

Fügen von Kunststoffen

Grundlagen, Verfahren, Anwendung (Print-on-Demand)

Bearbeitet von
Helmut Potente

1. Auflage 2004. Buch. XII, 348 S. Hardcover

ISBN 978 3 446 22755 2

Format (B x L): 17,3 x 24,4 cm

Gewicht: 770 g

[Weitere Fachgebiete > Technik > Werkstoffkunde, Mechanische Technologie > Materialwissenschaft: Polymerwerkstoffe](#)

Zu [Inhaltsverzeichnis](#)

schnell und portofrei erhältlich bei

The logo for beck-shop.de features the text 'beck-shop.de' in a bold, red, sans-serif font. Above the 'i' in 'shop' are three red dots of increasing size. Below the main text, the words 'DIE FACHBUCHHANDLUNG' are written in a smaller, red, all-caps, sans-serif font.

beck-shop.de
DIE FACHBUCHHANDLUNG

Die Online-Fachbuchhandlung beck-shop.de ist spezialisiert auf Fachbücher, insbesondere Recht, Steuern und Wirtschaft. Im Sortiment finden Sie alle Medien (Bücher, Zeitschriften, CDs, eBooks, etc.) aller Verlage. Ergänzt wird das Programm durch Services wie Neuerscheinungsdienst oder Zusammenstellungen von Büchern zu Sonderpreisen. Der Shop führt mehr als 8 Millionen Produkte.

7 Mechanische Verbindungen

7.1 Schnappverbindungen

7.1.1 Einleitung

Schnappverbindungen sind formschlüssige Verbindungen mit vielfältigen Gestaltungsmöglichkeiten. Gemeinsam ist allen Schnappverbindungen, dass eine vorstehende Stelle eines Teils, z.B. ein Haken oder ein Wulst, bei der Montage kurzfristig ausgelenkt wird und in eine Vertiefung (Hinterschnitt) des Verbindungspartners einrastet. Je nach Gestaltung der Verbindungspartner ist die Verbindung lösbar oder unlösbar. Unlösbare Verbindungen können Dauerlasten auch bei höheren Temperaturen aufnehmen. Im unbelasteten Zustand unterliegt die Verbindung nur geringen Spannungen. Sie ist daher in der Regel nicht dicht. Für dichte Verbindungen sind Dichtelemente erforderlich.

Nach dem Prinzip der Schnappverbindung funktionieren auch spezielle Verbindungselemente wie Schnappnieten, Klammern und Clipse. Aufgrund der einfachen Montage ist die Schnappverbindung eine der kostengünstigsten Verbindungsmöglichkeiten.

7.1.2 Grundformen der Schnappverbindungen

Die mit einem Hinterschnitt versehenen Bauelemente können zylindrisch, kugelig oder hakenförmig sein. Dementsprechend wird unterschieden zwischen:

- federnden Haken (Schnapphaken) (Bild 7.1),
- zylindrischen Schnappverbindungen (Bild 7.1),
- Schnappverbindungen mit kugeligen Überdeckungsflächen (Bild 7.1),
- Torsionsschnappverbindungen (Bild 7.2).

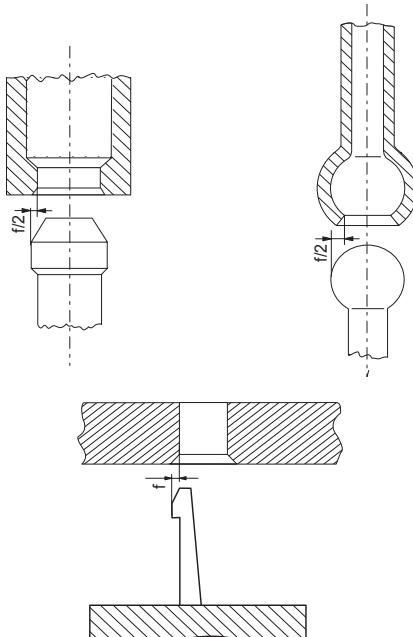


Bild 7.1: Schnappverbindungen

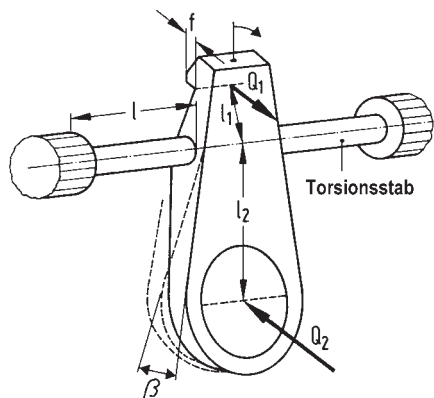


Bild 7.2: Schnapparm mit Torsionsstab [3]

Federnde Haken werden vorwiegend auf Biegung beansprucht. Bei Ringschnappverbindungen und Verbindungen mit kugeligen Überdeckungen liegt Rotationssymmetrie vor, wobei die Beanspruchung mehrachsig ist. Torsionsverbindungen werden auf Scherung beansprucht.

Bei der Gestaltung von Schnappverbindungen sind folgende Punkte zu beachten:

- mechanische Beanspruchung beim Fügevorgang,
- Kraftaufwand bei der Montage (Fügevorgang),
- Belastbarkeit.

Entsprechende Literatur ist unter [1 bis 6] zu finden.

7.1.3 Berechnungsgrundlagen

7.1.3.1 Fügekraft

Bei der Montage treten eine Fügekraft F und eine Querkraft Q auf (Bild 7.3). Aus dem dargestellten Kräftegleichgewicht erhält man für die Fügekraft:

$$F = Q \tan(\alpha + \rho) \quad (7.1)$$

Mit

$$\frac{N}{R} = \tan \rho = \mu \quad (7.2)$$

ergibt sich dann:

$$F = Q \frac{\mu + \tan \alpha}{1 - \mu \tan \alpha} = Q \eta \quad (7.3)$$

In dieser Gleichung ist die Querkraft Q unbekannt.

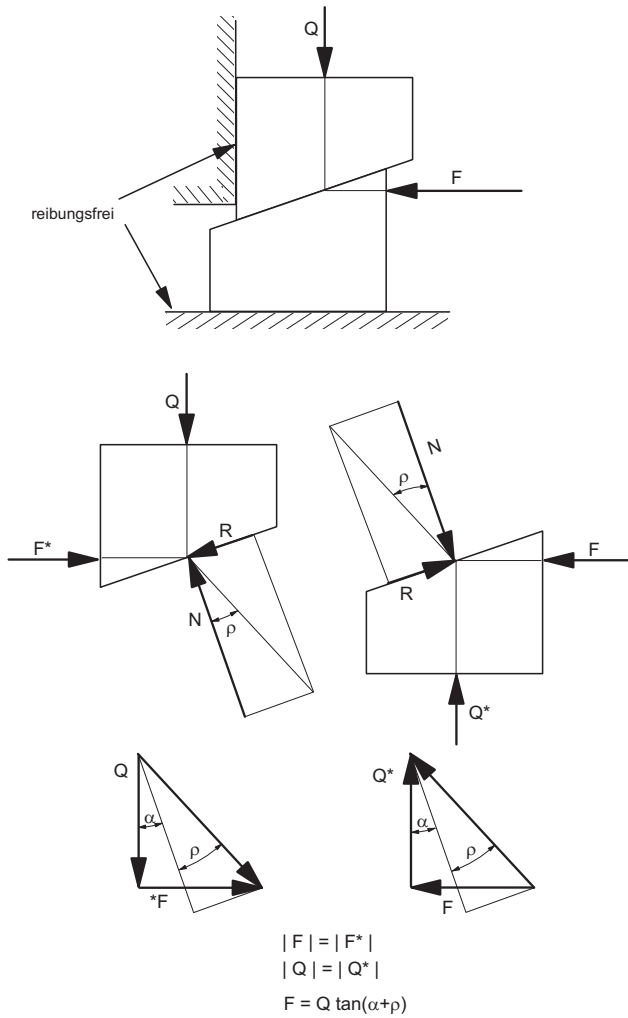


Bild 7.3: Kräftegleichgewicht beim Fügen einer Schnappverbindung

7.1.3.2 Querkraft

Federnde Haken

Für die Durchbiegung f (Bild 7.1) des federnden Hakens (Bild 7.4) gilt:

$$f = \frac{Q \cdot l^3}{3E_S J} \quad (7.4)$$

mit dem Flächenträgheitsmoment

$$J = \frac{bh^3}{12} \quad (7.5)$$

und dem Sekantenmodul E_S . Durch Umstellen erhält man:

$$Q = \frac{3E_S J}{l^3} f \quad (7.6)$$

Für f gilt nach Bild 7.5:

$$f = L_1 - L_2 \quad (7.7)$$

Die Durchbiegung f wird durch die zulässige Dehnung ϵ_{zul} festgelegt. Mit der Spannung

$$\sigma = \frac{Q \cdot l}{W} \quad (7.8)$$

und dem Widerstandsmoment

$$W = \frac{2J}{h} \quad (7.9)$$

erhält man für die Querkraft:

$$Q = \frac{2\sigma J}{hl} \quad (7.10)$$

und damit für die Durchbiegung über Gl. (7.6):

$$f = \frac{2}{3} \frac{l^2}{h} \epsilon \quad (7.11)$$

wobei für ϵ gilt:

$$\epsilon \leq \epsilon_{zul} \quad (1.12)$$

Für die maximale Auslenkkraft Q_{\max} erhält man dann:

$$Q_{\max} = \frac{E_S W}{l} \epsilon_{zul} \quad (7.13)$$

Widerstandsmoment und Durchbiegungen sind für einige Querschnitte in Tabelle 7.1 aufgelistet. Hierzu einige Erläuterungen:

- Die Formeln gelten für den Fall, dass die kritische Beanspruchung (Zugspannung) in der schmalen Fläche b liegt. Tritt sie jedoch in der breiteren Fläche a auf, so sind a und b zu vertauschen.
- Tritt die kritische Beanspruchung (Zugspannung) in der konvexen Oberfläche auf, so ist C_2 aus Bild 7.6 zu verwenden. Tritt sie in der konkaven Oberfläche auf, ist entsprechend C_1 aus dem gleichen Bild zu benutzen.
- Es ist der Randfaserabstand vom Schwerpunkt (neutrale Faser) derjenigen Oberfläche zu benutzen, die Zugspannung aufweist.

- Das Widerstandsmoment ist für diejenige Oberfläche zu bestimmen, die unter Zugspannung steht. Widerstandsmomente für Grundkörper findet man in Grundlagenbüchern des Maschinenbaus.
- Das Symbol e ist der Randfaseraabstand von der neutralen Faser (Bild 7.4).
- Die Dehnung ϵ entspricht der zulässigen Dehnung ϵ_{zul} .

Die Geometriefaktoren sind Bild 7.6 und 7.7 zu entnehmen.

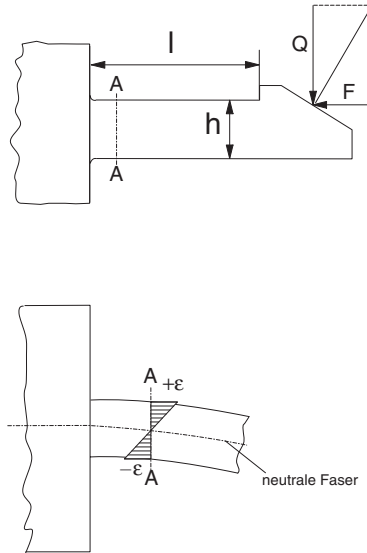


Bild 7.4: Einfacher Schnapphaken und Dehnung im Querschnitt A-A [3]

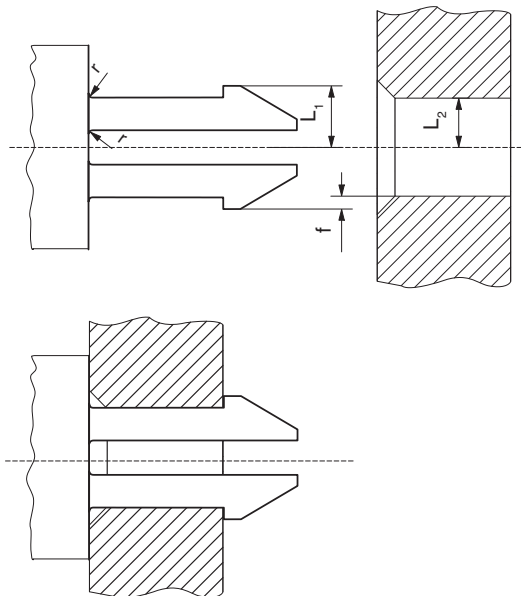


Bild 7.5: Doppelter Schnapphaken und Montagebohrung [3]

Ringschnappverbindungen

Bei der Ringschnappverbindung weitet z.B. der Schnappwulst der Welle das Rohr (Bild 7.8) auf. Die Spannungsverteilung erstreckt sich daher über einen größeren Bereich der Wulstumgebung.

Tabelle 7.1: Berechnungsgleichungen für Schnapphaken [3]

Querschnittsform	A	B	C	D
Ausführung				
1	$f = 0,67 \cdot \frac{\varepsilon \cdot l^2}{h}$	$f = \frac{a+b^3}{2a+b} \cdot \frac{\varepsilon \cdot l^2}{h}$	$f = C^2 \cdot \frac{\varepsilon \cdot l^2}{r_2}$	$f = \frac{1}{3} \cdot \frac{\varepsilon \cdot l^2}{e^{(3)}}$
2	$f = 1,09 \cdot \frac{\varepsilon \cdot l^2}{h}$	$f = 1,64 \cdot \frac{a+b^3}{2a+b} \cdot \frac{\varepsilon \cdot l^2}{h}$	$f = 1,64 \cdot C^2 \cdot \frac{\varepsilon \cdot l^2}{r_2}$	$f = 0,55 \cdot \frac{\varepsilon \cdot l^2}{e_{1/2}^{(3)}}$
3	$f = 0,86 \cdot \frac{\varepsilon \cdot l^2}{h}$	$f = 1,28 \cdot \frac{a+b^3}{2a+b} \cdot \frac{\varepsilon \cdot l^2}{h}$	$f = 1,28 \cdot C^2 \cdot \frac{\varepsilon \cdot l^2}{r_2}$	$f = 0,43 \cdot \frac{\varepsilon \cdot l^2}{e_{1/2}^{(3)}}$
1,2,3	$Q = \frac{w}{6} \cdot \frac{b \cdot h^2}{l} \cdot \frac{E_s \cdot \varepsilon}{l}$	$Q = \frac{h^2}{12} \cdot \frac{a^2 + ab^3 + b^2}{2a+b} \cdot \frac{E_s \cdot \varepsilon}{l}$	$Q = W^{(4)} \cdot \frac{E_s \cdot \varepsilon}{l}$	$Q = W^{(4)} \cdot \frac{E_s \cdot \varepsilon}{l}$

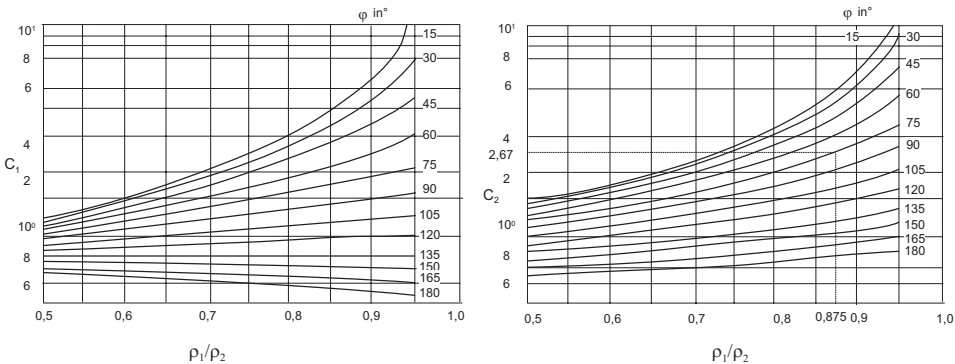


Bild 7.6: Nomogramme zur Bestimmung von C_1 und C_2 für Querschnittsform C nach Tabelle 7.1 [3]; C_1 : Konkavseite unter Zugbeanspruchung, C_2 : Konvexeite unter Zugbeanspruchung

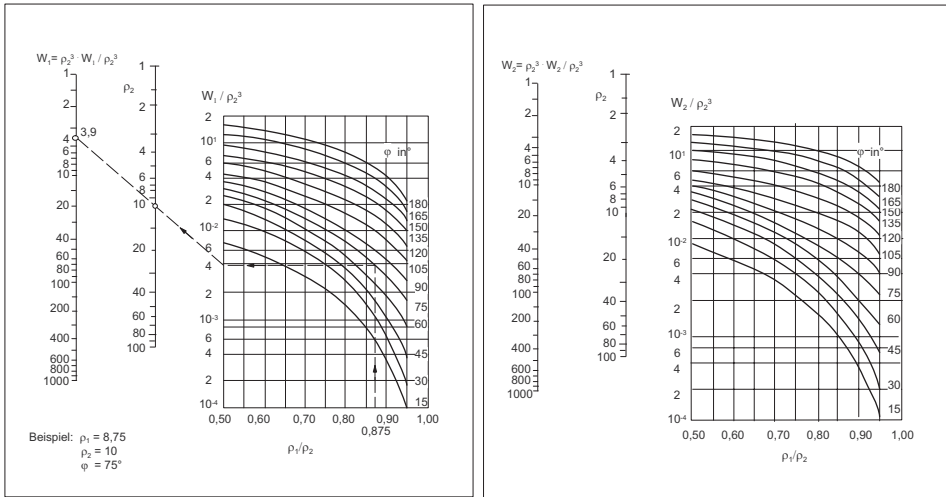


Bild 7.7: Nomogramme zur Ermittlung des Widerstandsmoments für Querschnittsform C nach Tabelle 7.1 [3] W_1 : Konkavseite unter Zugbeanspruchung, W_2 : Konvexseite unter Zugbeanspruchung

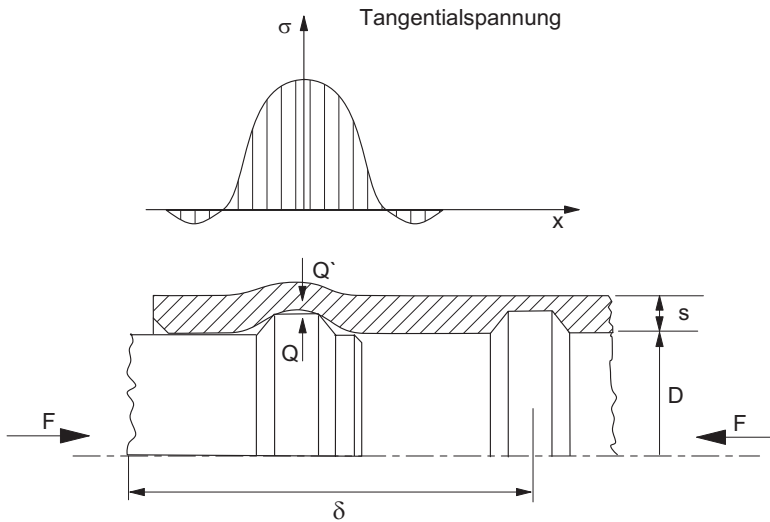


Bild 7.8: Spannungsverteilung beim Fügevorgang einer Ringschnappverbindung

Für dünnwandige Schnappverbindungen gilt nach Delpy [2] für die axiale Kraft:

$$F_A = 0,597 f D \left(\frac{2s}{D} \right)^{\frac{3}{2}} \frac{E \eta}{(1 - \nu^2)^{\frac{1}{4}}} \quad (7.14)$$

Aus den in Bild 7.9 dargestellten Geometrien erhält man für die in Gl. (7.14) auftretenden Größen die folgenden Ausdrücke:

$$\begin{aligned}
 s &= \frac{1}{2}(D_a - D), \\
 \bar{D} &= \frac{1}{2}(D_a + D), \\
 f &= D_1 - D, \\
 \eta &= \frac{\mu + \tan \alpha}{1 - \mu \tan \alpha},
 \end{aligned} \tag{7.15}$$

v ist die Querkontraktionszahl.

Für dickwandige Schnappverbindungen wird in der Regel angesetzt:

$$F_a = p \pi D L \eta \tag{7.16}$$

wobei nach der Theorie für Pressverbindungen der Druck p durch die Beziehung

$$p = \frac{f}{D} \frac{E_a}{K} \tag{7.17}$$

mit

$$K = \frac{E_a}{E_i} \left[\frac{u^2 + 1}{u^2 - 1} - v_i \right] + \left[\frac{w^2 + 1}{w^2 - 1} + v_a \right] \tag{7.18}$$

beschrieben wird.

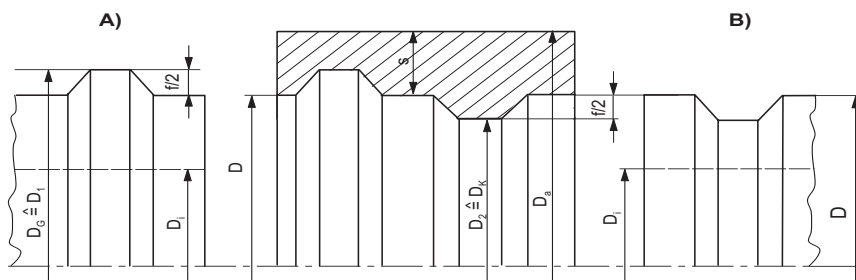


Bild 7.9: Geometrien von Ringschnappverbindungen, a) Außenwulst, b) Innenwulst

Bei gleichen Materialien für Außen- und Innenteil ($E = E_a = E_i$, $v_a = v_i$) erhält man:

$$K = \frac{u^2 + 1}{$$

Daraus ergibt sich für den Druck p der Ausdruck:

$$p = \frac{f}{D} \frac{E}{\left[\frac{u^2 + 1}{u^2 - 1} + \frac{w^2 + 1}{w^2 - 1} \right]} \quad (7.21)$$

Für die Ermittlung der wirksamen Länge L gehen wir von der Kesselformel aus:

$$\sigma = E \varepsilon = \frac{\bar{D}}{2s} p \quad (7.22)$$

und erhalten mit

$$\sigma = E \varepsilon = \frac{\bar{D}}{2s} p \quad (7.23)$$

den Ausdruck:

$$p = 2 \frac{f}{\bar{D}} \frac{s}{D} E \quad (7.24)$$

Damit erhält man für die Axialkraft (Gl. 7.16):

$$F_A = 2\pi \frac{f}{\bar{D}} s E L \eta \quad (7.25)$$

Durch Gleichsetzen mit Gl. (7.14) erhält man:

$$L = \frac{0,19}{(1 - \nu^2)^{\frac{1}{4}}} D \sqrt{\frac{2s}{\bar{D}}} \quad (7.26)$$

Damit ergibt sich für die Axialkraft mit $E = E_s$:

$$F_A = \frac{0,597}{(1 - \nu^2)^{\frac{1}{4}}} f D E_s \eta X \quad (7.27)$$

mit den folgenden Geometriefaktoren:

Innenteil voll/Außenteil nachgiebig:

$$X_N = \frac{\sqrt{2 \frac{w-1}{w+1}}}{\left[\frac{w^2 + 1}{w^2 - 1} + 1 \right]} \quad (7.28)$$

Innenteil nachgiebig/Außenteil unnachgiebig:

$$X_W = \frac{\sqrt{2 \frac{u-1}{u+1}}}{\left[\frac{u^2+1}{u^2-1} + 1 \right]} \quad (7.29)$$

Die Delpy-Beziehungen lauten dagegen:

$$X_N = \frac{\sqrt{\frac{w-1}{w+1}}}{\left[\frac{w^2+1}{w^2-1} + \nu \right]} \quad (7.30)$$

$$X_W = \frac{\sqrt{\frac{u-1}{u+1}}}{\left[\frac{u^2+1}{u^2-1} - \nu \right]} \quad (7.31)$$

Die Querkontraktionszahl in den Delpy-Beziehungen taucht deshalb auf, weil nicht die Annahme gleiches Material für Außen- und Innenteil gemacht wurde, sondern das Innenteil bzw. Außenteil als starr angenommen wurden (z.B. Stahl), d.h. nach Gl. (7.18).

$$\frac{E_a}{E_i} \Rightarrow 0 \quad \text{bzw.} \quad \frac{E_i}{E_a} \Rightarrow 0 \quad (7.32)$$

Das Fehlen des Faktors $\sqrt{2}$ kann nicht nachvollzogen werden. Die korrekte Herleitung in der Originalveröffentlichung [2] müsste ihn ergeben. Diese Gleichungen gelten für endnahe Schnappverbindungen. Als endferne Schnappverbindungen werden angesehen, wenn der Abstand δ vom Bohrungsanfang (Bild 7.8) mindestens

$$\delta_{\min} \approx 1,8\sqrt{Ds} \quad (7.33)$$

beträgt. Hier gilt:

$$\begin{aligned} Q_{\text{endfern}} &\approx 3Q_{\text{endnah}}, \\ F_{\text{endfern}} &\approx 3F_{\text{endnah}}. \end{aligned} \quad (7.34)$$

Befindet sich die Fügestelle im Bereich 0 bis δ_{\min} , so nimmt der Faktor Werte zwischen 1 und 3 an.

Bei den bisher besprochenen Fällen war der steifere von beiden Fügepartnern näherungsweise als starr angenommen worden. Demzufolge wurde der nachgiebigere hypothetisch um den vollen Betrag des Hinterschnitts verformt. Können sich jedoch beide Fügepartner verformen,

so ist die Summe beider Verformungen gleich dem Hinterschnitt, jede einzelne Verformung also geringer. Nach Bild 7.10 gilt dann für die tatsächliche Querkraft:

$$Q = \alpha f_1 D E_s X_N \quad (7.35)$$

$$Q = \alpha f_2 D E_s X_W \quad (7.36)$$

mit

$$\alpha = \frac{0,595}{(1 - \nu^2)^{0,25}} \quad (7.37)$$

Mit

$$f = \varepsilon_{zul} D = f_1 + f_2 \quad (7.38)$$

erhält man dann:

$$f_1 = \frac{\varepsilon_{zul} D}{1 + \frac{X_N}{X_W}} \quad (7.39)$$

und damit für die Auslenk- und Fügekraft:

$$Q = \alpha \frac{X_N}{\left(1 + \frac{X_N}{X_W}\right)} \varepsilon_{zul} D^2 E_s \quad (7.40)$$

$$F_a = \eta Q \quad (7.41)$$

Es bleibt kritisch anzumerken, dass die Gleichung für dünnwandige Schnappverbindungen (Gl. 7.14) größere Axialkräfte liefert als die für dickwandige, wenn das Wanddickenverhältnis größer 1 wird.

Schnappverbindungen mit kugeliger Überdeckung

Für Schnappverbindungen mit kugeliger Überdeckung (Bild 7.1) nehmen wir in erster Näherung an, dass die gleichen Beziehungen gelten wie für Ringschnappverbindungen unter den Bedingungen:

- endnah,
- Welle starr, Außenrohr nachgiebig.

Schnapparm mit Torsionsstab

Bei Torsionsverbindungen tritt eine Drehverformung auf, d.h. der Torsionsstab (Bild 7.2) wird auf Schub beansprucht. Für die Drehmomente gilt dann für einarmige Torsionsschnappverbindungen:

$$\left. \begin{array}{l} Q_1 l_1 = \\ Q_2 l_2 = \end{array} \right\} G \gamma \frac{W_p}{a^3} a^3 \quad (7.42)$$

und für zweiarmige, wie in Bild 2 dargestellt:

$$\left. \begin{aligned} Q_1 l_1 &= \\ Q_2 l_2 &= \end{aligned} \right\} 2G\gamma \frac{W_p}{a^3} a^3 \quad (7.43)$$

mit

$$G = \frac{E_S}{2(1+\nu)} \quad (7.44)$$

$$\sin \beta = \frac{f_1}{l_1} = \frac{f_2}{l_2} \quad (7.45)$$

$$\beta = \frac{K}{a} \gamma l \quad (7.46)$$

$$\gamma_{zul} = 1,35 \varepsilon_{zul} \quad (7.47)$$

wobei l_1 und l_2 die Längen des Schnapphebels sind, l die Länge eines Torsionsarms und W_p das polare Widerstandsmoment. Die Geometrie Größen können Tabelle 7.2 entnommen werden.

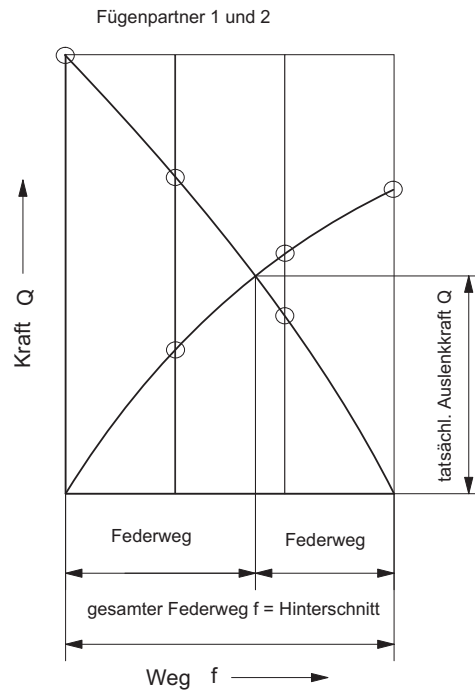

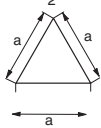
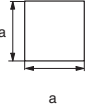
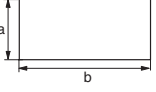


Bild 7.10: Tatsächliche Auslenkkraft Q bei zwei federnden Fügepartnern**Tabelle 7.2:** Konstanten zur Berechnung von Torsionsstäben

Torsionsarm- querschnitt		1	2	3	4
					
K		57,3	132	84,8	
$\frac{W_T}{a^3}$		1,57	0,05	0,208	

b/a	1	1.5	2	3	4	6	8	10
K	84,8	67,0	61,9	58,4	57,8	57,5	57,3	57,3
$\frac{W_T}{a^3}$	0,209	0,354	0,494	0,808	1,130	1,790	2,460	3,120

7.1.3.3 Belastbarkeit der Schnappverbindungen

Bei der Belastbarkeit der Schnappverbindung ist zwischen lösbaren und unlösbaren zu unterscheiden. Bei den lösbaren Verbindungen gelten die gleichen Gleichungen wie beim Fügen. Statt des Fügewinkels α ist lediglich der Haltewinkel α_H einzusetzen. Bei den nicht lösbaren Verbindungen ist $\alpha_H = 90^\circ$. Unter Einbeziehung der Streckgrenze σ_S bzw. der Reißfestigkeit σ_R gilt:

$$\tau = \begin{cases} 0,6 \sigma_S \\ 0,6 \sigma_R \end{cases} \quad (7.48)$$

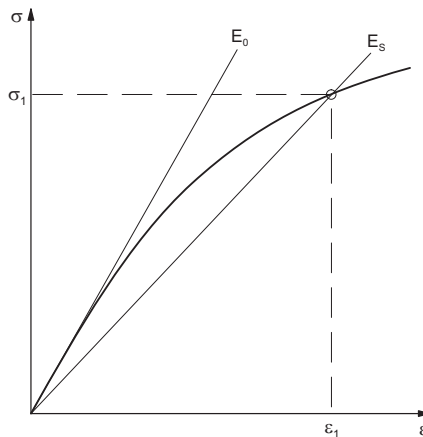
und damit für die Kraft, die zum Versagen führt:

$$F = A\tau,$$

wobei A die Scherfläche ist.

7.1.4 Stoffwerte

Kunststoffe haben einen dehnungsabhängigen Elastizitätsmodul. In den Gleichungen wird daher der sog. Sekantenmodul E_S benutzt (Bild 7.11). Bei der zulässigen Dehnung ε_{zul} muss zwischen Thermoplasten mit einer ausgeprägten Streckgrenze und Thermoplasten ohne Streckgrenze unterschieden werden (Bild 7.12). Für die zulässige Dehnung gilt dann:

**Bild 7.11:** Elastizitätsmodul E_0 und Sekantenmodul E_S

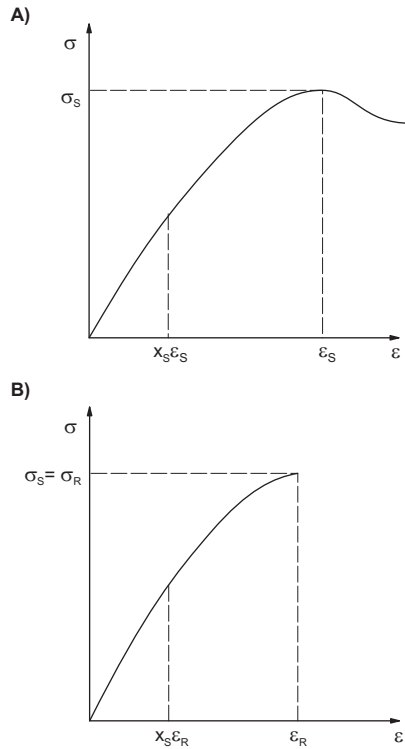


Bild 7.12: Spannungs-Dehnungs-Diagramme für Werkstoffe mit (A) und ohne (B) ausgeprägte Streckgrenze σ_S

Bei der zulässigen Dehnung ϵ_{zul} muss zwischen Thermoplasten mit einer ausgeprägten Streckgrenze und Thermoplasten ohne Streckgrenze unterschieden werden (Bild 7.12). Für die zulässige Dehnung gilt dann:

$$\epsilon_{zul} = X_S \epsilon_S \quad (7.49)$$

$$\epsilon_{zul} = X_R \epsilon_R \quad (7.50)$$

wobei in der Literatur Werte angegeben werden, die in den Grenzen

$$0,3 \leq X_S \leq 0,9 \quad (7.51)$$

$$0,3 \leq X_R \leq 0,5 \quad (7.52)$$

liegen. In Tabelle 7.3 sind einige Werkstoffkennwerte aufgelistet.

Erhard [6] gibt die folgenden Werte an:

$$\text{teilkristalline Thermoplaste: } \epsilon_{zul} = 0,9 \epsilon_S$$

$$\text{amorphe Thermoplaste: } \epsilon_{zul} = 0,7 \epsilon_S \quad (7.53)$$

$$\text{verstärkte Thermoplaste: } \epsilon_{zul} = 0,5 \epsilon_S$$

Diese Werte gelten für einen einmaligen Fügevorgang. Bei häufigen Fügevorgängen wird von Erhard die Dehnung bei $\sigma_{0,5\%}$ angegeben (Bild 7.13).

Tabelle 7.3: Richtwerte für die zulässige Dehnung für Schnappverbindungen (kurzzeitig bei einmaligem Fügevorgang; bei häufiger Betätigung ca. 60% der Werte)

Teilkristall. Thermoplaste, ungefüllt PE 8,0 % PP 6,0 % PA kond. (Durethan®) 6,0 % PA trocken (Durethan®) 4,0 % POM 6,0 % PBT (Pocan®) 5,0 %	Reibungskoeffizient $\mu^*)$ PTFE 0,12 ÷ 0,22 (x 1) PE-HD 0,20 ÷ 0,25 (x 2) PP 0,25 ÷ 0,30 (x 1,5) POM 0,20 ÷ 0,35 (x 1,5) PA 0,30 ÷ 0,40 (x 1,5) PBT 0,35 ÷ 0,40 PS 0,40 ÷ 0,50 (x 1,2) SAN 0,45 ÷ 0,55 PC 0,45 ÷ 0,55 (x 1,2) PMMA 0,50 ÷ 0,60 (x 1,2) ABS 0,50 ÷ 0,65 (x 1,2) PE/LD 0,55 ÷ 0,60 (x 1,2) PVC 0,55 ÷ 0,60 (x 1,0)
Amorphe Thermoplaste, ungefüllt PC (Makrolon®) 4,0 % (PC+ABS) (Bayblend®) 3,0 % ABS (Novodur®) 2,5 % CAB 2,5 % PVC 2,0 % PS 1,8 %	
Glasfasergefüllte Thermoplaste PA-GF30 kond. (Durethan®) 2,0 % PA-GF30 trocken (Durethan®) 1,5 % 30 % GF-PC (Makrolon®) 1,8 % 30 % GF-PBT (Pocan®) 1,5 % 30 % GF-ABS (Novodur®) 1,2 % 45 % GF-PPS (Tedur®) 1,0 %	*) Anhaltswerte aus der Literatur für Kunststoff gegenüber Stahl. Die Werte hängen auch von der Gleitgeschwindigkeit, dem Pressdruck und der Oberflächenbeschaffenheit ab. Bei einer Paarung Kunststoff/anderer Kunststoff kann nach VDI-Richtlinie 2541 mit gleichen oder etwas niedrigeren Werten wie oben gerechnet werden. Bei einer Paarung gleicher Kunststoff ist der Reibungskoeffizient meist höher. Soweit der Faktor bekannt ist, ist er in Klammern angegeben.

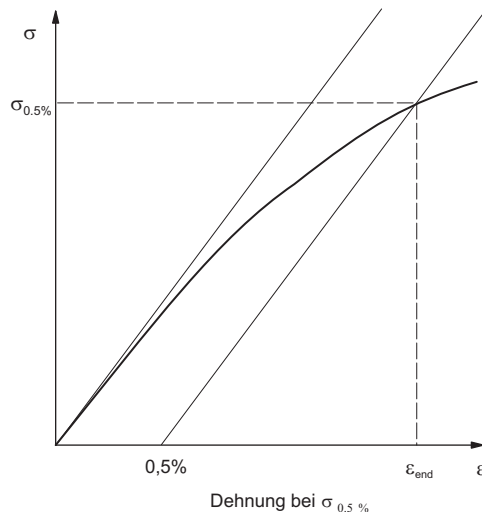


Bild 7.13: Bestimmung der zulässigen Dehnung ε_{zul} bei der Spannung $\sigma_{0,5\%}$

7.2 Pressverbindungen

7.2.1 Einleitung

Die Pressverbindung oder Presspassung ist eine kraftschlüssige Verbindung für unterschiedliche Funktionselemente. Diese Technologie findet insbesondere in der Feinwerktechnik für Welle-Nabe-Verbindungen, aber auch zur Befestigung von Lüfterrädern, Pumpenlaufrädern usw. Verwendung.

Pressverbindungen sollen äußere Kräfte und/oder Drehmomente zwischen verspannten Berührungsflächen durch Reibung schlupffrei bis zur Grenze des Durchrutschens übertragen. Hierzu ist eine Vorspannung notwendig. Sie wird durch Zusammenfügen der zu verbindenden Teile mit Übermaß durch deren elastische Werkstoffeigenschaften erzeugt.

7.2.2 Berechnungsgrundlagen

7.2.2.1 Drehmoment, Axialkraft, Fügedruck, Spannungen

Die Entwurfsberechnung erfolgt für das höchste zu übertragende Drehmoment oder die höchste sicher zu übertragende Axialkraft. Durch die Berechnung soll sichergestellt werden, dass der durch das kleinste wirksame Übermaß (U) zwischen Welldurchmesser und Nabenbohrung erzeugte niedrigste Fügedruck (p) die erforderliche Haftkraft (Reibkraft) aufbringt. Andererseits darf der Fügedruck nicht die zulässige Bauteilbeanspruchung bzw. -dehnung überschreiten. Damit gilt:

$$p_{\min} \leq p \leq p_{\text{zul}} \quad (7.54)$$

Für den Mindestfügedruck erhält man:

Drehmoment:

$$p_{\min} = \frac{2M_t S_R}{\pi D_1^2 l_F \mu} \quad (7.55)$$

Axialkraft:

$$p_{\min} = \frac{F_{ax} S_R}{\pi D_1 l_F \mu} \quad (7.56)$$

mit M_t maximal zu übertragendes Drehmoment, S_R Sicherheitsbeiwert, D_1 Fügedurchmesser nach dem Fügen (Bild 7.14), l_F Fügelänge (Bild 7.14), μ Haftreibungskoeffizient.

Der Haftreibungskoeffizient ist der Grenzwert des Gleitreibungskoeffizienten (Gleitgeschwindigkeit $v \Rightarrow 0$).

Bild 7.15 zeigt schematisch die Spannungsverteilung in einer Pressverbindung. Der Fügedruck entspricht der Radialspannung in der Fügefläche:

$$\sigma_r = -p. \quad (7.57)$$

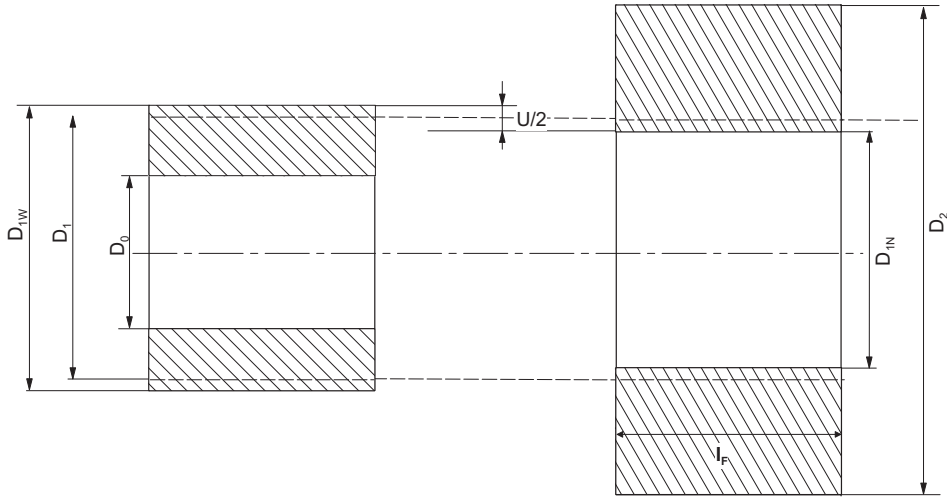


Bild 7.14: Nicht gefügte Pressverbindung

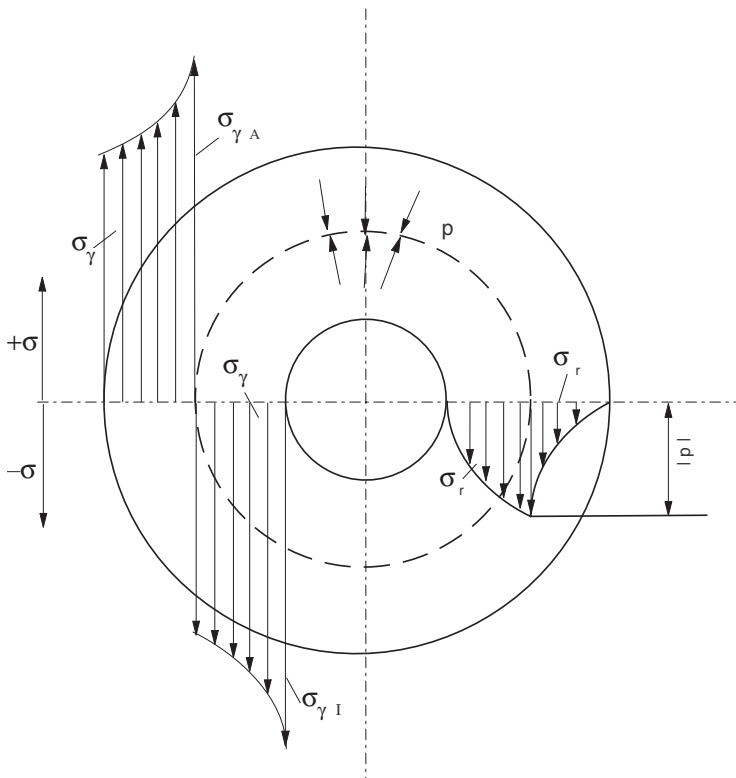


Bild 7.15: Schematische Darstellung der Spannungsverteilung in einer Pressverbindung

Die höchste Umfangsspannung tritt im Außenring wieder in der Fuge auf und beträgt:

$$\sigma_{\varphi N} = \frac{1 + \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2} p \quad (7.58)$$

Die höchste Tangentialspannung am Innenring beträgt:

$$\sigma_{\varphi W} = -\frac{2p}{1 - \left(\frac{D_0}{D_1}\right)^2} \quad (7.59)$$

für

$$\frac{D_0}{D_1} > 0 \quad (7.60)$$

und

$$\sigma_{\varphi W} = 2p \quad (7.61)$$

für

$$\frac{D_0}{D_1} = 0 \quad (7.62)$$

d.h. eine Vollwelle.

7.2.3 Übermaß

7.2.3.1 Allgemeine Formulierung

Das Übermaß wird als die Differenz zwischen dem größten Wellenmaß und dem kleinsten Bohrungsmaß der Nabe definiert (Bild 7.14).

$$U = D_{1W} - D_{1N} \quad (7.63)$$

Das bezogene bzw. relative Übermaß ist definiert als

$$\xi = \frac{U}{D_1} = \frac{pK}{E_N} \quad (7.64)$$

mit

$$K = \frac{E_N}{E_W} \left[\frac{1 + \zeta_W^2}{1 - \zeta_W^2} - \nu_W \right] + \left[\frac{1 + \zeta_N^2}{1 - \zeta_N^2} + \nu_N \right] \quad (7.65)$$

$$\zeta_W = \frac{D_0}{D_1}; \quad \zeta_N = \frac{D_1}{D_2} \quad (7.66)$$

wobei E_N der Elastizitätsmodul der Nabe (Außenteil) und E_W (Innenteil) ist, v_N und v_W sind die Querkontraktionszahlen. Auf die Stoffwerte wird gesondert eingegangen.

Das wirksame Übermaß (U) ist infolge der Glättung von Rauigkeitsspitzen beim Fügen kleiner als die vor dem Fügen messbare Istpassung (U_i), die aufgrund der Zeichnungsabmaße von Wellendurchmesser und Nabenbohrung zwischen den Grenzen

$$|U_{\min}| \leq |U_i| \leq |U_{zul}| \quad (7.67)$$

liegt.

Sofern keine experimentellen Werte vorliegen, gilt für Pressverbindungen [7]:

$$|U| = |U_i| - 0,8(R_{ZA} + R_{ZI}) \quad (7.68)$$

mit den gemittelten Rautiefen R_{ZA} und R_{ZI} der beiden Fügeflächen.

7.2.3.2 Metallwelle/Kunststoffnabe

Für die Metallwelle-Kunststoffnabe-Verbindung (Bild 7.16) erhält man aus der allgemeinen Formulierung für K den Ausdruck:

$$K = \frac{E_N}{E_W} (1 - v_W) + \left[\frac{1 + \zeta_N^2}{1 - \zeta_N^2} + v_N \right] \quad (7.69)$$

Für

$$\frac{E_N}{E_W} \ll 1 \quad (7.70)$$

erhält man

$$K = \left[\frac{1 + \zeta_N^2}{1 - \zeta_N^2} + v_N \right] \quad (7.71)$$

In Bild 7.17 ist der reziproke Wert von K dargestellt. Er strebt gegen den Wert $(1 + v_N)^{-1}$.

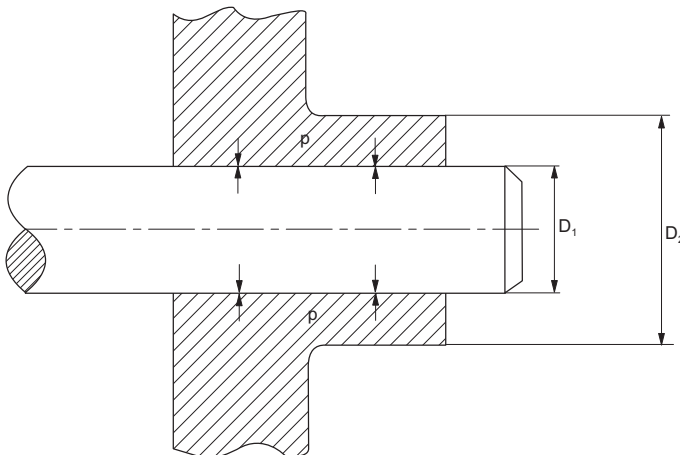


Bild 7.16: Verbindung von Metallwelle und Kunststoffnabe

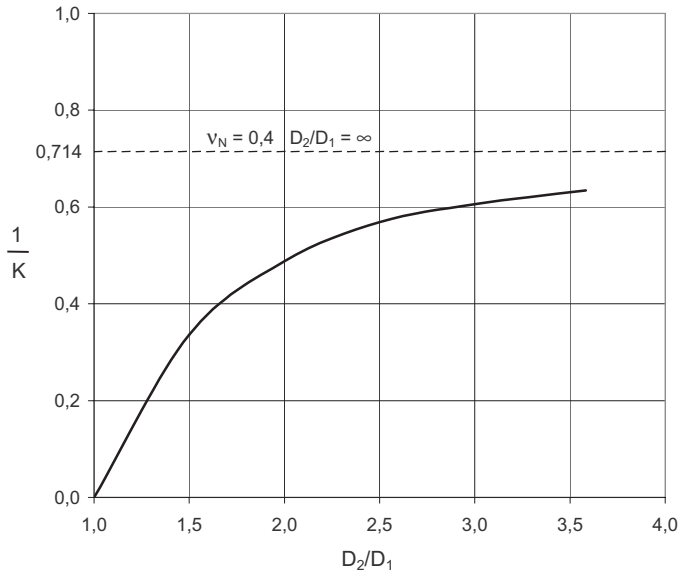


Bild 7.17: Geometriefaktor $1/K$ in Abhängigkeit vom Durchmesser Verhältnis D_2/D_1

7.2.3.3 Kunststoffbuchse/Metallgehäuse

Für den Faktor K gilt im Falle einer Kunststoffbuchse-Metallgehäuseverbindung (Bild 7.18):

$$K = \frac{E_N}{E_W} \left[\frac{1 + \zeta_W^2}{1 - \zeta_W^2} + \nu_W \right] + [1 + \nu_N] \quad (7.72)$$

Für

$$\frac{E_N}{E_W} \gg 1 \quad (7.73)$$

kann in guter Näherung

$$K = \frac{E_N}{E_W} \left[\frac{1 + \zeta_W^2}{1 - \zeta_W^2} - \nu_N \right] \quad (7.74)$$

geschrieben werden. Für den reziproken Wert von $K \cdot \left(\frac{E_W}{E_N} \right)$ strebt der Klammerausdruck gegen den Wert $(1 - \nu_N)$ (Bild 7.19).

Bei dieser Paarung wird die gesamte dem Übermaß U entsprechende Verformung von der Kunststoffbuchse aufgenommen. Dadurch verringert sich das Lagerspiel der Buchse (Bild 7.20). In [4] wird für die Durchmesseränderung folgende Beziehung angegeben:

$$\Delta D_0 = U \frac{2 \frac{D_1}{D_0}}{\left(\frac{D_1}{D_0} \right)^2 (1 - \nu) (1 + \nu)} \quad (7.75)$$

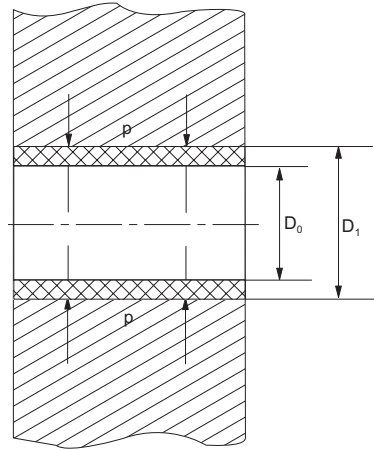


Bild 7.18: Verbindung von Kunststoffbuchse und Metallgehäuse

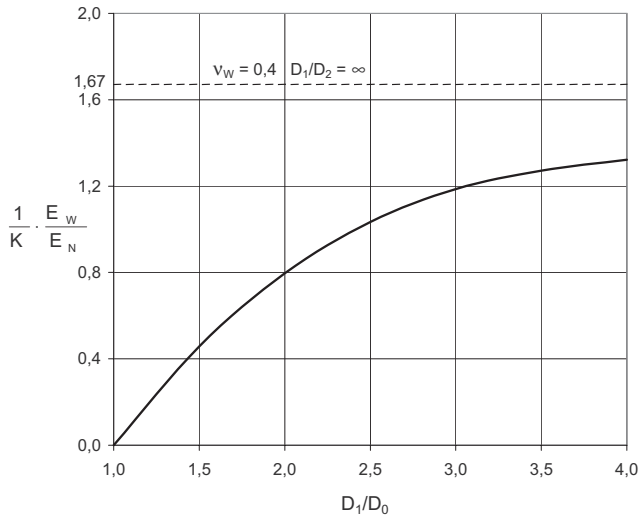


Bild 7.19: Geometriefaktor $K \cdot (E_w/E_N)$ in Abhängigkeit vom Durchmesser Verhältnis D_1/D_0

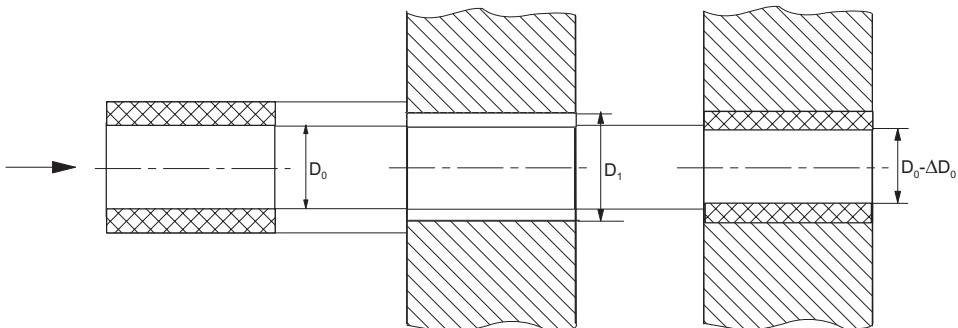


Bild 7.20: Änderung des Innen-Durchmessers der Buchse bei einer Pressverbindung

In Bild 7.21 ist diese Abhängigkeit graphisch dargestellt.

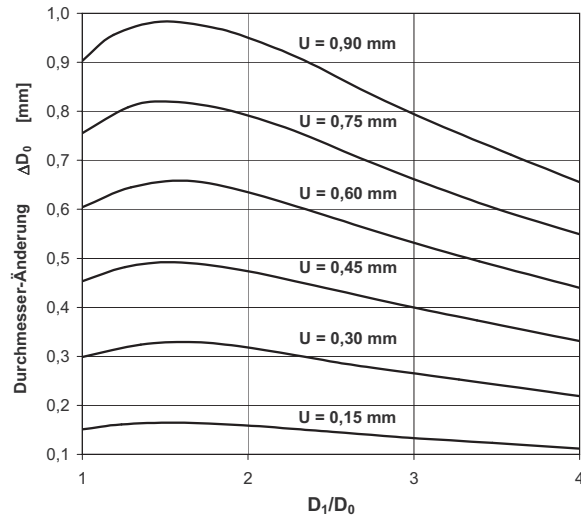


Bild 7.21: Änderung des Innen-Durchmessers einer Lagerbuchse bei einer Presspassung Kunststoffbuchse-Metallgehäuse in Abhängigkeit vom Durchmesser-Verhältnis bei unterschiedlichem Übermaß U

7.2.4 Stoffwerte

Infolge des viskoelastischen Verhaltens der Kunststoffe nimmt die Fügepressung in Abhängigkeit von der Beanspruchungsdauer durch Spannungsrelaxation ab. Dieses wird durch den zeit- und temperaturabhängigen Relaxationsmodul E_r berücksichtigt. In Bild 7.22 ist dieser für ein Polypropylen in Abhängigkeit von der Belastungsdauer mit der Dehnung als Parameter dargestellt.

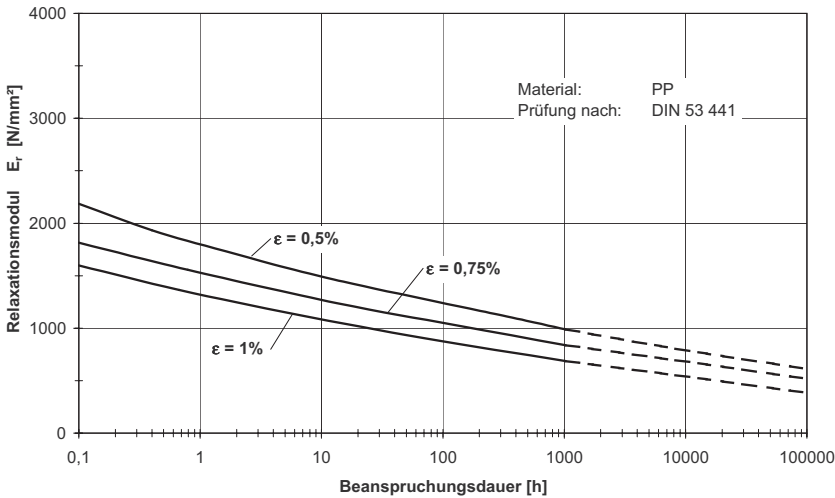


Bild 7.22: Relaxationsmodul E_r für PP (Hostalen PPN VP 7180 TV 20) nach DIN 53 441

Die Querkontraktionszahl liegt bei Kunststoffen im Bereich von $\nu = 0,4$. Für die Haftreibungskoeffizienten gelten die im Tabelle 7.3 aufgelisteten Anhaltswerte.