
Ü B U N G

M A S C H I N E N E L E M E N T E

Formschlüssige Verbindungen

Stephan Voigt, M.Eng.

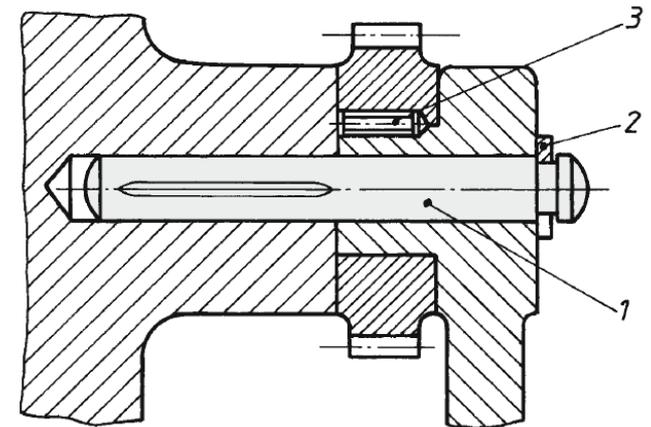
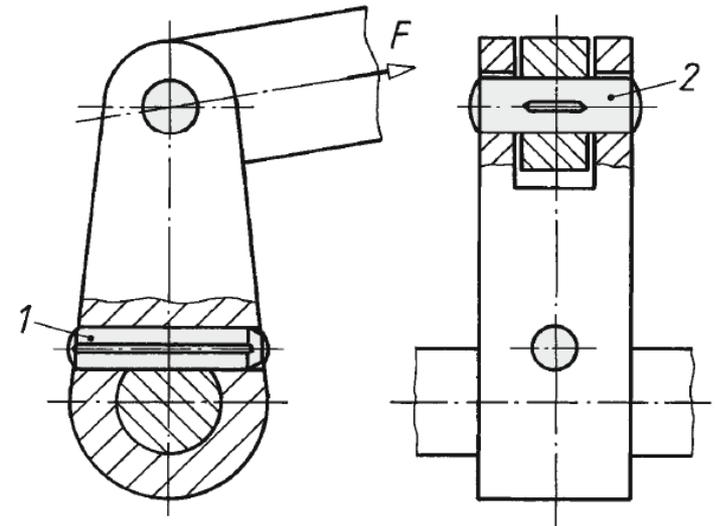
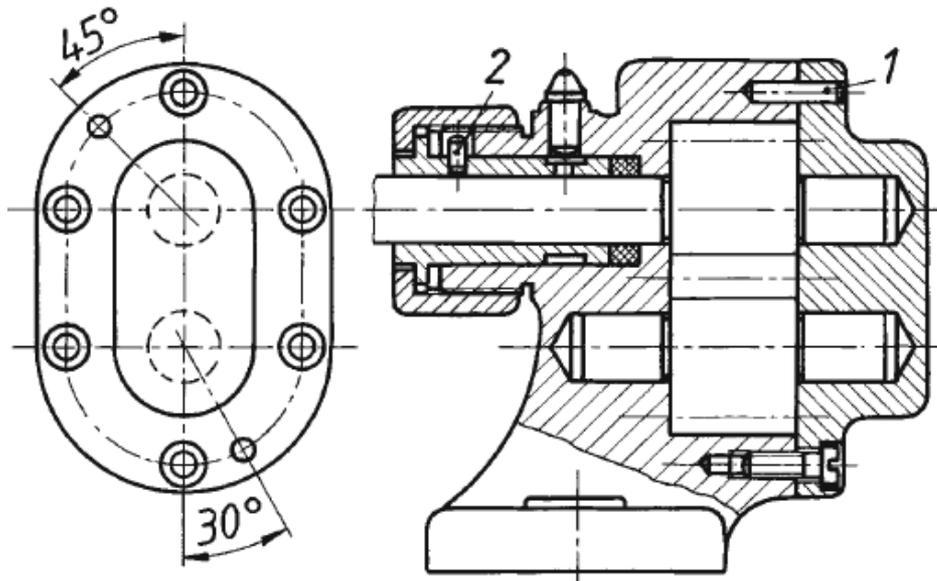
Agenda

1. Stiftverbindungen
 - 1.1 Beanspruchung
 - 1.2 Beanspruchbarkeit
2. Bolzenverbindungen
 - 1.1 Beanspruchung
 - 1.2 Beanspruchbarkeit
3. Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen
 - 1.1 Beanspruchung
 - 1.2 Beanspruchbarkeit

1. Stiftverbindungen

1.1 Beanspruchung

Anwendungsbeispiele



Steckstift-Verbindung

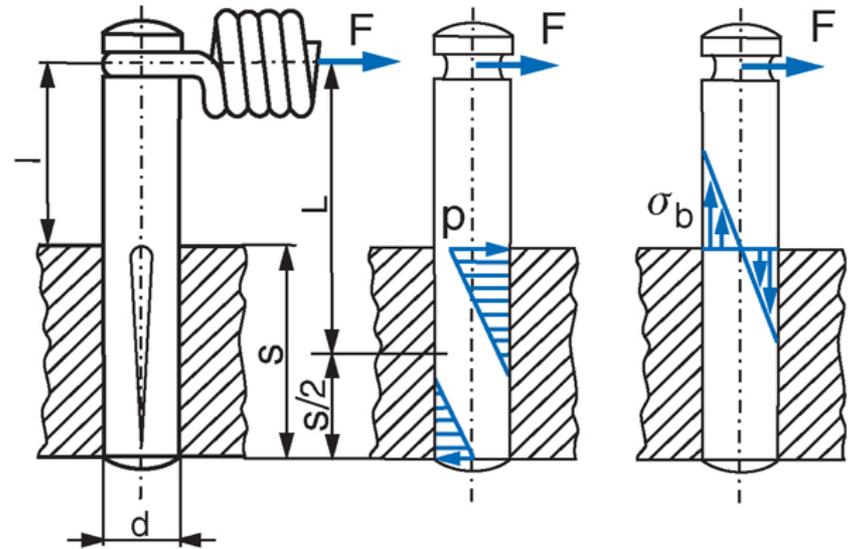
- Belastung: Biegekraft F
- Beanspruchungen

- Biegespannung

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{32 \cdot F \cdot l}{\pi \cdot d^3}$$

- Scherspannung

$$\tau_s = \frac{F}{A_s} = \frac{4 \cdot F}{\pi \cdot d^2}$$



- Flächenpressung

$$p_{\max} = p_1 + p_2 = \frac{M_b}{W_b} + \frac{F}{A} = \frac{6 \cdot F \cdot \left(l + \frac{s}{2}\right)}{d \cdot s^2} + \frac{F}{d \cdot s}$$

Querstift-Verbindung

- Belastung: Drehmoment M_t bzw. Tangentialkraft F_t
- Beanspruchungen

- Scherspannung

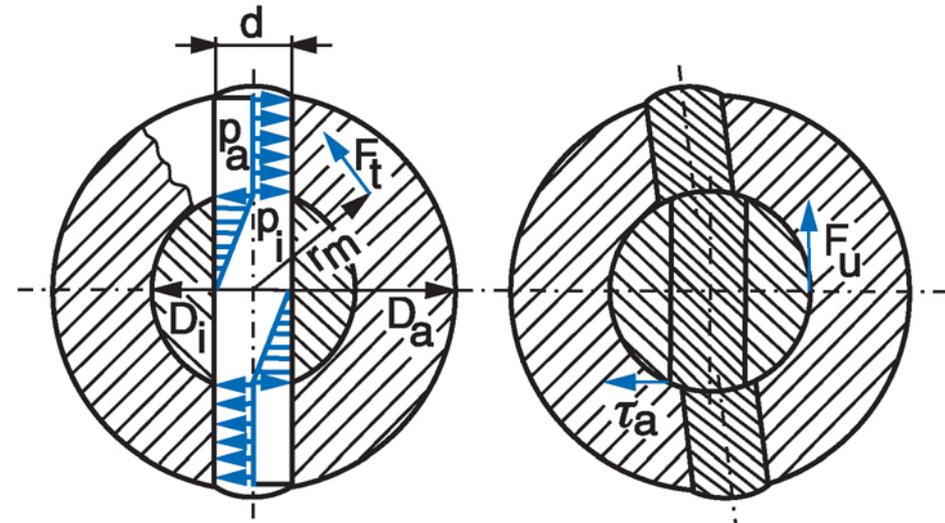
$$\tau_s = \frac{F_u}{2 \cdot A_s} = \frac{4 \cdot M_t}{\pi \cdot D_i \cdot d^2}$$

- Flächenpressung Welle

$$p_i = \frac{M_t}{W_b} = \frac{6 \cdot M_t}{D_i^2 \cdot d}$$

- Flächenpressung Nabe

$$p_a = \frac{F_t}{A} = \frac{\frac{M_t}{r_m}}{d \cdot (D_a - D_i)} = \frac{4 \cdot M_t}{d \cdot (D_a^2 - D_i^2)}$$



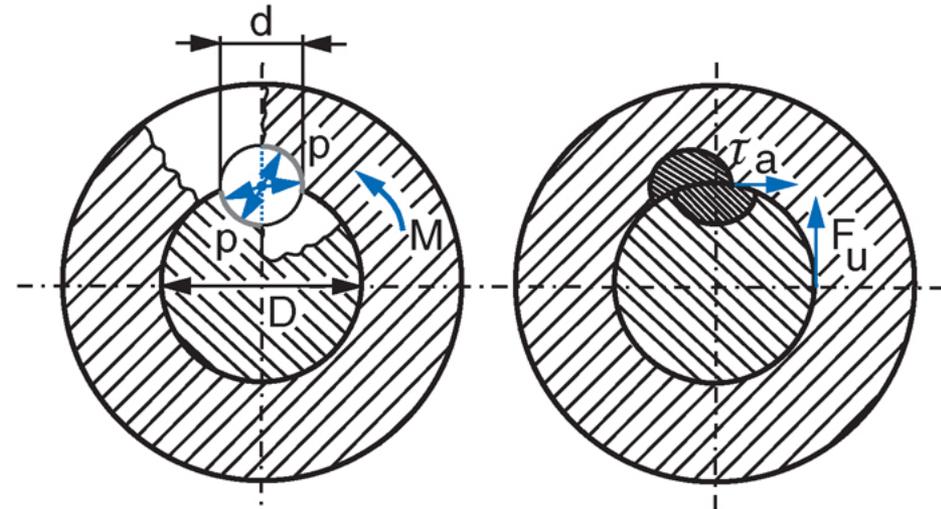
$$\frac{d}{D_i} \approx 0,2 \dots 0,3$$

$$\frac{D_a}{D_i} \approx 2 \dots 2,5$$

Längsstift-Verbindung

- Belastung: Drehmoment M_t bzw. Tangentialkraft F_t
- Beanspruchungen
 - Flächenpressung

$$p = \frac{F_u}{A} = \frac{4 \cdot M_t}{D \cdot d \cdot l}$$



- Scherspannung

$$\tau_s = \frac{F_u}{A_s} = \frac{2 \cdot M_t}{\pi \cdot D_i \cdot d^2}$$

$$\frac{d}{D} \approx 0,13 \dots 0,2$$

$$\frac{l}{D} \approx 1 \dots 1,5$$

1.2 Beanspruchbarkeit

Zulässige Beanspruchungen von Stiftverbindungen (Schlecht, FS S.145)

- Erfahrungswerte!
- N/mm²

		Stiftform	glatter Stift			gekerbter Stift		
		Lastfall →	ruhend	schwellend	wechselnd	ruhend	schwellend	wechselnd
zul. Beanspruchung ↓								
Bauteilwerkstoff	S235	p_{zul}	98	72	36	69	52	26
	E295		104	76	38	73	55	28
	Stahlguss		83	62	31	58	43	21
	Grauguss		68	52	26	48	36	18
	Bronze, Messing		40	29	14	28	21	10
	AlCuMg-Leg.		65	47	23	46	35	17
	AlSi-Leg.		45	33	16	32	24	12
		$\sigma_{b,zul}$	190	145	75	160	120	60
		$\tau_{s,zul}$	80	60	30	65	50	25

Mindestabscherkräfte in kN für zweischnittige Stiftverbindungen (Schlecht S.463)

- Scherversuch nach DIN EN 28 749, Höchstbelastung bis zum Bruch

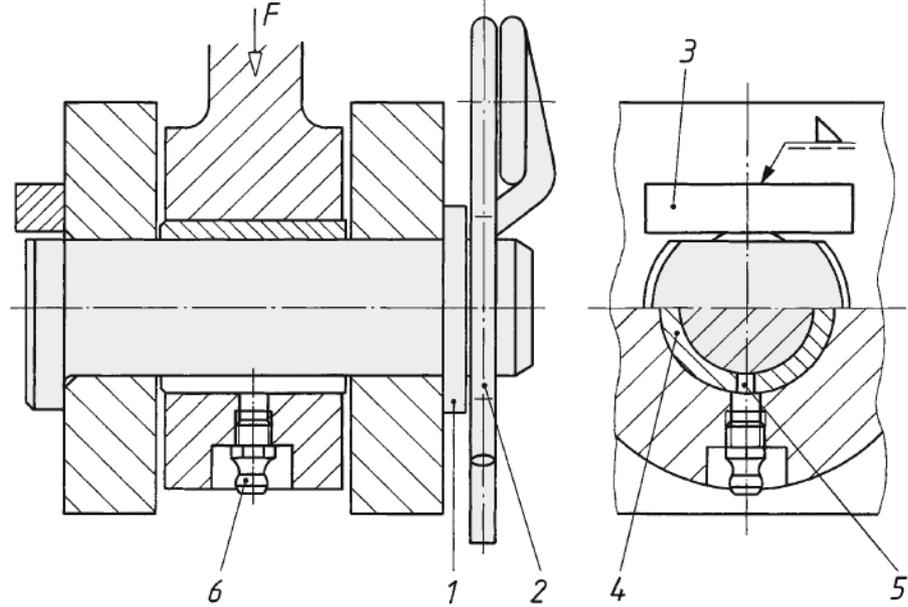
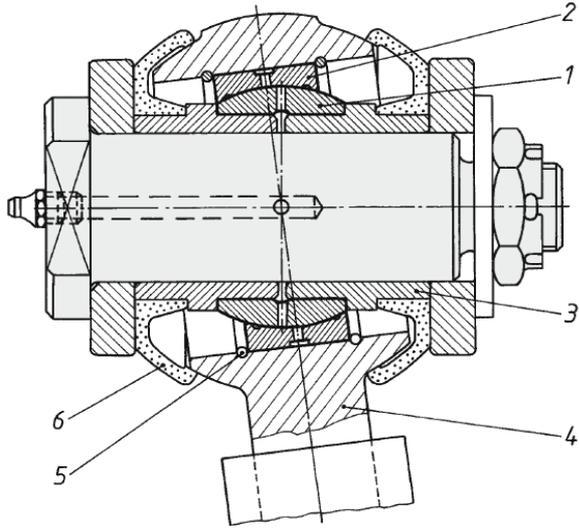
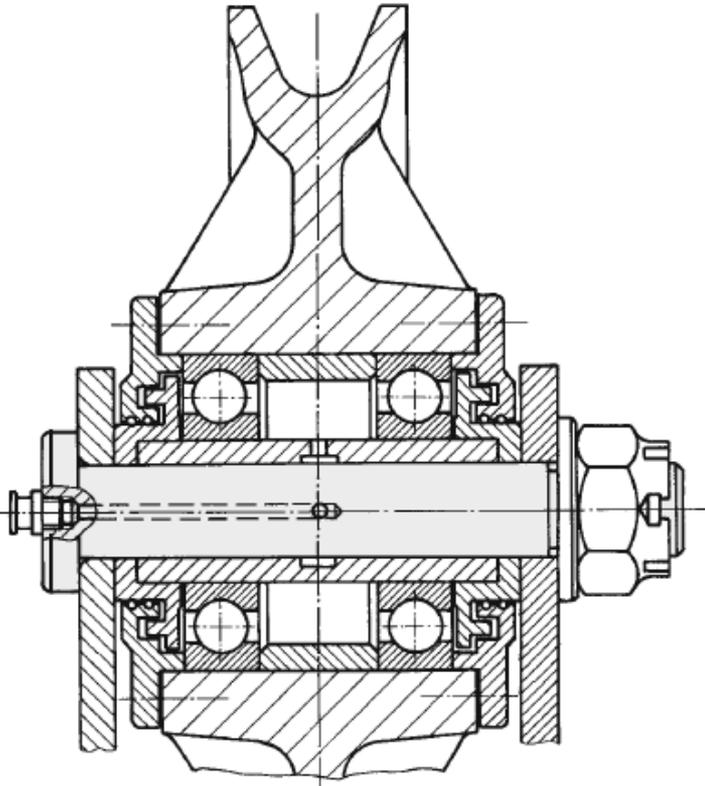
Stiftart	Stiftdurchmesser d in mm												
	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25
Zylinderkerbstifte DIN EN ISO 8740 Stahl (Härte 125 bis 245 HV30)	1,6	2,84	4,4	6,4	11,3	17,6	25,4	45,2	70,4	101,8	181	283	444
Spannstifte (-hülsen) leichte Ausführung DIN EN ISO 13 337 ¹⁾		1,5	2,4	3,5	8	10,4	18	24	40	48	98	158	202
Spannstifte (-hülsen) schwere Ausführung DIN EN ISO 8752 ¹⁾	1,58	2,82	4,38	6,32	11,24	17,54	26,04	42,76	70,16	104,1	171	280,6	438,5
Spiralspannstifte Regelausführung DIN EN ISO 8750 ¹⁾	1,45	2,5	3,9	5,5	9,6	15	22	39	62	89	155	250	

¹⁾ Werkstoff: Stahl und martensitischer nichtrostender Stahl, gehärtet.

2. Bolzenverbindungen

2.1 Beanspruchung

Anwendungsbeispiele



Aufbau/Gestaltung einer Bolzenverbindung

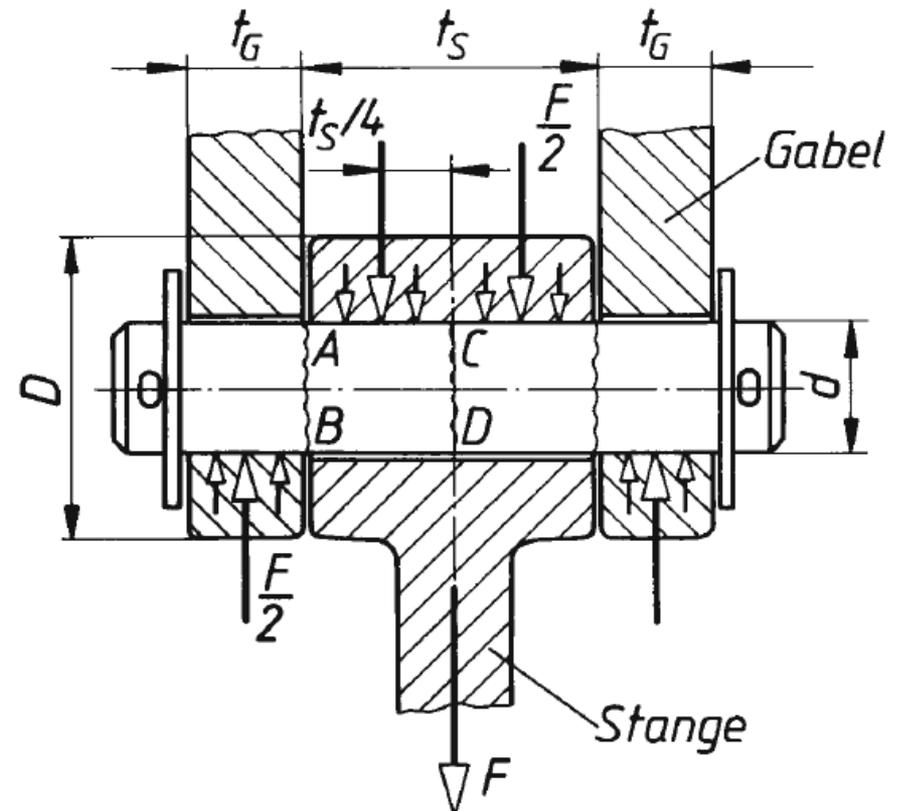
▪ Geometrische Größen

- Gabelbreite t_G
- Stangenbreite t_S
- Bolzendurchmesser d
- Augendurchmesser D

▪ Maßverhältnisse

- $\frac{D}{d} \approx 2,5 \dots 3,0$ für Stahl oder Stahlguss
- $\frac{D}{d} \approx 3,0 \dots 3,5$ für Gusswerkstoffe
- $\frac{t_S}{d} \approx 1,5 \dots 1,7$ und $\frac{t_S}{t_G} \approx 2,0 \dots 3,5$

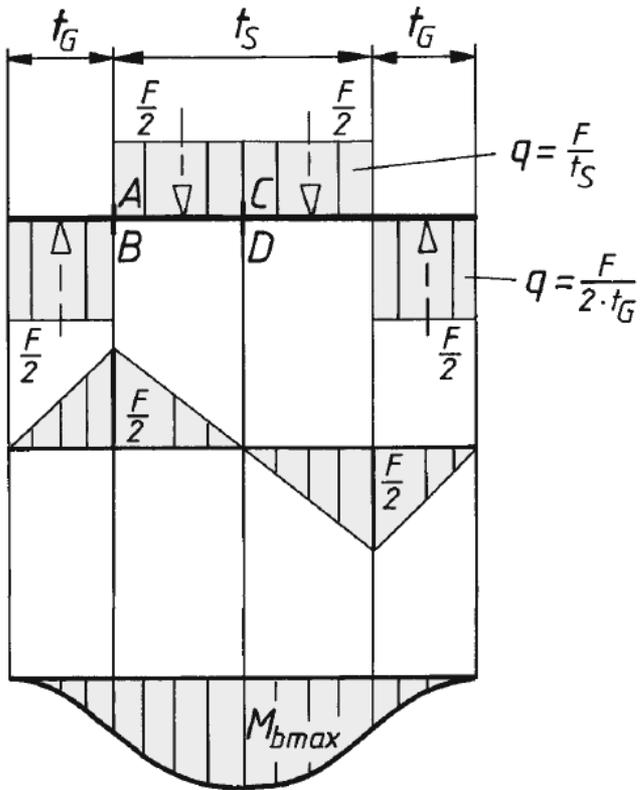
zweischnittige und querbelastete Bolzenverbindung



Aufbau/Gestaltung einer Bolzenverbindung

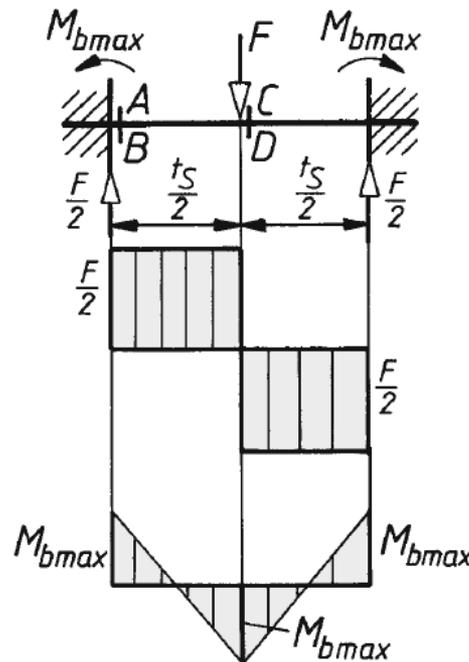
Fall 1:

Spielpassung in Gabel und Stange



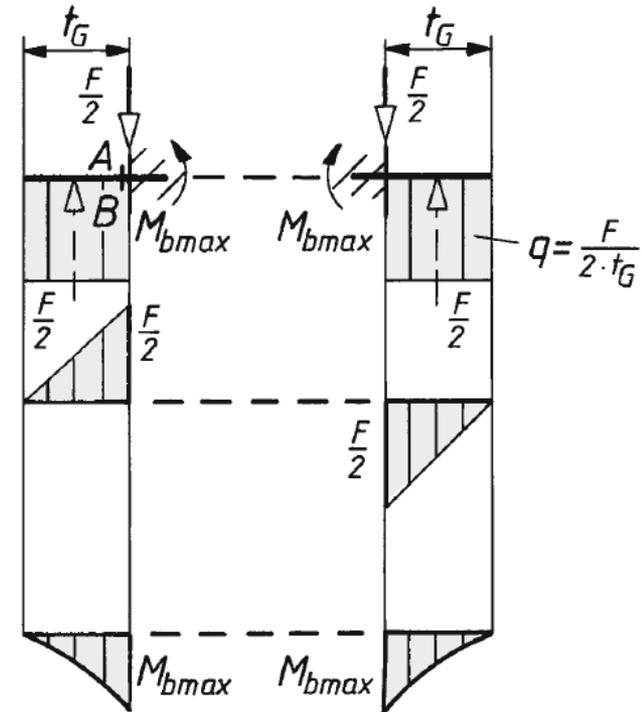
Fall 2:

Übermaßpassung in Gabel und Spielpassung in Stange



Fall 3:

Spielpassung in Gabel und Übermaßpassung in Stange



$M_{b,max} = \frac{1}{8} \cdot F \cdot (t_S + 2 \cdot t_G)$	$M_{b,max} = \frac{1}{8} \cdot F \cdot t_S$	$M_{b,max} = \frac{1}{4} \cdot F \cdot t_G$
---	---	---

Auslegungskriterium/Bemessungsgleichung

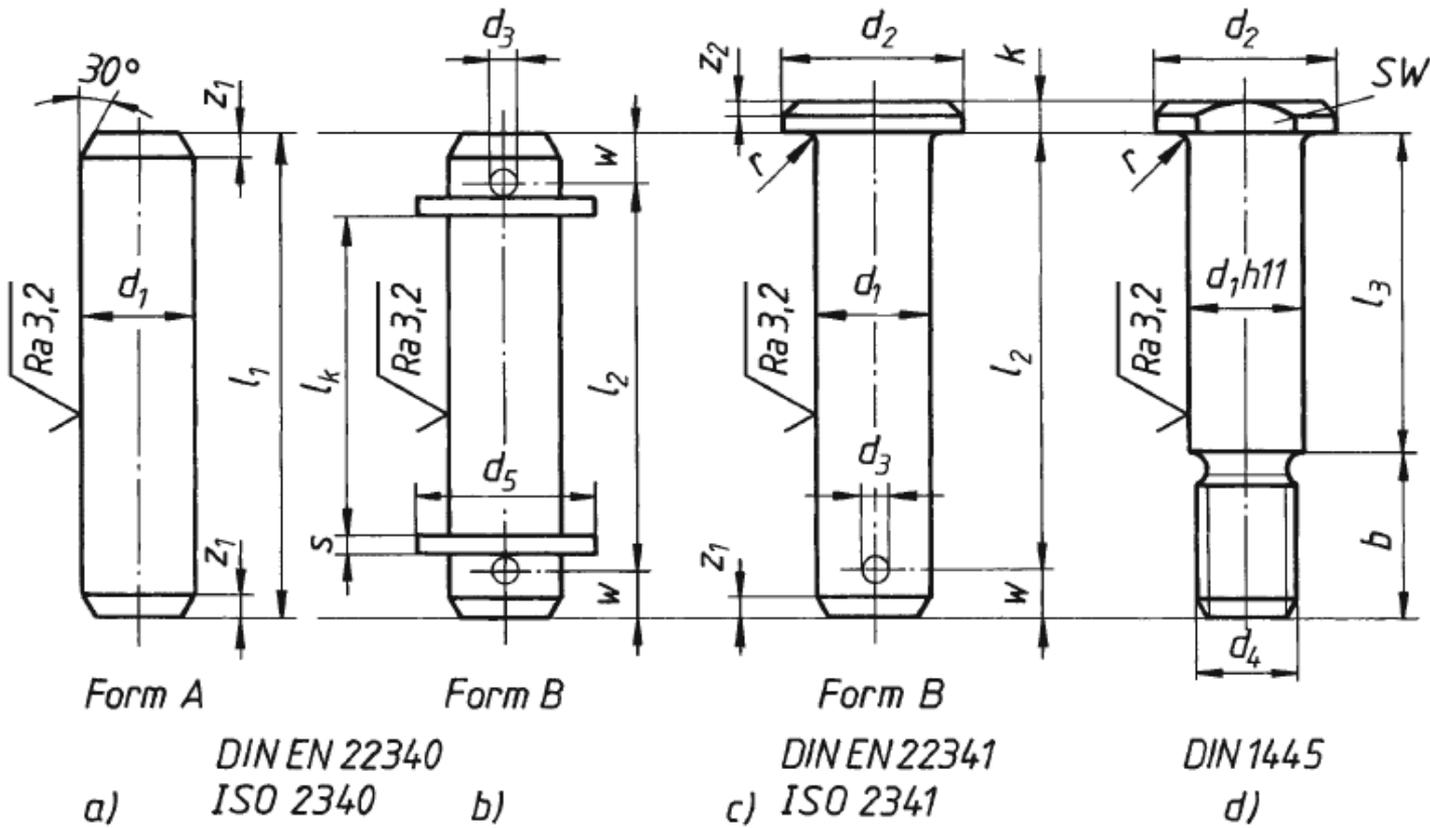
- Davon ausgehend, dass die Biegebeanspruchung maßgebend ist, folgt durch Umwandlung vorangestellter Gleichungen folgende Bemessungsgleichung:

$$d \approx k \cdot \sqrt{\frac{F}{\sigma_{b,zul}}}$$

- Unter Berücksichtigung der Gleitverhältnisse gilt für den Einspannfaktor k :

	Einbaufall			Maßverhältnisse	
	Fall 1	Fall 2	Fall 3	t_S/d	t_G/d
nicht gleitend	1,6	1,1	1,1	1,0	0,5
gleitend	1,9	1,4	1,2	1,6	0,6

Normbolzen, Formen



Normbolzen, Maße

d_1	h11	5	6	8	10	12	16	20	24	30	36	40	50	60
d_2	h14	8	10	14	18	20	25	30	36	44	50	55	66	78
d_3	H13	1,2	1,6	2	3,2	3,2	4	5	6,3	8	8	8	10	10
d_4		–	–	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M27	M30	M36	M42
b min.		–	–	11	14	17	20	25	29	36	39	42	49	58
k	js14	1,6	2	3	4	4	4,5	5	6	8	8	8	9	12
w		2,9	3,2	3,5	4,5	5,5	6	8	9	10	10	10	12	14
z_1 max.		2	2	2	2	3	3	4	4	4	4	4	4	6
SW		–	–	11	13	17	22	27	32	36	46	50	60	70
Splint DIN EN ISO 1234		1,2×10	1,6×12	2×14	3,2×18	3,2×20	4×25	5×32	6,3×36	8×45	8×50	8×56	10×71	10×80
Scheibe DIN EN 28738	s	1	1,6	2	2,5	3	3	4	4	5	6	6	8	10
	d_5	10	12	15	18	20	24	30	37	44	50	56	66	78
Federstecker d_4 DIN 11024		–	–	–	2,5	3,2	4	5	5	6	7	7	8	–

Bolzen mit d_1 3 4 14 18 22 27 33 45 55 70 80 90 100 siehe Normen.

Die handelsüblichen Längen l_1 liegen zwischen $2d_1$ und $10d_1$.

Längen über 200 mm sind von 20 mm zu 20 mm zu stufen.

Stufung der Länge l_1 : 6 8 10 12 14 16 18 20 22 24 26 28 30 32 35 40 45 50 55 60 65 70 75 80 85 90 95 100 120 140 160 180 200

Kopfanfasung $z_2 \times 45^\circ$ mit $z_2 \approx z_1/2$. Übergangsradius r : 0,6 mm bis $d_1 = 16$ mm, 1 mm ab $d_1 = 18$ mm.

Bei Bolzen der Form B mit Splintlöchern errechnet sich die Gesamtlänge aus der Klemmlänge l_k z. B. nach Bild 9-1b: $l_1 = l_k + 2(s + w) + d_3$. Das so errechnete Kleinmaß l_1 ist möglichst auf die nächstgrößere Länge l_1 der Tabelle aufzurunden. Sollte sich hierdurch eine konstruktiv nicht vertretbare zu große Klemmlänge l_k ergeben, so ist der erforderliche Splintabstand $l_2 = l_k + 2s + d_3$ in der Bezeichnung anzugeben.

Bezeichnung eines Bolzens ohne Kopf, Form B, mit Nenndurchmesser $d_1 = 16$ mm und Nennlänge $l_1 = 55$ mm, mit verringertem Splintlochabstand $l_2 = 40$ mm, aus Automatenstahl (St):

Bolzen ISO 2340–B–16×55×40–St.

Bei Bolzen mit Gewindepapfen errechnet sich die Länge l_1 aus der Klemmlänge l_3 plus Zapfenlänge b . Die so ermittelte Länge l_1 ist auf den nächstgrößeren Tabellenwert aufzurunden.

Bezeichnung eines Bolzens mit Kopf und Gewindepapfen DIN 1445 von Durchmesser $d_1 = 30$ mm, mit Toleranzfeld h11, Klemmlänge $l_3 = 63$ mm und (genormter) Länge $l_1 = 100$ mm, aus Automatenstahl (St):

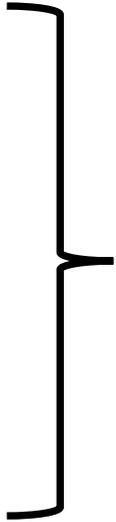
Bolzen DIN 1445–30h11×63×100–St.

2.2 Beanspruchbarkeit

Zulässige Spannungen von Bolzenverbindungen

- Erfahrungswerte!
- N/mm²

		glatter Bolzen			
		Lastfall →		wechselnd	
		ruhend	schwellend		
zul. Beanspruchung ↓					
Werkstoff	S235	30	24	12	
	E295	30	24	12	
	Stahlguss	30	24	12	
	Grauguss	p_{zul}	40	32	16
	Bronze, Messing		40	32	16
	AlCuMg-Leg.		20	16	8
	AlSi-Leg.		20	16	8
$\sigma_{b,zul}$		200	140	70	
$\tau_{s,zul}$		80	60	30	



Nur für nicht gleitende Verbindungen

- In Anlehnung an DIN 743 (Tragfähigkeitsberechnung von Wellen und Achsen) kann die Ermittlung der Beanspruchung auch auf Basis der folgenden Größen erfolgen:

- R_{mN} → Zugfestigkeit der Normabmessung, werkstoffabhängig
- K_t → technologischer Größeneinflussfaktor

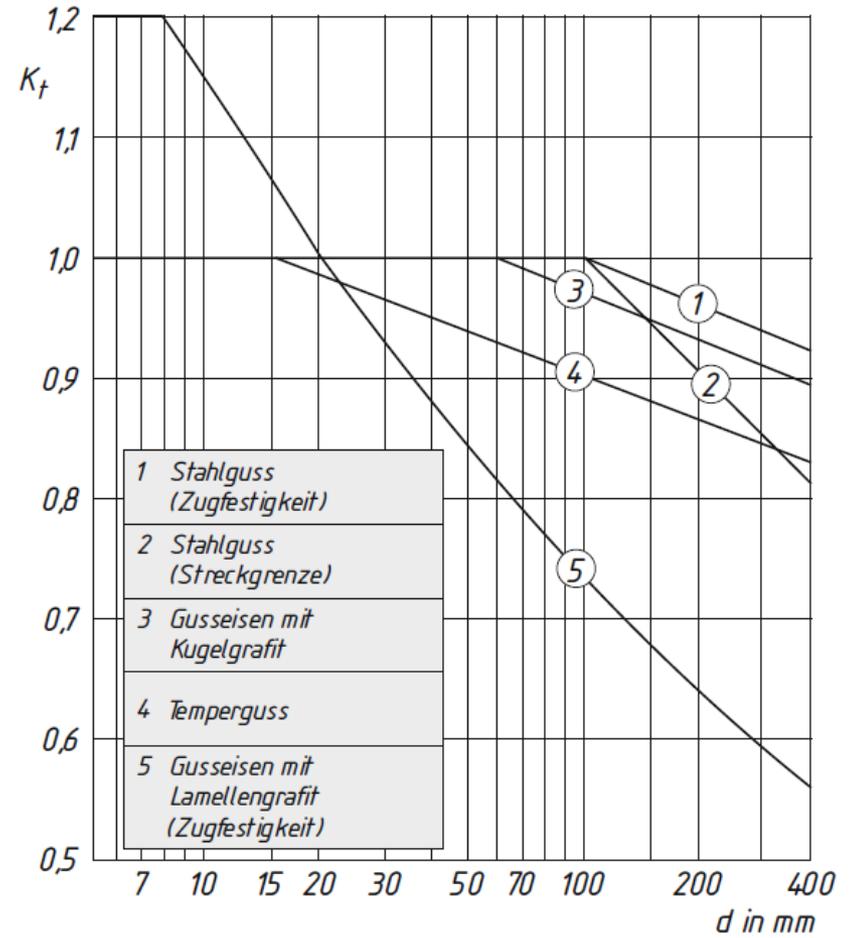
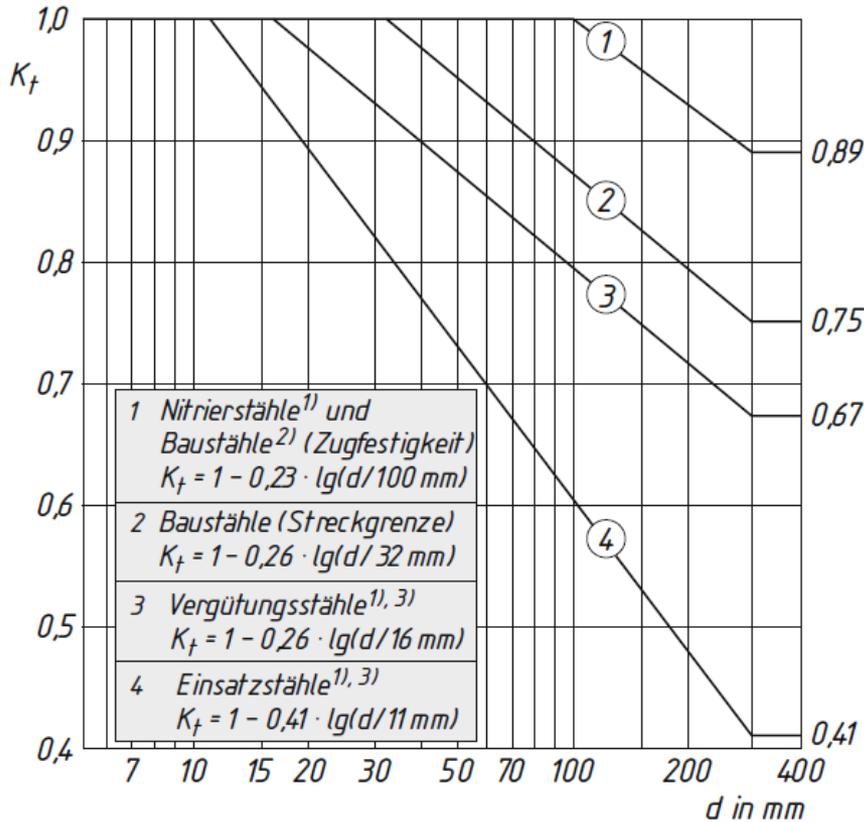
- Dabei gilt p_{zul} nur für nicht gleitende Flächen!

Lastfall →	ruhend	schwellend	wechselnd
zul. Beanspruchung ↓			
p_{zul}	$0,35 \cdot K_t \cdot R_{mN}$	$0,25 \cdot K_t \cdot R_{mN}$	$0,15 \cdot K_t \cdot R_{mN}$
$\sigma_{b,zul}$	$0,30 \cdot K_t \cdot R_{mN}$	$0,20 \cdot K_t \cdot R_{mN}$	$0,15 \cdot K_t \cdot R_{mN}$
$\tau_{s,zul}$	$0,20 \cdot K_t \cdot R_{mN}$	$0,15 \cdot K_t \cdot R_{mN}$	$0,10 \cdot K_t \cdot R_{mN}$
σ_{zul}	$0,50 \cdot K_t \cdot R_{mN}$ bzw. R_{eN}	$0,20 \cdot K_t \cdot R_{mN}$ bzw. R_{eN}	$0,20 \cdot K_t \cdot R_{mN}$ bzw. R_{eN}

- Für Normbolzen und Normstifte ist $R_{mN} \approx 400 \text{ N/mm}^2$.

▪ Technologischer Größeneinflussfaktor K_t ;

Bezeichnung in der DIN 743: K_1



- 1) Bei Nitrier-, Vergütungs- und Einsatzstählen ist K_t für Zugfestigkeit und Streckgrenze gleich.
- 2) ist auch für dynamische Festigkeitswerte zu verwenden.
- 3) für Cr-Ni-Mo-Einsatzstähle gelten die Werte der Vergütungsstähle.

Richtwerte für zulässige Flächenpressungen bei niedrigen Gleitgeschwindigkeiten

p_{zul} wird durch die Verschleißrate des Lagerwerkstoffes bestimmt. ()-Werte gelten für kurzzeitige Lastspitzen

Bei Schwellbelastung gelten die 0,7-fachen Werte.

Zeile	Gleitpartner (Lager-/Bolzenwerkstoff) ¹⁾	p_{zul} in N/mm ²
	<i>bei Trockenlauf (wartungsfrei):</i>	
1	PTFE Composite ²⁾ /St	80 (250)
2	iglidur X ³⁾ /St gehärtet	150
3	iglidur G ³⁾ /St gehärtet	80
4	DU-Lager ⁴⁾ /St	60 (140)
5	Sinterbronze mit Festschmierstoff/St	80
6	Verbundlager (Laufschicht PTFE)/St	30 (150)
7	PA oder POM/St	20
8	PE/St	10
9	Sintereisen, ölgetränkt (Sint-B20)/St	8
	<i>bei Fremdschmierung:</i>	
10	Tokatbronze ⁵⁾ /St	100
11	St gehärtet/St gehärtet	25
12	Cu-Sn-Pb-Legierung/St gehärtet	40 (100)
13	Cu-Sn-Pb-Legierung/St	20
14	GG/St	5
15	Pb-Sn-Legierung/St	3 (20)

1) Harte und geschliffene Bolzenoberfläche ($Ra \approx 0,4 \mu\text{m}$) günstig.

2) Kunststoffbeschichteter Stahlrücken
Hersteller: SKF.

3) Thermoplastische Legierung mit Fasern und Festschmierstoffen.

Hersteller: igus GmbH, Bergisch Gladbach

4) Auf Stahlrücken (Buchse, Band) aufgesinterte Zinnbronzeschicht, deren Hohlräume mit PTFE und Pb gefüllt sind.
Hersteller: Karl Schmidt GmbH, Neckarsulm.

5) Mit Bleibronze beschichteter Stahl
Hersteller: Kugler Bimetal, Le Lignon/Genf.

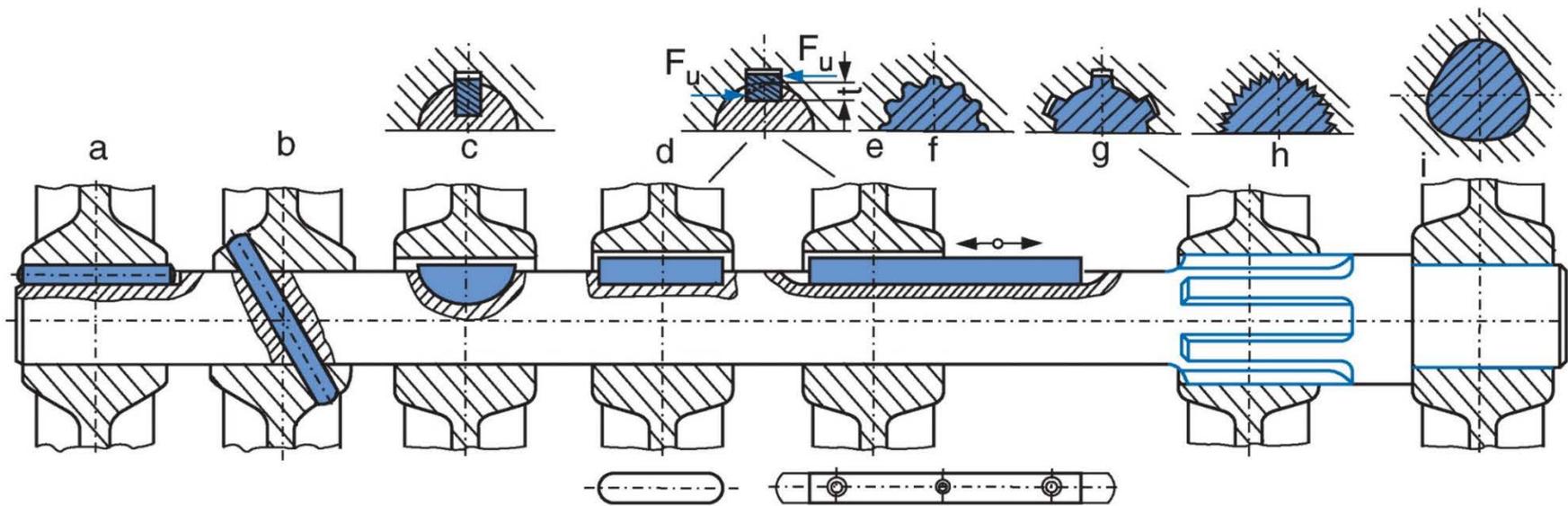
Werkstoffpaarung (harte und geschliffene Bolzenoberfläche, $R_a \approx 0,4 \mu\text{m}$), fremdgeschmiert	p_{zul} in N/mm^2	
	ruhend	schwellend
Stahl / GJL	5	3,5
Stahl / GS	7	4,9
Stahl / Bronze	8	5,6
gehärteter Stahl / Bronze	10	7,0
gehärteter Stahl / gehärteter Stahl	25	17,5

- Gilt für Stahl mit $R_{mN} \approx 500 \text{ N}/\text{mm}^2$

3. Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen

3.1 Beanspruchung

Überblick

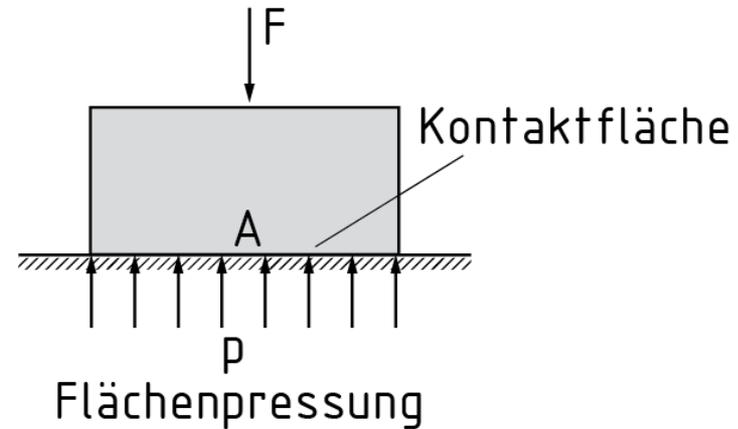


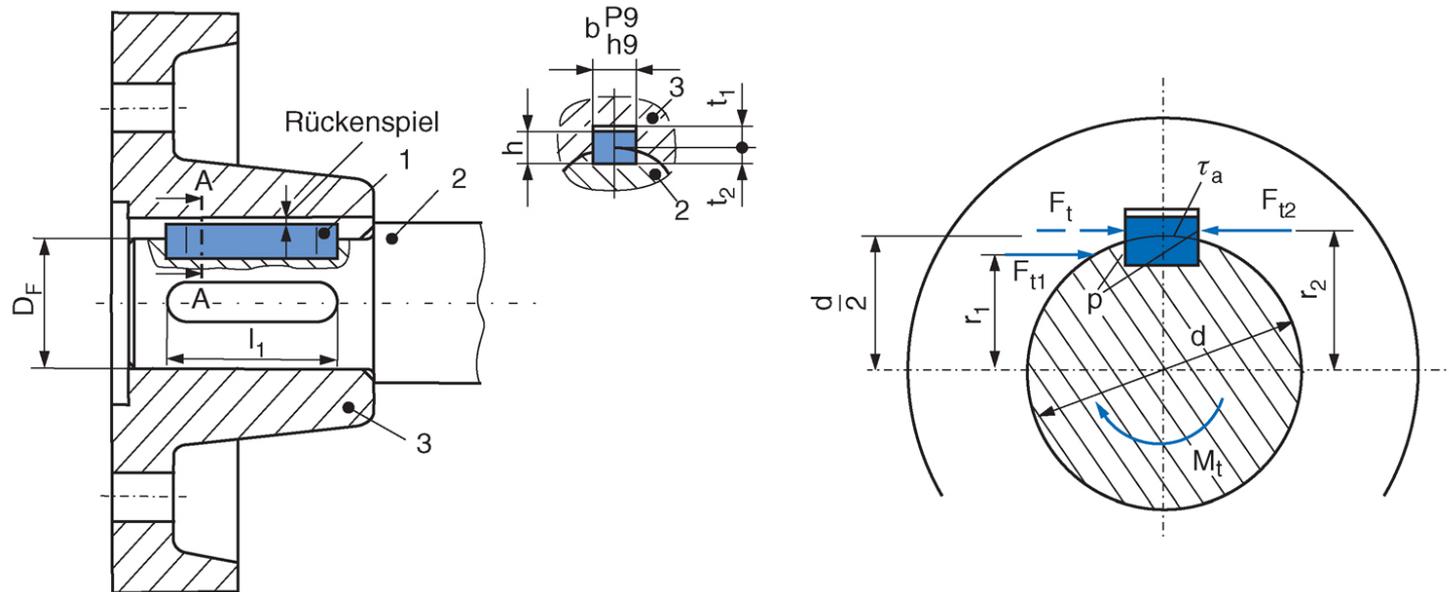
a) Längsstift	c) Scheibenfeder	e) Gleitfeder	g) Keilwelle	i) Polygonwelle
b) Kerbstift	d) Passfeder	f) Zahnwelle	h) Kerbzahnwelle	

Maßgebende Beanspruchung

- Für alle formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen ist die Flächenpressung des hinsichtlich der Festigkeit schwächeren Fügepartners die maßgebende Beanspruchung!

$$p = \frac{F}{A} = \frac{2 \cdot M}{D \cdot A} \leq p_{\text{zul}}$$



Passfederverbindung nach DIN 6885

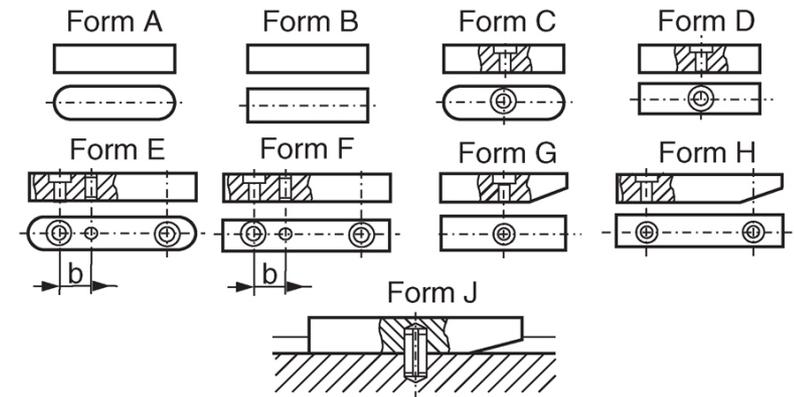
$$p = \frac{2 \cdot M_t}{D_F \cdot (h - t_1) \cdot l_{tr} \cdot n \cdot \varphi} \leq p_{zul}$$

- t_1 Wellennuttiefe (beim Nachweis der Nabe)
- l_{tr} tragende Länge (nur prismatischer Teil der Passfeder trägt)
- n Anzahl der Passfeder ($n_{max} = 2$)
- φ Tragfaktor, $\varphi = 1$ für $n = 1$ und $\varphi = 0,75$ für $n = 2$

Passfederabmessungen

Wellen- durch- messer <i>d</i> über ... bis	Breite × Höhe <i>b</i> × <i>h</i>	Nutenkeile und Federn		
		Wellen- Nuttiefe <i>t</i> ₁	Nabennuttiefe für Keile <i>t</i> ₂	Nabennuttiefe für Federn <i>t</i> ₂
10 ... 12	4 × 4	2,5	1,2	1,8
12 ... 17	5 × 5	3	1,7	2,3
17 ... 22	6 es 6	3,5	2,2	2,8
22 ... 30	8 × 7	4	2,4	3,3
30 ... 38	10 × 8	5	2,4	3,3
38 ... 44	12 × 8	5	2,4	3,3
44 ... 50	14 × 9	5,5	2,9	3,8
50 ... 58	16 × 10	6	3,4	4,3
58 ... 65	18 × 11	7	3,4	4,4
65 ... 75	20 × 12	7,5	3,9	4,9
75 ... 85	22 × 14	9	4,4	5,4
85 ... 95	25 × 14	9	4,4	5,4
95 ... 110	28 × 16	10	5,4	6,4
110 ... 130	32 × 18	11	6,4	7,4
130 ... 150	36 × 20	12	7,1	8,4
150 ... 170	40 × 22	13	8,1	9,4
170 ... 200	45 × 25	15	9,1	10,4

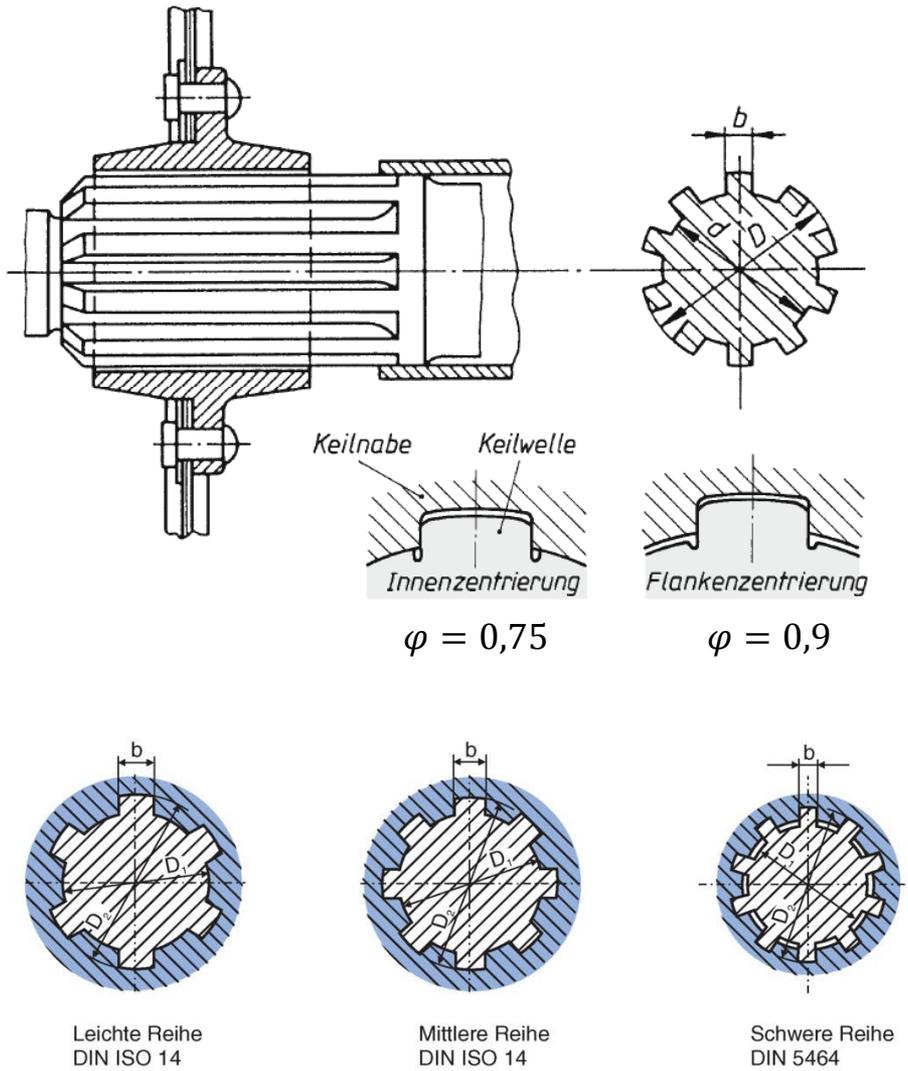
Anordnung der Nabe	Passung bei	
	Einheitsbohrung	Einheitswelle
auf längeren Wellen, fest	H7/j6	J7/h6, h8, h9
auf Wellenenden, fest	H7/k6, m6	K7, M7/h6, N7/h8
auf Wellen, verschiebbar	H7/h6, j6	H7, J7/h6, h8



Passfeder- und Keillängen <i>l</i>	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

Bezeichnung einer Passfeder Form A mit Breite *b* = 10 mm, Höhe *h* = 8 mm und Länge *l* = 50 mm nach DIN 6885:
Passfeder DIN 6885 – A10 × 8 × 50

Keilwellenverbindung nach DIN ISO 14, DIN 5464



$$p = \frac{2 \cdot M_t}{d_m \cdot h \cdot l_{tr} \cdot n \cdot \varphi} \leq p_{zul}$$

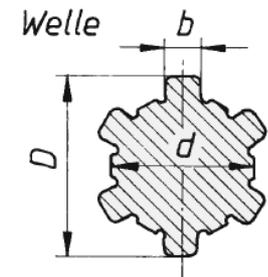
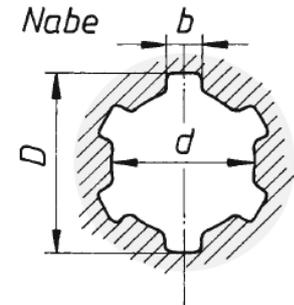
d_m	mittlerer Profildurchmesser
h	tragende Keilhöhe
l_{tr}	tragende Keillänge
n	Anzahl der Keile
φ	Tragfaktor

▪ Abmessungen von Keilwellen

Leichte Reihe DIN ISO 14 (Auszug)				
Zentrierung	n	d	D	b
Innen- Zentrierung	6	23	26	6
		26	30	6
		28	32	7
Innen- oder Flanken- zentrierung	8	32	36	6
		36	40	7
		42	46	8
		46	50	9
		52	58	10
		56	62	10
	62	68	12	
	10	72	78	12
		82	88	12
		92	98	14
102		108	16	
		112	120	18

Mittlere Reihe DIN ISO 14 (Auszug)				
Zentrierung	n	d	D	b
Innen- zentrierung	6	11	14	3
		13	16	3,5
		16	20	4
		18	22	5
		21	25	5
		23	28	6
		26	32	6
		28	34	7
Innen- oder Flanken- zentrierung	8	32	38	6
		36	42	7
		42	48	8
		46	54	9
		52	60	10
		56	65	10
	10	62	72	12
		72	82	12
		82	92	12
		92	102	14
		102	112	16
		112	125	18

Schwere Reihe DIN 5464 (Auszug)				
Zentrierung	n	d	D	b
Innen- oder Flanken- zentrierung	10	16	20	2,5
		18	23	3
		21	26	3
		23	29	4
		26	32	4
		28	35	4
		32	40	5
		36	45	5
		42	52	6
		46	56	7
		Flanken- zentrierung	16	52
56	65			5
62	72			6
72	82			7
20	82		92	6
	92		102	7
	102		115	8
	112		125	9



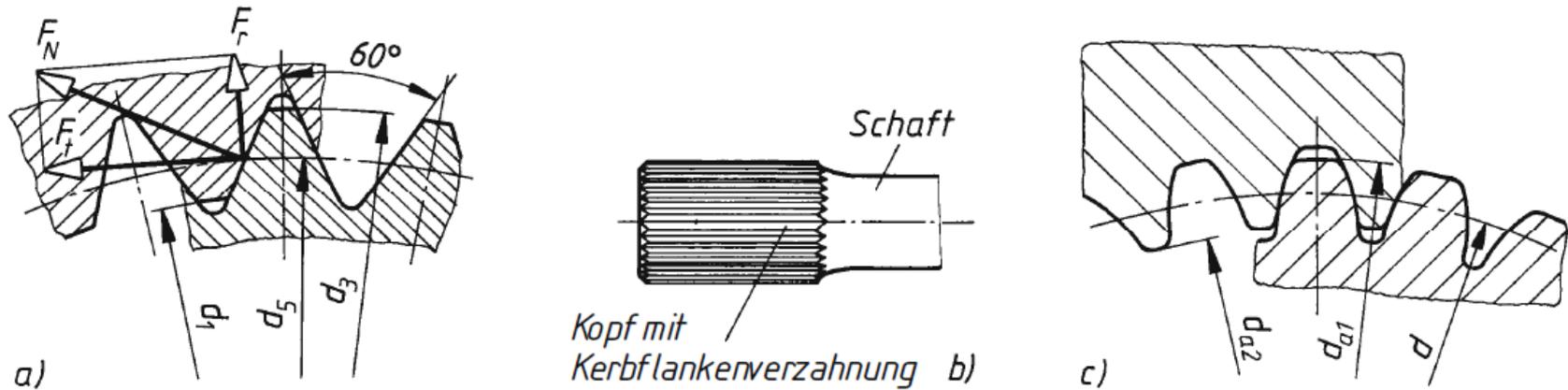
Bezeichnungsbeispiel Nabe:

Keilnaben-Profil DIN ISO 14-8 × 62 × 72

Bezeichnungsbeispiel Welle:

Keilwellen-Profil DIN ISO 14-8 × 62 × 72

Zahnwellenverbindung



$$p = \frac{2 \cdot M_t}{d_m \cdot h \cdot l_{tr} \cdot z \cdot \cos \alpha \cdot \varphi} \leq p_{zul}$$

d_m mittlerer Profildurchmesser (Teilkreisdurchmesser)

h Zahnhöhe

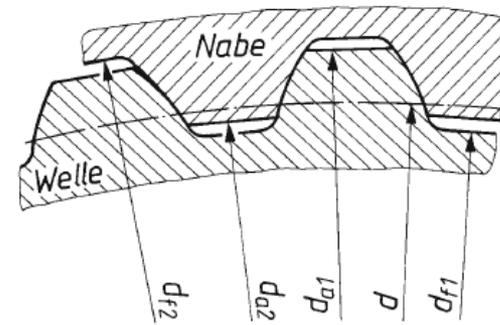
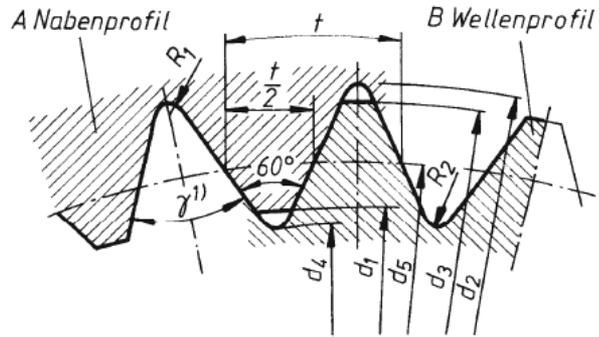
l_{tr} tragende Länge der Verbindung

z Zähnezahl

α Eingriffswinkel der Verzahnung, 30°

φ Tragfaktor, $\varphi = 0,75$ bei Kerbverzahnung und $\varphi = 0,9$ bei Evolventenverzahnung

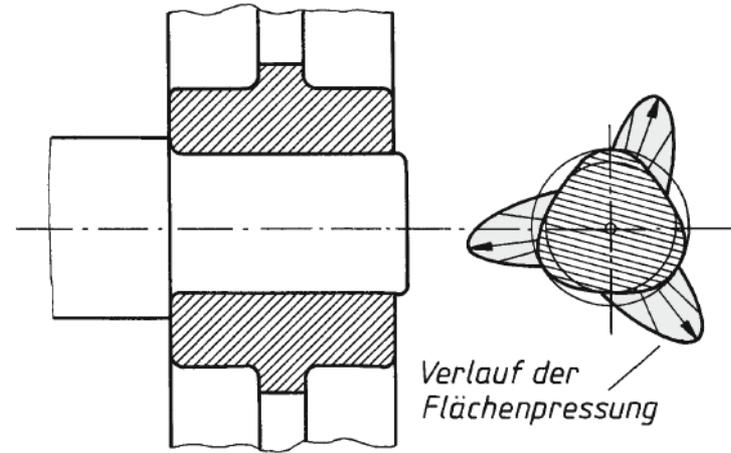
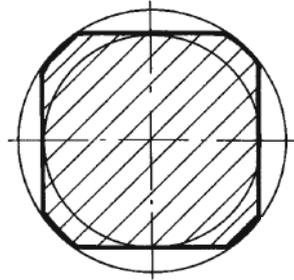
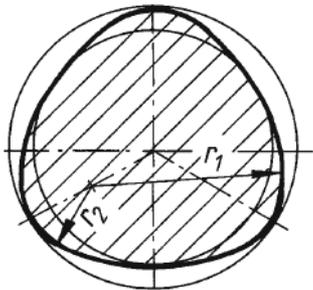
▪ Abmessungen von Kerbzahn- und Zahnwellen



Nenn-durchmesser $d_1 \times d_2$	Nenn-maß d_1 A11	Fußkreis d_2	Nenn-maß d_3 a11	Fußkreis d_4	Teilkreis d_5	Zähne-zahl z
8 × 10	8,1	9,93	10,1	8,25	9	28
10 × 12	10,1	12,01	12	10,16	11	30
12 × 14	12	14,19	14,2	12,02	13	31
15 × 17	14,9	17,32	17,2	14,9	16	32
17 × 20	17,3	20,02	20	17,33	18,5	33
21 × 30	20,8	23,8	23,9	20,69	22	34
26 × 30	26,5	30,03	30	26,36	28	35
30 × 34	30,5	34,18	34	30,32	32	36
36 × 40	36	40,23	39,9	35,95	38	37
40 × 44	40	44,34	44	39,72	42	38
45 × 50	45	50,34	50	44,86	47,5	39
50 × 55	50	55,25	54,9	49,64	52,5	40
55 × 60	55	60,42	60	54,69	57,5	42

Bezugs-durch-messer d_B	Zähne-zahl z	Modul m	Teil-kreis d	Welle		Nabe	
				Kopf-kreis d_{a1}	Fuß-kreis d_{f1}	Kopf-kreis d_{a2}	Fuß-kreis d_{f2}
20	14	1,25	17,5	19,75	17,25	17,5	20
22	16	1,25	20	21,75	19,25	19,5	22
25	18	1,25	22,5	24,75	22,25	22,5	25
26	19	1,25	23,75	25,75	23,25	23,5	26
28	21	1,25	26,25	27,75	25,25	25,5	28
30	22	1,25	27,5	29,75	27,25	27,5	30
32	24	1,25	30	31,25	29,25	29,5	32
35	16	2	32	34,6	30,6	31	35
37	17	2	34	36,6	32,6	33	37
40	18	2	36	39,6	35,6	36	40
42	20	2	40	41,6	37,6	38	42
45	21	2	42	44,6	40,6	41	45
48	22	2	44	47,6	43,6	44	48
50	24	2	48	49,6	45,6	46	50

Polygonwellenverbindung nach DIN 32 711 und DIN 32 712



$$p = \frac{M_t}{l_{tr} \cdot (c \cdot \pi \cdot d_r \cdot e_r + 0,05 \cdot d_r^2)} \leq p_{zul}$$

- l_{tr} tragende Profillänge
- c Profilfaktor $c \approx \begin{cases} 0,75 & \text{für P3G} \\ 1 & \text{für P4C} \end{cases}$
- d_r rechnerischer Durchmesser $d_r = d_2 + 2 \cdot e_r$
- e_r rechnerische Exzentrizität $e_r = \frac{d_1 - d_2}{2}$

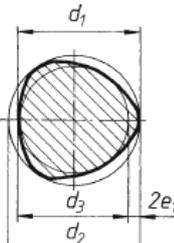
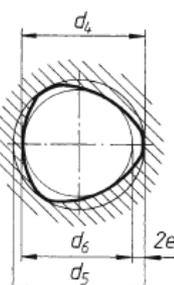
$$s \approx k \cdot \sqrt{\frac{M_t}{l_{tr} \cdot R_e}}$$

- k Beiwert
- R_e Streckgrenze Nabenwerkstoff

Profil	$d_1 < 35 \text{ mm}$	$d_1 \geq 35 \text{ mm}$
P3G	1,44	1,20
P4C	0,70	0,70

▪ Abmessungen von Polygonprofilen

a) A Polygonwellen-Profil P3G
 B Polygonnaben-Profil P3G
 (DIN 32711, Auszug)

Welle	$d_1^{1)}$	d_2	d_3	e_1
Nabe	$d_4^{2)}$	d_5	d_6	e_2
	14	14,88	13,12	0,44
	16	17	15	0,5
	18	19,12	16,88	0,56
	20	21,26	18,74	0,63
	22	23,4	20,6	0,7
	25	26,6	23,4	0,8
	28	29,8	26,2	0,9
	30	32	28	1
	32	34,24	29,76	1,12
	35	37,5	32,5	1,25
	40	42,8	37,2	1,4
	45	48,2	41,8	1,6
	50	53,6	46,4	1,8
	55	59	51	2
	60	64,5	55,5	2,25
	65	69,9	60,1	2,45
	70	75,6	64,4	2,8
	75	81,3	68,7	3,15
	80	86,7	73,3	3,35
	85	92,1	77,9	3,55
	90	98	82	4
	95	103,5	86,5	4,25
	100	109	91	4,5

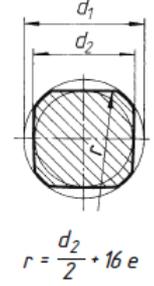
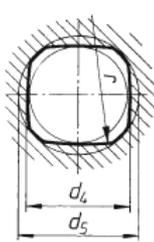
1) für nicht unter Drehmoment längsverschiebbare Verbindungen: g6;
 für ruhende Verbindungen: k6.
 2) H7

Bezeichnung eines Polygonwellen-Profiles P3G mit $d_1 = 20$ und $d_2 = 21,26$ k6:
Profil DIN 32711 – AP3G20k6

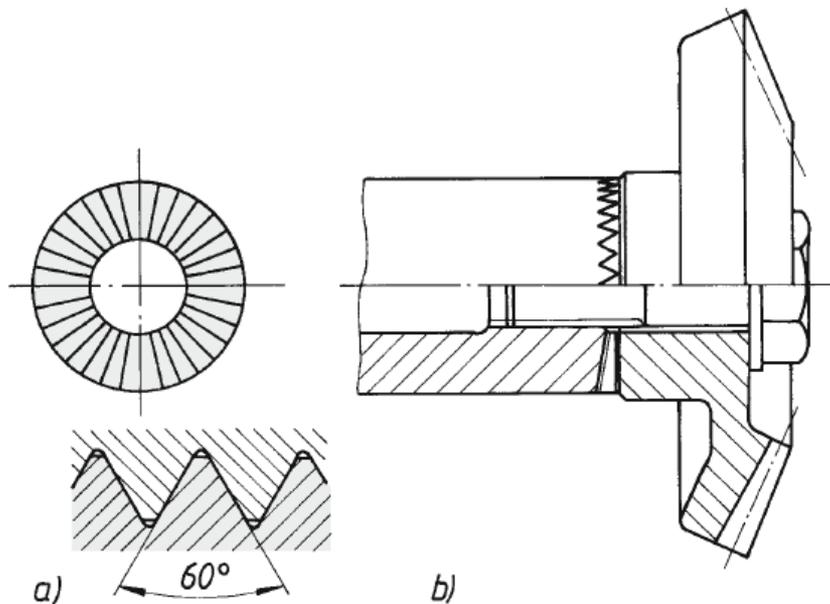
- 1) e9
- 2) s. Fußnote 1) zu a)
- 3) H11
- 4) H7

Bezeichnung eines Polygonnaben-Profiles P4C mit $d_3 = 40$ und $d_4 = 35$ H7;
Profil DIN 32712 – BP4C40H7

b) A Polygonwellen-Profil P4C
 B Polygonnaben-Profil P4C
 (DIN 32712, Auszug)

Welle	$d_1^{1)}$	$d_2^{2)}$	e_1
Nabe	$d_3^{3)}$	$d_4^{4)}$	e_2
 $r = \frac{d_2}{2} + 16e$	14	11	1,6
	16	13	2
	18	15	2
	20	17	3
	22	18	3
	25	21	5
	28	24	5
	30	25	5
	32	27	5
	35	30	5
	40	35	6
	45	40	6
	50	43	6
	55	48	6
	60	53	6
	65	58	6
	70	60	6
	75	65	6
	80	70	8
	85	75	8
	90	80	8
	95	85	8
	100	90	8

Stirnzahnverbindung



Nicht genormt, herstellerspezifischer Berechnungsgang,
siehe z.B. Fa. Voith

Es gilt:

$$F_u = \frac{4 M}{D + d}$$

und

$$F_a = F_u \cdot \tan 30^\circ$$

- Die Axialkraft muss durch die Vorspannung entsprechend dimensionierter Spannmittel aufgenommen werden. Spannmittel können Tellerfedern, Hydrozylinder und in besonderen Fällen Schrauben sein.

Für die Vorspannkraft F_{va} gilt:

$$F_{va} = \nu \cdot F_a$$

mit dem Sicherheitsfaktor

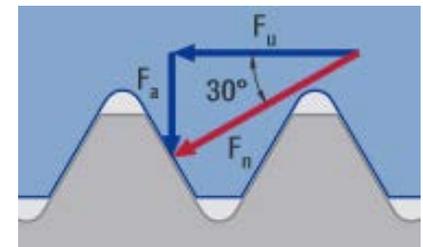
$$\nu = 1,8 \dots 3,0$$

Die maximale Flächenpressung p_{\max} berechnet sich wie folgt:

$$p_{\max} = \frac{F_{va} + F_a}{A_z}$$

mit der wirksamen Zahnflankenfläche

$$A_z = \left(D - d - \frac{n \cdot d_L^2}{D + d} \right) \cdot \left[\frac{\pi}{4} (D + d) - 1,155 \cdot z \cdot (r + s) \right] \cdot \eta_z$$



Entwurf von formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen

Verbindungsart	Nabendurchmesser D		Nabenlänge L	
	GJL	Stahl, GS	GJL	Stahl, GS
Passfederverbindung	$(2,0 \dots 2,2) d$	$(1,8 \dots 2,0) d$	$(1,6 \dots 2,1) d$	$(1,1 \dots 1,4) d$
Keilwelle, Zahnwelle	$(1,8 \dots 2,0) d_1$	$(1,8 \dots 2,0) d_1$	$(1,0 \dots 1,3) d_1$	$(0,6 \dots 0,9) d_1$
zylindr. Pressverband, Kegelpressverband, Polygon-Festsitz	$(2,2 \dots 2,6) d$	$(2,0 \dots 2,5) d$	$(1,2 \dots 1,5) d$	$(0,8 \dots 1,0) d$
Spannverbindung, Klemm-, Keilverbindung, Polygon-Schiebesitz	$(2,0 \dots 2,2) d$	$(1,8 \dots 2,0) d$	$(1,6 \dots 2,0) d$	$(1,2 \dots 1,5) d$

Die Werte für Keilwelle und Kerbverzahnung gelten bei einseitig wirkendem T für leichte Reihe, bei mittlerer Reihe $\approx 70\%$, bei schwerer Reihe $\approx 45\%$ der Werte annehmen ($d_1 =$ „Kerndurchmesser“).

Bei größeren Scheiben oder Rädern mit seitlichen Kippkräften ist die Nabenlänge noch zu vergrößern.

Allgemein gelten die größeren Werte bei Werkstoffen geringerer Festigkeit, die kleineren Werte bei Werkstoffen mit höherer Festigkeit.

3.2 Beanspruchbarkeit

Verbindungsart	Nabenwerkstoff	
	Stahl, GS $p_{Fzul} = R_e/S_F$	GJL $p_{Fzul} = R_m/S_B$
Passfeder ¹⁾	$S_F \approx 1,1 \dots 1,5$	$S_B \approx 1,5 \dots 2,0$
Gleitfeder ²⁾ und Keile	3,0 ... 4,0	3,0 ... 4,0
Polygonverbindung	1,5 ... 2,0	2,0 ... 3,0
Profilwelle ²⁾ einseitig, stoßfrei	1,3 ... 1,5	1,7 ... 1,8
	wechselnd, stoßhaft	2,7 ... 3,6
Pressverband ³⁾	2,5 ... 3,0	2,5 ... 3,0
Kegelpressverband ³⁾	2,5 ... 3,0	2,5 ... 3,0
Spannverbindung, Keilverbindung	1,5 ... 3,0	2,0 ... 3,0

- 1) für einseitig wirkendes Moment. Bei Berechnung nach Methode B ist $p_{Fzul} = f_S \cdot f_H \cdot R_e/S_F$ bzw. $= f_S \cdot R_m/S_B$ mit Stützfaktor f_S und Härteeinflussfaktor f_H nach TB 12-2d.
- 2) $S_F(S_B)$ sind zu erhöhen
für unbelastet verschiebbare Radnabe um Faktor $\geq 3(3)$;
für unter Last verschiebbare Nabe um Faktor $\geq 6(12)$.
- 3) Hier gilt: $p_{Fzul} = R_e/S_F \cdot (1 - Q_A^2)/\sqrt{3}$ bzw. $p_{Fzul} = R_m/S_B \cdot (1 - Q_A^2)/\sqrt{3}$.