:

$$F_{ax,f} = \pi \cdot l_F \cdot D_m \cdot p_m \cdot (\nu_{rl} + \tan \beta) \quad (19)$$

Die Rutschsicherheit sollte in der Praxis bei zentrischer Lasteinleitung mindestens $S_{Rmin} = T_R/T_{max} = 1,3$ betragen.

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