

**DIN 7190-1****DIN**

ICS 17.040.10; 21.120.10

Mit DIN 7190-2:2017-02  
 Ersatz für  
 DIN 7190:2001-02

**Pressverbände –  
 Teil 1: Berechnungsgrundlagen und Gestaltungsregeln für zylindrische  
 Pressverbände**

Interference fits –

Part 1: Calculation and design rules for cylindrical self-locking pressfits

Assemblages frettés –

Partie 1: Bases de calculs et règles de construction pour assemblages frettés cylindrique autoadhérent

Gesamtumfang 47 Seiten

DIN-Normenausschuss Maschinenbau (NAM)

**DIN 7190-1:2017-02****Inhalt**

	Seite
<b>Vorwort .....</b>	<b>3</b>
<b>1 Anwendungsbereich.....</b>	<b>4</b>
<b>2 Normative Verweisungen.....</b>	<b>4</b>
<b>3 Symbole und Abkürzungen.....</b>	<b>5</b>
<b>3.1 Symbole .....</b>	<b>5</b>
<b>3.2 Indizes.....</b>	<b>7</b>
<b>4 Berechnung von Pressverbänden.....</b>	<b>7</b>
<b>4.1 Grundlagen.....</b>	<b>7</b>
<b>4.2 Berechnung rein elastisch beanspruchter Pressverbände .....</b>	<b>10</b>
<b>4.3 Berechnung elastisch-plastisch beanspruchter Pressverbände.....</b>	<b>11</b>
<b>5 Haftbeiwerte von Pressverbänden .....</b>	<b>15</b>
<b>5.1 Allgemeines .....</b>	<b>15</b>
<b>5.2 Haftbeiwerte für Längspressverbände.....</b>	<b>16</b>
<b>5.3 Haftbeiwerte für Querpressverbände .....</b>	<b>16</b>
<b>6 Gestaltung von Pressverbänden .....</b>	<b>16</b>
<b>6.1 Allgemeines .....</b>	<b>16</b>
<b>6.2 Allgemeine Gestaltungsregeln .....</b>	<b>16</b>
<b>6.3 Gestaltungsregeln für schwingend beanspruchte Pressverbände.....</b>	<b>17</b>
<b>7 Angaben in technischen Unterlagen.....</b>	<b>19</b>
<b>8 Fügen von Pressverbänden.....</b>	<b>21</b>
<b>8.1 Fügen von Längspressverbänden .....</b>	<b>21</b>
<b>8.2 Thermisches Fügen von Querpressverbänden.....</b>	<b>22</b>
<b>9 Hinweise für die Herstellung von Pressverbänden .....</b>	<b>23</b>
<b>9.1 Allgemeingültige Hinweise .....</b>	<b>23</b>
<b>9.2 Herstellen von Pressverbänden durch Einpressen.....</b>	<b>23</b>
<b>9.3 Herstellen von Pressverbänden durch Schrumpfen und/oder Dehnen.....</b>	<b>25</b>
<b>10 Besondere Hinweise .....</b>	<b>27</b>
<b>10.1 Nachweis der Gestaltfestigkeit .....</b>	<b>27</b>
<b>10.2 Beanspruchung durch Fliehkraft.....</b>	<b>27</b>
<b>10.3 Prüfbescheinigung .....</b>	<b>28</b>
<b>10.4 Kennzeichnung.....</b>	<b>28</b>
<b>Anhang A (informativ) Berechnungsbeispiele .....</b>	<b>30</b>
<b>A.1 Rein elastische Auslegung eines Pressverbandes bei gegebenem Fugendruck <math>p</math>.....</b>	<b>30</b>
<b>A.2 Rein elastische Auslegung eines Pressverbandes bei gegebenem Übermaß <math>U</math> .....</b>	<b>30</b>
<b>A.3 Rein elastische Auslegung eines Pressverbandes bei gegebenem Fugendruck <math>p</math>.....</b>	<b>31</b>
<b>A.4 Rein elastische Auslegung eines Pressverbandes bei gegebenem Übermaß <math>U</math> .....</b>	<b>31</b>
<b>A.5 Elastisch-plastische Auslegung eines Pressverbandes bei gegebenem Fugendruck <math>p</math> .....</b>	<b>32</b>
<b>A.6 Nachrechnung eines elastisch-plastischen Pressverbandes bei vorgegebenem Übermaß <math>U</math> .....</b>	<b>33</b>
<b>A.7 Geometrie- und Werkstoffdaten wie im Beispiel A.1 .....</b>	<b>34</b>
<b>Anhang B (informativ) Verfahren zur iterativen Berechnung des dimensionslosen Plastizitätsdurchmessers <math>\zeta</math>.....</b>	<b>35</b>
<b>Anhang C (informativ) Beispiel Abnahmeprüfzeugnis.....</b>	<b>36</b>
<b>Anhang D (informativ) Erläuterungen.....</b>	<b>38</b>
<b>Literaturhinweise.....</b>	<b>46</b>

## **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.

Dieses Dokument beinhaltet die überarbeitete Fassung der DIN 7190:2001-02. Die neue DIN 7190-2 erweitert den Anwendungsbereich dieser Reihe auf kegelige, selbsthemmende Pressverbindungen. Sie bietet damit eine Berechnungsgrundlage für diese Pressverbindungen, die insbesondere aus Montagegründen bei größeren Wellendurchmessern an Bedeutung gewinnen.

Die in der bisherigen Ausgabe DIN 7190:2001-02 enthaltenen Berechnungsgleichungen zur elastisch plastischen Auslegung von Pressverbänden wurden beibehalten. Lediglich der Glättungsfaktor wurde halbiert, da die praktischen Erfahrungen wie auch neuere Forschungsergebnisse zeigen, dass die bisherige Vorgehensweise zu konservativ war.

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 auf kegelige, selbsthemmende Pressverbindungen;
- b) das Dokument wurde redaktionell überarbeitet;
- c) die Normativen Verweisungen wurden aktualisiert;
- d) der Glättungsfaktor wurde aufgrund von Erfahrungswerten von 0,8 auf 0,4 reduziert.

## **Frühere Ausgaben**

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

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

## DIN 7190-1:2017-02

### 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

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 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 EN 10052, *Begriffe der Wärmebehandlung von Eisenwerkstoffen*

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

DIN EN ISO 1101, *Geometrische Produktspezifikation (GPS) — Geometrische Tolerierung — Tolerierung von Form, Richtung, Ort und Lauf*

DIN EN ISO 1302, *Geometrische Produktspezifikation (GPS) — Angabe der Oberflächenbeschaffenheit in der technischen Produktdokumentation*

DIN EN ISO 4287, *Geometrische Produktspezifikation (GPS) — Oberflächenbeschaffenheit: Tastschnittverfahren — Benennungen, Definitionen und Kenngrößen der Oberflächenbeschaffenheit*

DIN EN ISO 6892-1, *Metallische Werkstoffe — Zugversuch — Teil 1: Prüfverfahren bei Raumtemperatur*

### 3 Symbole und Abkürzungen

#### 3.1 Symbole

Symbol	Benennung	Einheit
$A$	Bruchdehnung	%
$a$	axialer Überstand	mm
$b$	Bohrungsabsatz	mm
$A_o$	oberes Abmaß des Fugendurchmessers $D_F$	mm
$A_u$	unteres Abmaß des Fugendurchmessers $D_F$	mm
$D_a$	Außendurchmesser	mm
$D_i$	Innendurchmesser	mm
$D_F$	Durchmesser der Fuge (Nennmaß)	mm
$D_p$	Plastizitätsdurchmesser	mm
$D_w$	Durchmesser bei Wellenabsatz	mm
$E$	Elastizitätsmodul	N/mm <sup>2</sup>
$e$	Basis der natürlichen Logarithmen (Eulersche Zahl)	—
$F_{ax}$	übertragbare Axialkraft	N
$F_e$	Einpresskraft	N
$g_F$	Glättungsfaktor	—
$K$	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 <sup>2</sup>
$p_n$	Fugendruck bei Drehzahl $n$	N/mm <sup>2</sup>
$p_{PA}$	Grenzfugendruck für vollplastisches Außenteil	N/mm <sup>2</sup>
$p_{PI}$	Grenzfugendruck für vollplastisches Innenteil	N/mm <sup>2</sup>
$Q$	Durchmesserverhältnis	—
$q_A$	Ringfläche des Außenteils	mm <sup>2</sup>
$q_{PA}$	plastisch beanspruchte Ringfläche des Außenteils	mm <sup>2</sup>
$R_a$	Arithmetischer Mittenrauwert	µm
$R_{eL}$	untere Streckgrenze	N/mm <sup>2</sup>
$R_{p,0,2}$	0,2%-Dehngrenze	N/mm <sup>2</sup>
$R_z$	gemittelte Rautiefe der Fügefläche	µm
$r$	Übergangsradius	mm

**DIN 7190-1:2017-02**

<b>Symbol</b>	<b>Benennung</b>	<b>Einheit</b>
$S_p$	Sicherheit gegen plastische Dehnung (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
$U_{s\vartheta}$	Fügespiel	mm
$U_k$	Mindestübermaß	mm
$U_F$	Übermaß beim Fügen	mm
$U_w$	wirksames Übermaß	mm
$Z$	Bruch einschnürung	%
$\alpha$	Längenausdehnungskoeffizient	1/°C
$\zeta$	bezogener Plastizitätsdurchmesser	—
$\zeta_{zul}$	zulässiger bezogener Plastizitätsdurchmesser des Außenteils	—
$\vartheta_A$	Temperatur des Außenteils beim Fügen	°C
$\vartheta_{Aerf}$	erforderliche Temperatur des Außenteils beim Fügen	°C
$\vartheta_{Azul}$	zulässige Temperatur des Außenteils beim Fügen	°C
$\vartheta_I$	Temperatur des Innenteils beim Fügen	°C
$\vartheta_R$	Raumtemperatur	°C
$\mu$	Querdehnzahl	—
$\nu$	Haftbeiwert (allgemein)	—
$\nu_l$	Haftbeiwert bei Lösen	—
$\nu_r$	Haftbeiwert bei Rutschen	—
$\xi_w$	bezogenes wirksames Übermaß	—
$\rho$	Dichte	kg/dm <sup>3</sup>
$\varphi$	Fasenwinkel	grad

### 3.2 Indizes

Index	Benennung
A	Außenteil
I	Innenteil
l	in Längsrichtung
u	in Umfangsrichtung

## 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).

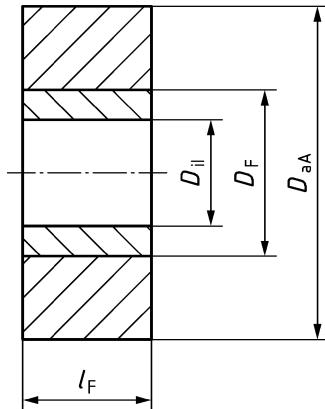


Bild 1 — Berechnungsmodell

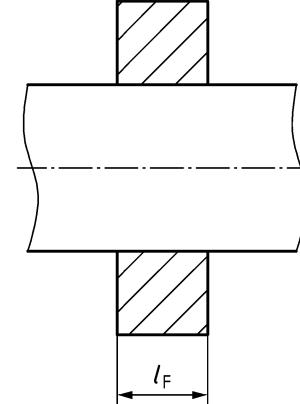


Bild 2 — Realer Pressverband

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  $\nu_{ru}$  (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

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

**DIN 7190-1:2017-02**

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

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

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

$$U_g = A_{oI} - A_{uA} > 0 \quad (4)$$

und für das Mindestübermaß

$$U_k = A_{uI} - A_{oA} > 0 \quad (5)$$

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 wirksame Übermaß  $U_w$  zur Verfügung. Sofern keine experimentellen Werte vorliegen, gilt für Längs- und Querpressverbände mit dem Glättungsfaktor  $g_F = 0,4$

$$U_w = U - 0,4(Rz_A + Rz_I) \quad (7)$$

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

Sind Zahlenwerte für den arithmetischen Mittelwert der Profilordinaten  $Ra$  (früher arithmetischer Mittenrauwert  $Ra$ ) nach DIN EN ISO 4287 vorgegeben, so können hierfür die nach Tabelle 1 ermittelten Mittelwerte der größten Höhendifferenz des Profils  $Rz$  (gemittelte Rautiefe  $Rz$ ) eingesetzt werden.

**Tabelle 1 — Vergleich der arithmetischen Mittenrauwerte  $Ra$  mit der gemittelten Rautiefe  $Rz$ ; Zeichnungseintragung nach DIN EN ISO 1302**

$Ra$ in $\mu\text{m}$	Ra 0,8	Ra 1,6	Ra 3,2	
$Rz$ in $\mu\text{m}$	von	3,15	6,3	12,5
	bis	10	20	31,5
Gemittelte Rautiefe $Rz$ in $\mu\text{m}$		Rz 6,3	Rz 12,5	Rz 20

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 ISO 6892-1 ermittelten Kennwerte Bruchdehnung  $A$  und Bruchhörschnürung  $Z$  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 Durchmesserverhältnisse

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

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

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.

**DIN 7190-1:2017-02****4.2 Berechnung rein elastisch beanspruchter Pressverbände****4.2.1 Allgemeines**

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)).

**4.2.2 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  $\xi_w$  beträgt

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

Daraus folgt mit den Gleichungen (7) und (12) das zulässige Übermaß  $U$ .

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

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

### 4.2.3 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  $\xi_w$  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  $\xi_w$  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

### 4.3.1 Allgemeines

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:

- das Innenteil muss voll sein ( $Q_I = 0$ );
- Innen- und Außenteil müssen gleiche Elastizitätskonstanten aufweisen ( $E_I = E_A = E; \mu_A = \mu_I = \mu$ ).

## DIN 7190-1:2017-02

Für Pressverbände, bei denen die Voraussetzungen a) und/oder b) nicht zutreffen, sind Auslegungsverfahren in [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.

### 4.3.2 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

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

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

Damit das Innenteil nicht vollplastisch beansprucht wird, muss gelten

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

mit dem Grenzfugendruck  $p_{PI}$  der vollplastischen Beanspruchung des Innenteils

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

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 Plastizitätsdurchmesser  $D_{PA}$  getrennt wird (siehe Bild 3).

Der bezogene Plastizitätsdurchmesser

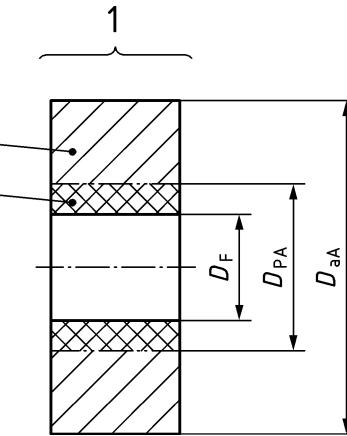
$$\zeta = \frac{D_{PA}}{D_F} \quad (31)$$

wird durch Auflösen der transzententen Gleichung

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

bestimmt. Der bezogene Plastizitätsdurchmesser  $\zeta$  muss der Bedingung genügen

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

**Legende**

- 1 Außenteil
- 2 Elastischer Bereich
- 3 Plastischer Bereich

**Bild 3 — Elastisch-plastisch beanspruchte Nabe**

Ein Näherungsverfahren für die Berechnung von  $\zeta$  wird im Anhang B angegeben.

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

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

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

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

Bei hochbeanspruchten Pressverbänden im Maschinenbau sollte der Erfahrungswert

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

**4.3.3 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  $\xi_w$  berechnet. Sofern

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

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.

**DIN 7190-1:2017-02**

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  $\zeta_{zul}$  des Außenteils durch Auflösen der transzenten Gleichung (32) mit

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

bestimmt.

**Fall 2:**

Es gilt

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

Dann wird der zulässige bezogene Plastizitätsdurchmesser  $\zeta_{zul}$  des Außenteils durch Auflösen der transzenten 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  $\xi_w$  im Bereich nach Gleichung (41) 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 4.2.3 anzuwenden.

Der sich bei dem bezogenen wirksamen Übermaß  $\xi_w$  einstellende bezogene Plastizitätsdurchmesser  $\zeta$  des Außenteils beträgt

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

Der zugehörige Fugendruck ergibt sich aus

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

Abschließend ist nachzuweisen, dass die Bedingung

$$\frac{q_{PA}}{q_A} \leq 0,3$$

(vgl. Gleichung (35)) eingehalten und der zugehörige Erfahrungswert beachtet wird (siehe auch [21]).

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

### 5.1 Allgemeines

Der Haftbeiwert  $\nu_l$  ist das Verhältnis der gemessenen Lösekraft zu der errechneten Normalkraft in der Fuge. Der Haftbeiwert  $\nu_r$  ist das Verhältnis der gemessenen Rutschkraft zu der errechneten Normalkraft in der Fuge. Die Haftbeiwerte  $\nu$  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 (vgl. auch [22]). Die Kennzeichnung der Haftbeiwerte erfolgt nach Tabelle 2 durch zwei Indizes.

**Tabelle 2 — Kennzeichnung von Haftbeiwerten**

	Lösen	Rutschen
Umfangsrichtung	$\nu_{lu}$	$\nu_{ru}$
Längsrichtung	$\nu_{ll}$	$\nu_{rl}$

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].

## DIN 7190-1:2017-02

### 5.2 Haftbeiwerte für Längspressverbände

Die in Tabelle 3 angegebenen Werte gelten für zügige Beanspruchung. Sie sind für Innenteile aus dem Werkstoff X 210 Cr W12 (nach DIN EN ISO 4957) ermittelt und gelten für Stahl. Die Pressverbände sollten nach dem Fügen vor der ersten Belastung etwa 24 h abgelagert werden.

### 5.3 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

### 6.1 Allgemeines

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.

### 6.2 Allgemeine Gestaltungsregeln

- bei Pressverbänden in Grundlöchern ist für eine Entlüftungsmöglichkeit zu sorgen (Bild 4);
- um axial fügen zu können, sind Lagebegrenzungen konstruktiver oder fertigungstechnischer Art vorzusehen;
- um große Drehmomente bzw. Axialkräfte übertragen zu können, sollte möglichst ein volles Innenteil mit einem nicht zu dünnwandigen Außenteil ( $Q_A \leq 0,5$ ) gepaart werden. Dies gilt jedoch nicht für Bandagen, sondern nur für Welle-Nabe-Verbindungen;
- bei hinreichend verformungsfähigen Werkstoffen (vgl. 4.1 und insbesondere unter den Bedingungen (8) und (9)) können der Fugendruck  $p$  und damit die übertragbaren Umfangs- bzw. Axialkräfte durch elastisch-plastische Auslegung vergrößert werden (vgl. 4.3). Der größtmögliche Gewinn an Fugendruck  $p$  gegenüber der rein elastischen Auslegung ergibt sich im Bereich  $0,3 \leq Q_A \leq 0,4$ .

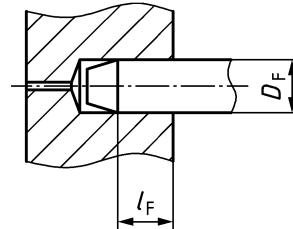
**Tabelle 3 — Haftbeiwerte von Längspressverbänden bei zügiger Beanspruchung [6]**

Werkstoffe			Haftbeiwerte			
alt	neu	Nummer	trocken		geschmiert	
			$\nu_{ll}$	$\nu_{rl}$	$\nu_{ll}$	$\nu_{rl}$
St 60-2	E 335	1.0060	0,11	0,08	0,08	0,07
RSt37-2	S 235JRG2	1.0038	0,10	0,09	0,07	0,06
GS-60	GE 300	1.0558	0,11	0,08	0,08	0,07
GG-25	EN-GJL-250	0.6025	0,12	0,11	0,06	0,05
GGG-60	EN-GJS-600-3	0.7060	0,10	0,09	0,06	0,05
G-AlSi12(Cu)	EN AB-44000 ff.		0,07	0,06	0,05	0,04
G-CuPb10Sn (G-CuSn10Pb10)	CB495K	2.1176.01	0,07	0,06	— a	— a
TiAl6V4	TiAl6V4	3.7165.10	— a	— a	0,05	— a

a Haftbeiwerte nicht bekannt.

**Tabelle 4 — Haftbeiwerte bei Querpressverbänden in Längs- und Umfangsrichtung beim Rutschen**

Werkstoffpaarung, Schmierung, Fügung	Haftbeiwerte $\nu_r, \nu_{rl}, \nu_{ru}$
<b>Stahl-Stahl-Paarung</b>	
Druckölverbände normal gefügt mit Mineralöl	0,12
Druckölverbände mit entfetteten Pressflächen mit Glyzerin gefügt	0,18
Schrumpfverband normal nach Erwärmung des Außenteils bis zu 300 °C im Elektroofen	0,14
Schrumpfverband mit entfetteten Pressflächen nach Erwärmung im Elektroofen bis zu 300 °C	0,20
<b>Stahl-Gusseisen-Paarung</b>	
Druckölverbände normal gefügt mit Mineralöl	0,10
Druckölverbände mit entfetteten Pressflächen	0,16
Stahl-MgAl-Paarung, trocken	0,10 bis 0,15
Stahl-CuZn-Paarung, trocken	0,17 bis 0,25

**Bild 4 — Beispiel einer Entlüftungsbohrung in Grundlöchern**

### 6.3 Gestaltungsregeln für schwingend beanspruchte Pressverbände

Pressverbände werden im Betrieb häufig durch wechselnde bzw. schwellende Torsion und/oder umlaufende Biegung beansprucht. Die schwingenden Momente können in der Fuge Gleitbewegungen (Schlupf) mit wechselnden Richtungen hervorrufen (vgl. [1] bzw. [15]). Nach bekannten Untersuchungen des Reibdauerbruches [7] wird mit zunehmendem Schlupf die Dauerhaltbarkeit von reibschlüssig gepaarten Bauteilen stark vermindert. Dieser Schlupf kann nur vermieden werden, wenn der Fugendruck an keiner Stelle einen durch Reibkoeffizienten und Schubspannung in der Fugenebene bestimmten Grenzwert unterschreitet. Für schwingend beanspruchte Pressverbände sind in [1] bzw. [15] Grenzbelastungen ermittelt worden, bei denen gerade ein noch unschädlicher Schlupfweg an der Nabenkante auftritt. Dabei wird deutlich, dass im Gegensatz zum Biegegrenzmoment das Torsionsgrenzmoment oberhalb von  $l_F/D_F = 0,5$  praktisch nicht mehr ansteigt.

Pressverbände müssen so gestaltet sein, dass die entsprechend der Betriebsweise auftretenden Beanspruchungen aufgenommen werden können [18]. Schädigender Einfluss von Kerbwirkungen, insbesondere im Randzonenbereich von Pressverbänden, ist beim Schwingfestigkeitsnachweis zu berücksichtigen und erforderlichenfalls durch entsprechende konstruktive Gestaltung auf einen Mindestwert zu reduzieren [19], [20].

**DIN 7190-1:2017-02**

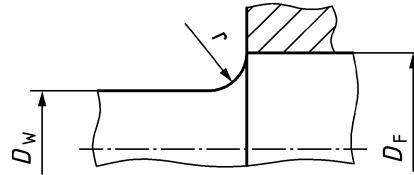
Die optimale Gestaltung von vorherrschend biegebeanspruchten Pressverbänden wird dann erreicht, wenn eine Gestalt nach Bild 5 gewählt wird [5], [8]. Dabei sollten folgende geometrische Beziehungen in etwa eingehalten werden:

$$D_F/D_W \approx 1,1 \quad r/(D_F - D_W) \approx 2 \quad (44)$$

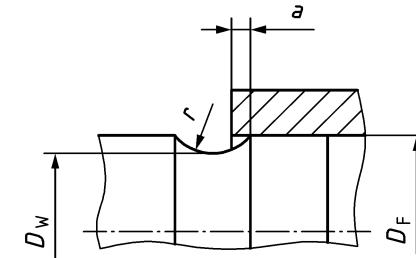
Im Gegensatz dazu sind Maßnahmen in der Nabe (Einstich) zur Minderung des Fugendruckes nur schwer zu beurteilen, weil durch unsachgemäße Gestaltung der Nabengeometrie der Fugendruck an der Nabenkante den angesprochenen Grenzwert unterschreiten kann. Trotzdem lässt sich bei genauer Berechnung der Welle-Nabe-Verbindung, z. B. durch Finite-Elemente-Rechnungen, einerseits eine Verminderung des Fugendruckes bzw. Vergrößerung der Sicherheit und andererseits ein ausreichender Fugendruck zur Vermeidung von Reibrostbildung sicherstellen.

Leider können für derartige Welle-Nabe-Verbindungen nicht wie in Gleichung (44) einfache Auslegungsrichtlinien angegeben werden. Der Kompromiss zwischen der Maßnahme zur Erhöhung der Sicherheit durch Reduzierung des Fugendruckes und der Absicherung eines hinreichend großen Fugendruckes zur Vermeidung der Reibrostbildung kann in diesen Fällen nur durch eine Finite-Elemente-Rechnung gefunden werden.

Sofern ein Absatz des Innenteils nach Bild 5 nicht vorgesehen werden kann, kann auch eine Ausführung nach Bild 6 gewählt werden. Für den Kerbradius gelten dabei analoge Verhältnisse zu Gleichung (44).



**Bild 5 — Optimierter Pressverband auf Wellenabsatz**



**Bild 6 — Optimierter Pressverband durch Entlastungsradius und axialem Überstand**

Ein axialer Überstand  $a$  nach Bild 6 führt zu einer Versteifung der Nabe und damit zu einem höheren Fugendruck im Bereich der Nabenkante. Dies ist eine wirksame Maßnahme zur Vermeidung von Reibrostbildung ohne gleichzeitig das Übermaß erhöhen zu müssen. Für den axialen Überstand  $a$  gilt sowohl bei Durchmesseränderung (Bild 5) als auch bei Entlastungsradius (Bild 6):

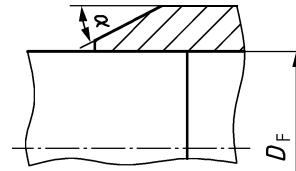
$$a \geq 0 \quad (45)$$

Durch die Tolerierung des axialen Maßes  $a$  ist sicherzustellen, dass diese Bedingung eingehalten wird. Ein zu großer Überstand ergibt einen Abfall der Gestaltfestigkeit. Nachteilig wirkt es sich aus, wenn  $a < 0$  wird, weil sich dann die Beanspruchungsverhältnisse wieder der nicht abgesetzten Welle (siehe Bild 2) annähern.

Insbesondere gelten die folgenden Gestaltungshinweise:

- a) Beanspruchung durch wechselnde oder schwellende Torsionsmomente:
  - der Haftbeiwert in der Fügefläche ist möglichst hochzuhalten, z. B. bei Querpressverbänden durch Entfetten vor der Montage;

- der Fugendruck  $p$  sollte möglichst groß gewählt werden (eventuell durch elastisch-plastische Auslegung, vgl. 4.3). Dies gilt insbesondere am Eintritt des die Torsion leitenden Innenteils in das Außenteil. Dort können die den Fugendruck  $p$  verringernden Maßnahmen schädlich sein (vgl. Bild 7);



**Bild 7 — Außenteil mit konischem Auslauf**

- falls Innen- und Außenteil aus Werkstoffen mit ungleichen elastischen Konstanten gefertigt werden, so sollte das Innenteil den größeren Elastizitätsmodul aufweisen ( $E_I > E_A$ ). Das Rutschmoment des Pressverbandes sollte höchstens gleich demjenigen Torsionsmoment sein, bei dem plastische Verformungen des freien Innenteils (außerhalb des Außenteils) auftreten.

Hierfür genügt in der Regel eine bezogene Fugenlänge

$$l_F/D_F \leq 1,5 \quad (46)$$

b) Wechselnde oder umlaufende Biegemomente:

- um axiales Auswandern der Welle zu verhindern, muss gelten

$$l_F/D_F > 0,5 \quad (47)$$

- volle Innenteile sind günstiger als hohle. Letztere sind bei großen wechselnden oder umlaufenden Biegemomenten möglichst zu vermeiden.

## 7 Angaben in technischen Unterlagen

Die Fertigungszeichnung muss die für die Herstellung von Pressverbänden erforderlichen Angaben enthalten.

Falls nicht anders vereinbart, ist das Passsystem Einheitsbohrung (nach DIN EN ISO 286-1) anzuwenden.

Folgende Toleranzfelder werden empfohlen:

- für Bohrungen bis 500 mm Durchmesser:  
H7;
- für Bohrungen über 500 mm Durchmesser:  
H8;
- für Wellen bis 500 mm Durchmesser:  
Toleranzfeld der Toleranzklasse IT6;
- für Wellen über 500 mm Durchmesser:  
Toleranzfeld der Toleranzklasse IT7.

Für die Oberflächenrauheit der Fügeflächen gelten folgende Richtwerte:

- für Bohrungen bis 500 mm Durchmesser:  
 $R_a = 1,6 \mu\text{m}$ ;
- für Bohrungen über 500 mm Durchmesser:  
 $R_a = 3,2 \mu\text{m}$ ;

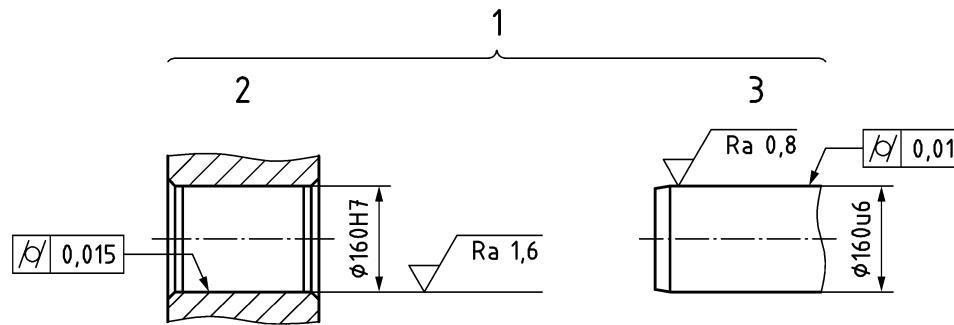
**DIN 7190-1:2017-02**

- für Wellen bis 500 mm Durchmesser:  
 $R_a = 0,8 \mu\text{m}$ ;
- für Wellen über 500 mm Durchmesser:  
 $R_a = 1,6 \mu\text{m}$ .

Die Zylinderformtoleranz beträgt etwa 1/3 der Maßtoleranz für den Durchmesser der Nabe bzw. für den Durchmesser der Welle.

In der Fertigungszeichnung sind für die Fügeflächen Rauheitswerte, üblicherweise der Mittenrauwert  $R_a$  und Formtoleranzen (siehe DIN EN ISO 1101) anzugeben.

Beispiele für Bemaßung und Tolerierung der zu fügenden Teile:

**Legende**

- 1 Querpressverband
- 2 Außenteil
- 3 Innenteil

**Bild 8 — Bemaßungs- und Tolerierungsbeispiel**

Angabe der tolerierten Maße und Grenzabmaße auf der Zeichnung (falls erforderlich)

**Tabelle 5 — Toleranzen**

<b>Tolerierte Maße</b>	<b>Grenzabmaße</b>
$\varnothing 160 \text{ u}6$	+0,215 +0,190
$\varnothing 160 \text{ H}7$	+0,040 0

Beispiele für die Eintragung der Fügetemperatur und Sauberkeit der Fügeflächen.

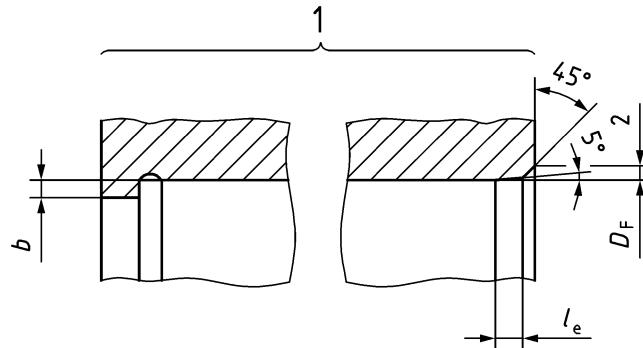
**Außenteil**

Teil ..... gleichmäßig erwärmt.  
Anwärmtemperatur 280 °C  
bei etwa 20 °C Raumtemperatur  
Fügeflächen frei von Schmier- und Fremdstoffen

**Innenteil (nur wenn eine Unterkühlung erforderlich ist)**

Teil ..... gleichmäßig unterkühlt.  
Unterkühltemperatur –110 °C  
bei etwa 20 °C Raumtemperatur  
Fügeflächen frei von Schmier- und Fremdstoffen

Für Bandagen, z. B. Zahnkränze, Radreifen, ist die fügegerechte Gestaltung in Bild 9 dargestellt. Die Höhe des Bohrungsabsatzes  $b$  muss eine axiale Fixierung sicherstellen.



#### Legende

- 1 Außenteil
- $b$  Bohrungsabsatz

**Bild 9 — Fügegerechte Gestaltung von Außenteilen am Beispiel einer Bandage;  $l_e$  nach Gleichung (49)**

## 8 Fügen von Pressverbänden

### 8.1 Fügen von Längspressverbänden

Die erforderliche Einpresskraft folgt aus

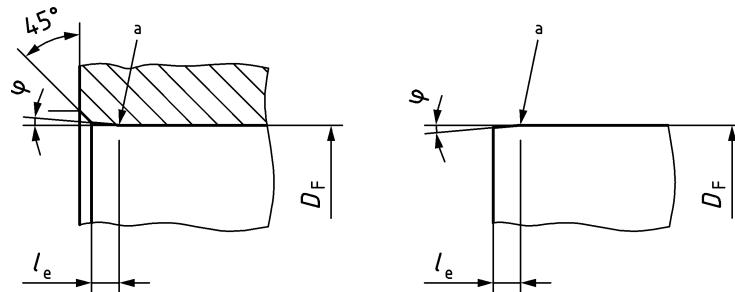
$$F_e = \pi D_F l_F \nu_{ll} p_{max} \quad (48)$$

Der Haftbeiwert  $\nu_{ll}$  kann aus Tabelle 3 entnommen werden. Der maximale Fugendruck  $p_{max}$  ist für das Höchstübermaß  $U_g$  zu berechnen.

Werden die Fügef lächen vor dem Fügen nicht geschmiert, so ergeben sich größere Haftbeiwerte und damit größere übertragbare Längs- bzw. Umfangskräfte. Jedoch besteht bei ungeschmierten Fügef lächen, insbesondere im Fall der elastisch-plastischen Auslegung, die Gefahr des Fressens. Daher sind die Fügef lächen vor dem Fügen leicht einzutönen.

Ferner sind folgende Hinweise für die konstruktive Gestaltung zu beachten (siehe Bild 10):

- An den zu fügenden Teilen dürfen keine scharfen Kanten und Übergänge auftreten.
- Der Fasenwinkel  $\varphi$  sollte höchstens  $5^\circ$  betragen.



#### Legende

- a Übergang gerundet

**Bild 10 — Konstruktive Gestaltung von Längspressverbänden;  $l_e$  nach Gleichung (49)**

**DIN 7190-1:2017-02**

Die Werte für die Fasenlänge  $l_e$  sind in Tabelle 6 angegeben.

**Tabelle 6 — Fasenlänge  $l_e$** 

$D_F$		$l_e$	$D_F$		$l_e$
über	bis		über	bis	
50	80	4	400	630	8
80	160	5	630	800	9
160	250	6	800	1 000	10
250	400	7	1 000	—	10

- Für die Berechnung der Fasenlänge gilt

$$l_e \approx \sqrt[3]{D_F} \quad (49)$$

- Die Einpressfase ist an dem zu fügenden Gegenstück mit der höheren Streckgrenze anzubringen (im Regelfall am Innenteil).
- Lange schlanke Innenteile sind auf Knickung nachzurechnen.

## 8.2 Thermisches Fügen von Querpressverbänden

Dehnverbände werden durch Unterkühlen des Innenteils, Schrumpfverbände durch Erwärmen des Außenteils gefügt. Bei großen Übermaßen werden beide Verfahren kombiniert. Die Berechnung der Temperaturen, auf die das Innenteil unterkühlt bzw. das Außenteil erwärmt werden müssen, geht von der gewählten Mindestpassung aus. Für das Fügen ist zusätzlich ein Fügespiel einzuhalten, so dass ein Haften des Pressverbandes während des Fügevorgangs ausgeschlossen ist.

Bei Einzelfertigung wird empfohlen, mit einem Fügespiel

$$U_{s\vartheta} = 0,001 D_F \quad (50)$$

zu rechnen. Gleichung (50) deckt das Risiko eines vorzeitigen Haftens der zu fügenden Partner vor beendtem Fügevorgang bei Einzelfertigung ab. Bei Verwendung von Vorrichtungen für den Fügevorgang kann das Fügespiel nach Gleichung (50) unterschritten werden.

Für das Übermaß beim Fügen gilt

$$U_F = U_g + U_{s\vartheta} \quad (51)$$

Im Allgemeinen liegen die Raumtemperatur  $\vartheta_R$  sowie die Fügetemperatur  $\vartheta_I$  des Innenteils fest. Die erforderliche Fügetemperatur des Außenteils wird berechnet aus

$$\vartheta_{Aerf} = \vartheta_R + \frac{U_F}{\alpha_A D_F} + \frac{\alpha_I}{\alpha_A} (\vartheta_I - \vartheta_R) \quad (52)$$

Die höchste auftretende Fügetemperatur darf die erforderlichen Werkstückeigenschaften der zu fügenden wärmebehandelten Teile nicht beeinträchtigen.

Die thermischen Längenausdehnungskoeffizienten für Innen- und Außenteil sind in Tabelle 7 angegeben.

Zum Unterkühlen von Dehnverbänden kann entweder CO<sub>2</sub>-Trockeneis ( $\vartheta_l = -78,4\text{ }^\circ\text{C}$ ) oder flüssiger Stickstoff ( $\vartheta_l = -195,8\text{ }^\circ\text{C}$ ) verwendet werden. Ob das aufwendige Unterkühlen erforderlich ist, muss anhand der maximal zulässigen Temperatur des Außenteils entschieden werden.

Für die maximalen Fügetemperaturen abhängig vom Werkstoff des Außenteiles und der Wärmebehandlung gelten die Angaben in Tabelle 8.

Wärmebehandlung von Eisenwerkstoffen: Begriffe siehe DIN EN 10052.

Die zulässige Fügetemperatur  $\vartheta_{Azul}$  des Außenteils ist in der Montagezeichnung vorzuschreiben. Für das größte fügbare Übermaß gilt

$$U_{\max} = D_F [\alpha_A (\vartheta_{Azul} - \vartheta_R) - \alpha_l (\vartheta_l - \vartheta_R)] - U_{s\vartheta} \quad (53)$$

## 9 Hinweise für die Herstellung von Pressverbänden

### 9.1 Allgemeingültige Hinweise

Die in der Zeichnung angegebenen Maße und Toleranzen sowie alle sonstigen speziellen Angaben sind während der Herstellung durch Kontrollen sicherzustellen. Aus Einzelkontrollen erstellte Prüfprotokolle ermöglichen die Paarung von zueinander passungsgünstig liegenden Fügeteilen, die zur Vermeidung von Verwechslungen gekennzeichnet sein müssen. Auf schmutz- und korrosionsfreie Fügeflächen ist zu achten. Die sicherheitstechnischen Bestimmungen sind einzuhalten.

### 9.2 Herstellen von Pressverbänden durch Einpressen

Vor dem Einpressen sind die Fügeflächen mit einer dünnen Ölschicht über die gesamte Fläche hinweg zu versehen. Die Verwendung von Additiven wie Molybdändisulfid ist nur zulässig, wenn dies in den Arbeitsunterlagen angegeben ist. Verkanten der Fügeteile beim Einpressen ist zu vermeiden. Der Stick-Slip-Effekt ist durch Ein- bzw. Auspressgeschwindigkeiten von etwa 50 mm/s und jeweils ausreichende Presskraftreserven (etwa 2,5fache Lösekraft) vermeidbar. Pressverbände sollten erst nach einer Ablagerungszeit von etwa 24 h beansprucht werden.

**DIN 7190-1:2017-02****Tabelle 7 — Querdehnzahl, Elastizitätsmodul, Längenausdehnungskoeffizient**

Werkstoffbezeichnung / -nummer nach DIN	Werkstoffbezeichnung / -nummer nach EN	Querdehnzahl $\mu$	Elastizitätsmodul N/mm <sup>2</sup>	Längenausdehnungskoeffizient $\alpha$ $10^{-6}$ °C	
				Erwärmen	Unterkühlen
MgAl8Znn / 3.5812	EN-MCMgAl8Zn1 / EN-MC21110	0,3	65 000 bis 75 000	23	18
AlMgSi / 3.2315	EN AW-Al Si1MgMn / EN AW-6082	0,34			
AlCuMg / 3.1325	EN AW-Al Cu4MgSi(A) / EN AW-2017A	0,33 bis 0,34			
GG-10 / 0.6010	EN-GJL-100 / 5.1100 <sup>a</sup>	0,24	70 000	10	8
GG-15 / 0.6015	EN-GJL-150 / 5.1200 <sup>a</sup>		80 000		
GG-20 / 0.6020	EN-GJL-200 / 5.1300 <sup>a</sup>	0,24 bis 0,26	105 000		
GG-25 / 0.6025	EN-GJL-250 / 5.1301 <sup>a</sup>		130 000		
GGG-50 / 0.7050	EN-GJS-500-7 / 5.3200	0,28 bis 0,29	> 140 000	10	8
Temperguss		0,25	90 000 bis 100 000	10	8
C-Stähle niedrig legiert		0,3 bis 0,31 0,31	200 000 bis 235 000	11	8,5
Ni-Stähle					
Bronze		0,35	80 000 bis 85 000	16	14
Rotguss		0,35 bis 0,36		17	15
CuZn39Pb3 / 2.0401	CuZn39Pb3 / CW614N	0,37		18	16
CuZn37 / 2.0321	CuZn37 / CW508L	0,36			

<sup>a</sup> nicht zugelassen für Anlagetechnik in Hütten- und Walzwerken.

**Tabelle 8 — Fügetemperaturen**

<b>Werkstoff des Außenteiles (Nabe)</b>	<b>Fügetemperatur °C max</b>
Baustahl niedriger Festigkeit	
Stahlguss	350
Gusseisen mit Kugelgraphit	
Stahl oder Stahlguss vergütet	300
Stahl randschichtgehärtet	250
Stahl Einsatzgehärtet oder hochvergüteter Baustahl	200

## 9.3 Herstellen von Pressverbänden durch Schrumpfen und/oder Dehnen

### 9.3.1 Allgemeines

Hilfsmittel sind vor Beginn auf absolute Funktionstüchtigkeit zu überprüfen. Transportgeräte (z. B. Krane), die eine Schnellsenkeinrichtung haben, sind zu bevorzugen. Durch Wärmeverlust beim Schrumpfen oder durch Wärmeaufnahme beim Dehnen verringert sich das Fügespiel. Zur Vermeidung eines vorzeitigen Festsetzens ist deshalb möglichst in einem zugluftfreien Raum zügig zu fügen. Auf eine möglichst vollkommene und gleichmäßige Erwärmung bzw. Unterkühlung ist grösster Wert zu legen.

### 9.3.2 Erwärmen des Außenteils

Örtliche Überhitzung sollte vermieden werden. In Tabelle 9 sind Anwärmmöglichkeiten und Hinweise gelistet. Teile, die die Anwärmtemperatur nicht vertragen, z. B. Radialwellendichtringe, sind vorübergehend zu demontieren. Die Abkühlung der gefügten Teile sollte möglichst gleichmäßig und langsam von statthen gehen (wärmedämmende Unterlagen und wenn möglich, den Verband abdecken).

### 9.3.3 Unterkühlen des Innenteils

Das Unterkühlen des Innenteils wird meist bei bereits fertigbearbeiteten Serien-(Teilen) angewendet. Auf extrem kurze Transportwege ist zu achten, wenn das Außenteil zusätzlich erwärmt wird. Kühlmittel ist in ausreichender Menge bereitzustellen. Die dabei einzukalkulierenden Verluste können niedriger angesetzt werden, wenn das Kühlmittelgefäß von gerade ausreichendem Fassungsvermögen ist, das Werkstück voll taucht, und wenn im selben Behälter die kleineren Teile zuletzt unterkühlt werden. In Tabelle 10 sind Mittel zum Unterkühlen und Hinweise gelistet.

**DIN 7190-1:2017-02****9.3.4 Hydraulisches Fügen und Lösen**

Druckerzeuger, Zuleitungen, Anschlussbohrungen und Verteilernuten müssen sauber, die Fügeflächen zudem unbeschädigt sein (keine Kratzer oder gar Riefen in der Längsrichtung). Es sind Druckerzeuger zu verwenden, mit denen die 2- bis 5fache errechnete Flächenpressung aufgebracht werden kann. Beim Fügen sind leichtere, beim Lösen schwerere Öle vorteilhaft; bei sehr hohen Drücken ist Glyzerin zu verwenden. Hydraulisch gefügte Verbände dürfen erst nach erfolgtem Ölfilmabbau (10 min bis 2 h) beansprucht werden.

Beim Lösen:

Dem Druckmittel kann vorsichtshalber ein Rostlöser beigegeben werden. Verbände mit kegeligen Fugen sind axial zu sichern. Bei durch die Aufweitung gefährdeten Teilen sind Kontrollen der Fugenpressung über (Schleppzeiger-) Überdruckmessgeräte erforderlich.

**Tabelle 9 — Anwärmmöglichkeit**

Anwärmmöglichkeit	Anwendung bei	Hinweise
Elektro-Heizplatten	(meist kleinen) Serienteilen	Erwärmung häufig unvollkommen, Gefahr örtlicher Überhitzung!
Elektro-Heizkerne	Hülsen und Nabens	erreichbare Fügetemperatur: bis $\approx 50$ °C
Ringbrenner	(meist sperrigen) Außenteilen, wenn Innenteil unterkühlt	häufig mehrere Brenner (Flächenerhitzer) gleichzeitig erforderlich. Gefahr von Verwerfung, Verzug und örtlicher Überhitzung
Bad-Erhitzung	Außenteilen, auf deren Fügeflächen beim Fügen Öl sein darf	natürliche organische Wärmeträger bis 300 °C; paraffin- bzw. silikonbasische Öle bis 400 °C
Heißluftöfen bzw. Heißluftkammern	Außenteilen, deren Fügeflächen trocken und frei von Oxidschichten sein müssen	üblich bis 400 °C Anwärmtemperatur; in besonderen Öfen bis 650 °C möglich
gasgeheizte Öfen	allen Außenteilen, deren Fügeflächen trocken sein müssen und bei denen haftbeirterhöhende Oxidschichten entweder gewollt oder aber ohne Bedeutung sind	durch besondere Vorkehrungen (verschließbarer Muffel oder Gas-Schutzflamme) kann eine übermäßige oxid- bzw. zunderähnliche Belagbildung auf den Fügeflächen vermieden werden
elektrisch geheizte Öfen		

**Tabelle 10 — Mittel zum Unterkühlen**

Mittel zum Unterkühlen	chemische Formel	Siedepunkt des Gases	Hinweise
Kohlensäure-Schnee oder Trockeneis	CO <sub>2</sub>	-78,4 °C	Fügeteil kühlt relativ langsam ab; schnellere Abkühlung bei Einsatz von Spiritus als Wärmeträger. Beigabe von Trichlorethylen verhindert Vereisen der Fügeteil-Oberflächen
verflüssigter Stickstoff	N <sub>2</sub>	-195,8 °C	Bei Einsatz in geschlossenen Räumen für gute Belüftung sorgen! Ansonsten keine besonderen Gefahren
Von der Verwendung verflüssigten Sauerstoffs oder verflüssigter Luft wird wegen großer Explosionsgefahr abgeraten.			

## 10 Besondere Hinweise

### 10.1 Nachweis der Gestaltfestigkeit

Bei Pressverbänden, die schwingende Torsions- und/oder Biegemomente übertragen, wird das Innenteil auf Dauerfestigkeit beansprucht. Es muss deshalb ein Gestaltfestigkeitsnachweis nach DIN 743-1 bis DIN 743-3, geführt werden.

### 10.2 Beanspruchung durch Fliehkraft

Wird ein Pressverband zusätzlich zu den durch das Fügen bedingten Spannungen durch Fliehkraft beansprucht, muss folgendes unter sicherheitstechnischen Aspekten beachtet werden. Durch die Fliehkraftbeanspruchung weiten sich Innen- und Außenteil in radialer Richtung aus. Dabei erfährt das Außenteil größere Dehnung als das Innenteil. Dies führt zu einer Verminderung des Fugendruckes  $p$  gegenüber Stillstand des Verbandes. Mit dem Fugendruck  $p$  sinkt aber auch der übertragbare Drehmoment und die übertragbare Axialkraft (vgl. Gleichungen (1) und (2)). Im Extremfall kann es durch vollständigen Verlust des Fugendruckes  $p$  zu einem Abheben des Außen- vom Innenteil kommen.

Die nachstehenden Ausführungen gelten unter folgenden Voraussetzungen:

- a) Das Innenteil ist voll ( $Q_I = 0$ ).
- b) Innen- und Außenteil weisen gleiche Elastizitätskonstanten auf ( $E_I = E_A = E$ ;  $\mu_I = \mu_A = \mu$ ). Ferner sind ihre Dichten gleich ( $\rho_I = \rho_A = \rho$ ).

ANMERKUNG       $\text{kg}/\text{dm}^3 \approx 10^{-9} \text{ Ns}^2/\text{mm}^4$

- c) Durch das Fügen und durch die Fliehkraft treten im Innen- und Außenteil ausschließlich elastische Beanspruchungen auf.

Damit die Voraussetzung c) erfüllt ist, muss das bezogene wirksame Übermaß  $\xi_w$  den folgenden Ungleichungen genügen [9]:

$$\xi_w \leq \frac{3 + \mu}{3 + \mu + (1 - \mu) Q_A^2} \frac{R_{eLA}}{E} \quad (54)$$

$$\xi_w \leq \frac{R_{eLI}}{Q_A^2 E} \quad (55)$$

Wenn der Pressverband mit der Drehzahl  $n$  rotiert, dann beträgt die Umfangsgeschwindigkeit  $u$  der Außenkontur des Außenteils

$$u = \pi n D_{Aa} \quad (56)$$

Der Fugendruck  $p_n$  bei Drehzahl  $n$  errechnet sich aus dem Fugendruck  $p$  im Stillstand nach

$$p_n = \left[ 1 - \left( \frac{u}{u_{ab}} \right)^2 \right] p \quad (57)$$

## DIN 7190-1:2017-02

Der Fugendruck  $p$  im Stillstand wird nach Gleichung (17) berechnet. Die Umfangsgeschwindigkeit  $u_{ab}$ , bei der das Außen- vom Innenteil abhebt, folgt aus

$$u_{ab} = 2 \sqrt{\frac{E \xi_w}{(3 + \mu)\rho}} \quad (58)$$

Sofern ein durch die Fliehkraft bedingter Abfall des Fugendrucks von höchstens 10 % gegenüber dem Stillstand eingehalten werden soll, muss die Umfangsgeschwindigkeit der Außenkontur des Außenteils der Bedingung genügen

$$u \leq 2 \sqrt{0,1} \sqrt{\frac{E \xi_w}{(3 + \mu)\rho}} = 0,632 \sqrt{\frac{E \xi_w}{(3 + \mu)\rho}} = 0,316 u_{ab} \quad (59)$$

Für rein-elastisch beanspruchte Pressverbände, welche nicht den Voraussetzungen a) und/oder b) genügen, sind Rechengänge in [9] angegeben. Für elastisch-plastisch beanspruchte Pressverbände wird auf [10] verwiesen.

Bei rein elastischer Auslegung ist darauf zu achten, dass bei maximaler Drehzahl des Pressverbandes ein für die Übertragung der Umfangs- und/oder Axialkraft ausreichender Fugendruck nach Gleichung (57) vorhanden ist. Auf jeden Fall muss ein ausreichender Sicherheitsabstand gegen diejenige Drehzahl eingehalten werden, bei der der Pressverband abhebt. Bei Abheben des Außenteils verliert der Pressverband nicht nur seine Funktion als reibschlüssige Verbindung, sondern es kann durch radiales Auswandern des Außenteils zu großen Unwuchten und einer Gefährdung der gesamten Baueinheit kommen.

### 10.3 Prüfbescheinigung

In Anwendungsfällen, bei denen beim Versagen eines Pressverbandes Unfälle mit Personenschäden nicht auszuschließen sind, müssen die vorgeschriebenen Prüfungen in Form einer Abnahmeprüfung erfolgen.

Das Abnahmeprüfzeugnis gehört zur Lieferung an den Besteller (Beispiel siehe Anhang C).

### 10.4 Kennzeichnung

Diese Kennzeichnung ist nur erforderlich, wenn eine Prüfbescheinigung nach 10.3 zu erstellen ist. Die Werkstückkennzeichnung muss mit den Angaben des Abnahmeprüfzeugnisses übereinstimmen.

Das Außenteil ist an der Stirnseite dauerhaft und gut sichtbar wie folgt zu kennzeichnen:

1. Zeile: Herstellerzeichen
2. Zeile: Hersteller-Auftrags-Nr., Zeichnungs-Nr., Pos.-Nr.
3. Zeile: Besteller-Teile-Nr. (nur bei Reserveteilen)

Weitere Anforderungen und Fertigungsvoraussetzungen:

Bei Pressverbänden, bei denen das Außenteil, z. B. als Bandage, Radreifen oder Zahnkranz ausgeführt ist, muss vom Hersteller im Bereich einer Fugenstirnfläche eine radiale Markierung neben der Kennzeichnung dauerhaft angebracht werden. Hierdurch soll bei Inspektion eine Verschiebung, z. B. Mikrowanderung eines Zahnkranzes, erkannt werden. Falls erforderlich ist ein Berechnungsnachweis zur Vermeidung von Mikrowanderung bei aufgeschrumpften Zahnkranzbandagen nach den Angaben in [12] und [17] zu führen.

Printed copies are uncontrolled  
Pressverbände müssen frei sein von Rissen und inneren Trennungen, die die Verwendbarkeit beeinträchtigen.

Während der Fertigung eines Pressverbandes muss sichergestellt sein, dass die technischen Anforderungen nach den Angaben auf den Fertigungszeichnungen eingehalten werden. Die bei der Berechnung getroffenen Festlegungen, z. B. Übermaße, Haftbeiwerte abhängig von Werkstoffpaarung, Schmierung und Fügung sowie eine gleichmäßige Fügetemperatur von Außenteil (Nabe, Zahnkranz, Bandage) und Innenteil (Welle) müssen bei Fertigung zuverlässig eingehalten werden.

Die zur Fertigung erforderlichen Einrichtungen, z. B. Anwärmmöglichkeit, Mittel zum Unterkühlen, Überprüfung der Fügetemperatur, Mess- und Prüfgeräte müssen nachweislich vorhanden sein [13], [14].

Der Hersteller muss sicherstellen, dass nur sachkundige Fachleute für die Ausführung und Sachverständige als Verantwortungsträger für die Prüfung und Fertigungsüberwachung von Pressverbänden zugelassen werden.

**DIN 7190-1:2017-02****Anhang A**  
(informativ)**Berechnungsbeispiele****A.1 Rein elastische Auslegung eines Pressverbandes bei gegebenem Fugendruck  $p$** Gegeben:  $D_F = 50 \text{ mm}$        $D_{ll} = 0$        $D_{aA} = 100 \text{ mm}$  $Rz_I = 6 \mu\text{m}$        $Rz_A = 6 \mu\text{m}$  $R_{eLI} = 200 \text{ N/mm}^2$        $R_{eLA} = 300 \text{ N/mm}^2$  $E_I = E_A = E = 215\,000 \text{ N/mm}^2$  $\mu_I = \mu_A = \mu = 0,3$  $p = 90 \text{ N/mm}^2$        $S_P = 1,1$ Gesucht: Erforderliches Übermaß  $U$ **Berechnete Größen**Nach Gleichungen (10) und (11):  $Q_A = \frac{50}{100} = 0,5$        $Q_I = 0$ Überprüfung von Gleichung (15):  $90 \text{ N/mm}^2 < \frac{1-0,5^2}{\sqrt{3} \cdot 1,1} \cdot 300 \text{ N/mm}^2 = 118,1 \text{ N/mm}^2$ 

Da die Forderung nach Gleichung (15) erfüllt ist, ist das Außenteil rein elastisch beansprucht.

Überprüfung von Gleichung (17):  $90 \text{ N/mm}^2 < \frac{2 \cdot 200}{\sqrt{3} \cdot 1,1} \text{ N/mm}^2 = 210 \text{ N/mm}^2$ 

Da die Forderung nach Gleichung (17) erfüllt ist, ist das volle Innenteil rein elastisch beansprucht.

Nach Gleichung (19):  $\xi_w = \frac{2}{1-0,5^2} \cdot \frac{90}{215\,000} = 1,116 \cdot 10^{-3}$ Nach Gleichung (12):  $U_w = 50 \cdot 1,116 \cdot 10^{-3} \text{ mm} = 55,8 \cdot 10^{-3} \text{ mm}$        $U_w = 56 \mu\text{m}$ Nach Gleichung (7):  $U = 56 \mu\text{m} + 0,4 \cdot (6 + 6) \mu\text{m} = 60,8 \mu\text{m}$        $U = 61 \mu\text{m}$ **A.2 Rein elastische Auslegung eines Pressverbandes bei gegebenem Übermaß  $U$** 

Geometrie- und Werkstoffdaten wie im Beispiel A.1

Gegeben:  $U = 75 \mu\text{m}$ **Berechnete Größen**Nach Gleichung (7):  $U_w = 75 \mu\text{m} - 0,4 \cdot (6 + 6) \mu\text{m} = 70,2 \mu\text{m} = 70 \mu\text{m}$ Nach Gleichung (12):  $\xi_w = \frac{70 \cdot 10^{-3}}{50} = 1,4 \cdot 10^{-3}$ Überprüfung von Gleichung (22):  $1,4 \cdot 10^{-3} < \frac{2 \cdot 300}{\sqrt{3} \cdot 1,1 \cdot 215\,000} = 1,465 \cdot 10^{-3}$ 

Da die Forderung nach Gleichung (22) erfüllt ist, ist das Außenteil rein elastisch beansprucht.

Überprüfung von Gleichung (23):  $1,4 \cdot 10^{-3} < \frac{4 \cdot 200}{\sqrt{3} \cdot (1-0,5^2) \cdot 1,1 \cdot 215\,000} = 2,6 \cdot 10^{-3}$ 

Da die Forderung nach Gleichung (23) erfüllt ist, ist das volle Innenteil rein elastisch beansprucht.

Nach Gleichung (25):  $p = \frac{1-0,5^2}{2} \cdot 215\,000 \cdot 1,4 \cdot 10^{-3} \text{ N/mm}^2 = 112,9 \text{ N/mm}^2$

### A.3 Rein elastische Auslegung eines Pressverbandes bei gegebenem Fugendruck $p$

Gegeben:  $D_{II} = 10 \text{ mm}$   $D_F = 50 \text{ mm}$   $D_{aA} = 125 \text{ mm}$   
 $Rz_I = 6 \mu\text{m}$   $Rz_A = 6 \mu\text{m}$   
 $R_{eLI} = 300 \text{ N/mm}^2$   $R_{eLA} = 150 \text{ N/mm}^2$   
 $E_I = 215\,000 \text{ N/mm}^2$   $E_A = 70\,000 \text{ N/mm}^2$   
 $\mu_I = \mu_A = \mu = 0,3$   
 $p = 50 \text{ N/mm}^2$   $S_p = 1,2$

Gesucht: Erforderliches Übermaß  $U$  bei rein elastischer Auslegung

#### Berechnete Größen

Nach Gleichungen (10) und (11):  $Q_A = \frac{50}{125} = 0,4$   $Q_I = \frac{10}{50} = 0,2$

Überprüfung von Gleichung (15):  $50 \text{ N/mm}^2 < \frac{1-0,4^2}{\sqrt{3} \cdot 1,2} \cdot 150 \text{ N/mm}^2 = 60,6 \text{ N/mm}^2$

Da die Forderung nach Gleichung (15) erfüllt ist, ist das Außenteil rein elastisch beansprucht.

Überprüfung von Gleichung (16):  $50 \text{ N/mm}^2 < \frac{1-0,2^2}{\sqrt{3} \cdot 1,2} \cdot 300 \text{ N/mm}^2 = 138,6 \text{ N/mm}^2$

Da die Forderung nach Gleichung (16) erfüllt ist, ist das Innenteil rein elastisch beansprucht.

Nach Gleichung (13):  $K = \frac{70\,000}{215\,000} \cdot \left( \frac{1+0,2^2}{1-0,2^2} - 0,3 \right) + \frac{1+0,4^2}{1-0,4^2} + 0,3 = 1,936$

Nach Gleichung (18):  $\xi_w = 1,936 \cdot \frac{50}{70\,000} = 1,383 \cdot 10^{-3}$

Nach Gleichung (12):  $U_w = 1,383 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \text{ mm} = 69,1 \cdot 10^{-3}$   $U_w = 69 \mu\text{m}$

Nach Gleichung (7):  $U = 69 \mu\text{m} + 0,4 \cdot (6 + 6) \mu\text{m} = 73,8 \mu\text{m}$   $U = 74 \mu\text{m}$

### A.4 Rein elastische Auslegung eines Pressverbandes bei gegebenem Übermaß $U$

Gegeben: Geometrie- und Werkstoffdaten wie im Beispiel A.3

$U = 65 \mu\text{m}$

Gesucht: Fugendruck  $p$  und Überprüfung auf rein elastische Auslegung

#### Berechnete Größen

Nach Gleichung (7):  $U_w = 65 \mu\text{m} - 0,4 \cdot (6 + 6) \mu\text{m} = 60,2 \mu\text{m}$

Nach Gleichung (12):  $\xi_w = \frac{60,2 \cdot 10^{-3}}{50} = 1,204 \cdot 10^{-3}$

Die Hilfsgröße  $K$  nach Gleichung (13) wird von Beispiel A.3 übernommen, da die Geometrie- und Werkstoffdaten unverändert sind.

Überprüfung von Gleichung (20):  $1,204 \cdot 10^{-3} < 1,936 \cdot \frac{1-0,4^2}{\sqrt{3} \cdot 1,2} \cdot \frac{150}{70\,000} = 1,676 \cdot 10^{-3}$

Da die Forderung nach Gleichung (20) erfüllt ist, ist das Außenteil rein elastisch beansprucht.

Überprüfung von Gleichung (21):  $1,204 \cdot 10^{-3} < 1,936 \cdot \frac{1-0,2^2}{\sqrt{3} \cdot 1,2} \cdot \frac{300}{70\,000} = 3,832 \cdot 10^{-3}$

Da die Forderung nach Gleichung (21) erfüllt ist, ist das Innenteil rein elastisch beansprucht.

Nach Gleichung (24):  $p = \frac{1,204 \cdot 10^{-3} \cdot 70\,000}{1,936} \text{ N/mm}^2 = 43,5 \text{ N/mm}^2$

**DIN 7190-1:2017-02****A.5 Elastisch-plastische Auslegung eines Pressverbandes bei gegebenem Fugendruck  $p$** 

$$\begin{array}{lll} \text{Gegeben: } & D_{\text{il}} = 0 \text{ mm} & D_F = 50 \text{ mm} \\ & Rz_I = 8 \mu\text{m} & Rz_A = 8 \mu\text{m} \\ & R_{eLI} = 400 \text{ N/mm}^2 & R_{eLA} = 300 \text{ N/mm}^2 \\ & E_I = E_A = E = 215\,000 \text{ N/mm}^2 & \\ & \mu_I = \mu_A = \mu = 0,3 & \\ & p = 220 \text{ N/mm}^2 & S_{PI} = 1,1 \quad S_{PA} = 1,25 \end{array}$$

Gesucht: Erforderliches Übermaß  $U$  bei elastisch-plastischer Auslegung

**Berechnete Größen**

Nach Gleichungen (10) und (11):  $Q_A = \frac{50}{100} = 0,5 \quad Q_I = 0$

Berechnung des Grenzfugendruckes  $p_{PA}$  nach Gleichung (28):

Für  $Q_A = 0,5 > 0,368$  gilt:  $p_{PA} = -2 \cdot 300 \cdot \ln 0,5/\sqrt{3} \text{ N/mm}^2 = 240,2 \text{ N/mm}^2$

aber  $220 \text{ N/mm}^2 > \frac{240,2}{1,25} \text{ N/mm}^2 = 192,2 \text{ N/mm}^2$

Das Außenteil weist unzureichende Sicherheit gegen vollplastische Beanspruchung auf.

Falls nur ein Werkstoff mit  $R_{eLA} = 300 \text{ N/mm}^2$  zur Verfügung steht, ist eine Auslegung mit  $p = 220 \text{ N/mm}^2$  wegen unzureichender Sicherheit gegen vollplastische Beanspruchung des Außenteils nicht zulässig.

Abhilfe: Wahl des Werkstoffes mit  $R_{eLA} = 400 \text{ N/mm}^2$

Erneute Berechnung des Grenzfugendruckes  $p_{PA}$  nach Gleichung (28):

$$p_{PA} = -2 \cdot 400 \cdot \ln 0,5/\sqrt{3} \text{ N/mm}^2 = 320,2 \text{ N/mm}^2$$

Überprüfung von Gleichung (26):  $(1 - 0,5^2) \cdot 400/\sqrt{3} \text{ N/mm}^2 = 173,2 \text{ N/mm}^2 < 220 \text{ N/mm}^2$

und  $220 \text{ N/mm}^2 < \frac{320,2}{1,25} \text{ N/mm}^2 = 256,2 \text{ N/mm}^2$

Da die Forderung nach Gleichung (26) erfüllt ist, ist das Außenteil elastisch-plastisch beansprucht mit ausreichender Sicherheit gegen den vollplastischen Zustand.

Berechnung des Grenzfugendruckes  $p_{PI}$  nach Gleichung (30):

$$p_{PI} = 2 \cdot 400/\sqrt{3} \text{ N/mm}^2 = 462,0 \text{ N/mm}^2$$

Überprüfung von Gleichung (29):  $220 \text{ N/mm}^2 < \frac{462,0}{1,1} \text{ N/mm}^2 = 420,0 \text{ N/mm}^2$

Da die Forderung nach Gleichung (29) erfüllt ist, ist das Innenteil rein elastisch beansprucht. Bestimmung des bezogenen Plastizitätsdurchmessers  $\zeta$  (siehe Anhang B).

**Tabelle A.1 — Iterationsschritte für Plastizitätsdurchmesser  $\zeta$**

$j$	$\zeta_j$	$\zeta_{j+1}$	$ \zeta_{j+1} - \zeta_j $
1	1	1,135 1	0,135 1
2	1,135 1	1,152 9	0,017 8
3	1,152 9	1,153 2	0,000 3

Für weitere Rechnung:

$$\zeta = 1,153$$

Nach Gleichung (34):

$$\xi_w = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot 1,153^2 \cdot \frac{400}{215\,000} = 2,858 \cdot 10^{-3}$$

Nach Gleichung (12):

$$U_w = 50 \cdot 2,858 \cdot 10^{-3} \text{ mm} = 0,1429 \text{ mm}$$

$$U_w = 143 \mu\text{m}$$

Nach Gleichung (7):

$$U = 143 \mu\text{m} + 0,4 \cdot (8 + 8) \mu\text{m} = 149,4 \mu\text{m}$$

$$U = 150 \mu\text{m}$$

Überprüfung des Anteils der plastischen Ringzone am Gesamtquerschnitt.

Nach Gleichung (35):

$$\frac{q_{PA}}{q_A} = \frac{(1,153^2 - 1) \cdot 0,5^2}{1 - 0,5^2} = 0,110 < 0,30$$

Die plastische Ringzone des Außenteils beträgt 0,11 vom Gesamtquerschnitt des Außenteils und ist zulässig.

## A.6 Nachrechnung eines elastisch-plastischen Pressverbandes bei vorgegebenem Übermaß $U$

Gegeben: Geometrie- und Werkstoffdaten wie im Beispiel A.5

aber  $R_{eLA} = 400 \text{ N/mm}^2$   $U = 190 \mu\text{m}$

Gesucht: Fugendruck  $p$

Nach Gleichung (7):  $U_w = 190 \mu\text{m} - 0,4 \cdot (8 + 8) \mu\text{m} = 183,6 \mu\text{m}$   $U_w = 184 \mu\text{m}$

Nach Gleichung (12):  $\xi_w = \frac{184 \cdot 10^{-3}}{50} = 3,68 \cdot 10^{-3}$

Die Prüfbedingung nach Gleichung (36) ist nicht erfüllt:

$$(1 - 0,5^2) \cdot \frac{400}{2} \text{ N/mm}^2 = 150 \text{ N/mm}^2 < 400 \text{ N/mm}^2$$

Es ist deshalb eine elastisch-plastische Auslegung des Pressverbandes möglich, da das Außenteil bei einem Fugendruck vom rein elastischen in den elastisch-plastischen Zustand übergeht, der kleiner ist als der Grenzfugendruck der vollplastischen Beanspruchung des Außenteils.

Ermittlung des zulässigen dimensionslosen Plastizitätsdurchmessers  $\zeta_{zul}$ :

Aus Beispiel 5 werden die Werte  $p_{PI} = 462,0 \text{ N/mm}^2$  und  $p_{PA} = 320,2 \text{ N/mm}^2$  übernommen.

Dann gilt Fall 2:  $\frac{320,2}{1,25} \text{ N/mm}^2 = 256,2 \text{ N/mm}^2 < \frac{462,0}{1,1} \text{ N/mm}^2 = 420 \text{ N/mm}^2$

Nach Gleichung (40):  $p = \frac{320,2}{1,25} \text{ N/mm}^2 = 256,2 \text{ N/mm}^2$

Mit diesem Wert ist die transzendente Gleichung (32) mit Hilfe des im Anhang B angegebenen Algorithmus zu lösen.

**Tabelle A.2 — Iterationsschritte für Plastizitätsdurchmesser  $\zeta$**

$j$	$\zeta_j$	$\zeta_{j+1}$	$ \zeta_{j+1} - \zeta_j $
1	1	1,239 6	0,239 6
2	1,239 6	1,303 9	0,064 3
3	1,303 9	1,308 1	0,004 2
4	1,308 1	1,308 1	0

**DIN 7190-1:2017-02**

Für weitere Rechnung:  $\zeta_{\text{zul}} = 1,308$

Überprüfung von Gleichung (41):

$$\frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \frac{400}{215\,000} = 2,149 \cdot 10^{-3} < 3,68 \cdot 10^{-3} < \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot 1,308^2 \cdot \frac{400}{215\,000} = 3,68 \cdot 10^{-3}$$

Das Außenteil ist bis zur Grenze des vollplastischen Zustandes elastisch-plastisch beansprucht.

Nach Gleichung (42):  $\zeta = 0,931 \cdot \sqrt{\frac{3,68 \cdot 10^{-3} \cdot 215\,000}{400}} = 1,309$

Nach Gleichung (43):  $p = \frac{400}{\sqrt{3}} \cdot [1 + 2 \cdot \ln 1,309 - (0,5 \cdot 1,309)^2] \text{ N/mm}^2 = 256,4 \text{ N/mm}^2$

Nach Gleichung (35):  $\frac{q_{\text{PA}}}{q_A} = \frac{(1,309^2 - 1) \cdot 0,5^2}{1 - 0,5^2} = 0,237$

Die plastische Ringzone beträgt 0,237 vom Gesamtquerschnitt des Außenteils und ist zulässig.

**A.7 Geometrie- und Werkstoffdaten wie im Beispiel A.1**

$$\rho_I = \rho_A = 7,85 \text{ kg/dm}^3 = 7,85 \cdot 10^{-9} \text{ Ns}^2/\text{mm}^4$$

$$n = 10\,000 \text{ 1/min} = 166,7 \text{ 1/s}$$

Überprüfung auf Fliehkrafteinfluss.

Voraussetzungen a) und b) nach 10.2 sind erfüllt.

Überprüfung der Gültigkeit von Voraussetzung c):

Aus Beispiel A.1 übernommen:  $\xi_w = 1,116 \cdot 10^{-3}$

Aus Gleichung (54):

$$\frac{3+\mu}{3+\mu+(1-\mu)Q_A^2} \frac{R_{\text{elA}}}{E} = \frac{3+0,3}{3+0,3+(1-0,3) \cdot 0,5^2} \cdot \frac{300}{215\,000} = 1,325 \cdot 10^{-3} \quad \frac{R_{\text{elI}}}{Q_A^2 E} = \frac{200}{0,5^2 \cdot 215\,000} = 3,721 \cdot 10^{-3}$$

Die Bedingung (54) ist erfüllt und damit auch die Voraussetzung c).

Aus Gleichung (58) folgt:  $u_{ab} = 2 \cdot \sqrt{\frac{215\,000 \cdot 1,116 \cdot 10^{-3}}{(3+0,3) \cdot 7,85 \cdot 10^{-9}}} \text{ mm} = 192,5 \cdot 10^3 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 192,5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Aus Gleichung (56) folgt:  $u = \pi \cdot 166,7 \cdot 100 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 52,4 \cdot 10^3 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 52,4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Die Bedingung (59) ist erfüllt:  $u = 52,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} < 0,316 \cdot 192,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} = 60,8 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Auf welchen Wert fällt der Fugendruck  $p = 90 \text{ N/mm}^2$  bei einer Drehzahl von 20 000 1/min ab?

Aus Gleichung (56) folgt:  $u = \pi \cdot \frac{20\,000}{60} \cdot 100 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 104,70 \cdot 10^3 \frac{\text{mm}}{\text{s}} = 104,7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Aus Gleichung (57) folgt:  $p_n = \left[ 1 - \left( \frac{104,7}{192,5} \right)^2 \right] \cdot 90 \text{ N/mm}^2 = 63,4 \text{ N/mm}^2$

## Anhang B (informativ)

### Verfahren zur iterativen Berechnung des dimensionslosen Plastizitätsdurchmessers $\zeta$

Die Iterationsvorschrift lautet:

$$\zeta_{j+1} = \zeta_j \left\{ 1 - \frac{2\ln\zeta_j - (Q_A\zeta_j)^2 + 1 - 1,732p/R_{eLA}}{2[1 - (Q_A\zeta_j)^2]} \right\}$$

Als Startwert wird gesetzt:  $\zeta_1 = 1$

Die Iteration wird abgebrochen, wenn die Bedingung

$$|\zeta_{j+1} - \zeta_j| < 0,001$$

erfüllt ist.

Der berechnete bezogene Plastizitätsdurchmesser  $\zeta = \zeta_{j+1}$  muss im Bereich  $1 \leq \zeta \leq 1/Q_A$  liegen.

**DIN 7190-1:2017-02****Anhang C**  
(informativ)**Beispiel Abnahmeprüfzeugnis**

Dem Anwender dieses Formblattes ist es unbeschadet der Rechte des DIN an der Gesamtheit des Dokumentes die Vervielfältigung des Formblattes gestattet.

<b>Abnahmeprüfzeugnis</b> Zusammenfassung für Pressverbände			Teile-Nr.			
Besteller:			Zeugnis-Nr.			
Bestell-Nr nach Angabe des Bestellers:			Blatt: von			
Hersteller:			Werkstückkennzeichnung 1)			
Hersteller-Liefer-Nr.:			1. Zeile			
<b>Außenteil</b>	Besteller	Hersteller	2. Zeile			
	Zeichnungs-Nr.:		3. Zeile			
	Blatt- u. Pos.-Nr.:		Anlagen-Nr.			
	Benennung der Werkstücke:					
	Werkstoff:					
<b>Innenteil</b>	Besteller	Hersteller				
	Zeichnungs-Nr.:					
	Blatt- u. Pos.-Nr.:					
	Anzahl der Werkstücke:					
Benennung der Werkstücke: _____		Werkstoff: _____				
<b>1 Maßprüfung</b>						
Fugendurchmesser	Nennmaß	Toleranzfeld	Grenz-abmaße	Istmaß bezogen auf linken Fugenrand      Fugenmitte      rechten Fugenrand		
Außenteil (Bohrung) Einheitsbohrung						
Innenteil (Welle)						
<b>2 Oberflächenbeschaffenheit</b> (Zeichnungseintragung nach DIN EN ISO 1302)						
Arithm. Mittenrauwert $R_a$ der Fügeflächen	Nennwert	Istwert	Bemerkung			
Außenteil (Bohrung)						
Innenteil (Welle)						
<b>3 Zylinderformtoleranz</b> (Zeichnungseintragung nach DIN EN ISO 1101)						
Zylinderformtoleranz	Nennwert		Istwert	Bemerkung		
Außenteil						
Innenteil						
1) Das Nabenteil ist an der Stirnseite dauerhaft und gut sichtbar gekennzeichnet:						
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Zeile: Herstellerzeichen</li> <li>2. Zeile: Herstellerauftrags-Nr., Zeichnungs-Nr., Pos.-Nr</li> <li>3. Zeile: Besteller-Teile-Nr. (nur bei Reserveteilen)</li> </ol>						

<b>4 Fügetemperatur</b>			
Fügetemperatur	°C Höchstwert	°C Istwert	Bemerkung
Außenteil			
Innenteil			
<b>5 Prüfung auf innere Trennung und Oberflächenrisse am Außenteil nach dem Schrumpfen</b>			
Prüfverfahren: _____ Prüfergebnis: <i>Frei von Rissen und inneren Trennungen, die die Verwendbarkeit beeinträchtigen können.</i>			
Bemerkungen: _____ _____ _____ _____ _____ _____ _____			
Verantwortlich Prüfung 1 bis 4 durchgeführt		Verantwortlich Prüfung 5 durchgeführt	
(Ort)	, den _____ (Datum)	(Ort)	, den _____ (Datum)
(Unterschrift) (Firmenstempel, Prüfbetrieb)		(Unterschrift) (Firmenstempel, Prüfbetrieb)	

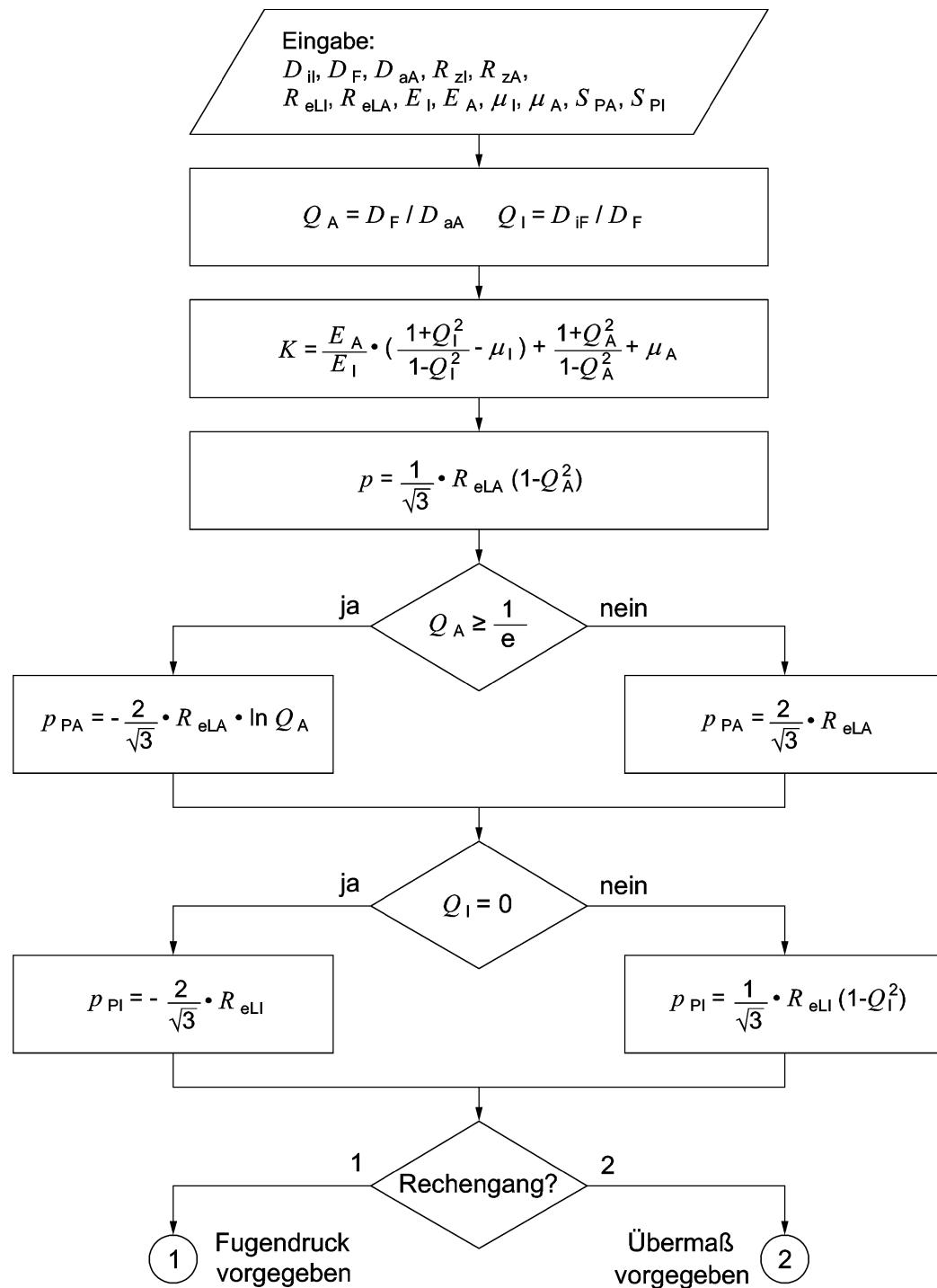
**DIN 7190-1:2017-02****Anhang D**  
(informativ)**Erläuterungen**

Die elastisch-plastische Auslegung von Pressverbänden wurde in der Vergangenheit wenig genutzt. Sie bietet aber, wie Kollmann in [2] zeigt, erhebliche wirtschaftliche Vorteile, da der Fugendruck gegenüber der rein elastischen Dimensionierung besonders bei dickwandigen Naben nahezu verdoppelt werden kann.

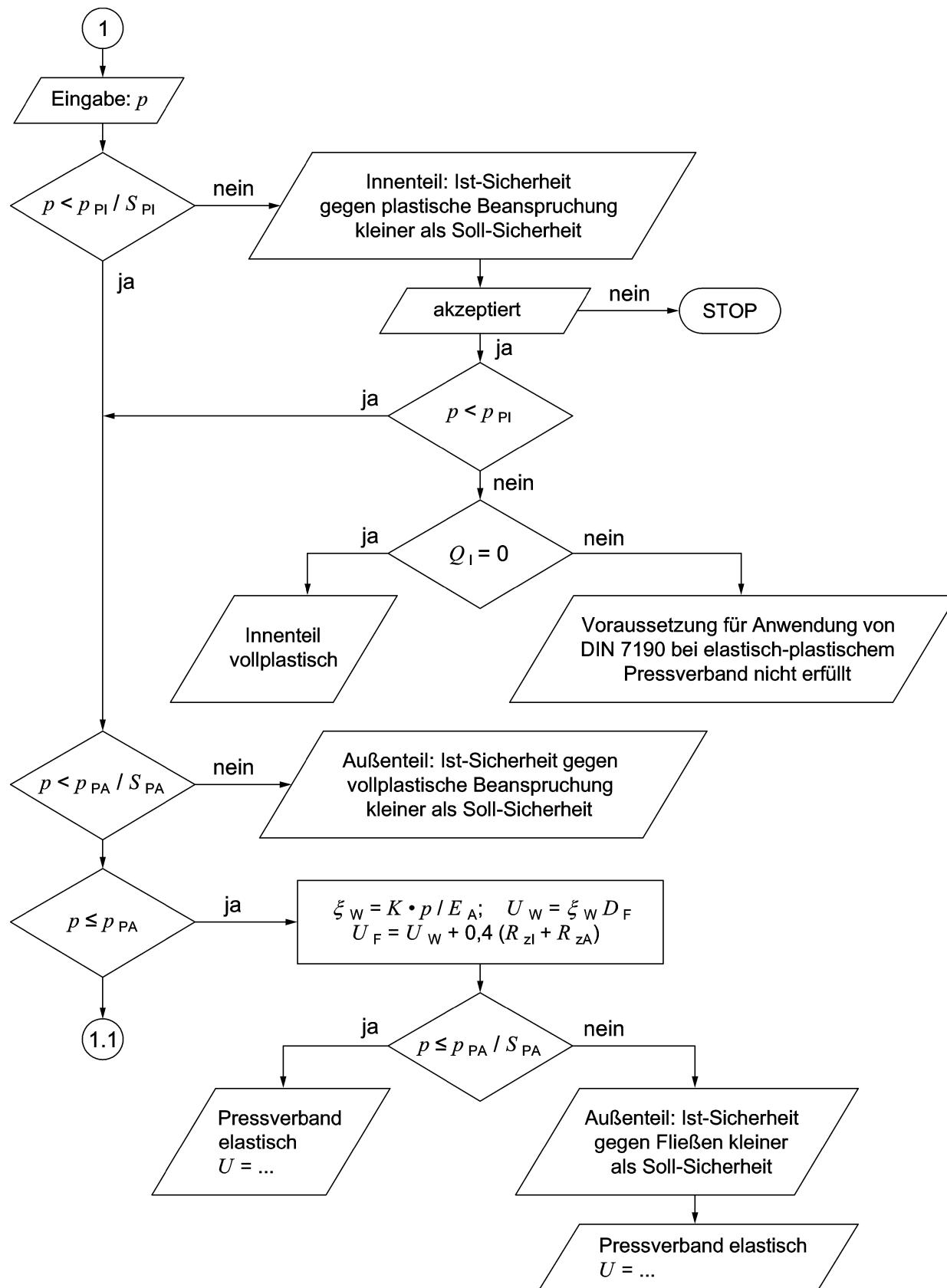
In dieser Norm wird das in der Ausgabe Juli 1988 eingeführte Rechenverfahren nach Kollmann [4] und Kollmann und Önoz [3] beibehalten, welches auf der Schubspannungshypothese (modifizierte Fließbedingung nach Tresca) beruht. Die Abweichungen zu der bei der Wellenauslegung häufig genutzten Gestaltänderungshypothese (Fließbedingung nach von Mises) sind geringer als die Streuungen bei der Streckgrenze  $R_e$  bzw.  $R_{p0,2}$ . Demnach können auch Berechnungsprogramme, denen die Gestaltänderungshypothese zugrunde liegt, zur elastisch-plastischen Auslegung von Pressverbänden ebenfalls genutzt werden.

Das Verfahren von Kollmann und Önoz [3] bietet den Vorteil, dass damit auch der Einfluss der Fliehkraft bei rotierenden, elastisch-plastisch beanspruchten Pressverbänden erfasst werden kann [10]. Die Theorie von Lundberg [11] bietet dafür keinen Lösungsansatz. Abschnitt D dieser Norm enthält zur Erleichterung des Rechenablaufs Flussdiagramme.

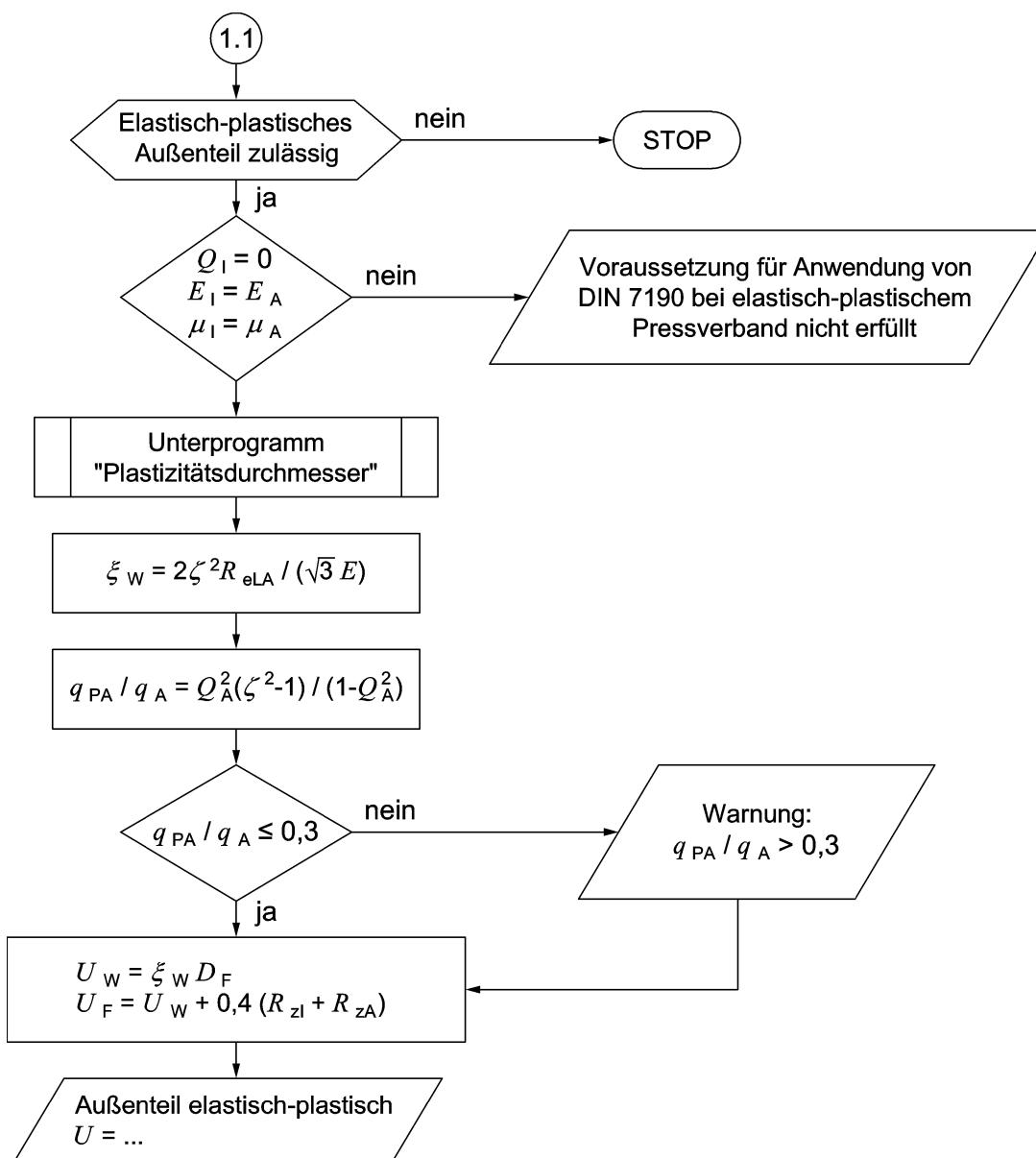
In diese Norm ist als Anhang C ein Formblatt für eine Prüfbescheinigung aufgenommen worden. Damit soll der Dokumentationspflicht in sicherheitsrelevanten Anwendungsfällen von Pressverbänden Genüge getan werden.



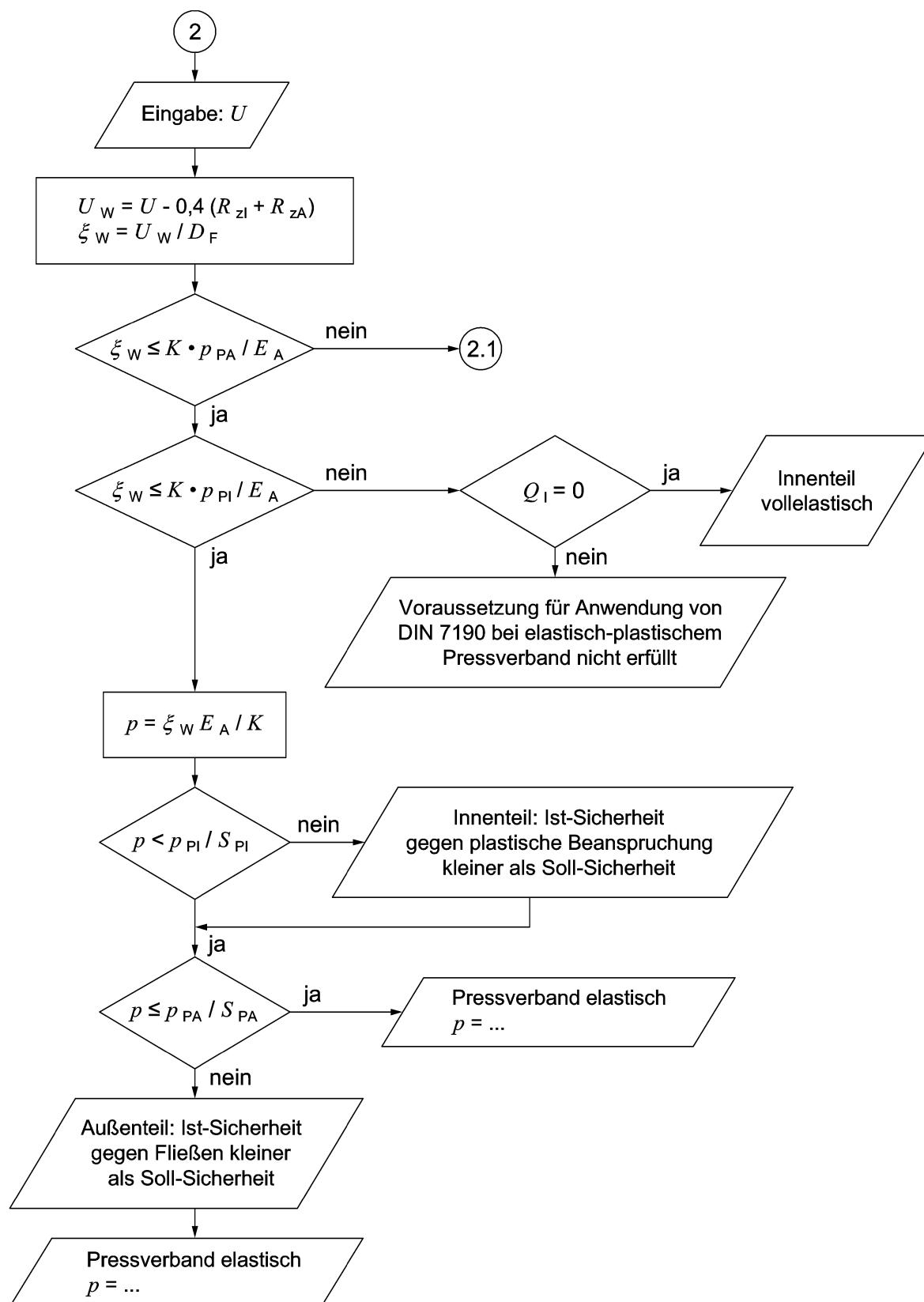
**Bild D.1 — Flussdiagramm zur Berechnung der elastischen und elastisch-plastischen Beanspruchbarkeit von Pressverbänden: Hauptprogramm Teil 1 von 6**

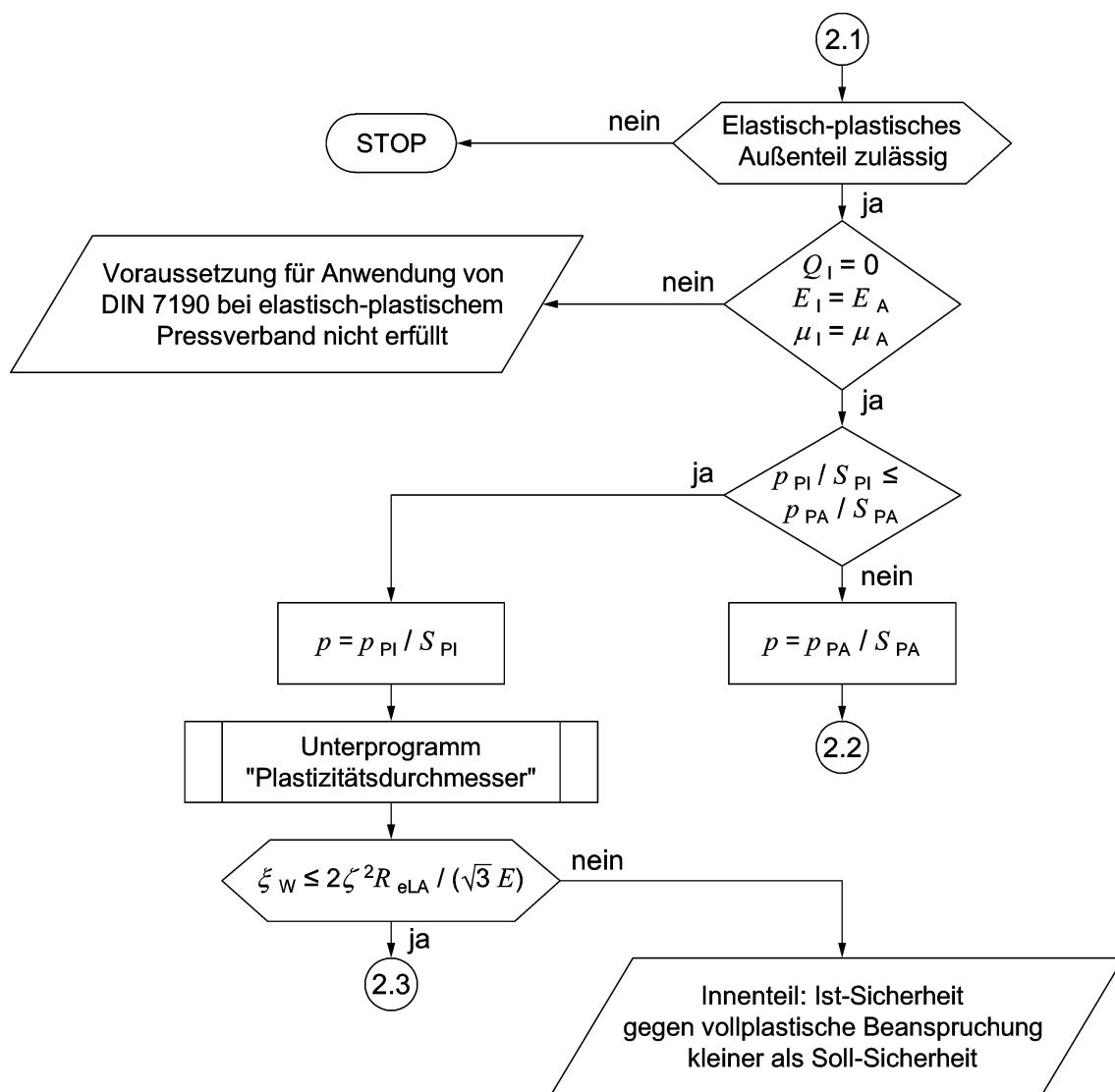
**DIN 7190-1:2017-02**

**Bild D.2 — Flussdiagramm zur Berechnung der elastischen und elastisch-plastischen Beanspruchbarkeit von Pressverbänden: Hauptprogramm Teil 2 von 6**

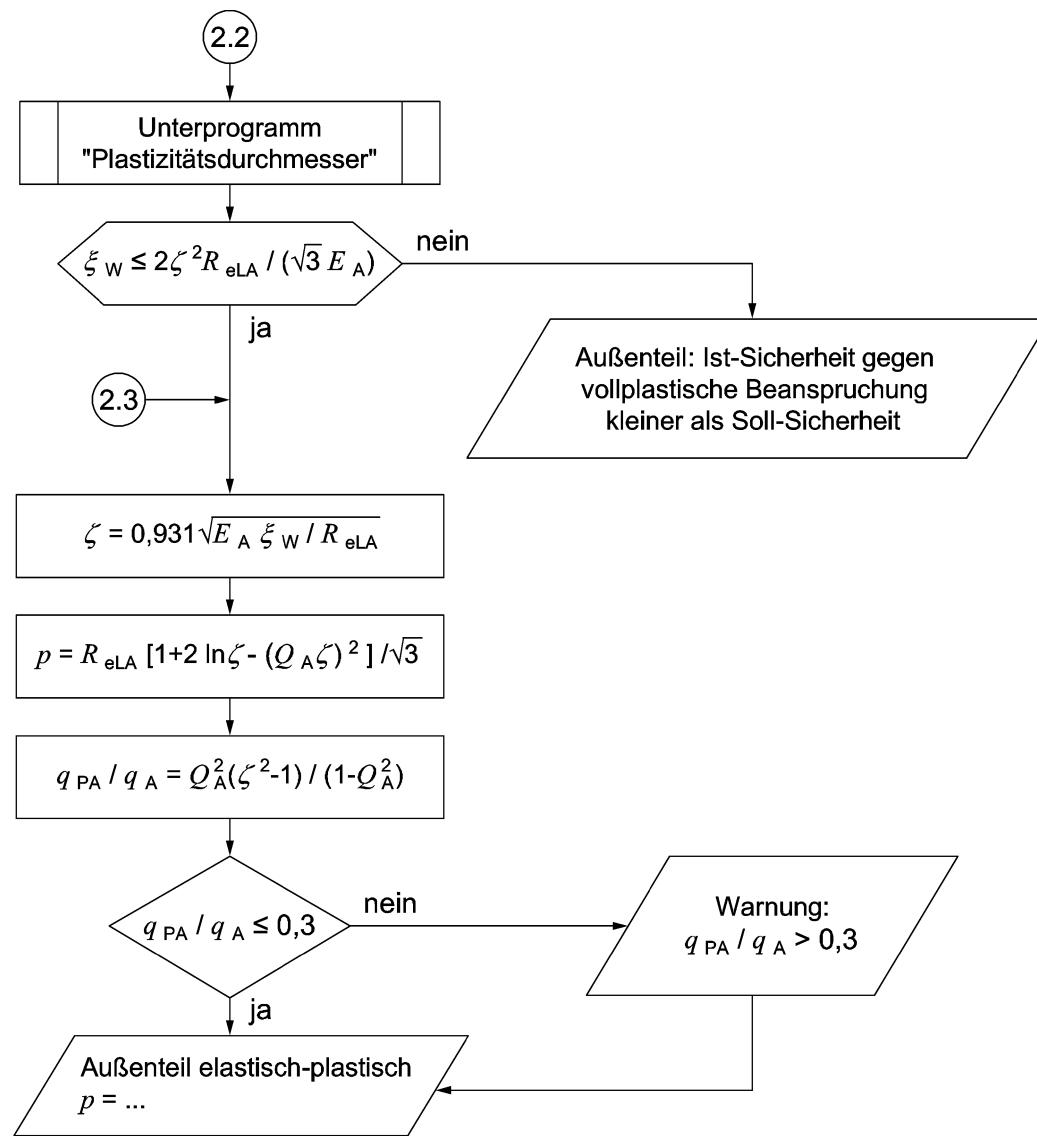


**Bild D.3 — Flussdiagramm zur Berechnung der elastischen und elastisch-plastischen Beanspruchbarkeit von Pressverbänden: Hauptprogramm Teil 3 von 6**

**DIN 7190-1:2017-02**

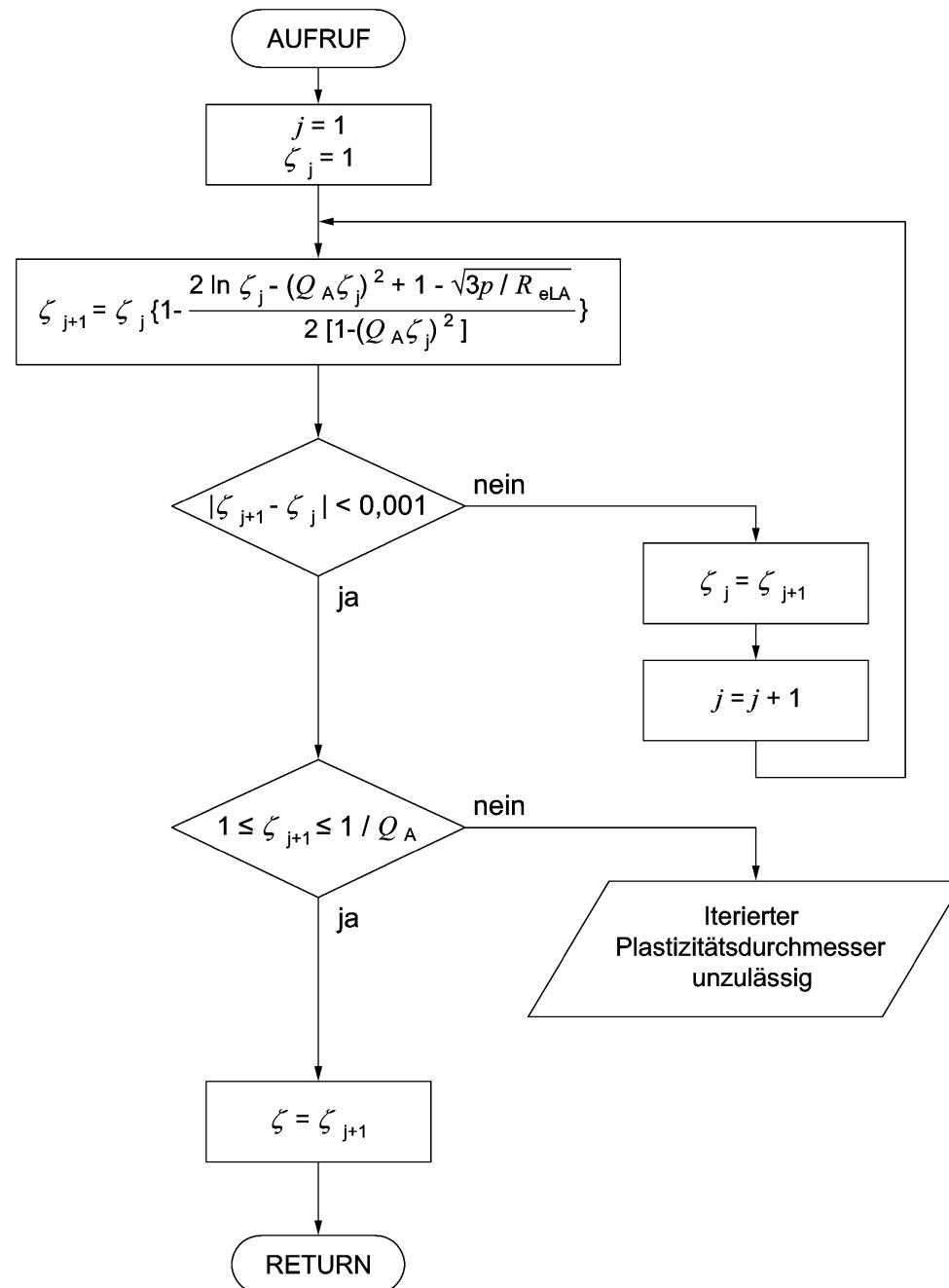


**Bild D.5 — Flussdiagramm zur Berechnung der elastischen und elastisch-plastischen Beanspruchbarkeit von Pressverbänden: Hauptprogramm Teil 5 von 6**

**DIN 7190-1:2017-02**

**Bild D.6 — Flussdiagramm zur Berechnung der elastischen und elastisch-plastischen Beanspruchbarkeit von Pressverbänden: Hauptprogramm Teil 6 von 6**

Vom Hauptprogramm zu übergebende Parameter:  $p, Q_A, R_{eLA}$   
 An das Hauptprogramm zu übergebender Parameter:  $\zeta$



**Bild D.7 — Flussdiagramm zur Berechnung der elastischen und elastisch-plastischen Beanspruchbarkeit von Pressverbänden: Unterprogramm zur Berechnung des Plastizitätsdurchmessers für vorgegebenen Fugendruck  $p$**

**DIN 7190-1:2017-02****Literaturhinweise**

- [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.; Önöz, 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 Verformungsreich*. 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)
- [18] Leidich, E.: *Mikroschlupf und Dauerfestigkeit bei Pressverbänden*. Antriebstechnik 27(1988), Nr. 3, S. 53 – 58
- [19] Bruzek, B.; Leidich, E.: *Gestaltfestigkeit von Pressverbindungen*. FKM-Abschlussbericht Heft 305, 2009

- [20] Leidich, E; Bruzek, B.; Hofmann, S.: *Gestaltfestigkeit von Pressverbindungen II. FKM-Abschlussbericht Heft 320, 2013*
- [21] Leidich, E; Lätzer, M.: *Berechnungsmodell für Klemmverbindungen mit Außenspannung, ant Journal 1/2014, Vereinigte Fachverlage, S.8-13*
- [22] Leidich, E. et al.: *Gestaltung und Ermittlung charakterisierender Kennwerte von reibschlussoptimierten Oberflächen. FVV-Abschlussbericht, Heft 1076, 2015*