

Tab. 9.2 Abmessungen von Passfedern Teil1, alle Angaben in mm

| b × h | Für Wellen- durchmesser | | Hohe Form | | | Hohe Form für Werkzeugmaschinen | |
|--------------|--|-----|-----------------------|-----------------------|----------------------|--|-----------|
| | <i>d</i> | | <i>t</i> ₁ | <i>t</i> ₂ | mit Rücken- spiel | mit Übermaß | |
| | über | bis | | | | | |
| 2 × 2 | 6 | 8 | 1,2 + 0,1 | 1,0 + 0,1 | 0,5 + 0,1 | | |
| 3 × 3 | 8 | 10 | 1,8 + 0,1 | 1,4 + 0,1 | 0,9 + 0,1 | | |
| 4 × 4 | 10 | 12 | 2,5 + 0,1 | 1,8 + 0,1 | 1,2 + 0,1 | 3 + 0,1 | 1,1 + 0,1 |
| 5 × 5 | 12 | 17 | 3,0 + 0,1 | 2,3 + 0,1 | 1,7 + 0,1 | 3,8 + 0,1 | 1,3 + 0,1 |
| 6 × 6 | 17 | 22 | 3,5 + 0,1 | 2,8 + 0,1 | 2,2 + 0,1 | 4,4 + 0,1 | 1,7 + 0,1 |
| 8 × 7 | 22 | 30 | 4,0 + 0,2 | 3,3 + 0,2 | 2,4 + 0,2 | 5,4 + 0,2 | 1,7 + 0,2 |
| 10 × 8 | 30 | 38 | 5,0 + 0,2 | 3,3 + 0,2 | 2,4 + 0,2 | 6 + 0,2 | 2,1 + 0,2 |
| 12 × 8 | 38 | 44 | 5,0 + 0,2 | 3,3 + 0,2 | 2,4 + 0,2 | 6 + 0,2 | 2,1 + 0,2 |
| 14 × 9 | 44 | 50 | 5,5 + 0,2 | 3,8 + 0,2 | 2,9 + 0,2 | 6,5 + 0,2 | 2,6 + 0,2 |
| 16 × 10 | 50 | 58 | 6,0 + 0,2 | 4,3 + 0,2 | 3,4 + 0,2 | 7,5 + 0,2 | 2,6 + 0,2 |
| 18 × 11 | 58 | 65 | 7,0 + 0,2 | 4,4 + 0,2 | 3,4 + 0,2 | 8 + 0,2 | 3,1 + 0,2 |
| 20 × 12 | 65 | 75 | 7,5 + 0,2 | 4,9 + 0,2 | 3,9 + 0,2 | 8 + 0,2 | 4,1 + 0,2 |
| 22 × 14 | 75 | 85 | 9,0 + 0,2 | 5,4 + 0,2 | 4,4 + 0,2 | 10 + 0,2 | 4,1 + 0,2 |
| 25 × 14 | 85 | 95 | 9,0 + 0,2 | 5,4 + 0,2 | 4,4 + 0,2 | 10 + 0,2 | 4,1 + 0,2 |
| 28 × 16 | 95 | 110 | 10,0 + 0,2 | 6,4 + 0,2 | 5,4 + 0,2 | 11 + 0,2 | 5,1 + 0,2 |
| 32 × 18 | 110 | 130 | 11,0 + 0,2 | 7,4 + 0,2 | 6,4 + 0,2 | 13 + 0,2 | 5,2 + 0,2 |
| 36 × 20 | 130 | 150 | 12,0 + 0,3 | 8,4 + 0,3 | 7,1 + 0,3 | 13,7 + 0,3 | 6,5 + 0,3 |
| 40 × 22 | 150 | 170 | 13,0 + 0,3 | 9,4 + 0,3 | 8,1 + 0,3 | 14 + 0,3 | 8,2 + 0,3 |
| 45 × 25 | 170 | 200 | 15,0 + 0,3 | 10,4 + 0,3 | 9,1 + 0,3 | | |
| 50 × 28 | 200 | 230 | 17,0 + 0,3 | 11,4 + 0,3 | 10,1 + 0,3 | | |
| 56 × 32 | 230 | 260 | 20,0 + 0,3 | 12,4 + 0,3 | 11,1 + 0,3 | | |
| 63 × 32 | 260 | 290 | 20,0 + 0,3 | 12,4 + 0,3 | 11,1 + 0,3 | | |
| 70 × 36 | 290 | 330 | 22,0 + 0,3 | 14,4 + 0,3 | 13,1 + 0,3 | | |
| 80 × 40 | 330 | 380 | 25,0 + 0,3 | 15,4 + 0,3 | 14,1 + 0,3 | | |
| 90 × 45 | 380 | 440 | 28,0 + 0,3 | 17,4 + 0,3 | 16,1 + 0,3 | | |
| 100 × 50 | 440 | 500 | 31,0 + 0,3 | 19,4 + 0,3 | 18,1 + 0,3 | | |

| b × h | Für Wellendurchmesser | | Niedrige Form | | | |
|--------------|------------------------------|-----|-----------------------|-----------------------|-----------------|-------------|
| | <i>d</i> | | <i>t</i> ₁ | <i>t</i> ₂ | mit Rückenspiel | mit Übermaß |
| | über | bis | | | | |
| 5 × 3 | 12 | 17 | 1,9 + 0,1 | 1,2 + 0,1 | 0,8 + 0,1 | |
| 6 × 4 | 17 | 22 | 2,5 + 0,1 | 1,6 + 0,1 | 1,1 + 0,1 | |
| 8 × 5 | 22 | 30 | 3,1 + 0,2 | 2 + 0,1 | 1,4 + 0,1 | |

(Fortsetzung)

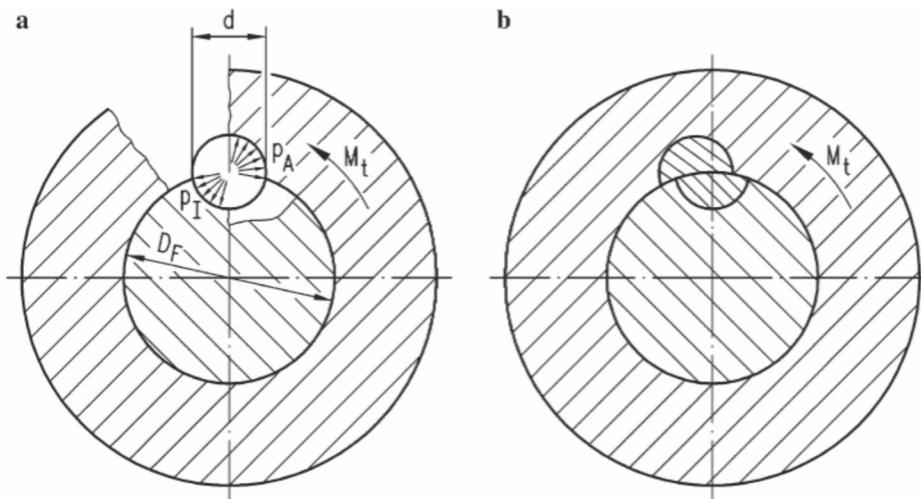


Abb. 9.4 Längsstiftverbindung unter Drehmoment. **a** Flächenpressung in Welle und Nabe, **b** Abscheren des Stifts

bei Extruderschnecken. Zu Passfederverbindungen vergleichbare Forschungsarbeiten existieren nicht. Allerdings hat Birkholz [Bir04] nachgewiesen, dass aufgrund der runden Form die Kerbspannungen deutlich kleiner als bei Passfederverbindungen sind. Trotzdem ist eine stärkere Marktdurchdringung derzeit nicht erkennbar.

Die Berechnung der Flächenpressung und der Schubspannung basiert auf dem in Abb. 9.4 dargestellten Rechenmodell.

Durch das Drehmoment werden die Lochwandungen auf Flächenpressung beansprucht. Diese berechnet sich aus der in der Fuge wirkenden Umfangskraft und der Projektionsfläche der Lochwand ($0,5 \cdot d \cdot l$) wie folgt

$$p_I = p_A = p = \frac{4 \cdot M_t}{d \cdot l \cdot D_F} \quad (9.4)$$

l = tragende Stiftlänge

Für die Schubspannung im gefährdeten Querschnitt gilt

$$\tau = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot l \cdot D_F} = \frac{p}{2} \quad (9.5)$$

Tab. 9.1 enthält die in [Dec07] empfohlenen Erfahrungswerte für die zulässigen Spannungen. Darüber hinaus gehende Empfehlungen sind in [NiWi01] enthalten.

Die Welle ist zusätzlich auf Gestaltfestigkeit nachzurechnen. Kerbwirkungszahlen für quergebohrte Wellen sind in [DIN743b] enthalten. Für Längsstiftverbindungen sind keine Kerbwirkungszahlen bekannt.

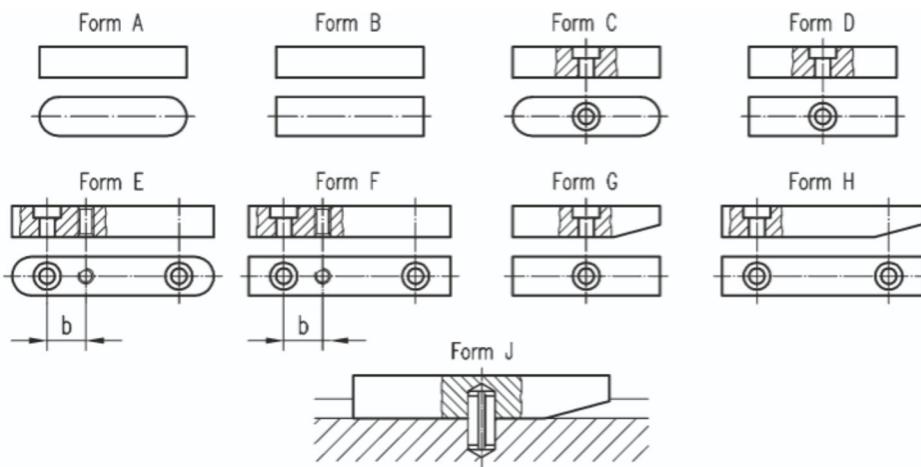


Abb. 9.6 Unterschiedliche Passfederformen nach [DIN6885]. Form A rundstirnig ohne Halteschraube, Form B geradstirnig ohne Halteschraube, Form C rundstirnig für Halteschraube, Form D geradstirnig für Halteschraube, Form E rundstirnig für zwei Halteschrauben und eine oder zwei Abdrückschrauben ab 12×8 , Form F geradstirnig für zwei Halteschrauben und eine oder zwei Abdrückschrauben, Form G geradstirnig mit Schrägung und für Halteschraube, Form H geradstirnig mit Schrägung und für zwei Halteschrauben, Form J geradstirnig mit Schrägung und für Spannhülse

Methode B:

Die Auslegung erfolgt aufgrund einer genaueren Berücksichtigung der auftretenden Flächenpressung. Außerdem wird ein Festigkeitsnachweis für die Welle nach dem Nennspannungskonzept geführt.

Methode C:

Überschlägige Berechnung der Flächenpressung und daraus resultierender Abschätzung für die Wellenbeanspruchung.

Methode C setzt eine konstante Flächenpressung entlang der Passfederlänge voraus. Für i möglichst gleichmäßig am Umfang angeordnete Passfedern folgt für das übertragbare Drehmoment.

$$M_t = \frac{D_F}{2} \cdot (h - t_1) \cdot l_{tr} \cdot i \cdot \varphi \cdot p_{zul} \quad (9.6)$$

l_{tr} tragende Passfederlänge (ohne Rundungen), $l_{tr} \leq 1,3 \cdot D_F$

h, t_1 : gemäß Abb. 9.5

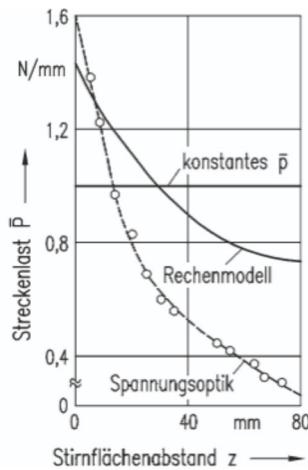


Abb. 9.7 Berechnete und spannungsoptisch gemessene Streckenlast an einer Passfeder-Verbindung A 14 × 9 × 80 [DIN6885]. (Nach [Mil75])

Mit Hilfe theoretischer und spannungsoptischer Untersuchungen hat Militzer [Mil75] ein verbessertes Berechnungsverfahren entwickelt. Er vernachlässigt zwar ebenfalls die Reibung zwischen Welle und Nabenoehrung und setzt elastische Verformungen aller Elemente voraus. Wie Abb. 9.7 zeigt, entspricht die Lösung seines Rechenmodells deutlich besser den gemessenen Werten als Gl. (9.6). Die Streckenlast an der Passfederflanke weist infolge der gegenüber der Welle größeren Steifigkeit der Nabe am Welleneingang in die Nabe ein Maximum auf und nimmt mit zunehmender Entfernung von der Nabenkante ab. Militzer ermittelte bei den von ihm untersuchten Verbindungen eine um ca. 50 % höhere max. Flächenpressung als mit dem elementaren Berechnungsmodell.

In [DIN6892] (Methode B) wird die inhomogene Lastverteilung entlang der Passfederflanke durch einen Lastverteilungsfaktor berücksichtigt. Das Berechnungsverfahren nach dieser Methode kann hier aus Platzgründen nicht wiedergegeben werden. Als Gestaltungshinweis zeigt Abb. 9.8 drei Beispiele für Lastein- bzw. -ableitung bei Passfederverbindungen mit von rechts nach links gleichmäßiger Flächenpressung über der tragenden Passfederlänge. Anzustreben ist demnach die so genannte Momentendurchleitung gemäß Abb. 9.8 links.

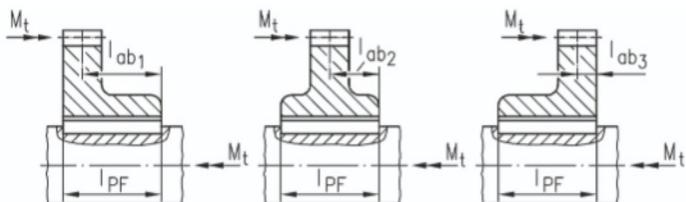


Abb. 9.8 Ein- bzw. Ableitung des Drehmomentes. (Nach Mil75)

Tab. 9.2 (Fortsetzung)

| b x h | Für Wellendurchmesser | | Niedrige Form | | |
|---------|-----------------------|-----|---------------|-----------------|-------------|
| | d | | t_1 | t_2 | |
| | über | bis | | mit Rückenspiel | mit Übermaß |
| 10 x 6 | 30 | 38 | 3,7 + 0,2 | 2,4 + 0,1 | 1,8 + 0,1 |
| 12 x 6 | 38 | 44 | 3,9 + 0,2 | 2,2 + 0,1 | 1,6 + 0,1 |
| 14 x 6 | 44 | 50 | 4 + 0,2 | 2,1 + 0,1 | 1,4 + 0,1 |
| 16 x 7 | 50 | 58 | 4,7 + 0,2 | 2,4 + 0,1 | 1,7 + 0,1 |
| 18 x 7 | 58 | 65 | 4,8 + 0,2 | 2,3 + 0,1 | 1,6 + 0,1 |
| 20 x 8 | 65 | 75 | 5,4 + 0,2 | 2,7 + 0,1 | 2 + 0,1 |
| 22 x 9 | 75 | 85 | 6 + 0,2 | 3,1 + 0,2 | 2,4 + 0,1 |
| 25 x 9 | 85 | 95 | 6,2 + 0,2 | 2,9 + 0,2 | 2,2 + 0,1 |
| 28 x 10 | 95 | 110 | 6,9 + 0,2 | 3,2 + 0,2 | 2,4 + 0,1 |
| 32 x 11 | 110 | 130 | 7,6 + 0,2 | 3,5 + 0,2 | 2,7 + 0,1 |
| 36 x 12 | 130 | 150 | 8,3 + 0,2 | 3,8 + 0,2 | 3 + 0,1 |

bei festem Sitz: Wellennut b P9, Nabennut b P9

bei leichtem Sitz: Wellennut b J9, Nabennut b N9

Da bei $i > 1$ ein auf Fertigungsabweichungen beruhendes ungleichmäßiges Tragen im Allgemeinen nicht zu vermeiden ist, wird dafür der Faktor φ eingeführt.

$$\varphi = 0,75 \quad \text{für } i > 1$$

$$\varphi = 1 \quad \text{für } i = 1$$

Es empfiehlt sich bei $i > 1$ stets einen weniger festen Werkstoff für die Federn zu verwenden, da dann schon durch geringes Fließen des Federwerkstoffes eine Vergleichmäßigung des Tragens eintritt. Die Anzahl der Passfedern sollte nicht größer als $i = 2$ sein, weil sonst die Beanspruchung der einzelnen Federn zu unterschiedlich ist. Lässt sich das Drehmoment nicht mit $i = 2$ Passfedern übertragen, dann muss eine andere formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung (z. B. eine Profilwellenverbindung, Abschn. 9.2.3) vorgesehen werden. Die zulässige Flächenpressung beträgt:

$$p_{\text{zul}} = 0,9 \cdot R_{e \text{ min}} \quad (9.7)$$

$R_{e \text{ min}}$ ist das Minimum der Streckgrenzen von Wellen-, Nabens- und Passfederwerkstoff. Für Grauguss-Naben ist R_m anstelle von R_e zu verwenden.

Das Gl. (9.6) zugrunde liegende Berechnungsmodell ist nur eine grobe Approximation der Beanspruchungen von Passfeder-Verbindungen. Durch die unterschiedlichen Steifigkeiten von Welle, Passfeder und Nabe liegt in Wirklichkeit ein sehr komplexes dreidimensionales Kontaktproblem vor, für das bis heute trotz Einsatz numerischer Berechnungsverfahren noch keine allgemeingültige Lösung ermittelt werden konnte.