

# Zylindrische Pressverbindung

## 1. Erforderliche Mindestfugenpressung $p_{Ferf}$

Innenteil und Außenteil haben vor der Montage ein Übermaß, welches nach der Montage eine Flächenpressung in der Fuge (Fugenpressung) und damit eine Haftkraft zur Momenten- bzw. Kraftübertragung erzeugt.

Kraft in der Pressfuge:

$$F_u = \frac{2 \cdot M_t}{d_w}$$

Mindestfugenpressung:

nach Reibgesetz gilt:

$$F = \mu \cdot p_{Ferf} \cdot A_F \cdot \frac{1}{S_R} \quad \text{Sicherheit gegen Rutschen } S_R$$

$$p_{Ferf} = \frac{F \cdot S_R}{A_F \cdot \mu} \quad \text{Fugenfläche} \quad A_F = d_F \cdot \pi \cdot l_F$$

$$\begin{aligned} & \text{Fugendurchmesser } d_F = d_w \\ & \text{Fugenlänge } l_F = l \end{aligned}$$

$$p_{Ferf} = \frac{F \cdot S_R}{d_w \cdot \pi \cdot l \cdot \mu}$$

## 2. Grenzfugenpressung $p_g$

Radial- und Tangentialspannungen in den Teilen der Pressverbindung sowie die Flächenpressung in der Fuge lassen sich aus elastizitätstheoretischen Überlegungen für das dickwandige Rohr unter Innen- und Außendruck ableiten.

Die Grenzfugenpressung wird durch die Festigkeit des Werkstoffes (Übergang vom elastischen in elastisch-plastischen Verformungszustand) begrenzt, wobei der kleinere der für Welle und Nabe ermittelten Werte gilt.

Aus der Festigkeitsbedingung, der die modifizierte Schubspannungshypothese (MSH) nach Tresca zugrunde liegt, ergibt sich für die größte zulässige Fugenpressung für die Nabe bzw. für eine Hohlwelle:

$$p_{Fzul} = \frac{1 - Q^2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zul}$$

Nabe:  $Q = Q_A = D_F / D_{aA}$

Welle:  $Q = Q_I = D_{II} / D_F$        $A \dots \text{Außenteil}$        $I \dots \text{Innenteil}$   
     $I \dots \text{innen}$        $a \dots \text{außen}$   
     $F \dots \text{Fuge}$

zähe Werkstoffe:  $\sigma_{zul} = \frac{R_e}{S_F}$        $S_F \geq 1,2$

spröde Werkstoffe:  $\sigma_{zul} = \frac{R_m}{S_B}$        $S_B \geq 2$

Bei einer Vollwelle wird die größte zulässige Fugenpressung nach

$$p_{FzulW} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zulW}$$

berechnet.

Nabe:

$$p_{FzulN} = \frac{1 - Q_A^2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zulN}$$

### 3. Haftmaßbestimmung

Das Haftmaß ist gerade so groß wie die elastische Durchmesserveränderung nach dem Fügen. Dabei wird die Nabe in Umfangsrichtung vergrößert und die Welle verkleinert. Die Durchmesserveränderungen sind vom Elastizitätsmodul E und von der Querkontraktionszahl ν abhängig.

Mindesthaftmaß  $Z_{erf}$  für die Mindestfugenpressung

$$Z_{erf} = p_{Ferf} \cdot D_F \left[ \frac{1}{E_I} \cdot \left( \frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} - \nu_I \right) + \frac{1}{E_A} \left( \frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \nu_A \right) \right]$$

Maximal – Haftmaß  $Z_{zul}$  für die Grenzfugenpressung

$$Z_{zul} = p_{Fzul} \cdot D_F \left[ \frac{1}{E_I} \cdot \left( \frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} - \nu_I \right) + \frac{1}{E_A} \left( \frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \nu_A \right) \right]$$

### 4. Passungswahl

Beim Fügen werden Oberflächen durch plastisches Einebnen der Rauheitsspitzen geglättet. Deshalb kann das gemessene Übermaß vor dem Fügen nicht voll in Verformungen der gefügten Teile umgesetzt werden.

Das für die Fugenpressung maßgebende Haftmaß ( $Z$ ) ist somit das um die Glättung G verminderte Übermaß.

$$Z = U - G$$

Glättung jeder der beiden Oberflächen beträgt jeweils 40% der gemittelten Rauhtiefe  $R_z$   
 $G = 2 \cdot (0,4 \cdot R_{zl} + 0,4 \cdot R_{zA})$

Bei der Berücksichtigung des Übermaßverlustes durch die Glättung ergibt sich für das mit der Passungswahl zu realisierende Übermaß:

$$U_{erf} = Z_{erf} + 0,8 (R_{zl} + R_{zA})$$

$$U_{zul} = Z_{zul} + 0,8 (R_{zl} + R_{zA})$$

Für die Festlegung ist eine ISO – Passung vorzugeben, die folgende Bedingungen erfüllt:

$$|U_k| > |U_{erf}| \quad U_k \dots \text{kleinstes Übermaß der zu wählenden Passung}$$

$$|U_g| < |U_{zul}| \quad U_g \dots \text{größtes Übermaß der zu wählenden Passung}$$

## 5. Temperaturbestimmung

$$\text{Fügespiel } \Delta D = 0,001 \cdot D_F \quad D_F \text{ mm Fugendurchmesser}$$

$$\Delta D \text{ mm Fügespiel}$$

Fügetemperatur des Außenteiles (*Schrumpfsitz*):

$$t_A = t_U + \frac{|U_g| + \Delta D}{\alpha_A \cdot D_F}$$

Fügetemperatur der Welle (Unterkühlung → *Dehnsitz*):

$$t_I = t_U + \frac{|U_g| + \Delta D}{\alpha_I \cdot D_F}$$

$t_U$	[°C]	Umgebungstemperatur
$U_g$	[mm]	max. Übermaß der gewählten Passung
$\alpha$	[1/grd]	Längsdehnungszahl

Längsdehnungszahl  $\alpha$  [1/grd]

Werkstoff	Erwärmung	Unterkühlung
Stahl	$11 \cdot 10^{-6}$	$- 8,5 \cdot 10^{-6}$
GGL	$10 \cdot 10^{-6}$	$- 8 \cdot 10^{-6}$
Al - Legierungen	$23 \cdot 10^{-6}$	$- 18 \cdot 10^{-6}$

Unterkühlungstemperatur: (Siedetemperatur)	flüssiger Stickstoff (N <sub>2</sub> ): Kohlendioxid (CO <sub>2</sub> ): Kohlenmonoxid (CO): Propangas: Propylen: Atzetylen: Argon: Helium: Neon:	-196°C -78°C -191°C -42°C -48°C -85°C -186°C -269°C -246°C
---	---	--

Nur sinnvolle technische Gase sind wirtschaftlich einsetzbar (z. Bsp.: N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>).

**Berechnung einer zylindrischen Querpreßverbindung  
für den elastischen Verformungszustand**

- Berechnung der erforderlichen Fugenpressung**

Übermaß U (vor Montage) erzeugt (nach Montage) Fugenpressung  $p_F$   
und damit eine Haftkraft (Reibkraft) zur Moment- bzw. Kraftübertragung.

$$p_{F,\text{eff}} = \frac{F_N}{A_F}$$

$$F_N \quad \text{Normalkraft} \quad F_N = \frac{F}{\mu}$$

$$\begin{aligned} F & \quad \text{Belastungskraft} \\ & \quad \text{in der Preßfuge} \\ \mu & \quad \text{Haftreibzahl in} \\ & \quad \text{der Preßfuge} \\ A_F & = \pi \cdot d_{\text{w}} \cdot l_f \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} A_F & \quad \text{Zylinderfläche} \\ & \quad \text{der Fuge} \\ S_R & \quad \text{Sicherheit gegen Rutschen} \quad S_R \geq 2 \end{aligned}$$

$$p_{F,\text{eff}} = \frac{F \cdot S_R}{\pi \cdot d_{\text{w}} \cdot l_f \cdot \mu}$$

- Berechnung der Grenzfugenpressung**  
Größte zulässige Fugenpressung für Nabe bzw. Welle wird aus elastizitätstheoretischen Überlegungen für dickwandiges Rohr unter Druck berechnet.

$$p_{F,zu} = \frac{1 - \left( \frac{D_F}{D_{zu}} \right)^2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zu}$$

Nabe:

Welle:

zähiger Werkstoff:  $\sigma_{zu} = \frac{R_e}{S_p}$

spörder Werkstoff:  $\sigma_{zu} = \frac{R_m}{S_b}$

$S_p \approx 1,2$

$S_b \approx 2$

Montagetechnologie

Schrumpfsitz:

Dehnsitz:

Fügetemperatur

Außenteil (erwärm)

Umgebungstemperatur

für Außen Teil (positiv)

bei Erwärmung

grd

Maximalhaftmaß  $Z_{zu}$  für die Grenzfugenpressung:

$$Z_{zu} = p_{F,zu} \cdot D_F \left[ \frac{1}{E_i} \cdot \left( \frac{1+Q_i^2}{1-Q_i^2} - \nu_i \right) + \frac{1}{E_A} \left( \frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \nu_A \right) \right]$$

v / Querdehnzahl

- Übermaßbestimmung unter Berücksichtigung der Glättung**  
Das für die Fugenpressung maßgebende Haftmaß Z ist das um die Glättung G verminderte Übermaß.

$$Z = U \cdot G$$

$$G = 2 \cdot (0,4 \cdot R_z + 0,4 \cdot R_{zu})$$

$R_z$  ... gemittelte Rauhheit

zulässiges Maximalübermaß:

$$U_{zu} = Z_{zu} + 0,8(R_z + R_{zu})$$

$$U_{eff} = Z_{eff} + 0,8(R_z + R_{zu})$$

- Auswahl einer ISO-Prefpassung**

$$\begin{cases} |U_s| > |U_{eff}| \\ |U_d| < |U_{zu}| \end{cases}$$

$$\begin{array}{ll} U_s & \dots \text{kleinstes Übermaß der} \\ & \text{gewählten Passung} \\ U_d & \dots \text{größtes Übermaß der} \\ & \text{gewählten Passung} \end{array}$$

Montagetechnologie

Schrumpfsitz:

Dehnsitz:

Fügetemperatur

Außenteil (erwärm)

Umgebungstemperatur

für Außen Teil (positiv)

bei Erwärmung

grd

- Haftmaßbestimmung**

Das Haftmaß ist gerade so groß wie die elastische Durchmesserveränderung nach dem Fügen.

Mindesthaftmaß  $Z_{eff}$  für die Mindestfugenpressung:

$$Z_{eff} = p_{F,zu} \cdot D_F \left[ \frac{1}{E_i} \cdot \left( \frac{1+Q_i^2}{1-Q_i^2} - \nu_i \right) + \frac{1}{E_A} \left( \frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \nu_A \right) \right]$$

$\nu_i$

Fügetemperatur

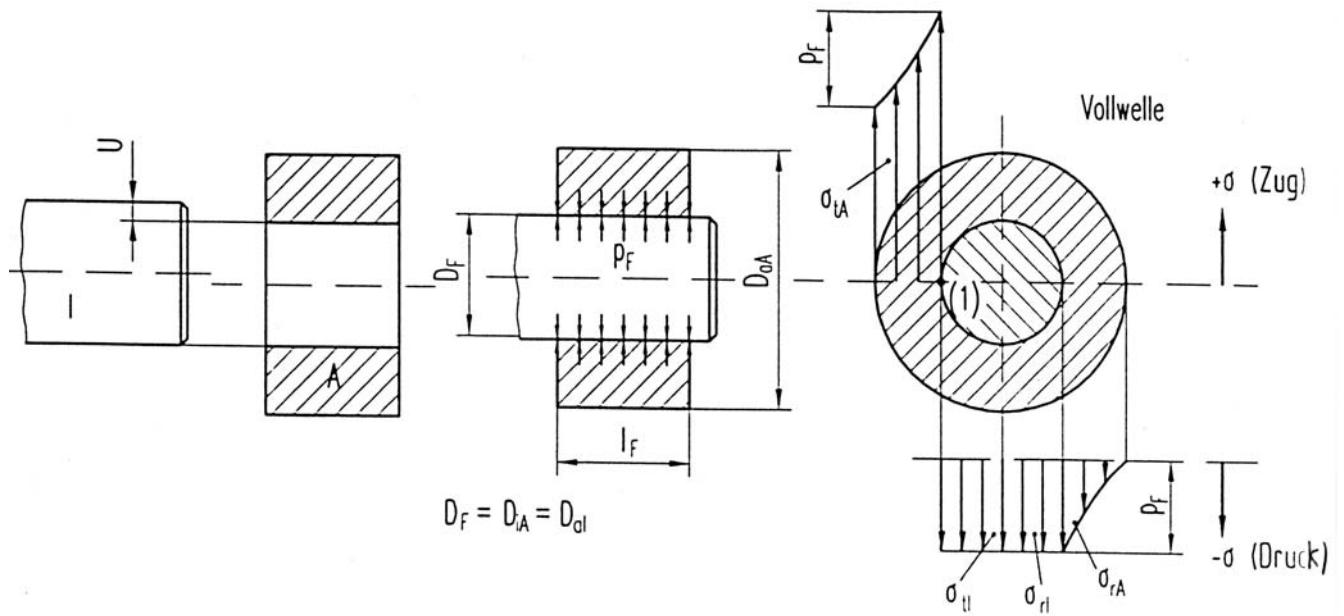
Innenteil (unterkühl)

1/grd Längsdehnungszahl

für Innenteil (negativ)

bei Unterkühlung

grd



I ... Innenteil (Welle)

i ... innen

A ... Außenteil (Nabe)

a ... außen

$D_F$  ... Fugendurchmesser

(1) Ort für Maximalspannung

(→ zweidimensionaler  
Spannungszustand →  $\sigma_v$ )

Durchmesserverhältnisse

$$Q_A = \frac{D_F}{D_{\text{ca}}}$$

$$Q_I = \frac{D_{il}}{D_F}$$

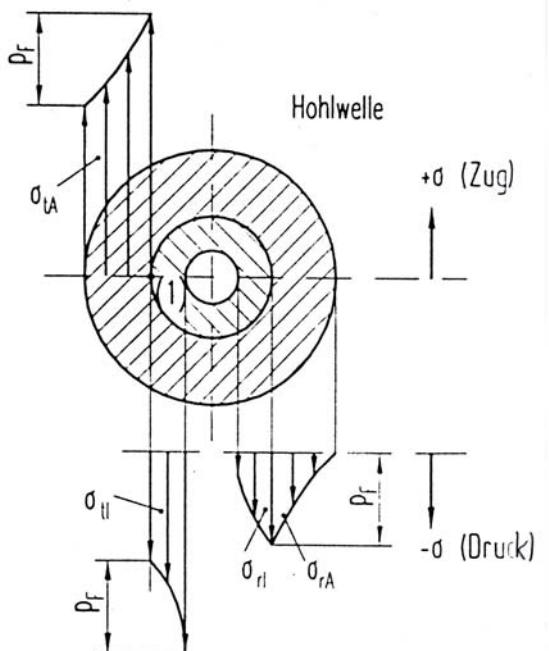


Bild 1: Spannungsverlauf in einer Preßverbindung

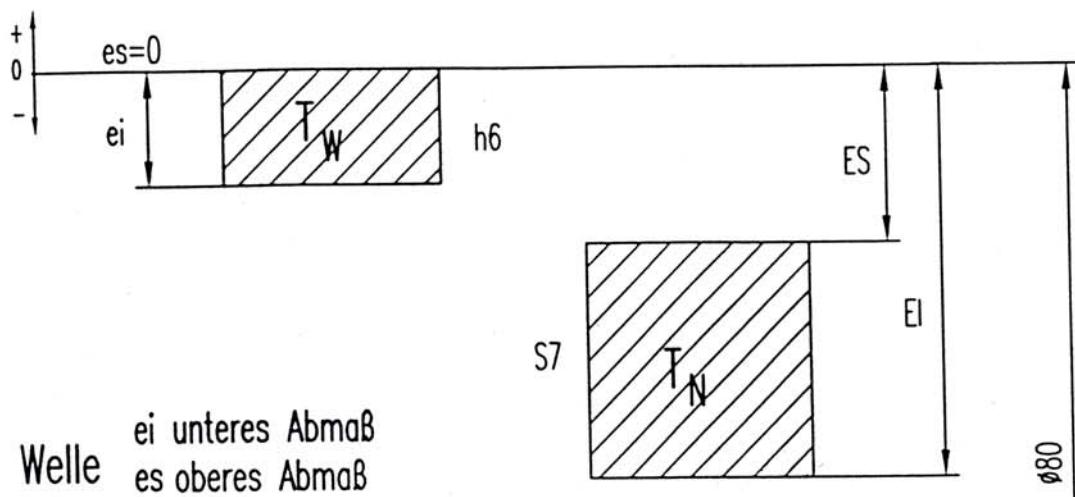
**Toleranzfelder**  **Vorzugstoleranzfelder nach DIN 7157**

16

Grenzabmaße nach DIN ISO 286 in  $\mu\text{m}$



Nabe      EI unteres Abmaß  
 ES oberes Abmaß



$$\begin{aligned} \text{Größtübermaß} & U_g = EI - es \\ \text{Kleinstübermaß} & U_k = ES - ei \end{aligned}$$

#### Empfohlene Passungen / Übermaße in $\mu\text{m}$

Einheitsbohrung   d = 45   80	Einheitswelle   d = 45   80
H7 / u7   - 45   - 72	U8 / h7   - 45   - 72
	- 95   - 132   - 109   - 148
H8 / s7   - 4   - 13	S7 / h6   - 18   - 29
	- 68   - 89   - 59   - 78
H7 / t6   - 29   - 45	T7 / h6   - 29   - 45
	- 70   - 94   - 70   - 94

Bild 2: Passungen / Übermaße

## 1 Zweck und Anwendungsbereich

Diese Internationale Norm legt, in Millimetern, die Maße von Keilwellen-Verbindungen mit geraden Flanken und Innenzentrierung der leichten und mittleren Reihe fest.

Diese Internationale Norm legt ferner die Prüfverfahren und die entsprechenden Lehren fest.

## 2 Maße

Die für Welle und Nabe gemeinsamen Nennmaße,  $d$ ,  $D$  und  $B$ , sind in Tabelle 1 angegeben, die Toleranzen in den Tabellen 2 und 3.

## 3 Kurzzeichen

Das Kurzzeichen für ein Keilwellen- oder Keilnaben-Profil wird in folgender Reihenfolge gebildet durch: Anzahl der Keile  $N$ , Innendurchmesser  $d$  und Außendurchmesser  $D$ ; diese 3 Zahlen werden durch das Zeichen  $\times$  voneinander getrennt, zum Beispiel:

Welle (oder Nabe)  $6 \times 23 \times 26$

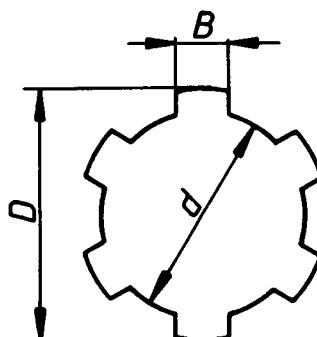


Tabelle 1. Nennmaße

$d$ mm	Leichte Reihe				Mittlere Reihe			
	Kurzzeichen	$N$	$D$ mm	$B$ mm	Kurzzeichen	$N$	$D$ mm	$B$ mm
11					$6 \times 11 \times 14$	6	14	3
13					$6 \times 13 \times 16$	6	16	3,5
16					$6 \times 16 \times 20$	6	20	4
18					$6 \times 18 \times 22$	6	22	5
21					$6 \times 21 \times 25$	6	25	5
23	$6 \times 23 \times 26$	6	26	6	$6 \times 23 \times 28$	6	28	6
26	$6 \times 26 \times 30$	6	30	6	$6 \times 26 \times 32$	6	32	6
28	$6 \times 28 \times 32$	6	32	7	$6 \times 28 \times 34$	6	34	7
32	$8 \times 32 \times 36$	8	36	6	$8 \times 32 \times 38$	8	38	6
36	$8 \times 36 \times 40$	8	40	7	$8 \times 36 \times 42$	8	42	7
42	$8 \times 42 \times 46$	8	46	8	$8 \times 42 \times 48$	8	48	8
46	$8 \times 46 \times 50$	8	50	9	$8 \times 46 \times 54$	8	54	9
52	$8 \times 52 \times 58$	8	58	10	$8 \times 52 \times 60$	8	60	10
56	$8 \times 56 \times 62$	8	62	10	$8 \times 56 \times 65$	8	65	10
62	$8 \times 62 \times 68$	8	68	12	$8 \times 62 \times 72$	8	72	12
72	$10 \times 72 \times 78$	10	78	12	$10 \times 72 \times 82$	10	82	12
82	$10 \times 82 \times 88$	10	88	12	$10 \times 82 \times 92$	10	92	12
92	$10 \times 92 \times 98$	10	98	14	$10 \times 92 \times 102$	10	102	14
102	$10 \times 102 \times 108$	10	108	16	$10 \times 102 \times 112$	10	112	16
112	$10 \times 112 \times 120$	10	120	18	$10 \times 112 \times 125$	10	125	18

## 4 Toleranzen für Nabe und Welle

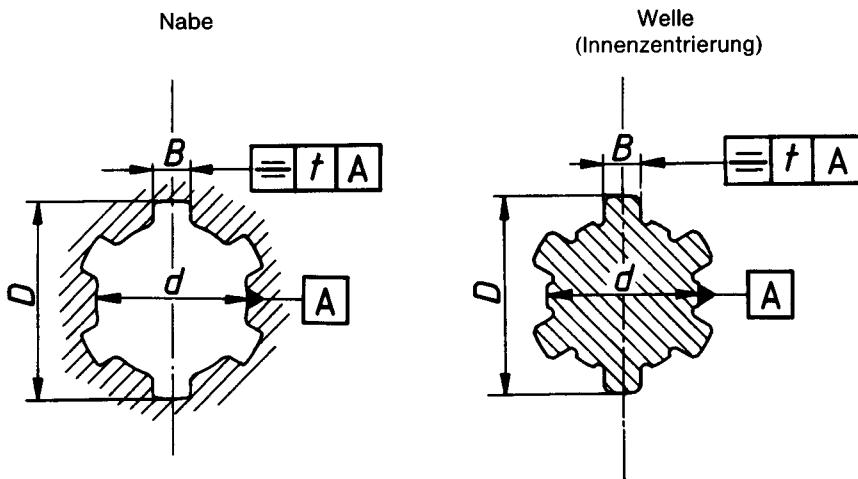


Tabelle 2. Toleranzen für Nabe und Welle

Toleranzen für die Nabe						Toleranzen für die Welle			Einbauart
Nach dem Räumen nicht behandelt			Nach dem Räumen behandelt			B	D	d	
B	D	d	B	D	d				
H9	H10	H7	H11	H10	H7	d10	a11	f7	Gleitsitz
						f9	a11	g7	Übergangssitz
						h10	a11	h7	Festsitz

Die Maßtoleranzen für Nabe und Welle sind in Tabelle 2 angegeben, die Toleranzen für die Symmetrie in Tabelle 3.

Mit bestimmten Fräsern können für spezielle Anwendungsfälle Keilwellen ohne Nachbearbeiten der Flanken am Keilgrund mit einem sehr reduzierten Übergangsradius zwischen Keilwellenflanke und Keilgrund hergestellt werden (z. B. Fräser mit fest eingestellten Arbeitspositionen).

Die in Tabelle 2 angegebenen Toleranzen beziehen sich auf fertig bearbeitete Werkstücke (Wellen und Nabenhügel). Die Werkzeugtoleranzen sollen daher für unbehandelte oder vorbehandelte Werkstücke und für nachbehandelte Werkstücke verschieden sein.

Tabelle 3. Toleranzen für die Symmetrie

Keilbreite B	3	3,5 4 5 6	7 8 9 10	12 14 16 18
Toleranz für die Symmetrie t	0,010 (IT 7)	0,012 (IT 7)	0,015 (IT 7)	0,018 (IT 7)

Die für B festgelegte Toleranz enthält die Teilungsabweichung (und die Symmetriabweichung). Flankenlinienabweichungen siehe Abschnitt 5.7.

## 5 Lehrung

### 5.1 Allgemeines

Dieser Abschnitt enthält allgemeine Angaben über Lehren und deren Prüfung; alle übrigen Anforderungen für Lehren sind, soweit Grenzlehren benutzt werden, in Abschnitt 6 enthalten, jedoch ohne daß die Anwendung dieser Lehren zwingend ist.

Prüfung durch Einzelmessung ist unter Umständen nach vorheriger Vereinbarung gemäß den für die Anforderungen festzulegenden Bestimmungen zulässig.

### 5.2 Bezugstemperatur

Die Standard-Bezugstemperatur für industrielle Messungen beträgt 20 °C. Die für Bestimmungsstücke und Lehren vorgeschriebenen Maße sind auf diese Temperatur bezogen und sollen üblicherweise bei dieser Temperatur geprüft werden.

Werden Messungen bei einer anderen Temperatur vorgenommen, so ist das Ergebnis unter Berücksichtigung des linearen Ausdehnungskoeffizienten der Werkstücke bzw. der Lehren zu korrigieren.

Sofern nicht anders festgelegt, wird für alle Messungen von einer Meßkraft Null ausgegangen.

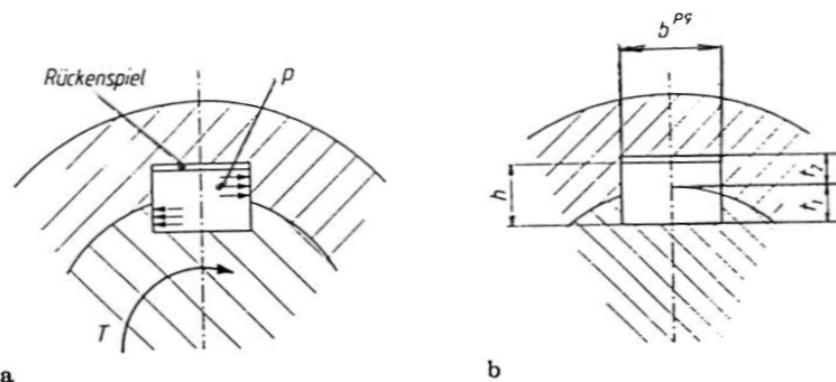
Werden die Messungen mit einer anderen Meßkraft als Null durchgeführt, so sind die Ergebnisse entsprechend zu berichtigen. Eine Korrektur ist jedoch nicht erforderlich bei Vergleichsmessungen, die mit denselben Vergleichsmitteln und derselben Meßkraft zwischen ähnlichen Teilen aus dem gleichen Werkstoff und der gleichen Oberflächenbeschaffenheit durchgeführt werden.

### 5.3 Anwendungsbedingungen

Ein Werkstück genügt den Anforderungen, wenn seine Keilwellen bzw. Keilnaben nach der Prüfung mit Lehren, die nach den Abschnitten 5 und 6 dieser Internationalen Norm für die Prüfung zugelassen sind, für gut befunden wurden. Benutzt der Kunde also seine eigenen Lehren für die Abnahme, so müssen diese nahe genug an den festgelegten äußeren Grenzen liegen, so daß etwaige mit den Lehren des Herstellers angenommene Keilwellen bzw. Keilnaben nicht zurückgewiesen werden.

In Streiffällen sollten Hersteller und Kunde sich gegenseitig ihre Lehren für die Prüfung im eigenen Haus zur Verfügung stellen.

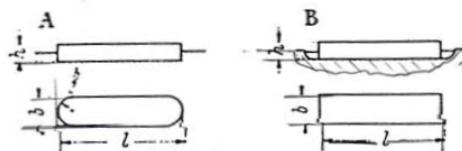
Falls die Streitfrage dadurch nicht ausgeräumt wird, sind die Lehren an eine anerkannte Kalibrierstelle weiterzugeben.



Paßfederverbindung: a) Wirkprinzip; b) Bezeichnung und Toleranzen

Für die Paßfederbreite ist das Toleranzfeld h9 (Keilstahl nach DIN 6880) vorgesehen, für die Nutbreiten:

	bei festem Sitz	bei leichtem Sitz	bei Gleitsitz
in der Welle	P 9	N 9	H 8
in der Nabe	P 9	J 9	D 10



#### Paßfederabmessungen

Wellendurchmesser $d$	Breite $\times$ Höhe	Hohe Form (nach DIN 6885 T 1)			Hohe Form für Werkzeugmaschinen (nach DIN 6885 T 2)		
		$t_1$	$t_2$	$l$	$t_1$	$t_2$	$l$
6	8	2 × 2	1,2	1,0	6 ... 20		
8	10	3 × 3	1,8	1,4	6 ... 36		
10	12	4 × 4	2,5	1,8	8 ... 45	3,0	1,1
12	17	5 × 5	3,0	2,3	10 ... 56	3,8	1,3
17	22	6 × 6	3,5	2,8	14 ... 70	4,4	1,7
22	30	8 × 7	4,0	3,3	18 ... 90	5,4	1,7
30	38	10 × 8	5,0	3,3	22 ... 110	6,0	2,1
38	44	12 × 8	5,0	3,3	28 ... 140	6,0	2,1
44	50	14 × 9	5,5	3,8	36 ... 160	6,5	2,6
50	58	16 × 10	6,0	4,3	45 ... 180	7,5	2,6
58	65	18 × 11	7,0	4,4	50 ... 200	8,0	3,1
65	75	20 × 12	7,5	4,9	56 ... 220	8,0	4,1
75	85	22 × 14	9,0	5,4	63 ... 250	10,0	4,1
85	95	25 × 14	9,0	5,4	70 ... 280	10,0	4,1
95	110	28 × 16	10,0	6,4	80 ... 320	11,0	5,1
110	130	32 × 18	11,0	7,4	90 ... 360	13,0	5,2
130	150	36 × 20	12,0	8,4	100 ... 400	13,7	6,5
150	170	40 × 22	13,0	9,4	110 ... 400	14,0	8,2
170	200	45 × 25	15,0	10,4	125 ... 400		
200	230	50 × 28	17,0	11,4	140 ... 400		

Paßfederlängen  $l$ :

6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63;  
70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320;  
360; 400