

Pressverbände

Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln

DIN
7190

ICS 17.040.10; 21.120.10

Interference fits – Calculation and design rules

Emmanchements – Principes de calcul et règles de conception

Ersatz für die 1998-07
zurückgezogene Norm
DIN 7190:1988-07**Inhalt**

	Seite		Seite
Vorwort	2	8 Fügen von Pressverbänden	17
1 Anwendungsbereich	2	8.1 Fügen von Längspressverbänden	17
2 Normative Verweisungen	2	8.2 Thermisches Fügen von Querpressverbänden	18
3 Zeichen, Benennungen und Einheiten	4	9 Hinweise für die Herstellung von Pressverbänden	18
4 Berechnung von Pressverbänden	6	9.1 Allgemeingültige Hinweise	18
4.1 Grundlagen	6	9.2 Herstellen von Pressverbänden durch Einpressen	18
4.2 Berechnung rein elastisch beanspruchter Pressverbände	8	9.3 Herstellen von Pressverbänden durch Schrumpfen und/oder Dehnen	19
4.2.1 Rechengang 1 für vorgegebenen Fugendruck p	8	9.3.1 Erwärmen des Außenteils	20
4.2.2 Rechengang 2 für vorgegebenes Übermaß U	8	9.3.2 Unterkühlen des Innenteils	20
4.3 Berechnung elastisch-plastisch beanspruchter Pressverbände	9	9.3.3 Hydraulisches Fügen und Lösen ...	20
4.3.1 Rechengang 1 für vorgegebenen Fugendruck p	9	10 Besondere Hinweise	21
4.3.2 Rechengang 2 für vorgegebenes Übermaß U	11	10.1 Nachweis der Gestaltfestigkeit	21
5 Haftbeiwerte von Pressverbänden	12	10.2 Beanspruchung durch Fliehkraft	21
5.1 Haftbeiwerte für Längspressverbände .	12	10.3 Prüfbescheinigung	22
5.2 Haftbeiwerte für Querpressverbände ..	12	10.4 Kennzeichnung	22
6 Gestaltung von Pressverbänden	12	11 Flussdiagramme	24
6.1 Allgemeine Gestaltungsregeln	13	Anhang A (informativ) Berechnungs- beispiele	31
6.2 Gestaltungsregeln für schwingend beanspruchte Pressverbände	14	Anhang B (informativ) Verfahren zur iterativen Berechnung des dimensionslosen Plastizitäts- durchmessers ζ	36
7 Angaben in technischen Unterlagen ..	15	Anhang C (informativ) Formblatt für Prüfbescheinigung	37
		Anhang D (informativ) Erläuterungen	39

Fortsetzung Seite 2 bis 40

Normenausschuss Maschinenbau (NAM) im DIN Deutsches Institut für Normung e.V.
Normenausschuss Technische Grundlagen (NATG) im DIN

Vorwort

Diese Norm wurde überarbeitet von Fachleuten aus dem Normenausschuss Maschinenbau (NAM), Fachbereich Antriebstechnik im DIN Deutsches Institut für Normung e.V. Um ein schnelles Inkrafttreten dieser Norm zu gewährleisten, wurden gegenüber der zurückgezogenen Ausgabe 1988-07 nur die redaktionellen Fehler beseitigt und die in den normativen Verweisungen enthaltenen Normen aktualisiert. Eine Neugestaltung der Norm DIN 7190 ist in Arbeit.

Frühere Ausgaben

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

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

1 Anwendungsbereich

Diese Norm legt Berechnungsgrundlagen für Pressverbände mit zylindrischen Wirkflächen fest, deren Teile aus metallischen Werkstoffen bestehen. Diese Norm gilt überwiegend für den Maschinenbau. Sie kann sinngemäß auch in anderen Fachgebieten (z. B. Feinwerktechnik) angewendet werden.

Zweck dieser Norm ist die Erhöhung der Zuverlässigkeit von Pressverbänden und die Verringerung der Herstellkosten.

2 Normative Verweisungen

Diese Norm enthält durch datierte oder undatierte Verweisungen Festlegungen aus anderen Publikationen. Diese normativen Verweisungen sind an den jeweiligen Stellen im Text zitiert, und die Publikationen sind nachstehend aufgeführt. Bei datierten Verweisungen gehören spätere Änderungen oder Überarbeitungen dieser Publikationen nur zu dieser Norm, falls sie durch Änderung oder Überarbeitung eingearbeitet sind. Bei undatierten Verweisungen gilt die letzte Ausgabe der in Bezug genommenen Publikation (einschließlich Änderungen).

DIN 743, *Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen*

- Teil 1: Einführung, Grundlagen
- Teil 2: Formzahlen und Kerbwirkungszahlen
- Teil 3: Werkstoff – Festigkeitswerte.

DIN 7154-1, *ISO-Passungen für Einheitsbohrung – Toleranzfelder, Abmaße in μm .*

DIN 7154-2, *ISO-Passungen für Einheitsbohrung – Passtoleranzen, Spiele und Übermaße in μm .*

DIN ISO 286-1, *ISO-System für Grenzmaße und Passungen – Grundlagen für Toleranzen, Abmaße und Passungen; Identisch mit ISO 286-1:1988.*

DIN ISO 1101, *Technische Zeichnungen – Form- und Lagetolerierung – Form-, Richtungs-, Orts- und Lauf toleranzen, Allgemeines, Definitionen, Symbole, Zeichnungseintragungen.*

DIN ISO 1302, *Technische Zeichnungen – Angabe der Oberflächenbeschaffenheit (identisch mit ISO 1302:1992).*

DIN EN ISO 4287, *Geometrische Produktspezifikationen (GPS) – Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren – Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit (ISO 4287:1997); Deutsche Fassung EN ISO 4287:1998.*

DIN EN 10052, *Begriffe der Wärmebehandlung von Eisenwerkstoffen; Deutsche Fassung EN 10052:1993.*

DIN EN 10204, *Metallische Erzeugnisse – Arten von Prüfbescheinigungen (enthält Änderung A1:1995); Deutsche Fassung EN 10204:1991 + A1:1995.*

DIN EN 10002-1, *Metallische Werkstoffe – Zugversuch – Teil 1: Prüfverfahren (bei Raumtemperatur); enthält Änderung AC1:1990.*

- [1] Leidich, E.: *Beanspruchung von Pressverbindungen im elastischen Bereich und Auslegung gegen Dauerbruch. Dissertation TH Darmstadt (1983)*
- [2] Kollmann, F. G.: *Welle-Nabe-Verbindungen. Berlin/Heidelberg/New York/Tokyo: Springer 1984*
- [3] Kollmann, F. G., Önoz, E.: *Ein verbessertes Auslegungsverfahren für elastisch-plastisch beanspruchte Querpressverbände. Konstruktion 35 (1983), H. 11, S. 439–444*
- [4] Kollmann, F. G.: *Die Auslegung elastisch-plastisch beanspruchter Pressverbände. Forschung Ingenieurwesen 28 (1978), H. 1, S. 1–11*
- [5] Galle, G.: *Tragfähigkeit von Querpressverbänden. Schriftenreihe Konstruktionstechnik (Herausgeber W. Beitz), Institut für Maschinenkonstruktion TU Berlin (1981)*
- [6] Biederstedt, W.: *Presspassungen im elastischen, elastisch-plastischen und plastischen Verformungsbereich. Technische Rundschau, H. 57 (blaue TR-Reihe), 1963, Hallwag, Bern/Stuttgart*
- [7] Kreitner, L.: *Die Auswirkung von Reibkorrosion und von Reibdauerbeanspruchung auf die Dauerhaltbarkeit zusammengesetzter Maschinenteile. Dissertation TH Darmstadt (1976)*
- [8] Häusler, N.: *Zum Mechanismus der Biegemomentübertragung in Schrumpfverbindungen. Dissertation TH Darmstadt (1974)*
- [9] Kollmann, F. G.: *Rotierende Pressverbände bei rein elastischer Beanspruchung. Konstruktion 33 (1982), S. 233–239; Berichtigung hierzu: Konstruktion 35 (1983), S. 107*
- [10] Gamer, U.: *Kollmann, F. G.: A Theory of Rotating Elasto-Plastic Shrink Fits. Ingenieur-Archiv 56 (1986), S. 254–264*
- [11] Lundberg, G.: *Die Festigkeit von Presssitzen. Das Kugellager 19 (1944), H. 1/2, S. 1–11*
- [12] Wienands, B.: *Untersuchungen über die Betriebssicherheit bandagierter Zahnräder. Dissertation RWTH Aachen (1974)*
- [13] Warmschrumpfen. *Werkstattblatt 378, Gruppe F, Carl Hanser Verlag, München*
- [14] Schrumpfverbindung durch Unterkühlen. *Werkstattblatt 308, Gruppe F, Carl Hanser Verlag, München*
- [15] Leidich, E.: *Zylinderpressverband – Berechnung der Pressungsverteilung im zylindrischen Pressverband bei äußerer Belastung. FVA Abschlussbericht, Heft 161 (1984)*
- [16] Gropp, H.: *Das Übertragungsverhalten dynamisch belasteter Pressverbindungen und die Entwicklung einer neuen Generation von Pressverbindungen. Habilitationsschrift TU Chemnitz, Fakultät für Maschinenbau und Verfahrenstechnik (1997)*
- [17] Hofschneider, M.: *Zahnfußfestigkeit bei Schrumpfverbänden, FVA – Abschlussbericht, Heft 248 (1987) und Heft 280 (1988)*
- Dietz, P.: *Beanspruchungen und Übertragungsfähigkeit der geschwächten Welle-Nabe-Pressverbindungen im elastischen und teilplastischen Bereich. FVA Abschlussbericht, Heft 421 (1994)*
- Kollmann, F. G.: *Neues Berechnungsverfahren für elastisch-plastisch beanspruchte Querpressverbände. Konstruktion 30 (1978), H. 7, S. 271–275; Konstruktion 8, S. 299–306*
- Leidich, E.: *Mikroschlupf und Dauerfestigkeit bei Pressverbänden. Antriebstechnik 27 (1988), Nr. 3, S. 53–58*
- Müller, W.: *Beitrag zur Steigerung der Zuverlässigkeit von Großgetrieberädern für Warmbreitbandstraßen. Dissertation TU Clausthal (1982)*
- NN *Welle-Nabe-Verbindungen; Systemkomponenten im Wandel. VDI Berichte 1384 (1998)*
- Thomas, K.: *Die Presspassung mit unterbrochener Fuge. Dissertation TU Hannover (1969)*
- von der Heide, W.: *Untersuchungen an Kerbstiften und Kerbstiftverbindungen. Dissertation TU Hannover (1969)*
- VDI 2029 *(Ausgabe Oktober 1958) Presspassung in der Feinwerktechnik*

3 Zeichen, Benennungen und Einheiten

A	Bruchdehnung	%
a	axialer Überstand	mm
A_{oA}	oberes Abmaß des Fugendurchmessers D_F für Außenteil	mm
A_{uA}	unteres Abmaß des Fugendurchmessers D_F für Außenteil	mm
A_{oI}	oberes Abmaß des Fugendurchmessers D_F für Innenteil	mm
A_{uI}	unteres Abmaß des Fugendurchmessers D_F für Innenteil	mm
D_{aA}	Außendurchmesser des Außenteils	mm
D_{iA}	Innendurchmesser des Außenteils	mm
D_F	Durchmesser der Fuge (Nennmaß)	mm
D_{aI}	Außendurchmesser des Innenteils	mm
D_{iI}	Innendurchmesser des Innenteils	mm
D_{PA}	Plastizitätsdurchmesser des Außenteils	mm
D_w	Durchmesser bei Wellenabsatz	mm
E	Elastizitätsmodul	N/mm ²
E_A	Elastizitätsmodul des Außenteils	N/mm ²
e	Basis der natürlichen Logarithmen (Eulersche Zahl)	–
E_I	Elastizitätsmodul des Innenteils	N/mm ²
F_{ax}	übertragbare Axialkraft	N
F_e	Einpresskraft	N
K	Hilfsgröße für Auslegung elastischer Pressverbände	–
l_F	Länge der Fuge	mm
l_e	Länge der Einpressfase	mm
n	Drehzahl	1/s
p	Fugendruck im Stillstand	N/mm ²
p_n	Fugendruck bei Drehzahl n	N/mm ²
p_{PA}	Grenzfugendruck für vollplastisches Außenteil	N/mm ²
p_{PI}	Grenzfugendruck für vollplastisches Innenteil	N/mm ²
Q_A	Durchmesserverhältnis des Außenteils	–
Q_I	Durchmesserverhältnis des Innenteils	–
q_A	Ringfläche des Außenteils	mm ²
q_{PA}	plastisch beanspruchte Ringfläche des Außenteils	mm ²
R_a	Mittenrauhwert	µm
R_{eLA}	untere Streckgrenze des Außenteils	N/mm ²
R_{eLI}	untere Streckgrenze des Innenteils	N/mm ²
R_{ZA}	gemittelte Rauhtiefe der Fügefläche des Außenteils	µm
R_{ZI}	gemittelte Rauhtiefe der Fügefläche des Innenteils	µm

r	Übergangsradius	mm
S_P	Sicherheit gegen plastische Dehnung (Sollwert)	—
S_{PA}	Sicherheit gegen vollplastische Beanspruchung des Außenteils (Sollwert)	—
S_{PI}	Sicherheit gegen vollplastische Beanspruchung des Innenteils (Sollwert)	—
S_r	Sicherheit gegen Rutschen (Sollwert)	—
T	Übertragbares Drehmoment	Nmm
u	Umfangsgeschwindigkeit der Außenkontur des Außenteils	mm/s
u_{ab}	Umfangsgeschwindigkeit der Außenkontur des Außenteils, bei der Außenteil abhebt	mm/s
U	Übermaß	mm
U_i	Istübermaß	mm
U_{max}	größtes fügbares Übermaß	mm
U_g	Höchstübermaß	mm
$U_{s\varnothing}$	Fügespiel	mm
U_k	Mindestübermaß	mm
U_F	Übermaß beim Fügen	mm
U_w	wirksames Übermaß	mm
Z	Brucheinschnürung	%
α_A	Längenausdehnungskoeffizient des Außenteils	1/°C
α_I	Längenausdehnungskoeffizient des Innenteils	1/°C
ξ	bezogener Plastizitätsdurchmesser	—
ξ_{zul}	zulässiger bezogener Plastizitätsdurchmesser des Außenteils	—
ϑ_A	Temperatur des Außenteils beim Fügen	°C
ϑ_{Aerf}	erforderliche Temperatur des Außenteils beim Fügen	°C
ϑ_{Azul}	zulässige Temperatur des Außenteils beim Fügen	°C
ϑ_I	Temperatur des Innenteils beim Fügen	°C
ϑ_R	Raumtemperatur	°C
μ	Querdehnzahl	—
μ_A	Querdehnzahl des Außenteils	—
μ_I	Querdehnzahl des Innenteils	—
ν	Haftbeiwert	—
ν_{ru}	Haftbeiwert bei Rutschen in Umfangsrichtung	—
ν_{rl}	Haftbeiwert bei Rutschen in Längsrichtung	—
ξ_w	bezogenes wirksames Übermaß	—
ρ	Dichte	Ns ² /mm ⁴
ρ_A	Dichte des Außenteils	Ns ² /mm ⁴
ρ_I	Dichte des Innenteils	Ns ² /mm ⁴

4 Berechnung von Pressverbänden

4.1 Grundlagen

Die Berechnungsverfahren dieser Norm gelten für Pressverbände mit gleicher konstanter axialer Länge von Innen- und Außenteil (siehe Bild 1).

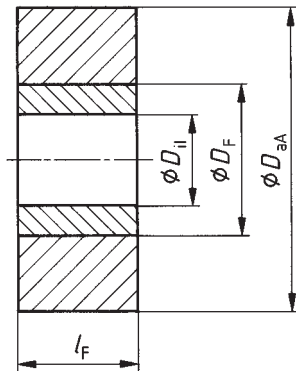


Bild 1 – Berechnungsmodell

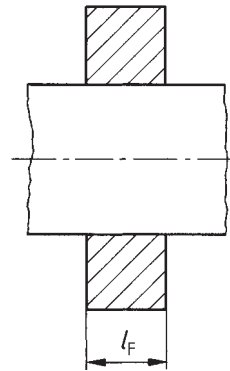


Bild 2 – Realer Pressverband

Näherungsweise können die Berechnungsverfahren auch auf Pressverbände nach Bild 2 angewendet werden, wobei allerdings Spannungsüberhöhungen im Bereich der Nabenkante [1], [15] nicht erfasst werden.

Beim Fugendruck p im Stillstand, der Soll-Sicherheit S_r gegen Rutschen und dem Haftbeiwert ν_{ru} (vgl. hierzu Abschnitt 5) beträgt das übertragbare Drehmoment

$$T = \frac{\pi}{2} D_F^2 l_F \nu_{ru} \frac{p}{S_r} \quad (1)$$

Für die übertragbare Axialkraft gilt

$$F_{ax} = \pi D_F l_F \nu_{rl} \frac{p}{S_r} \quad (2)$$

Der Durchmesser D_F der Fügefläche ist das Nennmaß der zu fügenden Teile des Pressverbandes. Aus den Istmaßen D_{iA} und D_{oI} ergibt sich das Istübermaß

$$U_i = |D_{iA} - D_{oI}| \quad (3)$$

Für Innen- und Außenteil werden im allgemeinen Passungen mit den oberen Abmaßen A_{oA} , A_{oI} und den unteren Abmaßen A_{uA} , A_{uI} festgelegt. Dann gilt bei gleichem Nennmaß für Welle und Nabe für das Höchstübermaß

$$U_g = |A_{uA} - A_{oI}| \quad (4)$$

und für das Mindestübermaß

$$U_k = |A_{oA} - A_{uI}| \quad (5)$$

Das Istübermaß liegt im Bereich

$$U_k \leq U_i \leq U_g \quad (6)$$

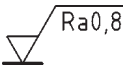
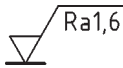
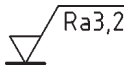
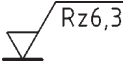
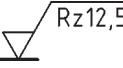
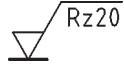
Infolge der Glättung von Rauheitsspitzen beim Fügen steht im gefügten Zustand nur noch das wirk-same Übermaß U_w zur Verfügung. Sofern keine experimentellen Werte vorliegen, gilt für Längs- und Querpressverbände

$$U_w = U - 0,8 (R_{zA} + R_{zI}) \quad (7)$$

Je nach Anwendung ist für U das Mindest-, Höchst- oder Istübermaß einzusetzen.

Sind Zahlenwerte für den arithmetischen Mittelwert der Profilordinaten R_a (früher arithmetischer Mittenrauhwert R_a) nach DIN EN ISO 4287 vorgegeben, so können hierfür die nach Tabelle 1 ermittelten Mittelwerte der größten Höhendifferenz des Profils R_z (gemittelte Rauhtiefe R_z) eingesetzt werden.

Tabelle 1 – Vergleich der arithmetischen Mittenrauhwerte R_a mit der gemittelten Rauhtiefe R_z ; Zeichnungseintragung nach DIN ISO 1302

R_a in μm				
R_z in μm	von	3,15	6,3	12,5
	bis	10	20	31,5
Gemittelte Rauhtiefe R_z in μm				

Hinweise für die Berechnung der fügbaren Passung von Querpressverbänden werden in Abschnitt 8 gegeben.

Je nach Höhe der Beanspruchungen von Außen- und Innenteil infolge des Fügens wird zwischen rein elastischen, elastisch-plastischen und vollplastischen Pressverbänden unterschieden. Bei rein elastischen Pressverbänden sind im Innen- und Außenteil keine plastischen Dehnungen möglich. Bei elastisch-plastischen Pressverbänden treten im Innen- und/oder Außenteil elastisch sowie plastisch beanspruchte Bereiche auf. Bei vollplastischen Pressverbänden können im Innen- und/oder Außenteil unbegrenzte plastische Dehnungen auftreten, weswegen vollplastisch beanspruchte Pressverbände nicht zulässig sind.

Für die in dieser Norm aufgeführten Berechnungen wird als Grenzfestigkeit des Werkstoffes die untere Streckgrenze R_{eL} verwendet. Bei verfestigenden Werkstoffen ist R_{eL} durch $R_{p0,2}$ zu ersetzen, sofern ausreichende Verformbarkeit des Werkstoffes vorliegt. Zur Beurteilung der Verformbarkeit können die nach DIN EN 10002 ermittelten Kennwerte Bruchdehnung A und Brucheinschnürung Z herangezogen werden. Als Richtwerte für ausreichende Verformbarkeit gelten

$$A \geq 10 \% \quad (8)$$

$$Z \geq 30 \% \quad (9)$$

Werden diese Richtwerte unterschritten, so muss mit sprödem Werkstoffverhalten gerechnet werden, bei dem nur eine rein elastische Auslegung zulässig ist.

Für die Auslegung von Pressverbänden werden die Durchmesserhältnisse

$$Q_A = \frac{D_F}{D_{aA}} \quad (10)$$

$$Q_I = \frac{D_{iI}}{D_F} \quad (11)$$

und das bezogene wirksame Übermaß

$$\xi_w = \frac{U_w}{D_F} \quad (12)$$

benötigt.

Bei der Auslegung von Pressverbänden treten zwei Rechengänge auf:

Rechengang 1:

Fugendruck p gegeben, wirksames Übermaß U_w bzw. Übermaß U gesucht.

Rechengang 2:

Übermaß U bzw. wirksames Übermaß U_w gegeben, Fugendruck p gesucht.

In beiden Rechengängen wird zunächst geprüft, ob die vorgegebenen Rechengrößen (Rechengang 1: Fugendruck p ; Rechengang 2: Übermaß U bzw. wirksames Übermaß U_w) auf zulässige Beanspruchungen im Innen- und Außenteil führen. Anschließend werden die gesuchten Bestimmungsgrößen berechnet.

4.2 Berechnung rein elastisch beanspruchter Pressverbände

Für die Berechnung wird die Hilfsgröße

$$K = \frac{E_A}{E_I} \left(\frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} - \mu_I \right) + \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \mu_A \quad (13)$$

eingeführt. Bei vollem Innenteil ($Q_I = 0$) gilt

$$K = \frac{E_A}{E_I} (1 - \mu_I) + \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \mu_A \quad (14)$$

Für den Fall, dass $Q_I = 0$, $E_A = E_I$ und $\mu_A = \mu_I$ sind, braucht K nicht berechnet zu werden (vgl. Gleichungen (19) und (25)).

4.2.1 Rechengang 1 für vorgegebenen Fugendruck p

Damit eine Soll-Sicherheit S_p gegen plastische Dehnung sicherzustellen ist, muss gelten

für das Außenteil

$$p \leq \frac{1 - Q_A^2}{\sqrt{3} S_{pA}} R_{eLA} \quad (15)$$

für ein hohles Innenteil ($Q_I > 0$)

$$p \leq \frac{1 - Q_I^2}{\sqrt{3} S_{pI}} R_{eLI} \quad (16)$$

für ein volles Innenteil ($Q_I = 0$)

$$p \leq \frac{2 R_{eLI}}{\sqrt{3} S_{pI}} \quad (17)$$

Das für die Ausbildung des Fugendruckes p erforderliche bezogene wirksame Übermaß ξ_w beträgt

$$\xi_w = K \frac{p}{E_A} \quad (18)$$

Daraus folgen das bezogene wirksame Übermaß ξ_w aus Gleichung (12) und das zugehörige wirksame Übermaß U_w aus Gleichung (7).

Für den Sonderfall, dass bei einem vollen Innenteil die Elastizitätskonstanten mit denen des Außenteils übereinstimmen ($E_I = E_A = E$; $\mu_A = \mu_I = \mu$), entfällt die Berechnung der Hilfsgröße K nach Gleichung (13), und Gleichung (18) wird ersetzt durch

$$\xi_w = \frac{2}{1 - Q_A^2} \frac{p}{E} \quad (19)$$

4.2.2 Rechengang 2 für vorgegebenes Übermaß U

Aus dem vorgegebenen Übermaß U werden nach Gleichung (7) das wirksame Übermaß U_w und aus diesem nach Gleichung (12) das bezogene wirksame Übermaß ξ_w berechnet.

Damit das Außenteil eine Soll-Sicherheit S_p gegen plastische Dehnung aufweist, muss gelten

$$\xi_w \leq K \frac{1 - Q_A^2}{\sqrt{3} S_{pA}} \frac{R_{eLA}}{E_A} \quad (20)$$

und entsprechend für ein hohles Innenteil

$$\xi_w \leq K \frac{1 - Q_I^2}{\sqrt{3} S_{pI}} \frac{R_{eLI}}{E_A} \quad (21)$$

Falls ein volles Innenteil die gleichen Elastizitätskonstanten aufweist wie das Außenteil ($E_A = E_I = E$; $\mu_A = \mu_I = \mu$), treten an die Stelle von Gleichung (20)

$$\xi_w \leq \frac{2 R_{eLA}}{\sqrt{3} S_{pA} \cdot E} \quad (22)$$

und von Gleichung (21) unter Berücksichtigung der Gleichungen (17) und (19)

$$\xi_w \leq \frac{4 R_{eLI}}{\sqrt{3} (1 - Q_A^2) S_{pI} \cdot E} \quad (23)$$

Damit eine elastische Beanspruchung von Außen- und Innenteil vorliegt, müssen die beiden Bedingungen (20) und (21) bzw. (22) und (23) erfüllt sein.

Der zum bezogenen wirksamen Übermaß ξ_w gehörende Fugendruck p wird berechnet aus

$$p = \frac{\xi_w E_A}{K} \quad (24)$$

Bei einem vollen Innenteil und gleichen Elastizitätskonstanten ($E_I = E_A = E$; $\mu_A = \mu_I = \mu$) wird hieraus

$$p = \frac{1 - Q_A^2}{2} E \xi_w \quad (25)$$

4.3 Berechnung elastisch-plastisch beanspruchter Pressverbände

In der vorliegenden Norm wird für elastisch-plastisch beanspruchte Pressverbände ein einfaches, in seinem Anwendungsbereich eingeschränktes Berechnungsverfahren angegeben, für dessen Anwendung die folgenden Voraussetzungen erfüllt sein müssen:

a) Das Innenteil muss voll sein ($Q_I = 0$)

b) Innen- und Außenteil müssen gleiche Elastizitätskonstanten aufweisen ($E_I = E_A = E$; $\mu_A = \mu_I = \mu$).

Für Pressverbände, bei denen die Voraussetzungen a) und/oder b) nicht zutreffen, sind Auslegungsverfahren [2], [3] angegeben.

Bei einem vollen Innenteil kann im Gegensatz zum Außenteil eine elastisch-plastische Beanspruchung nicht entstehen. Ein volles Innenteil ist entweder rein elastisch oder vollplastisch beansprucht.

4.3.1 Rechengang 1 für vorgegebenen Fugendruck p

Damit das Außenteil elastisch-plastisch beansprucht wird und die Soll-Sicherheit S_{pA} gegen vollplastische Beanspruchung eingehalten wird, muss der Fugendruck im Bereich liegen

$$\frac{1}{\sqrt{3}} (1 - Q_A^2) R_{eLA} < p \leq \frac{p_{pA}}{S_{pA}} \quad (26)$$

Der Grenzfugendruck p_{pA} bei vollplastischer Beanspruchung des Außenteils folgt aus den Gleichungen

$$p_{pA} = 2 R_{eLA} / \sqrt{3} \text{ für } Q_A < 1/e = 0,368 \quad (27)$$

$$p_{pA} = -2 R_{eLA} \ln Q_A / \sqrt{3} \text{ für } Q_A \geq 0,368 \quad (28)$$

Damit das Innenteil nicht vollplastisch beansprucht wird, muss gelten

$$p \leq \frac{p_{PI}}{S_{PI}} \quad (29)$$

mit dem Grenzdruck p_{PI} der vollplastischen Beanspruchung des Innenteils

$$p_{PI} = \frac{2}{\sqrt{3}} R_{eLI} \quad (30)$$

Häufig ist durch die Anschlussteile eine ausreichende Verformungsbehinderung des Innenteils gegeben, so dass mit einer geringeren Soll-Sicherheit S_{PI} gegen uneingeschränkte plastische Verformung als beim Außenteil gerechnet werden kann ($S_{PI} < S_{PA}$) [4].

Bei elastisch-plastischer Beanspruchung bildet sich im Außenteil eine innenliegende plastische Zone, die von der außenliegenden elastischen Restzone durch eine Zylinderfläche vom Plastizitätswegmesser D_{PA} getrennt wird (siehe Bild 3). Der bezogene Plastizitätswegmesser

$$\xi = \frac{D_{PA}}{D_F} \quad (31)$$

wird durch Auflösen der transzendenten Gleichung

$$2 \ln \xi - (Q_A \xi)^2 + 1 - \sqrt{3} \frac{p}{R_{eLA}} = 0 \quad (32)$$

bestimmt. Der bezogene Plastizitätswegmesser ξ muss der Bedingung genügen

$$1 \leq \xi \leq \frac{1}{Q_A} \quad (33)$$

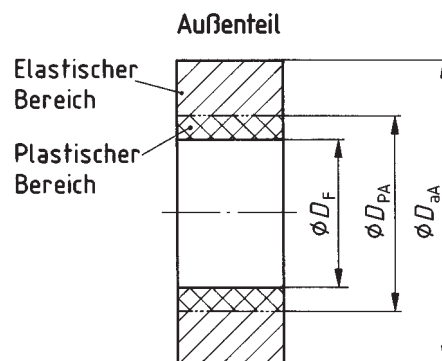


Bild 3 – Elastisch-plastisch beanspruchte Nabe

Ein Näherungsverfahren für die Berechnung von ξ wird im Anhang B angegeben.

Das für den vorgegebenen Fugendruck p erforderliche bezogene wirksame Übermaß ξ_w (vgl. Gleichung (12)) ergibt sich zu

$$\xi_w = \frac{2}{\sqrt{3}} \xi^2 \frac{R_{eLA}}{E} \quad (34)$$

Schließlich ist noch der Anteil der plastisch beanspruchten Ringfläche q_{PA} am gesamten Querschnitt q_A des Außenteils zu überprüfen

$$\frac{q_{PA}}{q_A} = \frac{(\xi^2 - 1) Q_A^2}{1 - Q_A^2} \quad (35)$$

Bei hochbeanspruchten Pressverbänden im Maschinenbau soll der Erfahrungswert

$$\frac{q_{PA}}{q_A} = 0,30 \text{ nicht überschritten werden.}$$

4.3.2 Rechengang 2 für vorgegebenes Übermaß U

Aus dem vorgegebenen Übermaß U werden nach Gleichung (7) das wirksame Übermaß U_w und aus diesem nach Gleichung (12) das bezogene wirksame Übermaß ξ_w berechnet. Sofern

$$\left(1 - Q_A^2\right) \frac{R_{eLA}}{2} \geq R_{eLI} \quad (36)$$

gilt, ist eine elastisch-plastische Auslegung des Pressverbandes nicht möglich, weil das Innenteil bei einem Übermaß vollplastisch wird, bei dem das Außenteil noch rein elastisch beansprucht wird. Für die weitere Rechnung sind zwei Fälle zu unterscheiden:

Fall 1: Es gilt

$$\frac{p_{PI}}{S_{PI}} \leq \frac{p_{PA}}{S_{PA}} \quad (37)$$

mit dem Grenzfugendruck p_{PI} der vollplastischen Beanspruchung des Innenteils nach Gleichung (30) und dem Grenzfugendruck p_{PA} der vollplastischen Beanspruchung des Außenteils nach Gleichung (28). Dann wird der zulässige bezogene Plastizitätsdurchmesser ζ_{zul} des Außenteils durch Auflösen der transzendenten Gleichung (32) mit

$$p = \frac{p_{PI}}{S_{PI}} \quad (38)$$

bestimmt.

Fall 2: Es gilt

$$p = \frac{p_{PA}}{S_{PA}} < \frac{p_{PI}}{S_{PI}} \quad (39)$$

Dann wird der zulässige bezogene Plastizitätsdurchmesser ζ_{zul} des Außenteils durch Auflösen der transzendenten Gleichung (32) mit

$$p = \frac{p_{PA}}{S_{PA}} \quad (40)$$

bestimmt.

Die weitere Rechnung wird für die Fälle 1 und 2 gemeinsam durchgeführt. Damit das Außenteil elastisch-plastisch beansprucht wird und die Ist-Sicherheit gegen vollplastische Beanspruchung mindestens gleich der Soll-Sicherheit für das Innenteil im Fall 1 bzw. für das Außenteil im Fall 2 ist, muss das bezogene wirksame Übermaß ξ_w im Bereich liegen

$$\frac{2}{\sqrt{3}} \frac{R_{eLA}}{E} < \xi_w < \frac{2}{\sqrt{3}} \zeta_{zul}^2 \frac{R_{eLA}}{E} \quad (41)$$

Der linke Term der Ungleichung (41) stellt die Bedingung für elastisch-plastische Beanspruchung des Außenteils dar. Sofern $\xi_w < 2 R_{eLA} / (\sqrt{3} E)$ ist, liegt ein rein elastisch beanspruchtes Außenteil vor, und es ist 4.2.2 anzuwenden.

Der sich bei dem bezogenen wirksamen Übermaß ξ_w einstellende bezogene Plastizitätsdurchmesser ζ des Außenteils beträgt

$$\zeta = \sqrt{\frac{3 \xi_w E}{2 R_{eLA}}} = 0,931 \sqrt{\frac{\xi_w E}{R_{eLA}}} \quad (42)$$

Der zugehörige Fugendruck ergibt sich aus

$$p = \frac{R_{eLA}}{\sqrt{3}} \left[1 + 2 \ln \xi - (Q_A \xi)^2 \right] \quad (43)$$

Abschließend ist nachzuweisen, dass die Bedingung $\frac{q_{PA}}{q_A} \leq 0,3$ (vgl. Gleichung (35)) eingehalten wird.

Es können auch eine rein elastische (z. B. bei einer Höchstpassung) mit einer elastisch-plastischen Auslegung (z. B. bei einer Mindestpassung) kombiniert werden. Die Auslegung bei elastischer Beanspruchung erfolgt nach 4.2 und bei elastisch-plastischer nach 4.3 dieser Norm.

5 Haftbeiwerte von Pressverbänden

Der Haftbeiwert ν_l ist das Verhältnis der gemessenen Lösekraft zu der errechneten Normalkraft in der Fuge. Der Haftbeiwert ν_r ist das Verhältnis der gemessenen Rutschkraft zu der errechneten Normalkraft in der Fuge. Die Haftbeiwerte ν sind von den Reibungszahlen (haftende oder gleitende Reibung) zu unterscheiden, bei denen an die Stelle der errechneten die gemessene Normalkraft tritt. Die Haftbeiwerte sind verschieden beim Wirken der Löse- bzw. Rutschkraft in Längs- oder Umfangsrichtung. Die Kennzeichnung der Haftbeiwerte erfolgt nach Tabelle 2 durch zwei Indizes.

Tabelle 2 – Kennzeichnung von Haftbeiwerten

	Lösen	Rutschen
Ufangsrichtung	ν_{lu}	ν_{ru}
Längsrichtung	ν_{ll}	ν_{rl}

Es ist zu unterscheiden, ob Haftbeiwerte an Längs- oder Querpressverbänden ermittelt werden. Haftbeiwerte hängen von folgenden Einflussgrößen ab:

- Werkstoffpaarung von Innen- und Außenteil,
- Rauheiten der Fügeflächen,
- Zustand der Fügeflächen vor dem Fügen (geschmiert, ungeschmiert),
- Beanspruchung von Innen- und Außenteil (rein elastisch oder elastisch-plastisch).

Infolge der Reibvorgänge in der Fuge unterliegen die Haftbeiwerte statistischen Schwankungen. Die in den folgenden Tabellen angegebenen Haftbeiwerte stellen deshalb Richtwerte dar. Sie liegen auf der sicheren Seite. Sie können durch experimentell bestimmte Werte ersetzt werden.

Bei den Haftbeiwerten ist ferner zu unterscheiden, ob sie bei zügiger oder schwingender Beanspruchung ermittelt werden. Haftbeiwerte für schwingende Beanspruchung siehe [5] und [16].

5.1 Haftbeiwerte für Längspressverbände

Die in Tabelle 3 angegebenen Werte gelten für zügige Beanspruchung. Sie sind für Innenteile aus dem Werkstoff X 210 Cr W12 ermittelt und gelten für Stahl. Die Pressverbände sollen nach dem Fügen vor der ersten Belastung etwa 24 Stunden abgelagert werden.

5.2 Haftbeiwerte für Querpressverbände

Tabelle 4 gibt auf der sicheren Seite liegende Haftbeiwerte für Querpressverbände an. Sie können sowohl für Rutschen in Umfangs- als auch in Längsrichtung angewendet werden.

6 Gestaltung von Pressverbänden

Für die Gestaltung von Pressverbänden gelten allgemeine Regeln, die auf alle Pressverbände anzuwenden sind. Für Pressverbände, die schwingende Biege- und/oder Torsionsmomente übertragen müssen, gelten darüber hinaus besondere Gestaltungsregeln.