Universität Stuttgart

Konstruktion in der Medizingeräte-technik 2

SoSe 2020

10. Achsen und Wellen

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

**Prof. Dr.
Peter P. Pott
und
Mitarbeiter**

10. Achsen und Wellen

Inhalt

10.1 Einführung

10.2 Definitionen und Funktionen

10.3 Berechnung
- 10.3.1 Dimensionierung
- 10.3.2 Festigkeitsnachweis
- 10.3.3 Verformung
- 10.3.4 kritische Drehzahlen

10.4 Gestaltung
- 10.4.1 Einführung
- 10.4.2 Funktion und Montierbarkeit
- 10.4.3 Kerbwirkung
- 10.4.4 Lagerung
- 10.4.5 Werkstoffwahl
- 10.4.6 Oberflächen
- 10.4.7 Fertigung

10.5 Literaturverzeichnis

10.1 Einführung

- **Wellen** und **Achsen…**
  - werden überall dort eingesetzt, wo Bauteile **Rotationsbewegungen** ausführen müssen
    → in der Antriebstechnik unerlässlich
  - sind oft hochbeanspruchte und sicherheitskritische Bauteile



Quelle:
rsr-performance.de



Quelle:
wiesnkini.de

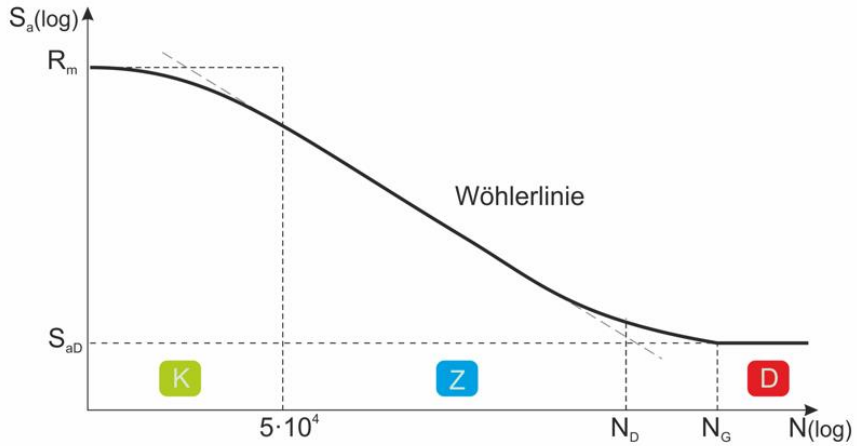
10.1 Einführung

- Viele Ausfälle an Maschinen sind auf Schäden an Achsen und Wellen zurückzuführen
  - häufigste Ursache: Dauerbrüche
    → Berechnung der Sicherheit gegen Dauerbruch hat hohe Bedeutung
  - darüber hinaus: sichere Auslegung und Berechnung gegen plastische Verformung, Bruch unter Maximallast und Durchbiegung (hat Einfluss auf die Welle und ihre Lagerung)

K Kurzzeitschwingfestigkeit

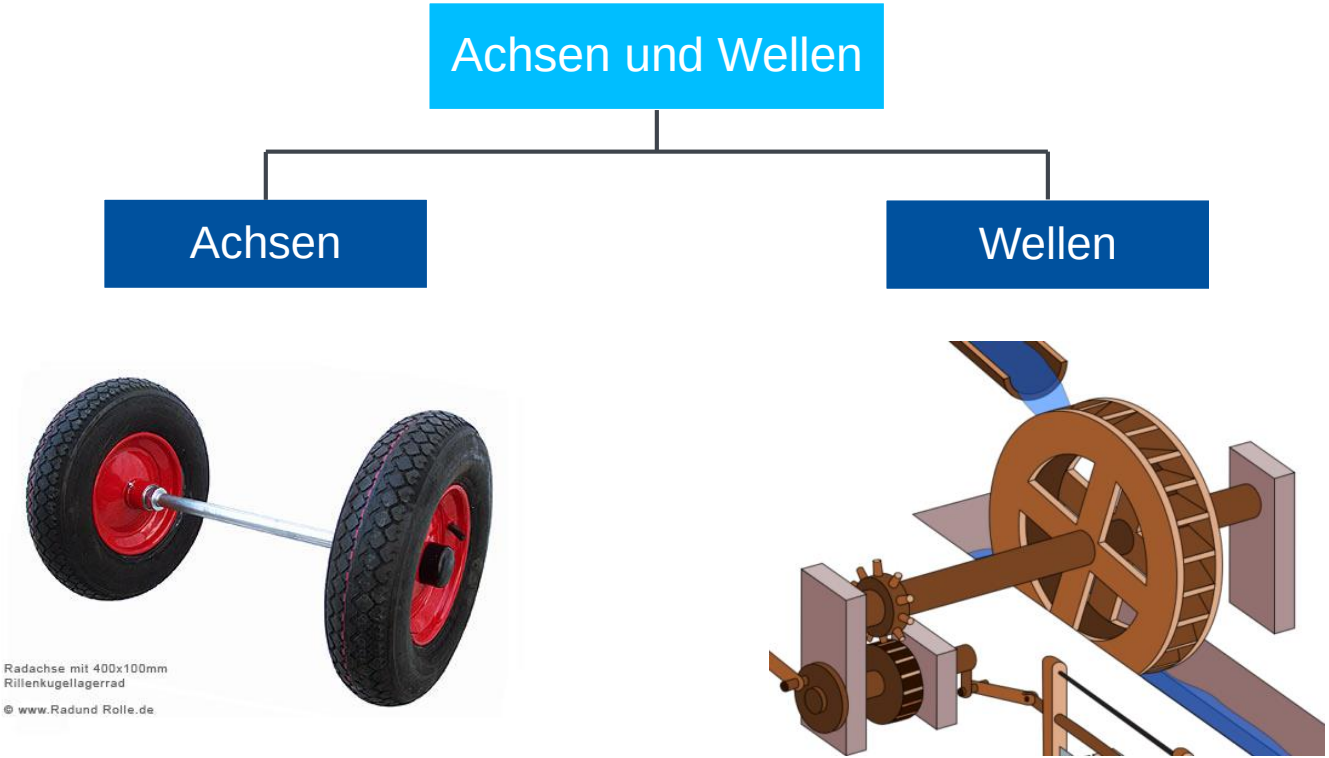
Z Zeitschwingfestigkeit

D Dauerschwingfestigkeit



Quelle:
blog.federshop.com

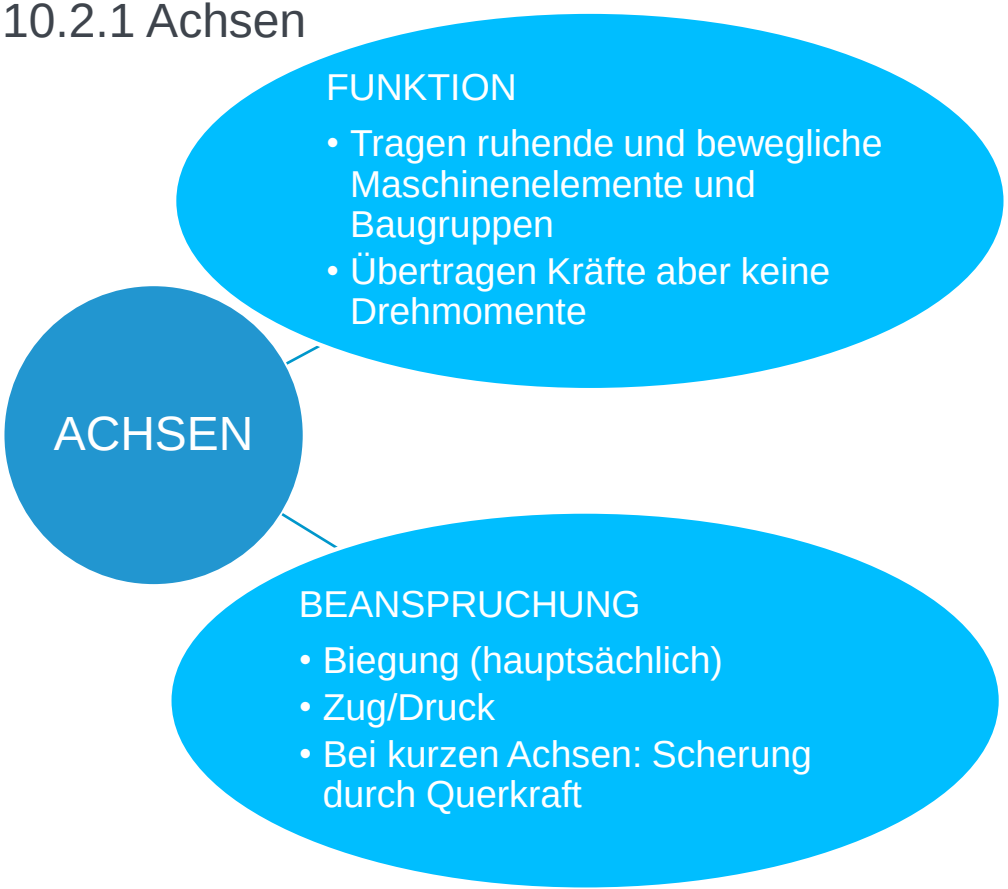
10.1 Einführung

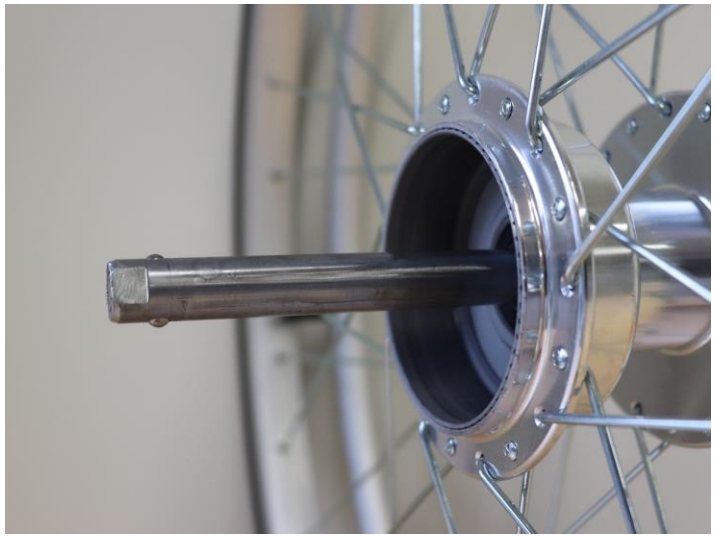


Quelle:
poly-mech.ch

10.2 Definitionen und Funktionen

10.2.1 Achsen





Steckachse am Rollstuhl

10.2 Definitionen und Funktionen

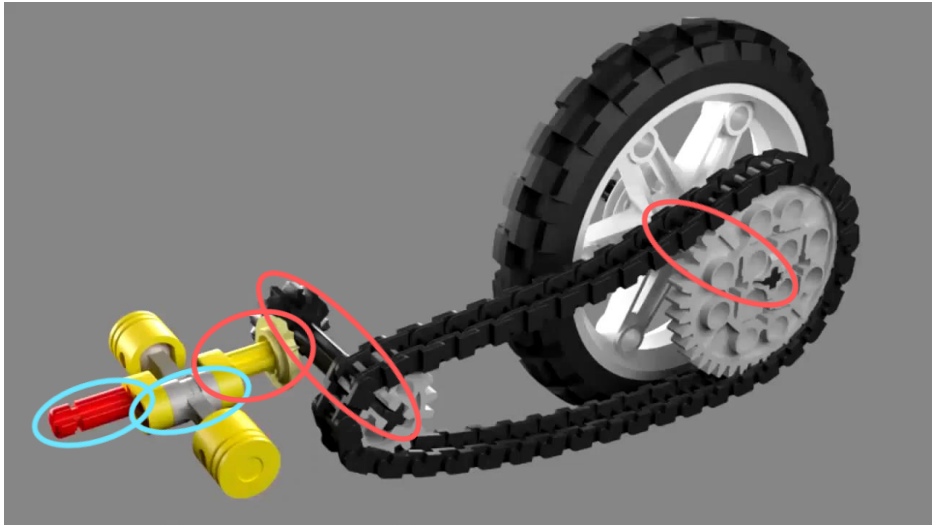
10.2.2 Wellen

WELLEN

FUNKTION
- Tragen ruhende und bewegliche Maschinenelemente und Baugruppen
- Übertragen Drehmomente

Sind grundsätzlich umlaufend

BEANSPRUCHUNG
- Biegung und Torsion (hauptsächlich)
- Zug/Druck
- Bei kurzen Achsen: Scherung durch Querkraft

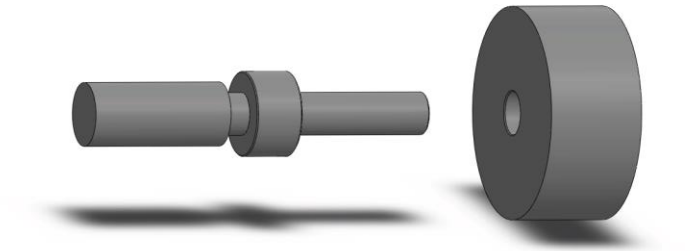


Quelle: youtube.de/nixbarix

10.2 Definitionen und Funktionen

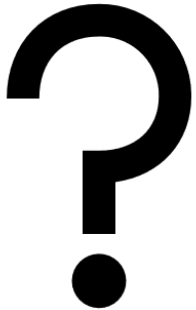
10.2.3 Zapfen und Naben

- **Zapfen:**
  in den Lagern laufende Abschnitte von Achsen/Wellen



- **Naben:**
  verhältnismäßig dickwandige meist hohlzylindrische Bereiche von Bauteilen, die auf Achsen oder Wellen angeordnet werden und Kräfte und/oder Momente übertragen

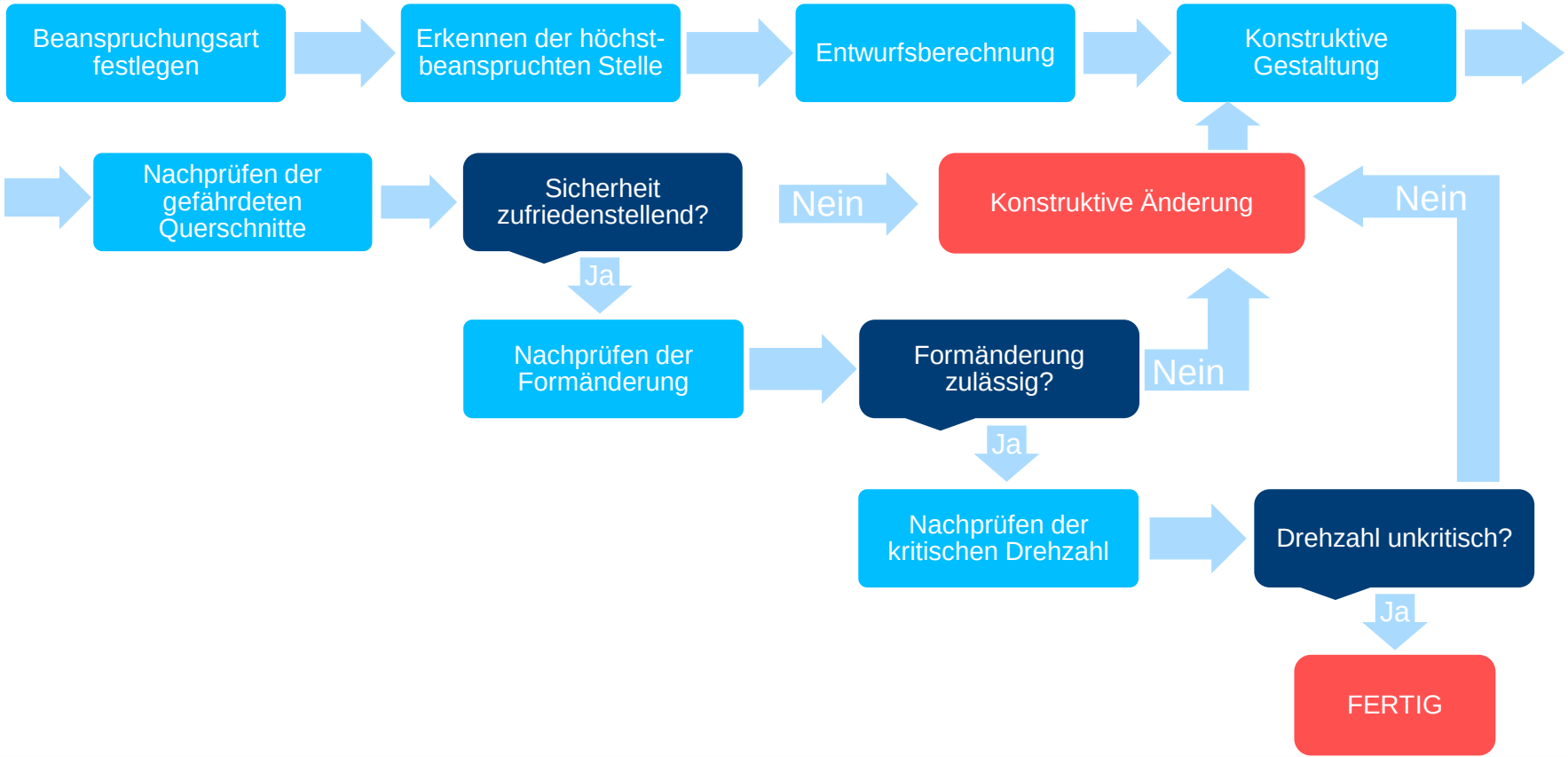
Kontrollfragen



1. Wodurch unterscheiden sich Wellen von Achsen?
2. Was beschreibt die Wöhlerkurve?
3. In welche Bereiche kann die Wöhlerkurve unterteilt werden?

10.3 Berechnung

Übersicht



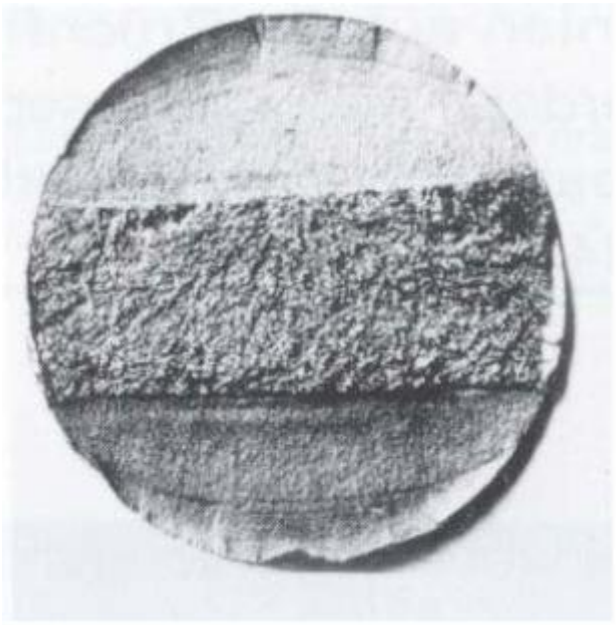
10.3 Berechnung

Allgemein



Dauerbruch einer Welle unter Biegung und Torsion

Quelle: korros.de



Dauerbruch einer Achse unter Wechselbiegung

Quelle: DHBW Stuttgart

10.3 Berechnung

Allgemein



Torsionsbruch an einer Antriebswelle

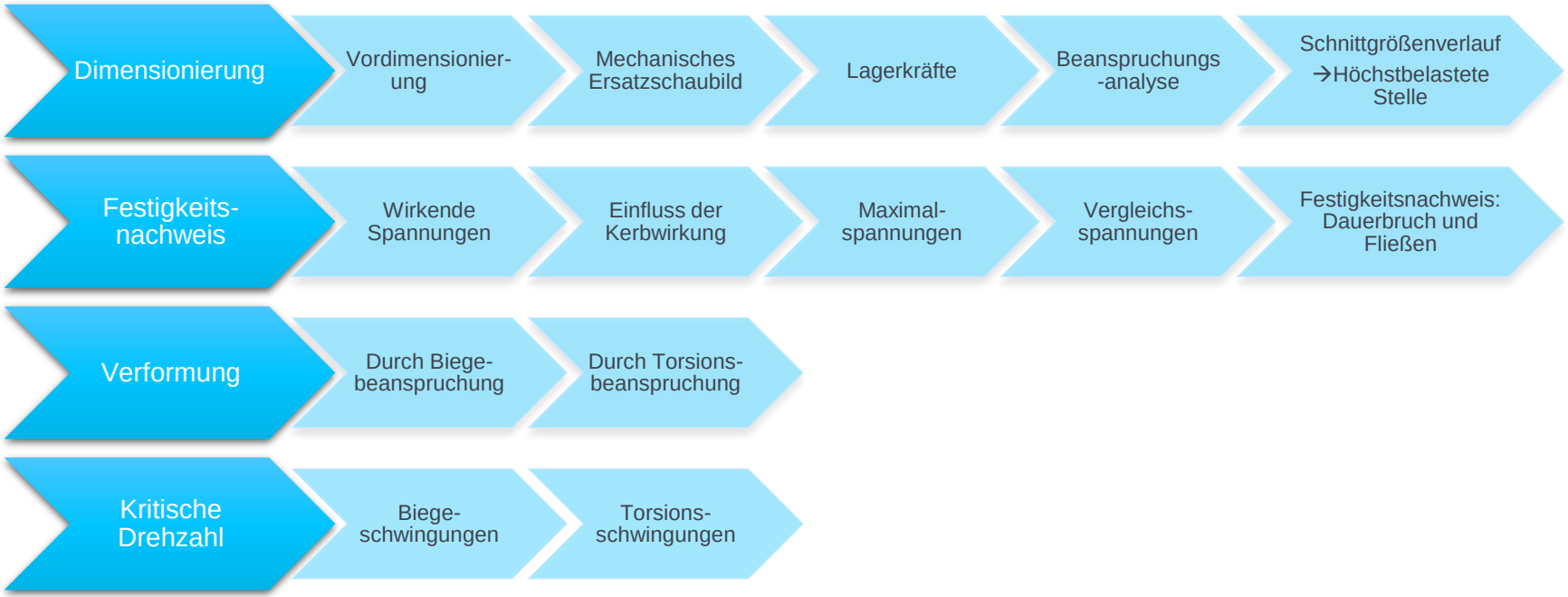
Quelle:
community.cartalk.com



Verbogene Kardanwelle
→ Läuft unrund

Quelle:
youtube.de/TJ_Chciuk

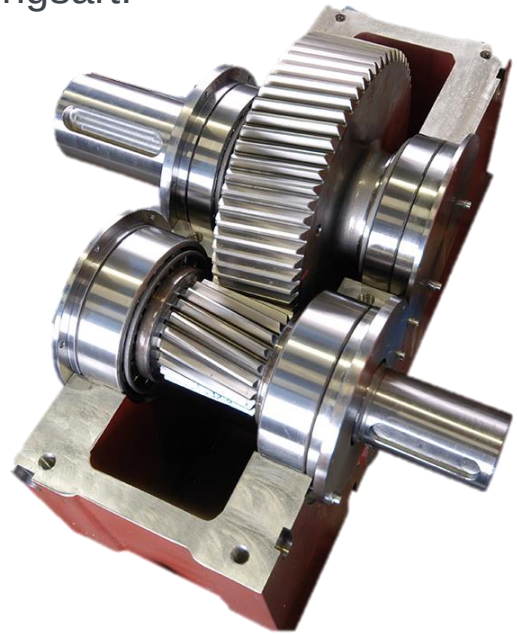
10.3 Berechnung
Übersicht

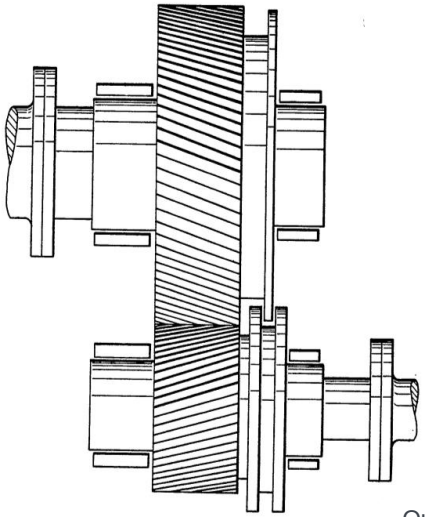


10.3 Berechnung

10.3.1 Dimensionierung: Vordimensionierung

- Durch gegebene Belastungen (einwirkende Kräfte und Momente):
  Berechnung des überschlägigen Durchmessers d_{erf} am Ort der höchsten Belastung.
  Unterscheidung je nach Beanspruchungsart:
  - Achse auf Biegung
  - Welle auf Torsion
  - Welle auf Torsion und Biegung

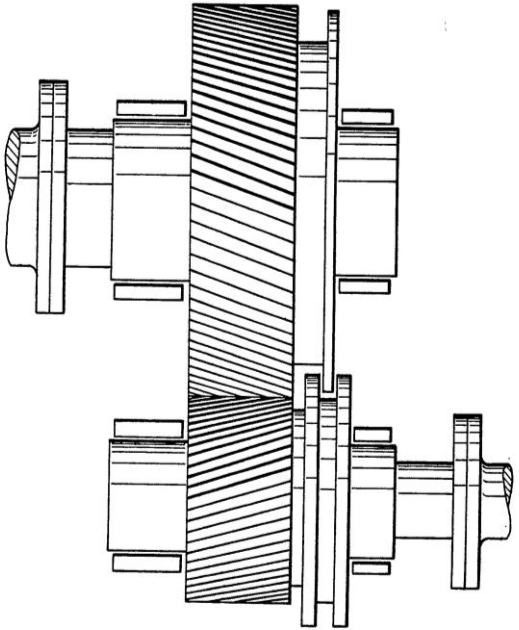




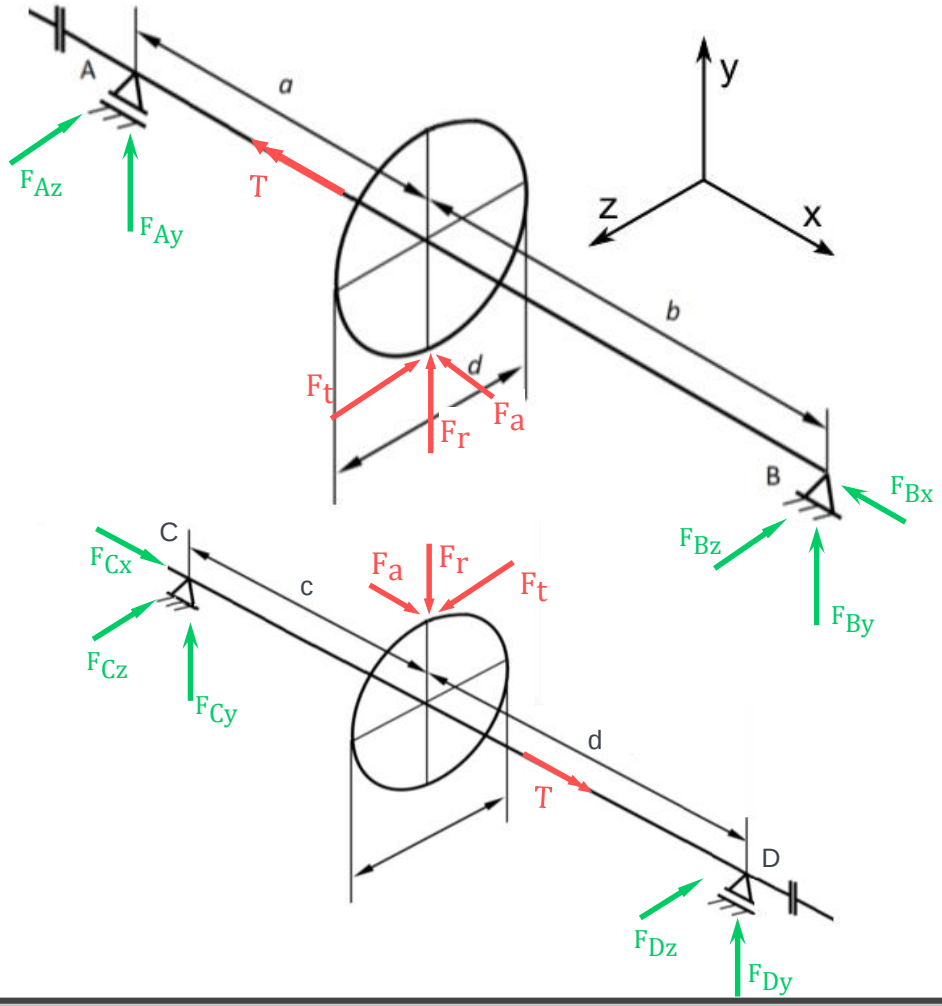
Quelle:
welter-zahnrad.de, data.epo.org

10.3 Berechnung

10.3.1 Dimensionierung: Vordimensionierung



Quelle:
data.epo.org



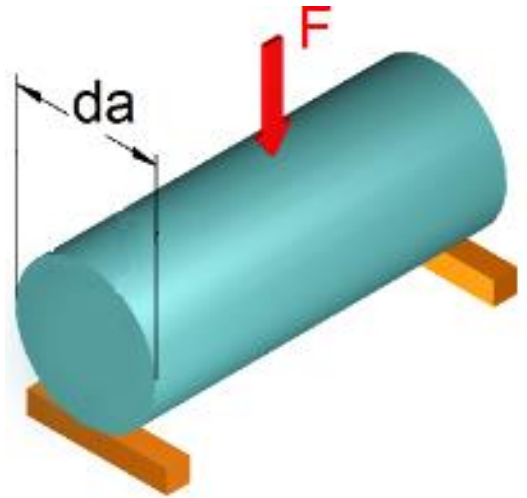
10.3 Berechnung

10.3.1 Dimensionierung: Vordimensionierung

- **Achse auf Biegung**

$$\sigma_{\mathrm{b,zul}} = \frac{M_b}{W_b} = \frac{M_b \cdot 32}{\pi \ d^3}$$

$$d_{\mathrm{a,\,erf}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_b \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{\mathrm{b,zul}}}} \approx 2{,}17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_b}{\sigma_{\mathrm{b,zul}}}}$$



$\sigma_{\mathrm{b,zul}}$ $[\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm^2}}]$:	zulässige Biegespannung
M_b [Nmm]:	Biegemoment
W_b [$\mathrm{mm^3}$]:	axiales Widerstandsmoment
$d_{\mathrm{a,\,erf}}$ [mm]:	erforderlicher Durchmesser

Achtung:
Bei hohlen Achsen und Wellen stets deren axiales Widerstandsmoment beachten

$$W_b = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{(d_a^4 - d_i^4)}{d_a}$$

Quelle: schweizer-fn.de

10.3 Berechnung

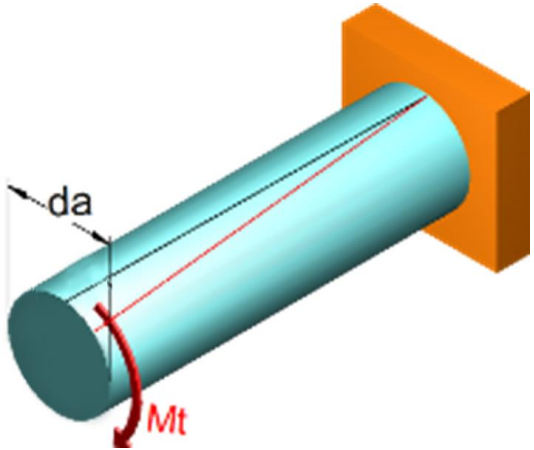
10.3.1 Dimensionierung: Vordimensionierung

- **Welle auf Torsion**

$$\tau_{t,zul} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot d^3}$$

$$d_{a,erf} \geq \sqrt[3]{\frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot \tau_{t,zul}}} \approx 1{,}72 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{t,zul}}}$$

$$M_t = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n}$$



$\tau_{t,zul}$ $[\frac{N}{mm^2}]$: zulässige Torsionsspannung

M_t [Nmm]: Torsionsmoment

W_t $[mm^3]$: polares Widerstandsmoment

$d_{a,\,erf}$ [mm]: überschlägiger Durchmesser

P [W]: Leistung

n $[\frac{1}{s}]$: Umdrehungen

Quelle: schweizer-fn.de

10.3 Berechnung

10.3.1 Dimensionierung: Vordimensionierung

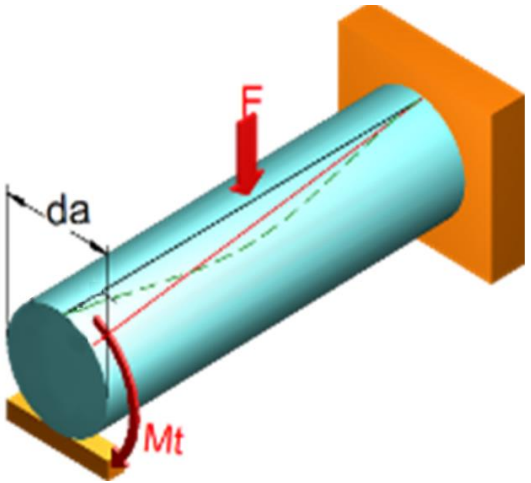
- **Welle auf Torsion und Biegung**

$$\sigma_v = \sqrt{\left(\frac{M_b}{W_b}\right)^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_t}{W_t}\right)^2} = \frac{M_v}{W_b} = \frac{M_\mathrm{V} \cdot 32}{\pi \cdot d^3}$$

mit $W_t = 2 \cdot W_b$

und $M_v = \sqrt{{M_\mathrm{b}}^2 + 3 \cdot \left(\frac{M_\mathrm{t}}{2}\right)^2}$

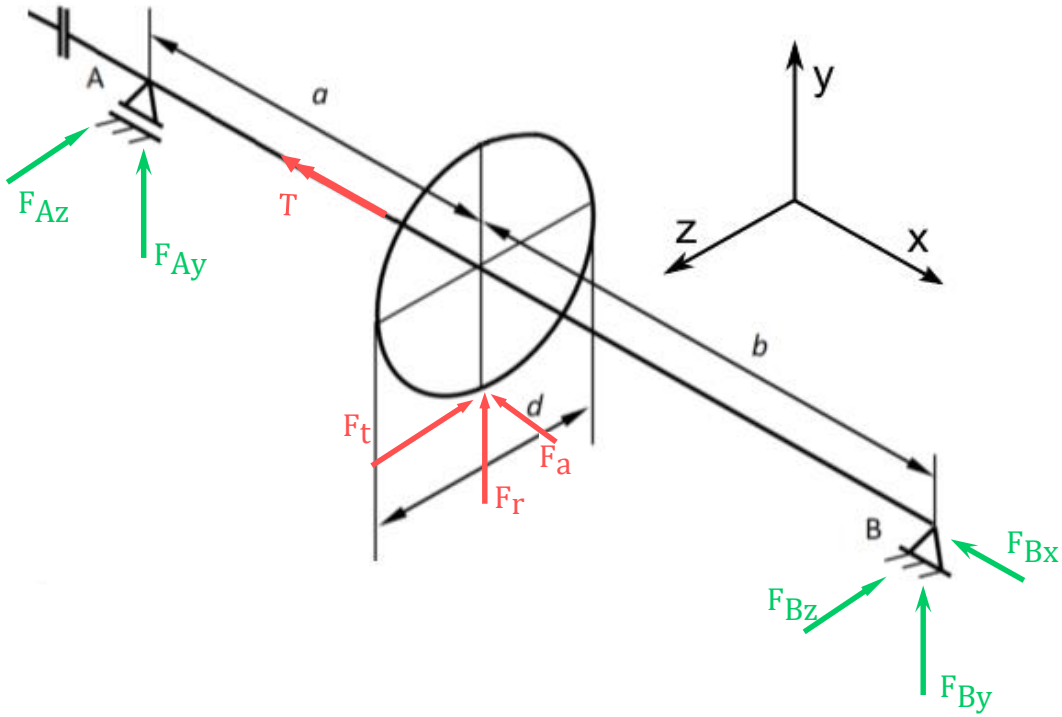
$$d_{\mathrm{a,\,erf}} \geq \sqrt[3]{\frac{M_v \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{\mathrm{b,zul}}}} = 2{,}17 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{\mathrm{b,zul}}}}$$



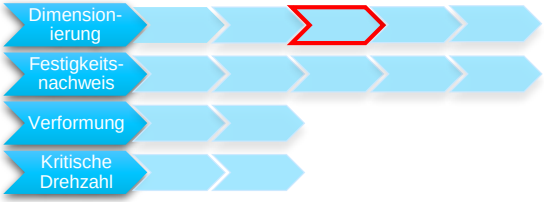
Quelle:
schweizer-fn.de

10.3 Berechnung

10.3.1 Dimensionierung: Mechanisches Ersatzschaubild



Quelle: me-lrt.de



10.3 Berechnung

10.3.1 Dimensionierung: Lagerkräfte bestimmen

1. Aus Gleichgewichtsbedingungen

$$\sum F_x = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

$$\sum F_z = 0$$

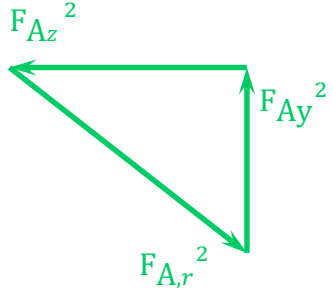
$$\sum M = 0$$

2. Lagerresultierende bestimmten

- Radiale Komponente

$$F_{A,r} = \sqrt{{F_{Az}}^2 + {F_{Ay}}^2}$$

$$F_{B,r} = \sqrt{{F_{Bz}}^2 + {F_{By}}^2}$$



- Axiale Komponente

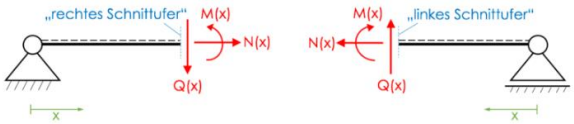
$$F_{A,a} = F_{Ax}$$

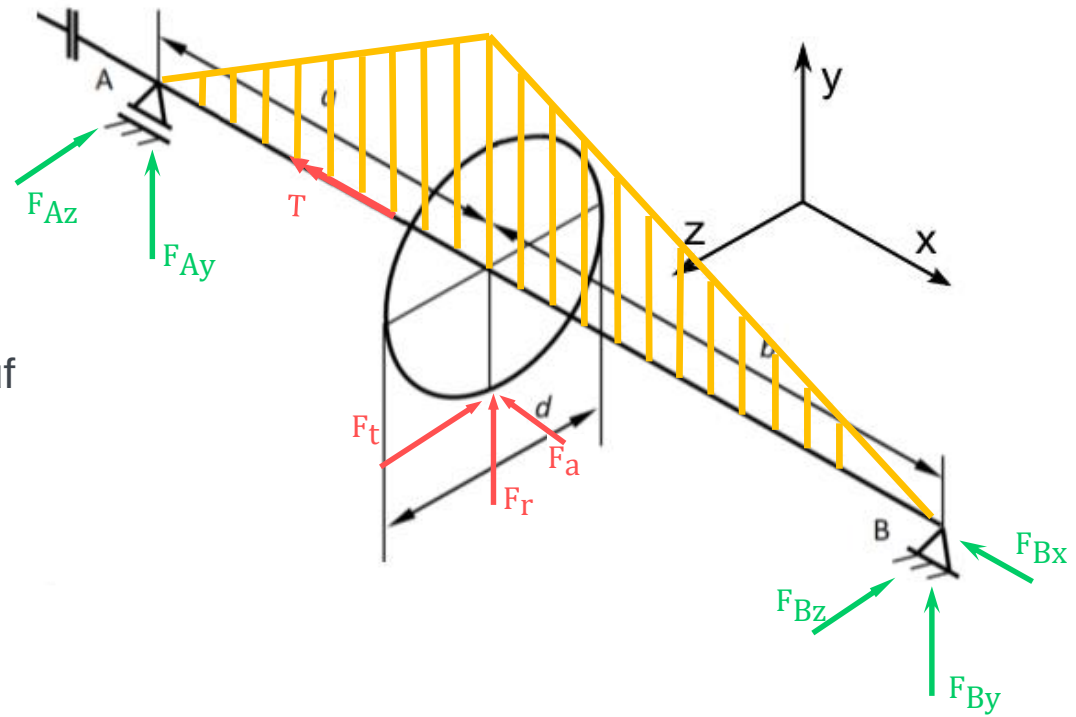
$$F_{B,a} = F_{Bx}$$

10.3 Berechnung

10.3.1 Dimensionierung: Beanspruchungsanalyse

- Schnittgrößenverlauf

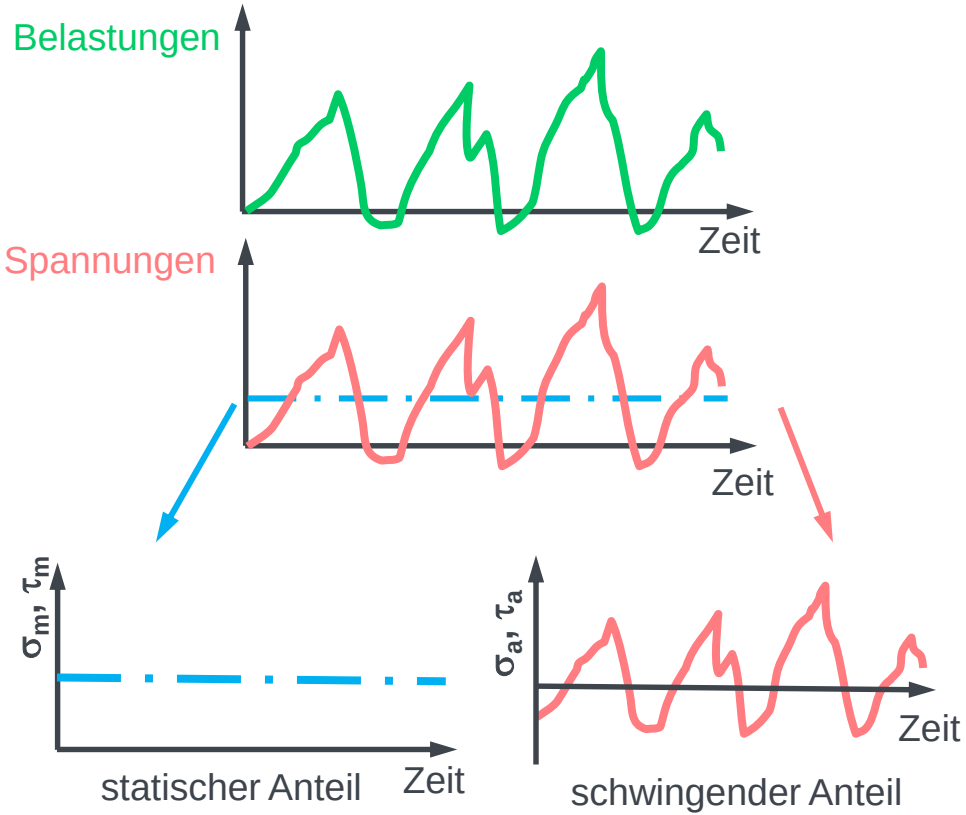


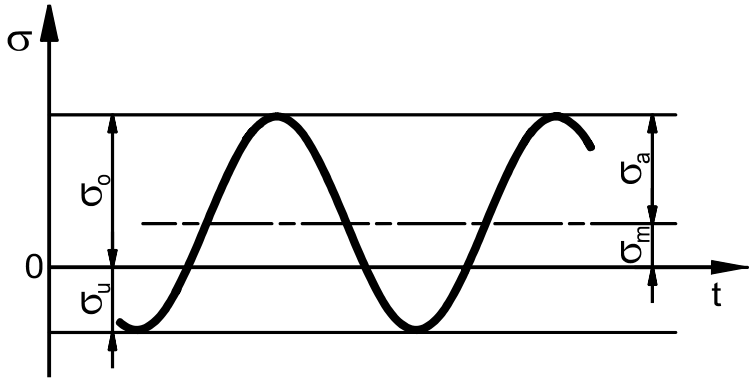


- In gelb der Biegemomentenverlauf

10.3 Berechnung

10.3.2 Festigkeitsnachweis: Wirkende Spannungen





Oberspannung: σ_o

Unterspannung: σ_u

Mittelspannung: $\sigma_m = \frac{\sigma_o + \sigma_u}{2}$

Amplitudenspannung: $\sigma_a = \frac{\sigma_o - \sigma_u}{2}$

10.3 Berechnung

10.3.2 Festigkeitsnachweis: Wirkende Spannungen

Statisch		Dynamisch	
Zug/Druck und Biegung	Schub und Torsion	Zug/Druck und Biegung	Schub und Torsion
$\sigma_o = \sigma$ $\sigma_u = \sigma$ $\sigma_m = \frac{\sigma_o + \sigma_u}{2} = \sigma$ $\sigma_a = \frac{\sigma_o - \sigma_u}{2} = 0\frac{N}{mm^2}$	$\tau_o = \tau$ $\tau_u = \tau$ $\tau_m = \frac{\tau_o + \tau_u}{2} = \tau$ $\tau_a = \frac{\tau_o - \tau_u}{2} = 0\frac{N}{mm^2}$	$\sigma_o = \sigma$ $\sigma_o = -\sigma$ $\sigma_m = \frac{\sigma_o + \sigma_u}{2}$ $\sigma_a = \frac{\sigma_o - \sigma_u}{2} = \sigma$	$\tau_o = \tau$ $\tau_u = -\tau$ $\tau_m = \frac{\tau_o + \tau_u}{2}$ $\tau_a = \frac{\tau_o - \tau_u}{2} = \tau$

10.3 Berechnung

10.3.2 Festigkeitsnachweis: Kerbwirkung

- An einer Kerbstelle muss die Spannungserhöhung durch Kerbwirkung berücksichtigt werden → daraus ergeben sich die Maximalspannungen

- Statische Anteile → Formfaktor α_k
- Maximale Belastungen → Formfaktor α_k
- Schwingende Anteile → Kerbwirkungszahl β_k

Mittel-/Oberspannungen · α_k	
Zug/Druck und Biegung	Schub und Torsion
$\sigma_{o_{max}} = \sigma_o * \alpha_k$ $\sigma_{m_{max}} = \sigma_m * \alpha_k$	$\tau_{o_{max}} = \tau_o * \alpha_k$ $\tau_{m_{max}} = \tau_m * \alpha_k$
Amplitudenspannungen · β_k	
$\sigma_{a_{max}} = \sigma_a * \beta_k$	$\tau_{a_{max}} = \tau_a * \beta_k$

10.3 Berechnung

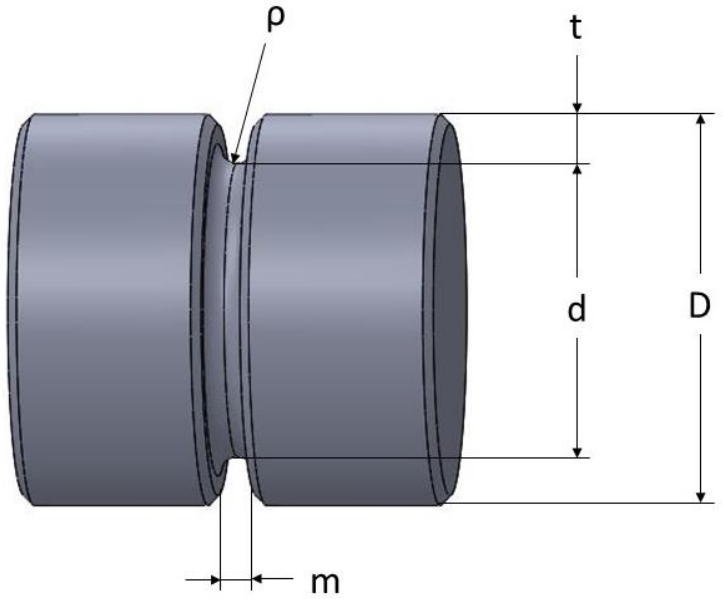
10.3.2 Festigkeitsnachweis: Kerbwirkung

- Formfaktor α_k
  - Zug/Druck $\alpha_{k_{z/d}}$
  - Biegung α_{k_b}
  - Querkraft/ Torsion α_{k_t}

- aus Tabelle mit nötigen Angaben

$$\frac{\rho}{d} = \frac{m}{2\,(t - 2m)}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{D}{t - 2\rho}$$



$\rho\ [mm]$: Kerbradius

$m\ [mm]$: Kerbnutbreite

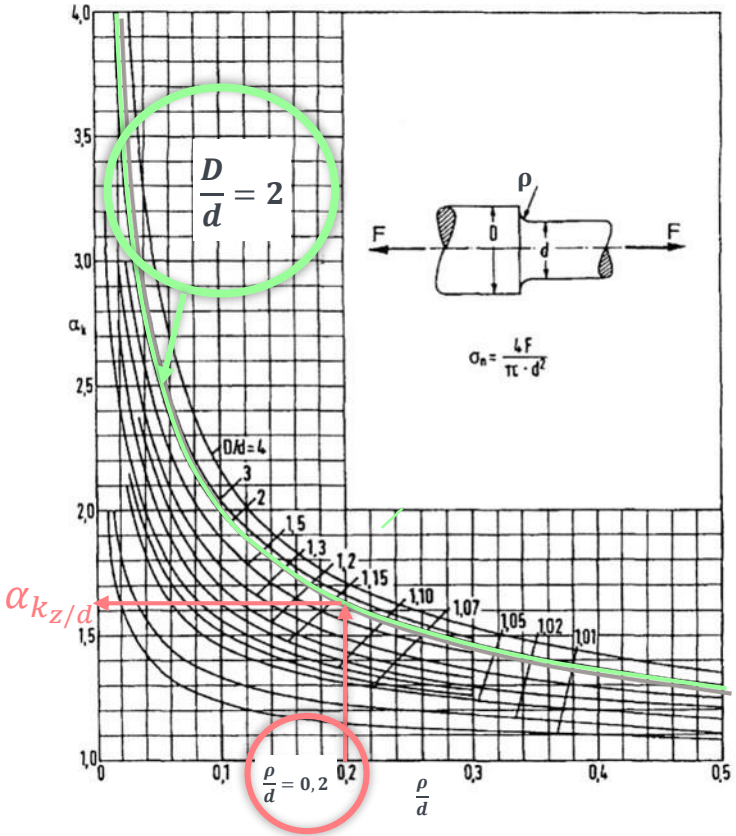
$d\ [mm]$: Innendurchmesser Kerbe

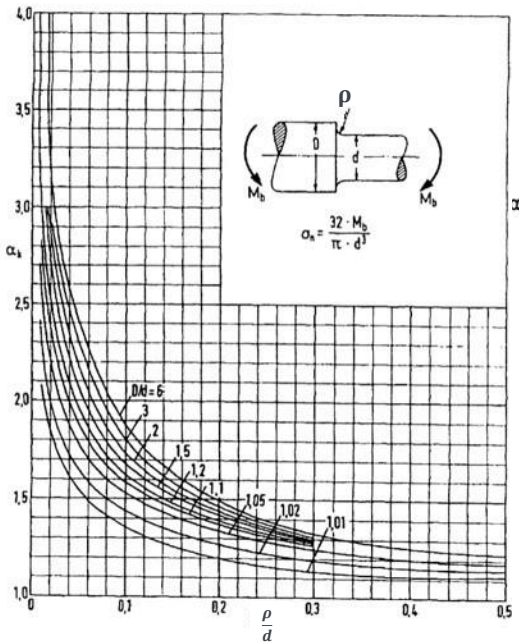
$t\ [mm]$: Kerbnuttiefe

$D\ [mm]$: Wellendurchmesser

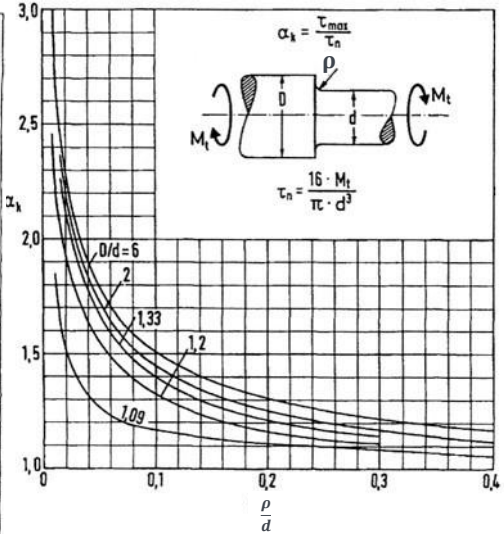
10.3 Berechnung

10.3.2 Festigkeitsnachweis: Kerbwirkung





Biegung α_{k_b}

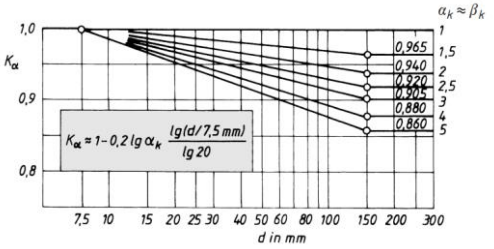


Torsion α_{k_t}

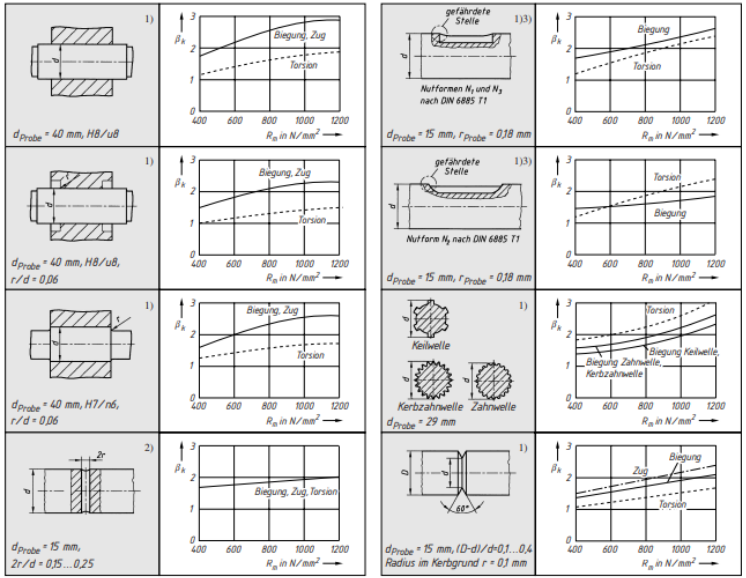
Quelle:
Prof. Schmauder

10.3 Berechnung

10.3.2 Festigkeitsnachweis: Kerbwirkung



- Kerbwirkungszahl β_k
  - Zug/Druck $\beta_{k_{z/d}}$
  - Biegung β_{k_b}
  - Querkraft/Torsion β_{k_t}



$$\beta_k = \frac{\alpha_k}{1 + \frac{55}{R_e} \cdot \sqrt{\frac{c}{\rho}}} = \beta_{k\,Probe} \cdot \frac{K_{\alpha\,Probe}}{K_\alpha}$$

α_k: je nach Belastungsfall

$c = 2$ bei Zug/Druck, Biegung

$c = 1$ bei Torsion

$\beta_{k\,Probe}$ = experimentell bestimmte Kerbwerkungszahl, gültig für Probendurchmesser

K_α = formzahlabhängiger Größeneinflussfaktor des Bauteils bzw. des Probestabes

10.3 Berechnung

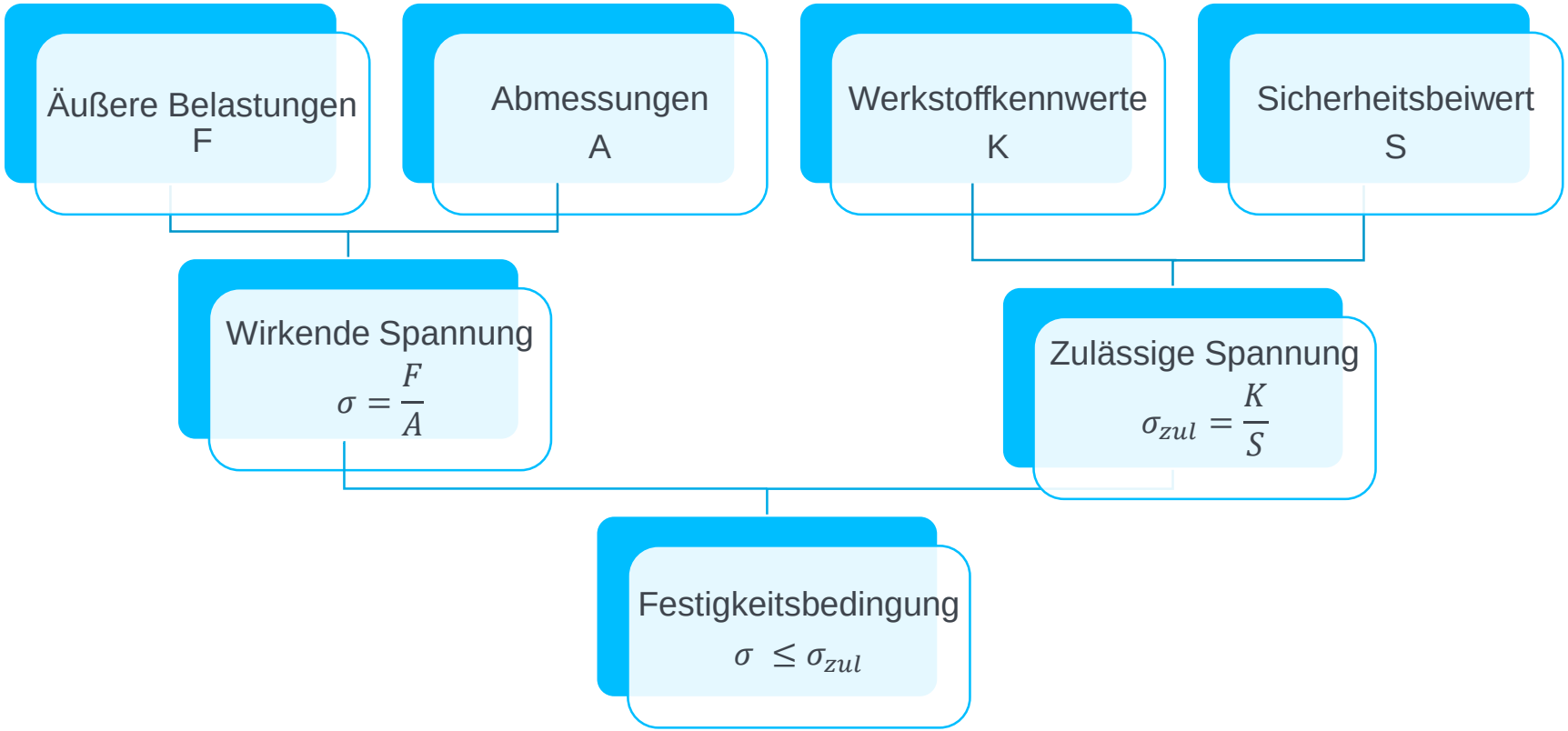
10.3.2 Festigkeitsnachweis: Vergleichsspannungen

- Maximalspannungen → Vergleichsspannungen

Gleichartige Spannungen zusammenfassen	
Zug/Druck und Biegung	Schub und Torsion
$\sigma_{o_{max}} = \sigma_{z/d,o_{max}} + \sigma_{b,o_{max}}$ $\sigma_{m_{max}} = \sigma_{z/d,m_{max}} + \sigma_{b,m_{max}}$ $\sigma_{a_{max}} = \sigma_{z/d,a_{max}} + \sigma_{b,a_{max}}$	$\tau_{o_{max}} = \tau_{s,\,o_{max}} + \tau_{t,\,o_{max}}$ $\tau_{m_{max}} = \tau_{s,\,m_{max}} + \tau_{t,\,m_{max}}$ $\tau_{o_{max}} = \tau_{s,\,a_{max}} + \tau_{t,\,a_{max}}$
Ungleichartige Spannungen zusammenfassen	
$\sigma_v = \sqrt{\sigma_{o_{max}}^2 + 3 \cdot \tau_{o_{max}}^2}$	

10.3 Berechnung

10.3.2 Festigkeitsnachweis: Sicherheitsberechnung



10.3 Berechnung

10.3.2 Festigkeitsnachweis: Sicherheitsberechnung

- Sicherheit gegen Dauerbruch

$$S_D = \frac{\sigma_A \cdot b_o \cdot b_s}{\sigma_{va}} \quad \text{mit} \quad \sigma_A = \sigma_w \cdot \sqrt{1 - \frac{\sigma_{vm}}{R_m}}$$

σ_w $[\frac{N}{mm^2}]$: Schwingfestigkeit

$1{,}2 \leq S_D \leq 2{,}5$

- Sicherheit gegen Fließen

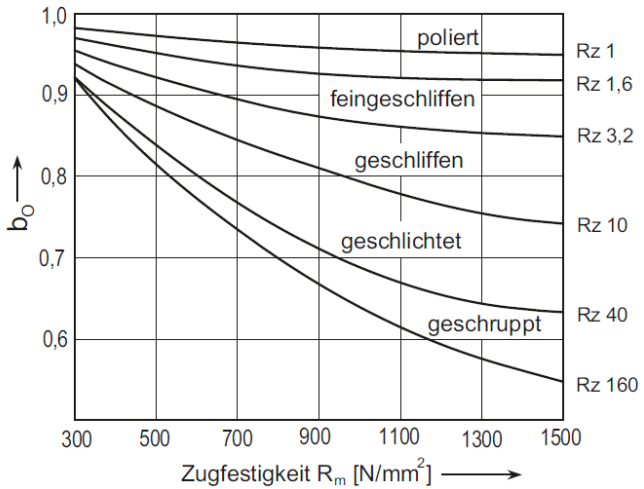
$$S_F = \frac{R_e}{\sigma_{vo}}$$

$1{,}2 \leq S_F \leq 2$

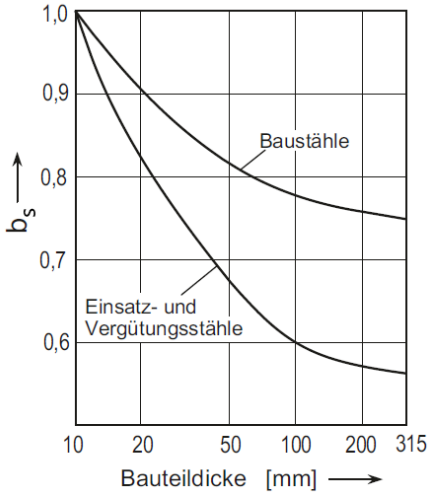
- Sicherheit gegen Bruch

$$S_B = \frac{R_m}{\sigma_{vo}}$$

$1{,}2 \leq S_B \leq 4$



b_o Oberflächenbeiwert



b_s Größenbeiwert

Quelle: Springer

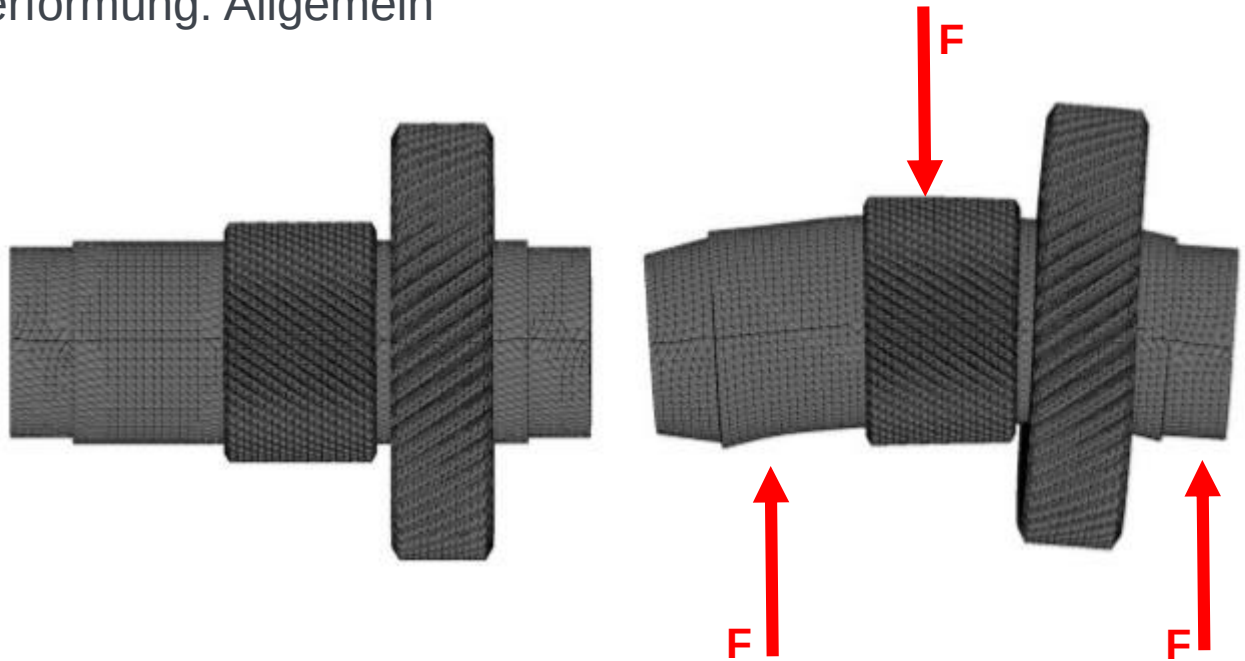
10.3 Berechnung

Systematisches Vorgehen zur Ermittlung der auftretenden Spannungen:								
	Zug/Druck		**Biegung**		**Querkraftschub**		**Torsion**	
Art der Belastung	statisch, wechselnd, schwellend		statisch, wechselnd, schwellend		statisch, wechselnd, schwellend		statisch, wechselnd, schwellend	
Belastung für Oberspannung	$F_{z/do}$		M_{bo}		F_{Qo}		M_{to}	
Belastung für Unterspannung	$F_{z/du}$		M_{bu}		F_{Qu}		M_{tu}	
Kerbwirkung nach / d_n *)	Quelle	NennØ	Quelle	NennØ	Quelle	NennØ	Quelle	NennØ
Querschnitt (Vollwelle) beachte d_n	$A = (\pi \cdot d^2)/4$		$W_b = (\pi \cdot d^3)/32$		$A = (\pi \cdot d^2)/4$		$W_t = (\pi \cdot d^3)/16$	
Nennoberspannung	$\sigma_{z/do\,n} = F_{z/do}/A$		$\sigma_{bo\,n} = M_{bo}/W_b$		$\tau_{qo\,n} = F_{Qo}/A$		$\tau_{to\,n} = M_{to}/W_t$	
Nennunterspannung	$\sigma_{z/du\,n} = F_{z/du}/A$		$\sigma_{bu\,n} = M_{bu}/W_b$		$\tau_{qu\,n} = F_{Qu}/A$		$\tau_{tu\,n} = M_{tu}/W_t$	
Nennmittelspannung	$\sigma_{z/dm\,n} = 0{,}5\cdot(\sigma_{z/do\,n}+\sigma_{z/du\,n})$		$\sigma_{bm\,n} = 0{,}5\cdot(\sigma_{bo\,n}+\sigma_{bu\,n})$		$\tau_{qm\,n} = 0{,}5\cdot(\tau_{qo\,n}+\tau_{qu\,n})$		$\tau_{tm\,n} = 0{,}5\cdot(\tau_{to\,n}+\tau_{tu\,n})$	
Nennausschlagspannung	$\sigma_{z/da\,n} = 0{,}5\cdot(\sigma_{z/do\,n}-\sigma_{z/du\,n})$		$\sigma_{ba\,n} = 0{,}5\cdot(\sigma_{bo\,n}-\sigma_{bu\,n})$		$\tau_{qa\,n} = 0{,}5\cdot(\tau_{qo\,n}-\tau_{qu\,n})$		$\tau_{ta\,n} = 0{,}5\cdot(\tau_{to\,n}-\tau_{tu\,n})$	
Formfaktoren α_k bzw. $\alpha_{k\ zur\ \beta kberech}$	$\alpha_{kz/d}$	$\alpha_{kz/d\ zur\ \beta kberech}$	α_{kb}	$\alpha_{kb\ zur\ \beta kberech}$	α_{kt}	$\alpha_{kt\ zur\ \beta kberech}$	α_{kt}	$\alpha_{kt\ zur\ \beta kberech}$
Kerbwirkungszahl β_k	$\beta_{kz/d}$		β_{kb}		β_{kt}		β_{kt}	
Maximale Oberspannung	$\sigma_{z/do\,max} = \alpha_{kz/d}\cdot\sigma_{z/do\,n}$		$\sigma_{bo\,max} = \alpha_{kb}\cdot\sigma_{bo\,n}$		$\tau_{qo\,max} = \alpha_{kt}\cdot\tau_{qo\,n}$		$\tau_{to\,max} = \alpha_{kt}\cdot\tau_{to\,n}$	
Maximale Mittelspannung	$\sigma_{z/dm\,max} = \alpha_{kz/d}\cdot\sigma_{z/dm\,n}$		$\sigma_{bm\,max} = \alpha_{kb}\cdot\sigma_{bm\,n}$		$\tau_{qm\,max} = \alpha_{kt}\cdot\tau_{qm\,n}$		$\tau_{tm\,max} = \alpha_{kt}\cdot\tau_{tm\,n}$	
Maximale Ausschlagspannung	$\sigma_{z/da\,max} = \beta_{kz/d}\cdot\sigma_{z/da\,n}$		$\sigma_{ba\,max} = \beta_{kb}\cdot\sigma_{ba\,n}$		$\tau_{qa\,max} = \beta_{kt}\cdot\tau_{qa\,n}$		$\tau_{ta\,max} = \beta_{kt}\cdot\tau_{ta\,n}$	
Vergleichsmittelspannung	$\sigma_{vm} = \sqrt{\sigma_{m\,max}^2 + 3\cdot\tau_{m\,max}^2} = \sqrt{\left(\sigma_{z/dm\,max} + \sigma_{bm\,max}\right)^2 + 3\cdot\left(\tau_{qm\,max} + \tau_{tm\,max}\right)^2}$							
Vergleichsausschlagspannung	$\sigma_{va} = \sqrt{\sigma_{a\,max}^2 + 3\cdot\tau_{a\,max}^2} = \sqrt{\left(\sigma_{z/da\,max} + \sigma_{ba\,max}\right)^2 + 3\cdot\left(\tau_{qa\,max} + \tau_{ta\,max}\right)^2}$							
Maximale Vergleichsoberspannung	$\sigma_{vo} = \sqrt{\sigma_{o\,max}^2 + 3\cdot\tau_{o\,max}^2} = \sqrt{\left(\sigma_{z/do\,max} + \sigma_{bo\,max}\right)^2 + 3\cdot\left(\tau_{qo\,max} + \tau_{to\,max}\right)^2}$							
Größenfaktor b_o / Oberfl.-faktor b_s	b_0	b_S	**Werkstoffwerte R_m / R_e**		R_m	R_e		
Ausschlagfestigkeit aus Dauerfestigkeitsschaubild	$\sigma_A = \sigma_W \cdot \sqrt{1 - \frac{\sigma_{vm}}{R_m}}$		**mit Faktoren behaftete Ausschlagfestigkeit**		$\sigma_{a\,zul} = \sigma_A \cdot b_0 \cdot b_s$			
Sicherheit gegen Fließen	$S_F = R_e / \sigma_{vo}$		**Sicherheit gegen Dauerbruch**		$S_D = \sigma_{a\,zul} / \sigma_{va}$			

Quelle:
Prof. Schmauder

10.3 Berechnung

10.3.3 Verformung: Allgemein



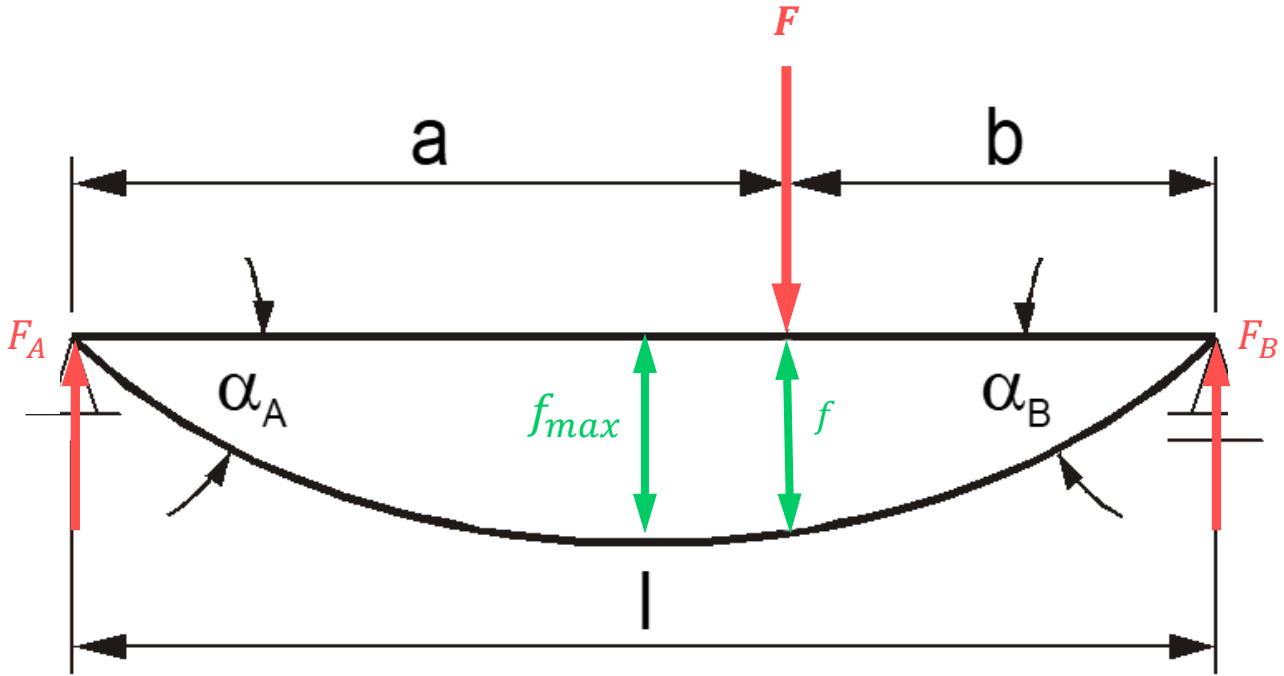
- Wellendurchbiegung ändert den Abstand von Zahnräder, verursacht Geräusche und belastet die Lager. Es findet keine ideale Kraftübertragung mehr statt.

Quelle:
epub.uni-bayreuth.de

10.3 Berechnung

10.3.3 Verformung: durch Biegebeanspruchung

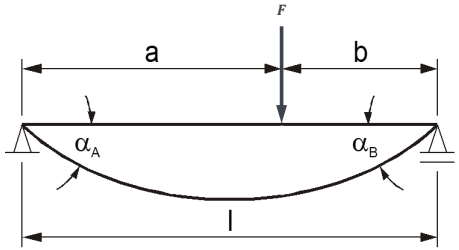
a) Rein zylindrische Welle, beidseitig am Ende gelagert



Quelle: Matek

10.3 Berechnung

10.3.3 Verformung: durch Biegebeanspruchung



- Durchbiegung f

$$f = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^2}{3 \cdot E \cdot I \cdot l}$$

$$f_m = \frac{F \cdot b^2 \cdot \sqrt{(l^2 - b^2)^3}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot l} \quad (a \geq b)$$

$$f_m = \frac{F \cdot a^2 \cdot \sqrt{(l^2 - a^2)^3}}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I \cdot l} \quad (a \leq b)$$

- Neigung α

$$\tan \alpha_A = \frac{F \cdot a \cdot b \cdot (l + b)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l}$$

$$\tan \alpha_B = \frac{F \cdot a \cdot b \cdot (l + a)}{6 \cdot E \cdot I \cdot l}$$

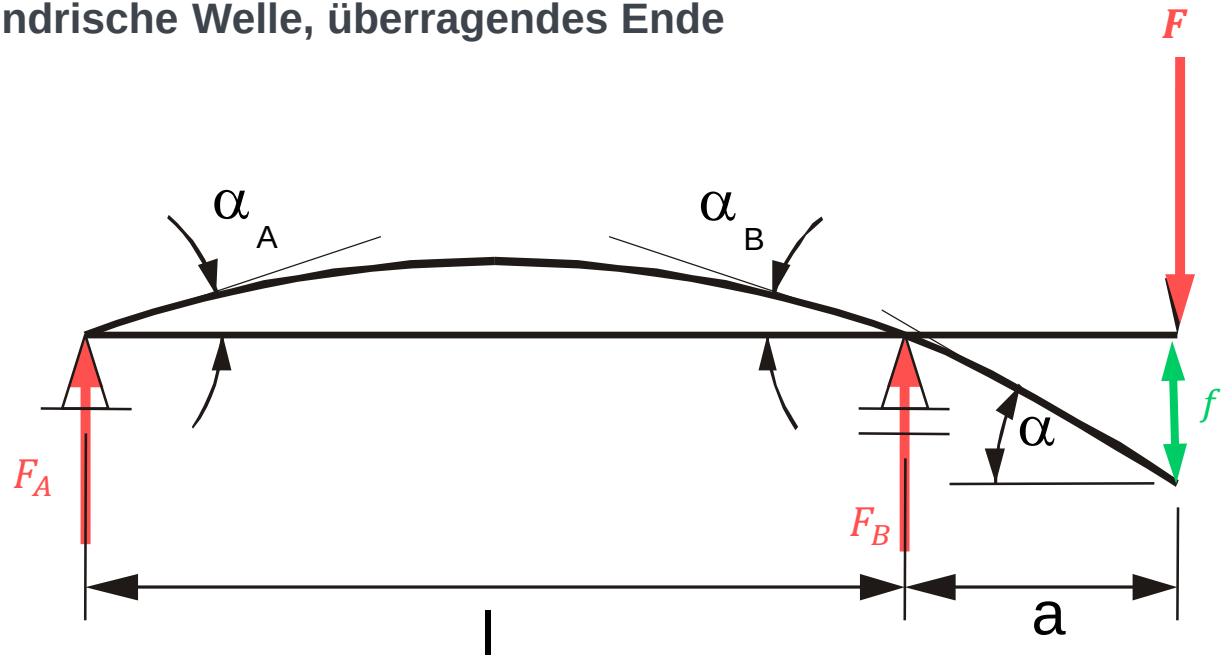
$I\ [mm^4]$: Flächenträgheitsmoment

$E\ [\frac{\mathrm{N}}{\mathrm{mm}^2}]$: Elastizitätsmodul

10.3 Berechnung

10.3.3 Verformung: durch Biegebeanspruchung

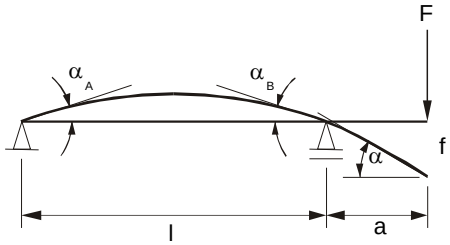
b) Rein zylindrische Welle, überragendes Ende



Quelle: Matek

10.3 Berechnung

10.3.3 Verformung: durch Biegebeanspruchung



- Durchbiegung f

$$f = \frac{F \cdot a^2 \cdot (l + a)}{3 \cdot E \cdot I}$$

$$f_m = \frac{F \cdot a \cdot l^2}{9 \cdot \sqrt{3} \cdot E \cdot I}$$

- Neigung α

$$\tan \alpha = \frac{F \cdot a \cdot (2 \cdot l + 3 \cdot a)}{6 \cdot E \cdot I}$$

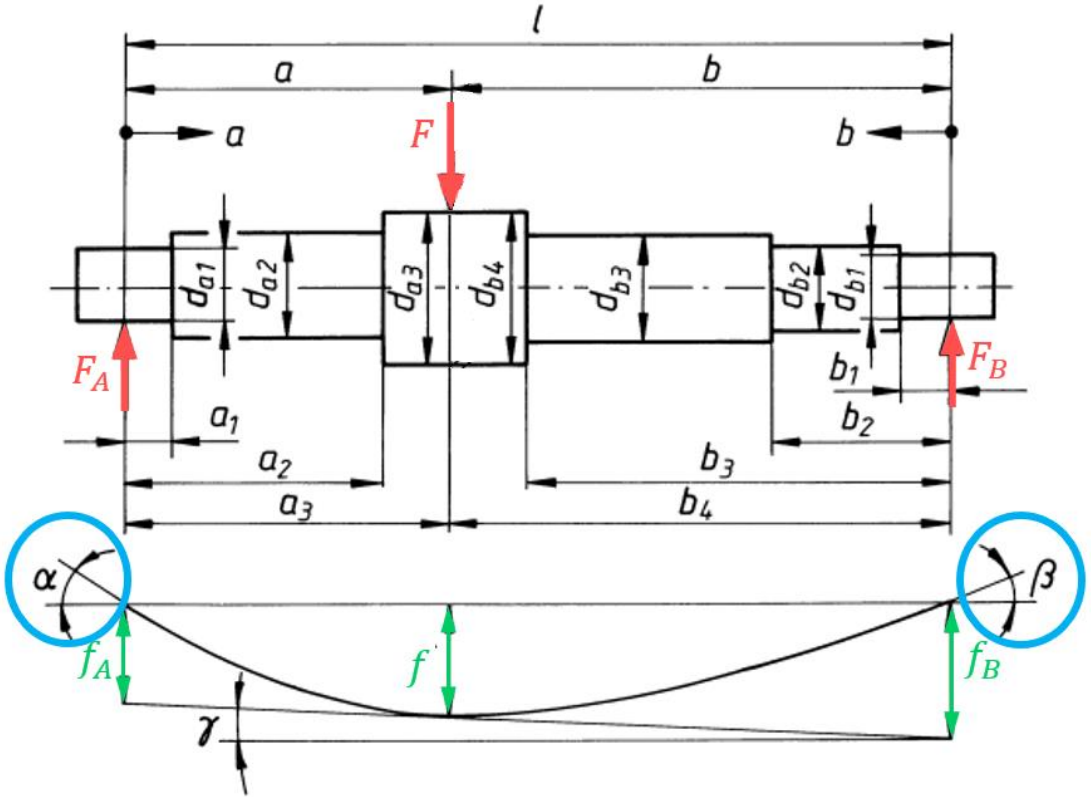
$$\tan \alpha_A = \frac{F \cdot a \cdot l}{6 \cdot E \cdot I}$$

$$\tan \alpha_B = \frac{F \cdot a \cdot l}{3 \cdot E \cdot I}$$

10.3 Berechnung

10.3.3 Verformung: durch Biegebeanspruchung

c) Abgesetzte Welle



Quelle: Matek

10.3 Berechnung

10.3.3 Verformung: durch Biegebeanspruchung

- Durchbiegung f

$$f_A = \frac{6{,}79 \cdot F_A}{E} \cdot \left(\frac{a_1^3}{d_{a1}^4} + \frac{a_2^3 - a_1^3}{d_{a2}^4} + \frac{a_3^3 - a_2^3}{d_{a3}^4} + \cdots \right)$$

$$f_B = \frac{6{,}79 \cdot F_B}{E} \cdot \left(\frac{b_1^3}{d_{b1}^4} + \frac{b_2^3 - b_1^3}{d_{b2}^4} + \frac{b_3^3 - b_2^3}{d_{b3}^4} + \cdots \right)$$

$$f = f_A + \frac{a}{l} \cdot (f_B - f_A)$$

- Neigung

$$\alpha' = \frac{10{,}19 \cdot F_A}{E} \cdot \left(\frac{a_1^2}{d_{a1}^4} + \frac{a_2^2 - a_1^2}{d_{a2}^4} + \cdots \right)$$

$$\beta' = \frac{10{,}19 \cdot F_B}{E} \cdot \left(\frac{b_1^2}{d_{b1}^4} + \frac{b_2^2 - b_1^2}{d_{b2}^4} + \cdots \right)$$

$$\alpha = \alpha' + \frac{f_B - f_A}{l}$$

$$\beta = \beta' - \frac{f_B - f_A}{l}$$

10.3 Berechnung

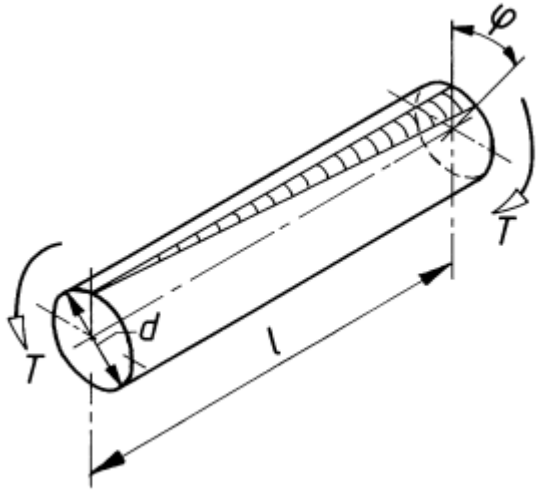
10.3.3 Verformung: Verformung durch Torsionsbeanspruchung

a) Rein zylindrische Welle

- Verdrehung

$$\varphi = \frac{180°}{\pi} \cdot \frac{l \cdot \tau_t}{r \cdot G} = \frac{180°}{\pi} \cdot \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_t}$$

G $[\frac{N}{mm^2}]$: Schubmodul



- Außendurchmesser für φ_{zul}

$$d \approx \sqrt[4]{\frac{32}{\pi} \cdot \frac{M_t \cdot l}{G \cdot \varphi_{\mathrm{zul}}}}$$

Quelle: Matek

10.3 Berechnung

10.3.3 Verformung: Verformung durch Torsionsbeanspruchung

b) Abgesetzte Wellen

- Verdrehung

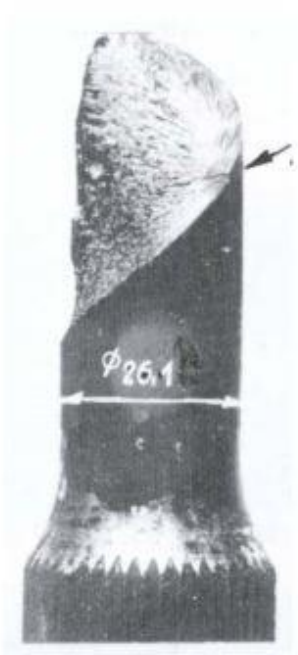
$$\varphi \approx \frac{180°}{\pi} \cdot \frac{\frac{32}{\pi} \cdot M_t}{G} \cdot \sum \left(\frac{l}{d^4} \right)$$



Quelle: IKTD

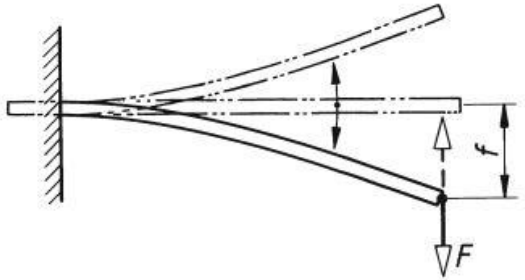
10.3 Berechnung

10.3.4 kritische Drehzahlen: allgemein



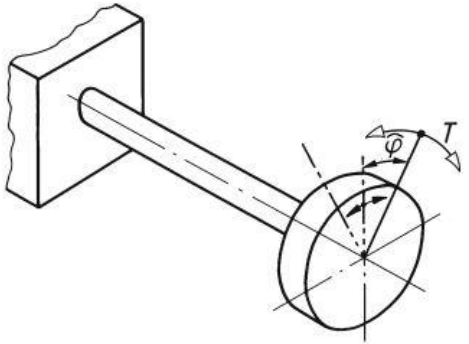
Dauerbruch einer Welle
unter Torsionsschwingung

Quelle:
DHBW Stuttgart



a)

Biegeschwingung



b)

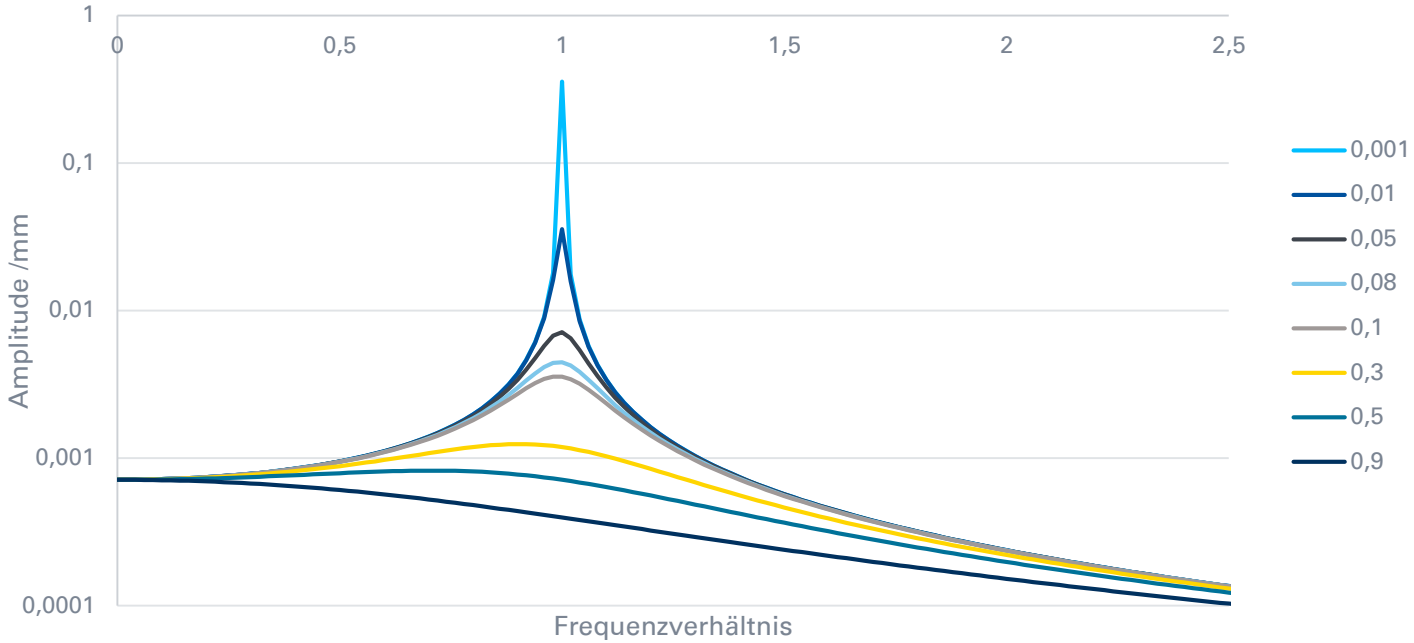
Torsionsschwingung

Quelle:
Matek

10.3 Berechnung

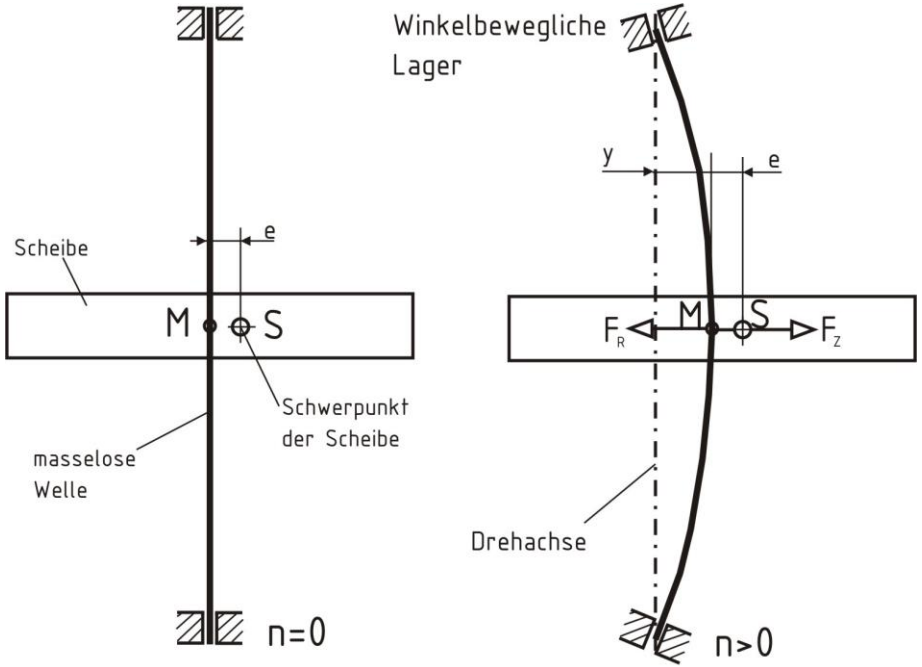
10.3.4 kritische Drehzahlen: Biegeschwingungen

Die Dämpfung im System: Amplitudengang



10.3 Berechnung

10.3.4 kritische Drehzahlen: Biegeschwingungen



Quelle: Matek

10.3 Berechnung

10.3.4 kritische Drehzahlen: Biegeschwingungen

Live-Inhalt

a) beidseitig gelagerte Welle mit Einzellast

10.3 Berechnung

10.3.4 kritische Drehzahlen: Biegeschwingungen

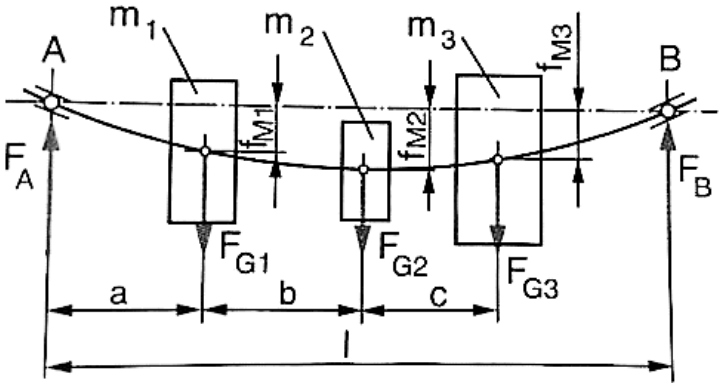
b) beidseitig gelagerte Welle mit mehreren Einzellasten

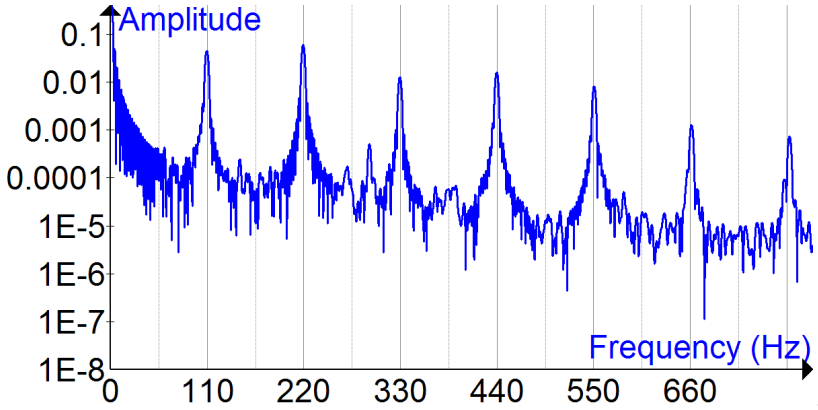
- Niedrigste kritische Winkelgeschwindigkeit:

$$n_{k,60} = \frac{60 \cdot \omega_k}{2 \cdot \pi} = \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{{f_G}^*}} \approx 946 \cdot \frac{1}{\sqrt{{f_G}^*}}$$

$${f_G}^* = \frac{\sum_{j=1}^{n} f_{Mi}^2 \cdot F_{Gi}}{\sum_{j=1}^{n} |f_{Mi}| \cdot F_{Gi}}$$

$$\frac{1}{\omega_k^2} = \frac{1}{\omega_{k0}^2} + \sum_{i=1}^{n} \left(\frac{1}{\omega_{ki}^2} \right)$$



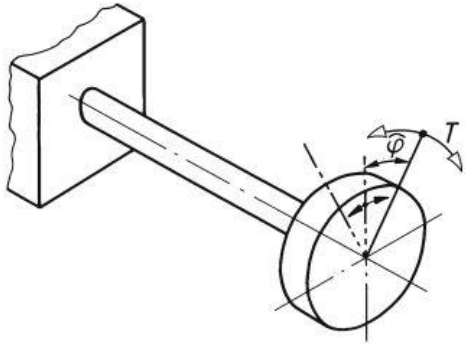


Quelle: Schlecht, Wikipedia

10.3 Berechnung

10.3.4 kritische Drehzahlen: Torsionsschwingungen

a) Welle ist an einem Ende „fest eingespannt“; Eine Masse ist unendlich groß (Torsionspendel)



Eigenkreisfrequenz

$$\omega_e = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_e}{60} = \sqrt{\frac{c_t}{J}} = \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{l \cdot J}}$$

Daraus ergibt sich die torsionskritische Drehzahl n_e

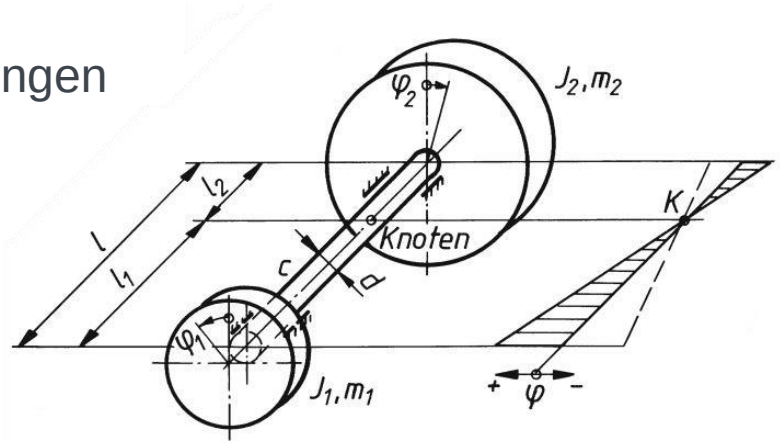
$$n_{e,60} = \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{c_t}{J}}$$

$c_t \left[\frac{kg}{s^2}\right]$:	(Dreh-)Federsteifigkeit
$I_p \, [mm^4]$:	polares Flächenmoment
J $[kg \cdot m^2]$:	Trägheitsmoment
$G \left[\frac{N}{mm^2}\right]$:	Schubmodul
$n_e \left[\frac{1}{\min}\right]$:	torsionskritische Drehzahl

Quelle: Matek

10.3 Berechnung

10.3.4 kritische Drehzahlen: Torsionsschwingungen



b) Welle mit zwei Massen

- Zwei Teilsysteme:

$$\omega_{e1} = \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{l_1 \cdot J_1}} \qquad \text{und} \qquad \omega_{e2} = \sqrt{\frac{G \cdot I_p}{l_2 \cdot J_2}}$$

- Gesamtsystem, daher gleiche Eigenkreisfrequenz:

$$\frac{\dot{\varphi_1}}{\dot{\varphi_2}} = \frac{J_2}{J_1} \text{ (Drallsatz)}$$

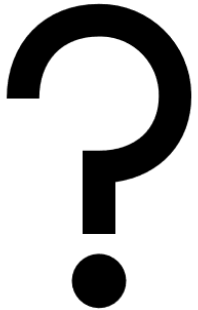
$$\frac{\varphi_1}{\varphi_2} = \frac{I_1}{I_2} \text{ (Strahlensatz unter Annahme eines konstanten Wellendurchmessers)}$$

$$\rightarrow \omega_e = \sqrt{c_t \cdot \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}\right)}$$

$$\rightarrow n_{e,60} = \frac{60}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{c_t \cdot \left(\frac{1}{J_1} + \frac{1}{J_2}\right)}$$

Quelle: Matek

Kontrollfragen



1. Wie können dynamische Beanspruchungen unterteilt werden?
2. Wovon hängt die Größe des Wellendurchmessers ab?
3. Welcher Drehzahlbereich bezüglich der kritischen Drehzahl muss als Betriebsbereich ausgeschlossen werden?
4. Der Begriff Resonanz ist zu erläutern.

10.4 Gestaltung

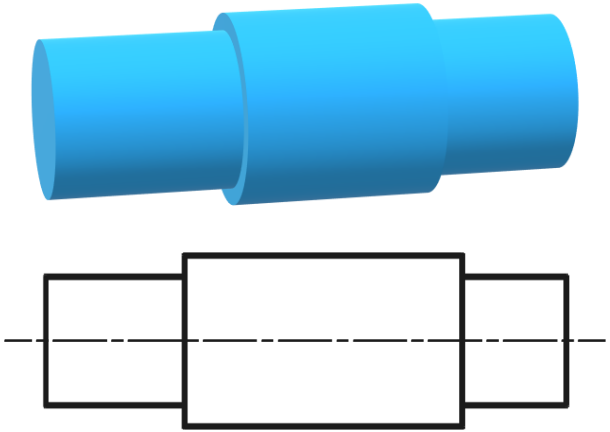
10.4.1 Einführung



10.4 Gestaltung

10.4.2 Funktion und Montierbarkeit

a) Differenzierte Gestaltung von Wellen



…mit unterschiedlichen Durchmessern

Funktionsabschnitte

…entsprechend der Beanspruchung und Montage-anforderungen

…erfüllen folgende Funktionen

ZAPFEN Z
Radiale Lagerkräfte übertragen

ANLAUFBUNDE B
Axiale Lagerkräfte übertragen

NABENSITZE N
Drehmomente/Kräfte übertragen

LÄNGEN L
Kräfte/ Momente Leiten

ANSCHLÄGE A
Axiale Kräfte übertragen

Quelle: IKTD

10.4 Gestaltung

10.4.2 Funktion und Montierbarkeit

b) Einfachste Gestaltung von Wellen

- Glatte zylindrische Form mit konstantem Durchmesser
  - Kostengünstige Stangenware
  - Schnell hergestellt
- Keine Differenzierte Gestaltung der Funktionsabschnitte
  - Exakte Definition der Lage von Bauteilen nicht möglich
  - Befestigung über Stellringe und Spannelemente
  - Festlager mit Madenschraube







Stehlager mit Madenschraube zur axialen Festlegung



Quelle: IKTD, RS comonents

10.4 Gestaltung

10.4.2 Funktion und Montierbarkeit

Live-Inhalt

- Grundkonzept:
  - Jede Welle besteht aus mindestens 4 Funktionsabschnitten:
    2 Zapfen und 2 Nabensitze

- Schonung der Zapfen bei Montage durch größeren Durchmesser für Nabensitze.
- Größerer Durchmesser im Bereich des maximalen Biegemoments.

10.4 Gestaltung

10.4.2 Funktion und Montierbarkeit

Live-Inhalt

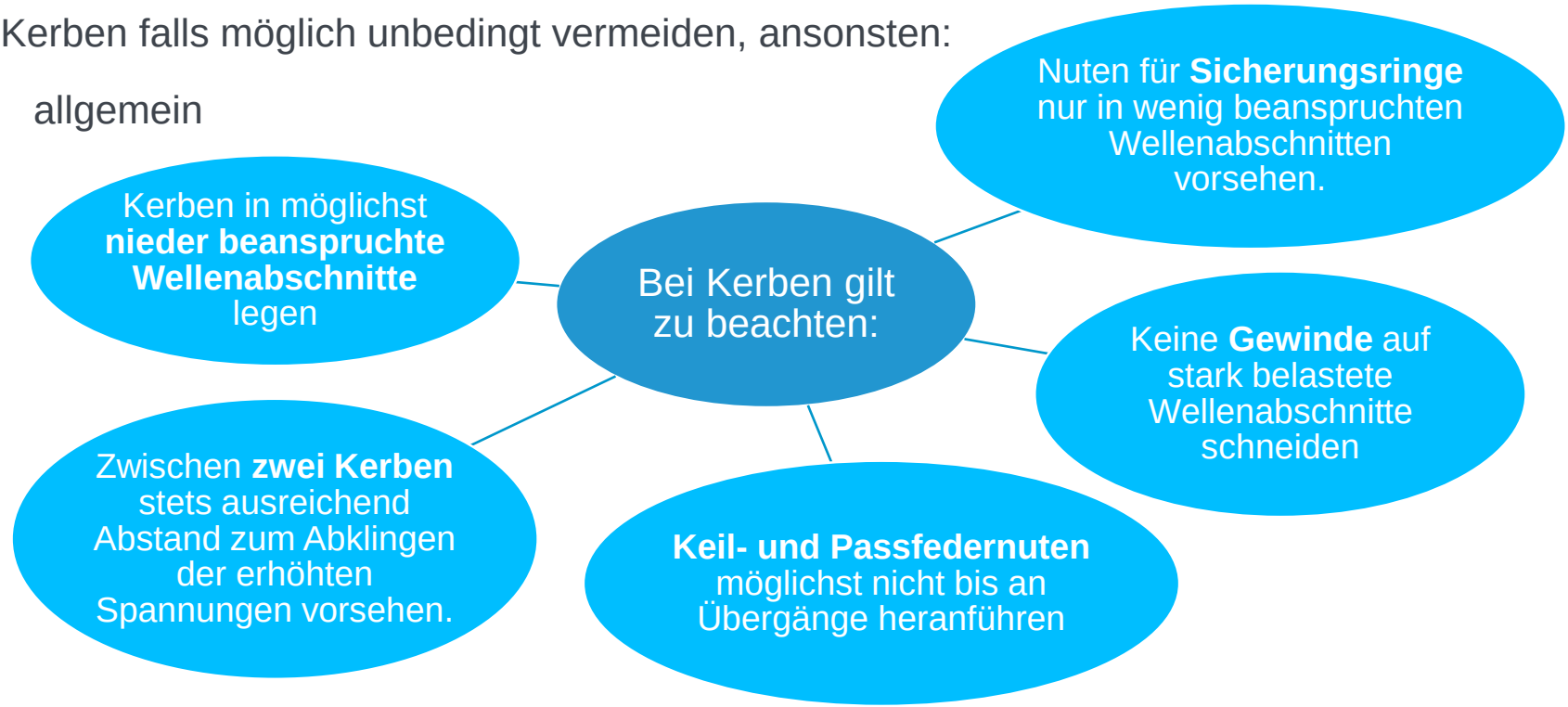
- Definition der Länge, Anschläge und weiterer Funktionsabschnitte

10.4 Gestaltung

10.4.3 Kerbwirkung

- Kerben falls möglich unbedingt vermeiden, ansonsten:

a) allgemein



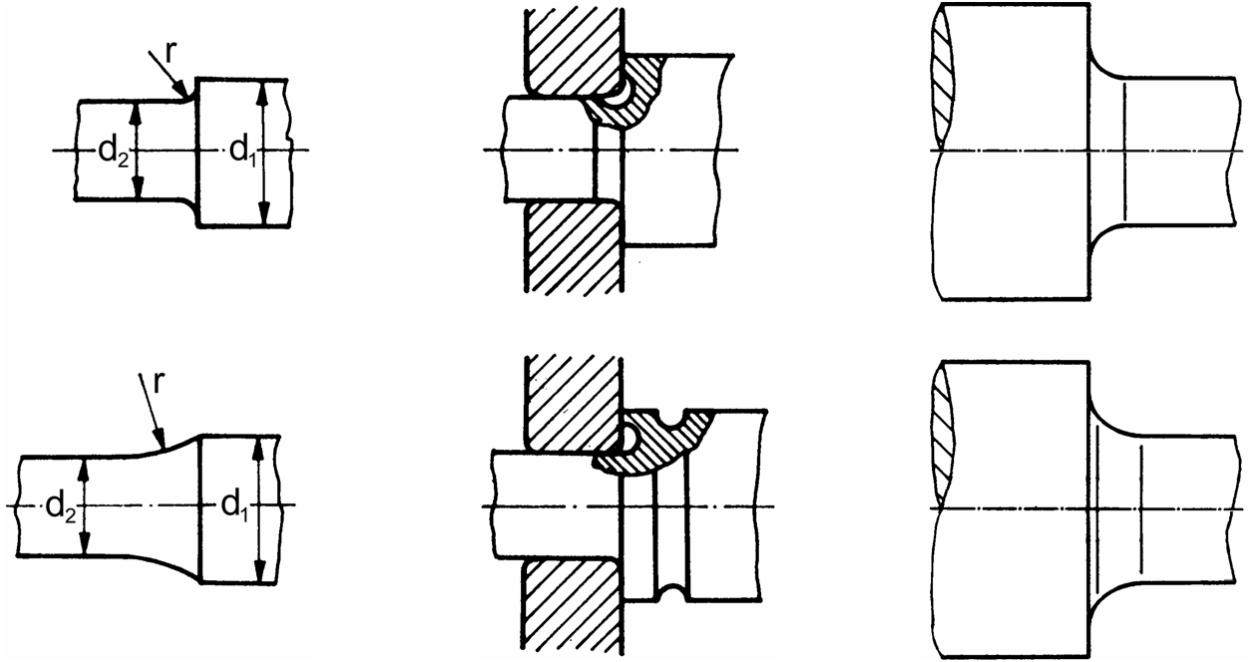
10.4 Gestaltung

10.4.3 Kerbwirkung

b) Gestaltung von Querschnittsübergängen

ungünstig

günstig

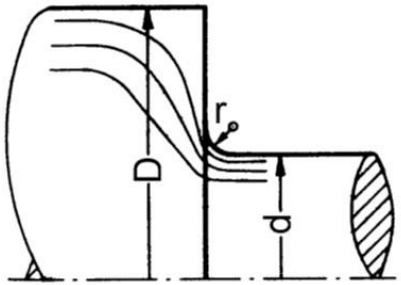


Quelle:
Hinz und Freund

10.4 Gestaltung

10.4.3 Kerbwirkung

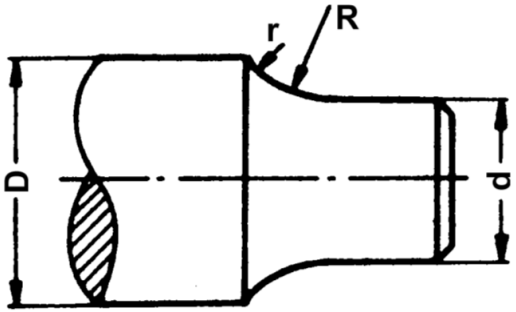
ungünstig



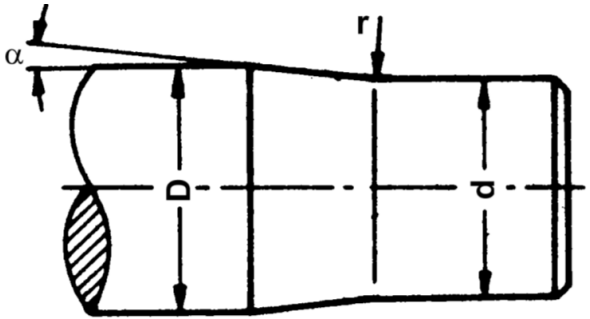
Große Durchmesseränderung möglichst vermeiden

Quelle: Köhler/Rögnitz

günstig



Korbbogen

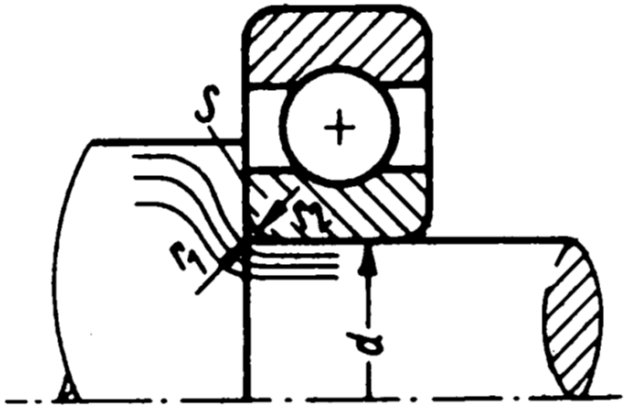


Kegeliger Übergang

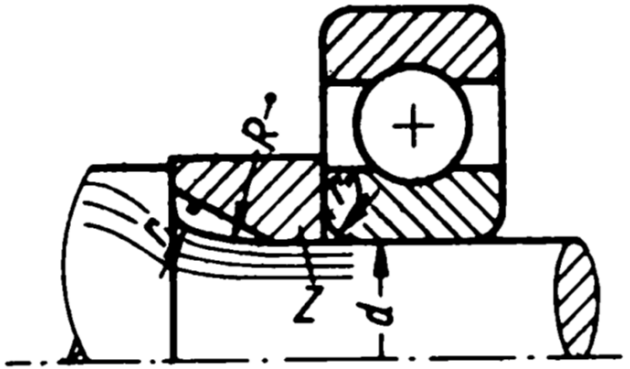
Quelle: Langer

10.4 Gestaltung

10.4.3 Kerbwirkung



ungünstig



günstig

Zwischenringe für Wälzlager

Nachteil: Raumbedarf

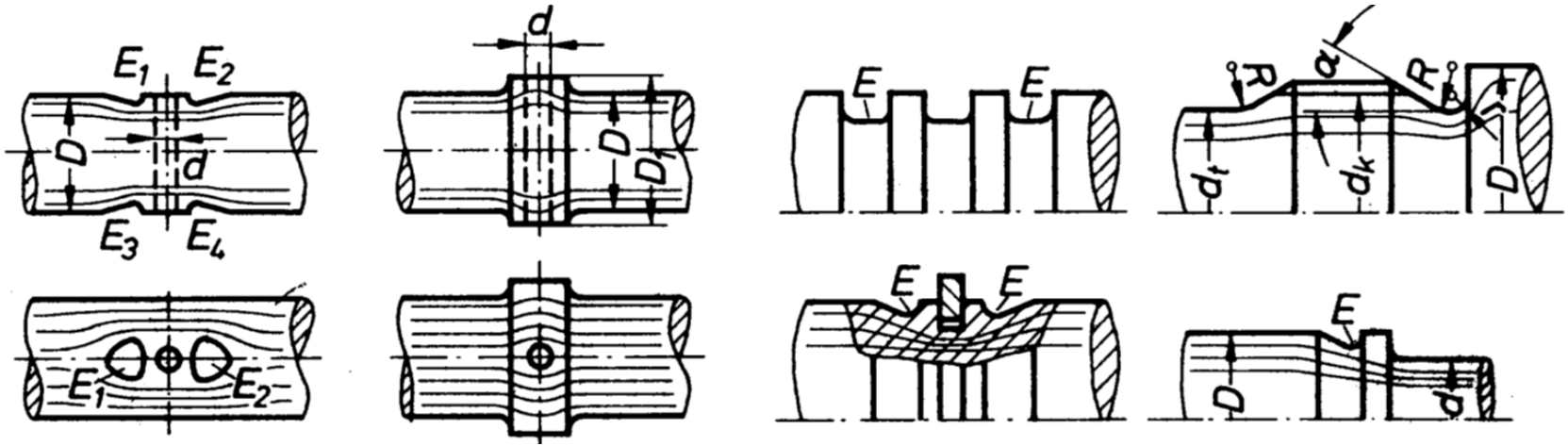
Quelle:
Köhler/Rögnitz

10.4 Gestaltung

10.4.3 Kerbwirkung

c) Entlastungskerben

Entlastungskerben E zur Kraftumleitung und Reduzierung des Spannungsgradienten



Quelle:
Köhler/Rögnitz

10.4 Gestaltung

10.4.4 Lagerung

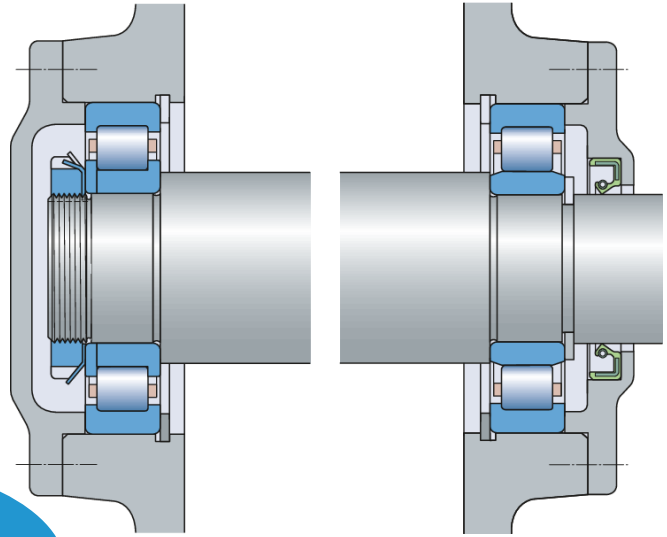
kurze Wellen anstreben
→ kleine Verdrehwinkel bei Torsionsbeanspruchung
→ kleine Gesamtbaugröße

Stützweiten zwischen zwei Lagern/ Laufflächen klein halten
→ geringe Biegespannung und Durchbiegung aus radialer Belastung

Lagerung

Wellen möglichst nur an zwei Stellen lagern
→ **statisch bestimmtes** System

Lager **dicht an Scheiben und Räder** setzen
→ Durchbiegung der Welle bleibt klein
→ hohe kritische Drehzahl

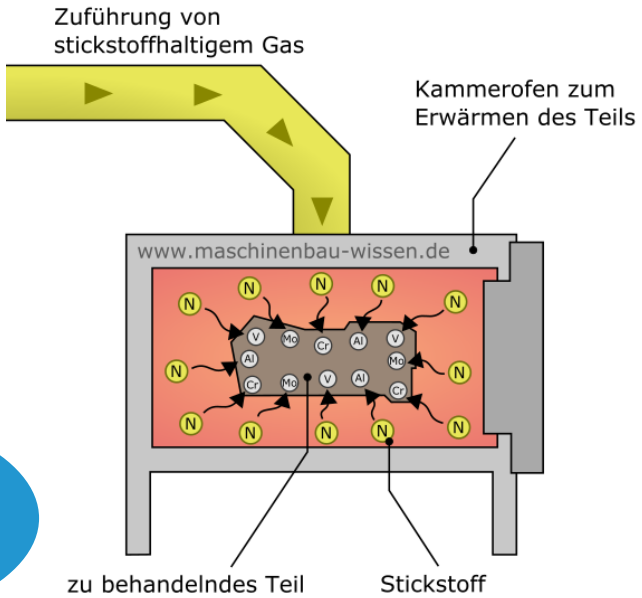


Quelle: SKF.com

10.4 Gestaltung

10.4.5 Werkstoffwahl

- Die Werkstoffwahl hängt ab von
  - Funktion
  - Beanspruchung
  - Werkstoff des gefügten Maschinenteils



Praktisch kommt **jeder metallische Werkstoff** in Frage
→ vorzugsweise Stahl

Werkstoffwahl

Oft werden **hochfeste Werkstoffe** eingesetzt
→ kleine und leichte Konstruktionen

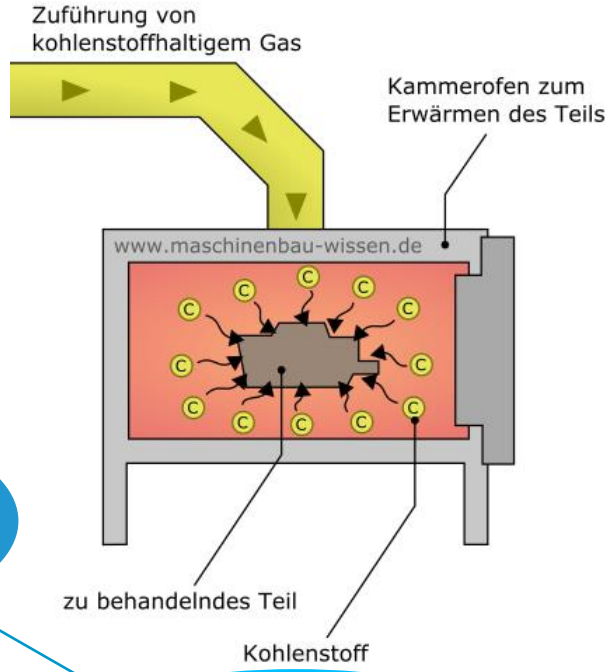
Vorteilhaft: Härtung
z.B. **Nitrierhärtung** (Einlagerung von Stickstoffatomen in das Werkstoffgefüge)
→ Große Härte, dennoch geringe Kerbempfindlichkeit
Nachteil: teuer

Quelle:
Maschinenbau-Wissen.de

10.4 Gestaltung

10.4.6 Oberflächen

- Oberflächengüte und -härte: große Bedeutung bezüglich der Dauerfestigkeit



Oberflächen

Zu **bearbeitende Flächen** möglichst nicht härten (z. B. Abdeckung mit Kupferschicht)

An Sitzen und Passungen: **geringe Rautiefe** anstreben.
→ Vermeidung von
- Verschleiß
- Übermaßverlust
- Passungsrost

Oberflächenqualität generell nur so gut wie unbedingt **erforderlich**
→ Kosten!

Einsatzhärtung (Kohlenstoff diffundiert in die Oberfläche): kostengünstige Alternative zur Nitrierhärtung

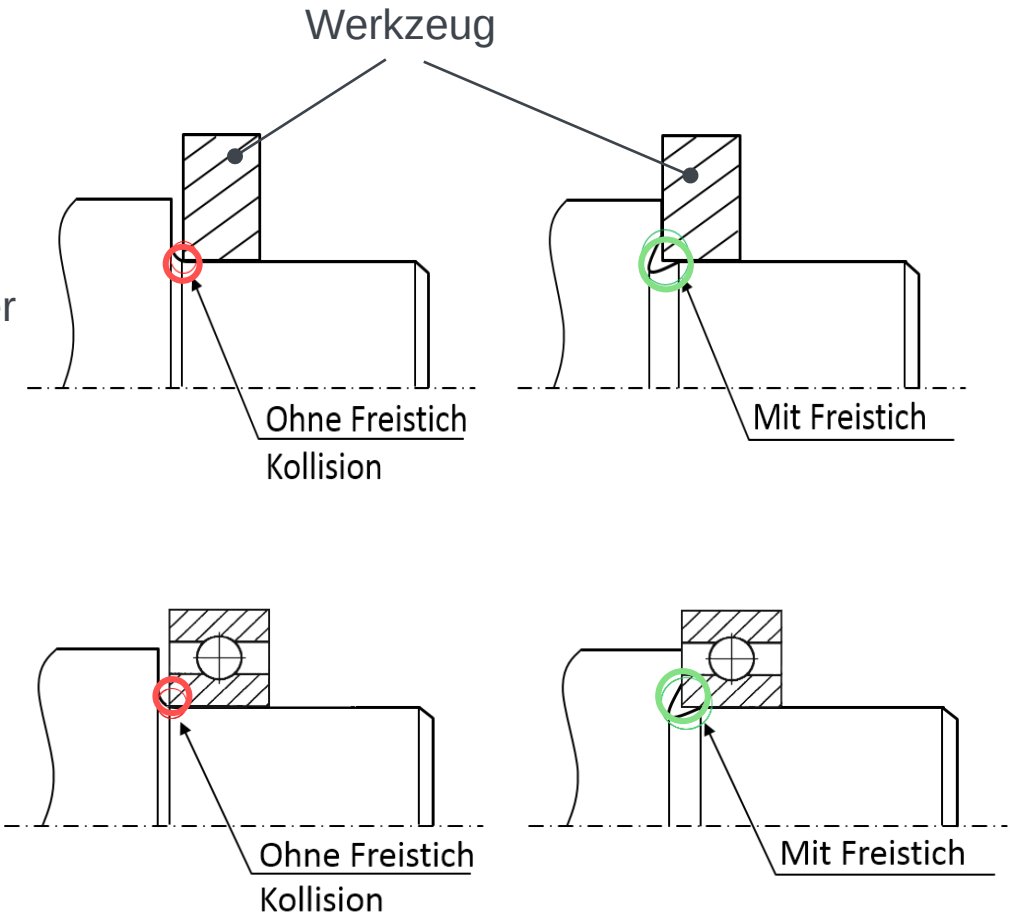
Quelle: Maschinenbau-Wissen.de

10.4 Gestaltung

10.4.7 Fertigung

a) Freistiche

- für den Auslauf der Werkzeuge bei der Oberflächenbearbeitung
- für die Montage von Bauteilen, für die eine definierte Anschlag- oder Funktionsfläche notwendig ist.
- Definierte Kerbwirkung

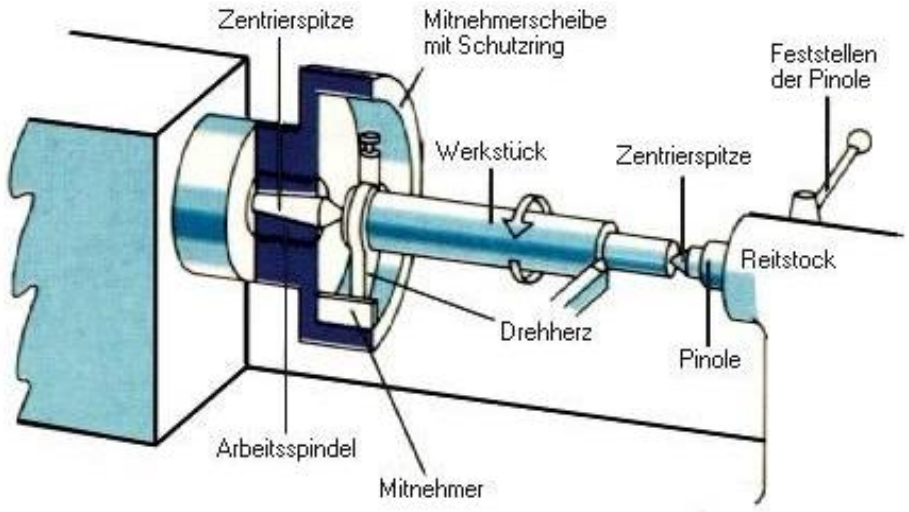


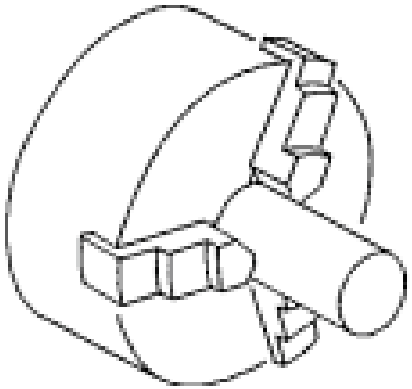
Quelle:
Maschinenbau-Wissen.de

10.4 Gestaltung

10.4.7 Fertigung

b) Nuten und Bohrungen
vor der Endbearbeitung fertigen, da Druckstellen und Verformungen aus der Einspannung die Schnelllauf-Eigenschaften der Welle beeinträchtigen können





Quelle:
wissen.de, fablab_karlsruhe.de

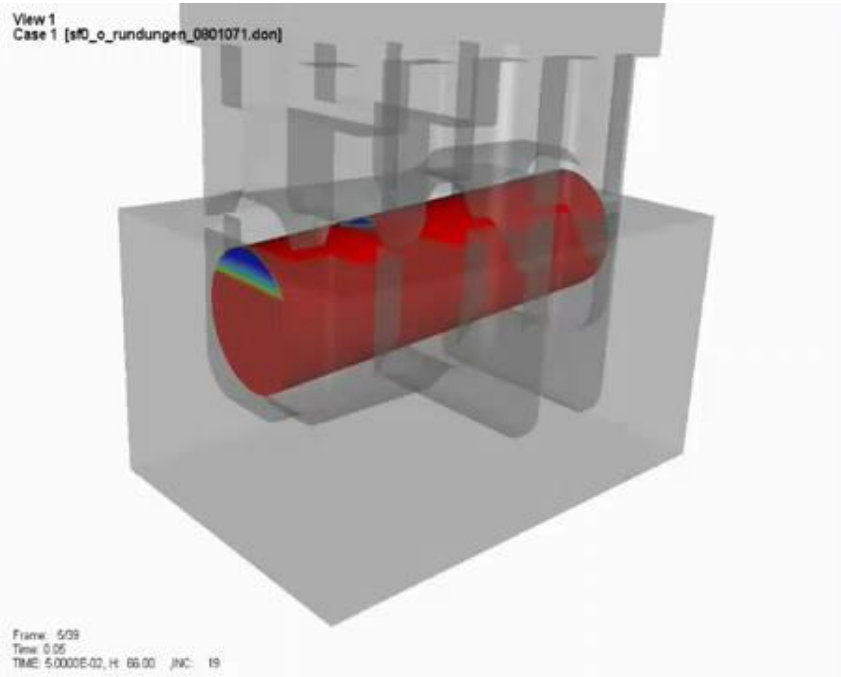
10.4 Gestaltung

10.4.7 Fertigung

c) Stark abgesetzte Wellen

- vorzugsweise gesenkgeschmiedet
  → Vorteil geschmiedeter Wellen:
  günstiger Faserverlauf infolge Umformung
- besonders bei großen Wellen ist das Abdrehen wenig wirtschaftlich





Quelle:
IPH Hannover

10.4 Gestaltung

10.4.7 Fertigung

d) mehrteilig aufgebaute Wellen

- z. B. mit aufgeschrumpften Bauteilen wie Zahnrädern
  → Fertigwellen/ Wellen mit genormten Durchmessern verwendbar → kostengünstig
- Anlaufbunde können durch lösbare Stellringe ersetzt werden → unter Umständen kostengünstiger als Ausdrehen



Stellring auf Welle

Quelle: truckdoorservice.nl

Zahnrad wird mithilfe von flüssigem Stickstoff auf Welle aufgeschrumpft (Querpressverband)



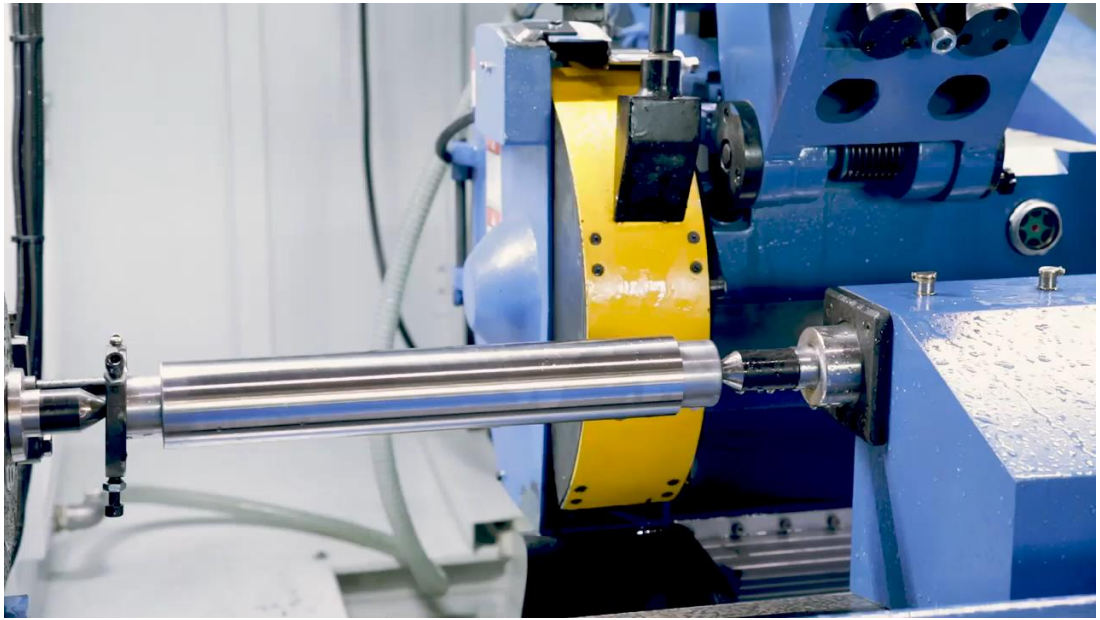
Quelle: nms-stickstoff.de

10.4 Gestaltung

10.4.7 Fertigung

e) Spanende Nachbearbeitung

- Hochbelastete Wellen werden überschliffen



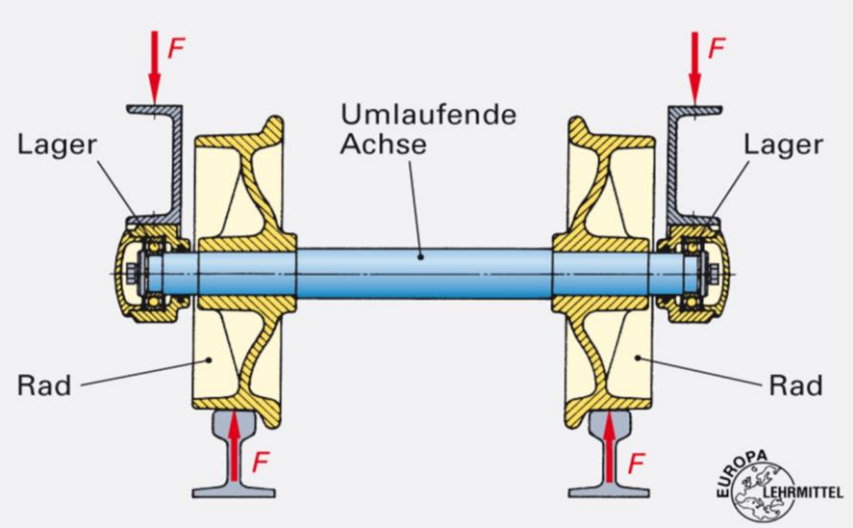
Quelle:
knuth.de

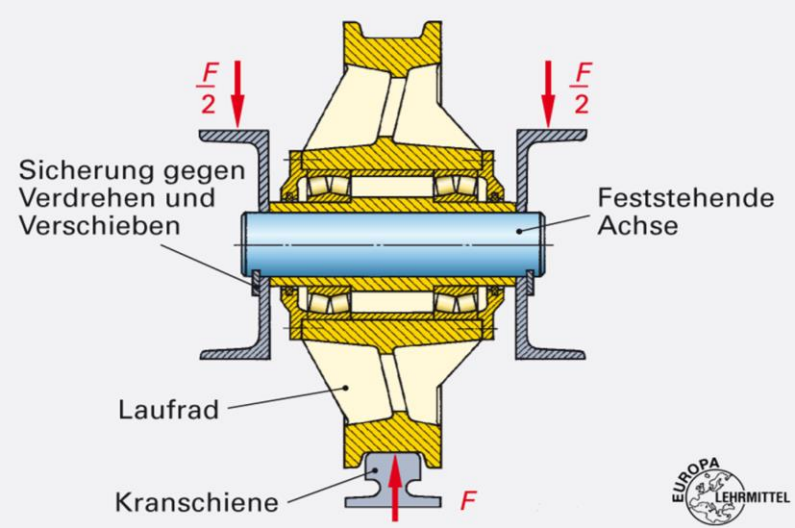
10.4 Gestaltung

10.4.7 Fertigung

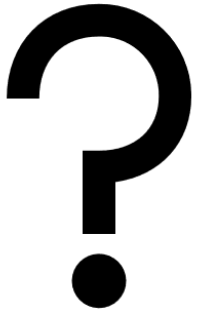
f) Feststehende Achsen

- Feststehende Achsen wegen günstiger Beanspruchungsverhältnisse gegenüber umlaufenden bevorzugen





Kontrollfragen



1. Wie können Kerbwirkungen vermieden werden?
2. Warum werden Freistiche benötigt?
3. Begründen Sie warum Wellen möglichst kurz gehalten werden sollten?
4. Warum müssen Wellen in mindestens zwei Lagern gelagert werden?
5. Was ist bei der Gestaltung dynamisch beanspruchter Wellen bzw. Achsen zu beachten?

10.5 Literaturverzeichnis

- Berthold Schlecht: Maschinenelemente 1, Pearson, 2015
- Matek, W.: u.a.: Roloff / Matek Maschinenelemente, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2017
- Horst Haberhauer: Maschinenelemente, Springer Vieweg, 2018

Universität Stuttgart

Konstruktion in der Medizingeräte-technik 2

SoSe 2020

**Prof. Dr.
Peter P. Pott
und
Mitarbeiter**

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

11. Welle-Nabe-Verbindungen

Inhalt

11.1 Einteilung

11.2 Formschlüssige Verbindungen
- 11.2.1 Kraftübertragung
- 11.2.2 Vor- und Nachteile
- 11.2.3 Passfeder
  - 11.2.3.1 Formen und Werkstoff
  - 11.2.3.2 Gestaltung
  - 11.2.3.3 Berechnung
  - 11.2.3.4 Scheibenfeder
- 11.2.4 Keilwellenverbindung
  - 11.2.4.1 Zentrierung
  - 11.2.4.2 Zahnwellenverbindung
  - 11.2.4.3 Berechnung
- 11.2.5 Polygonprofil

11.3 Reibschlüssige Verbindungen
- 11.3.1 Kraftübertragung
- 11.3.2 Vor- und Nachteile

11. Welle-Nabe-Verbindungen

Inhalt

11.3.3 Zylindrischer Pressverband
11.3.3.1 Einteilung
11.3.3.2 Berechnung
11.3.4 Kegelpressverband
11.3.4.1 Neigungswinkel
11.3.4.2 Berechnung
11.3.5 Klemmverbindung
11.3.5.1 Berechnung

11.4 Stoffschlüssige Verbindungen
11.4.1 Spritzguss

11.5 Vergleich einzelner Welle-Nabe-Verbindungen

11.6 Elemente zur axialen Fixierung

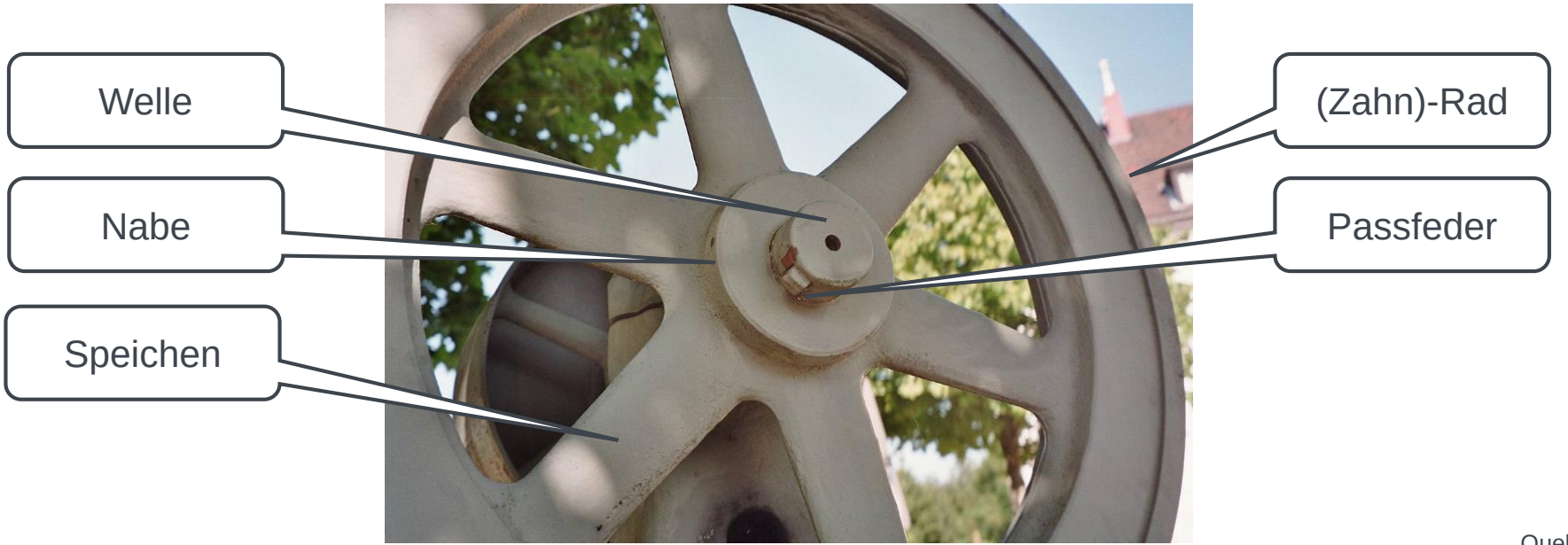
11.7 Gestaltung von Naben

11.8 Literaturverzeichnis

11. Welle-Nabe-Verbindungen

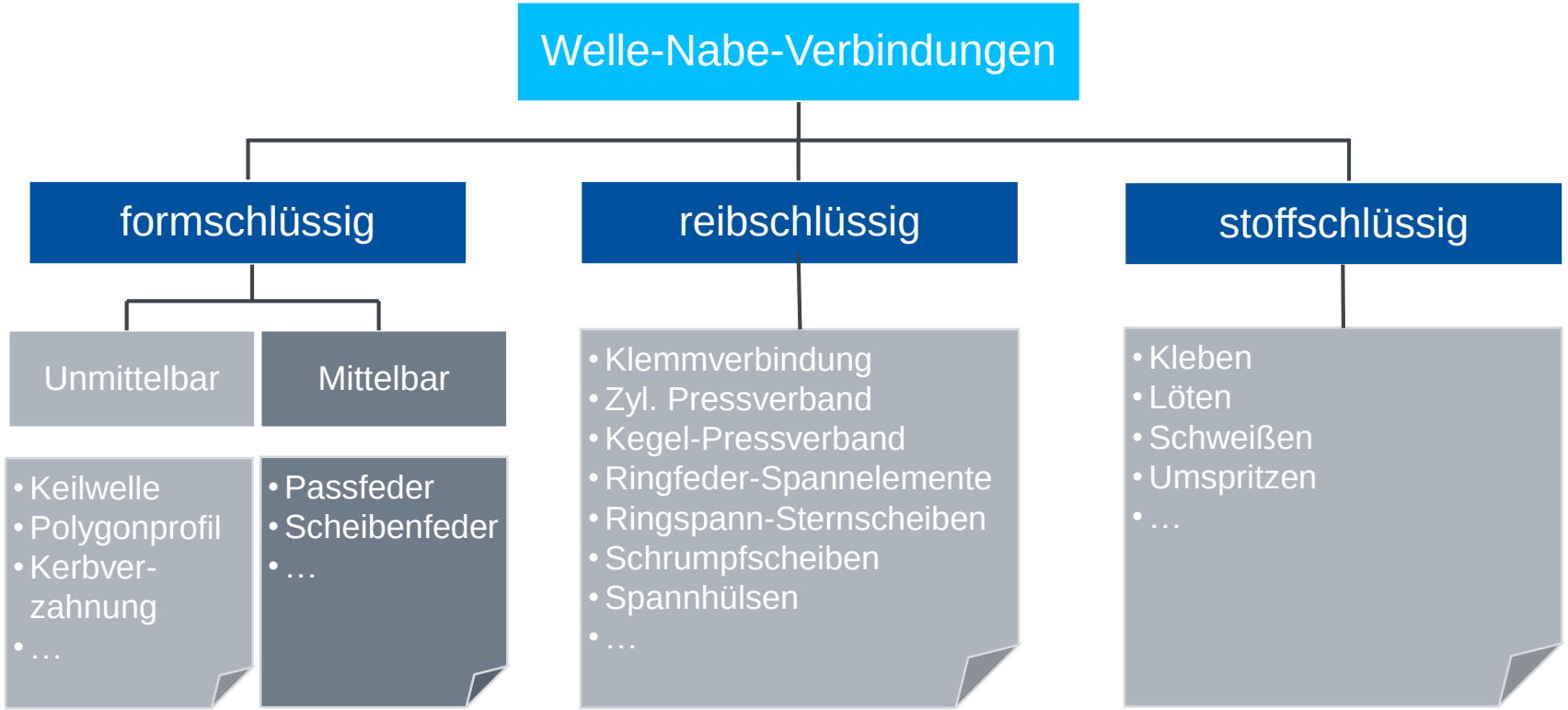
Einleitung: Begriffe

Um eine Rotationsbewegung von einer Welle auf ein Rad zu übertragen ist eine *Welle-Nabe-Verbindung* nötig



Quelle: Wikipedia.de

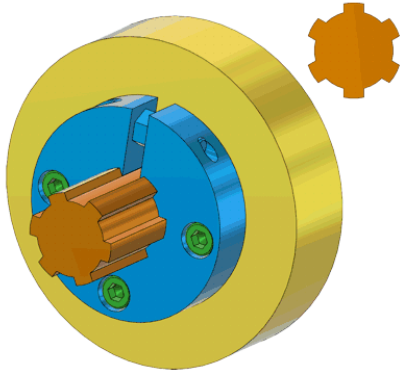
11.1 Einteilung



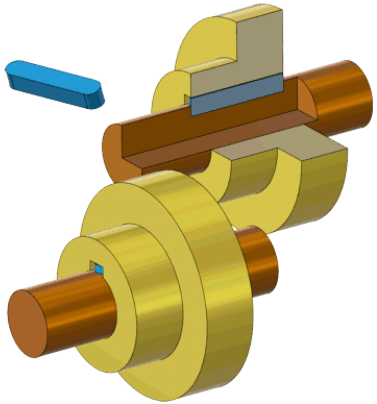
11.1 Einteilung

11.1.1 Formschlüssige Verbindungen

- Kräfte werden durch **Flächenpressung** übertragen.
  Man unterscheidet die Verbindungen als
  - **unmittelbar**:
    Welle hat bereits eine Form die zur Kraftübertragung geeignet ist,
    z. B. Polygonprofil, Keilwelle
  - **mittelbar**:
    Es wird ein zusätzliches Element auf die Welle eingebracht,
    z. B. Passfeder



Keilwelle



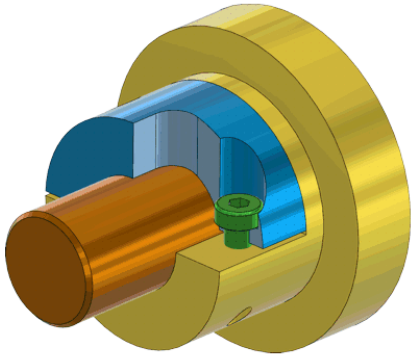
Passfederverbindung

Quelle:
konstruktionsatlas.de

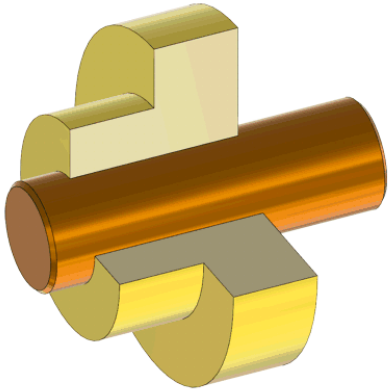
11.1 Einteilung

11.1.2 Reibschlüssige Verbindungen

- Die Verbindung zwischen Welle und Nabe erfolgt durch **Reibung** → Anpressen eines Bauteils
  (Ausnutzung Coulomb‘sches Reibungsgesetz
  $F \leq F_R = \mu \cdot F_N$),
  z.B. Klemmverbindung, zylindrischer Pressverband



Klemmverbindung



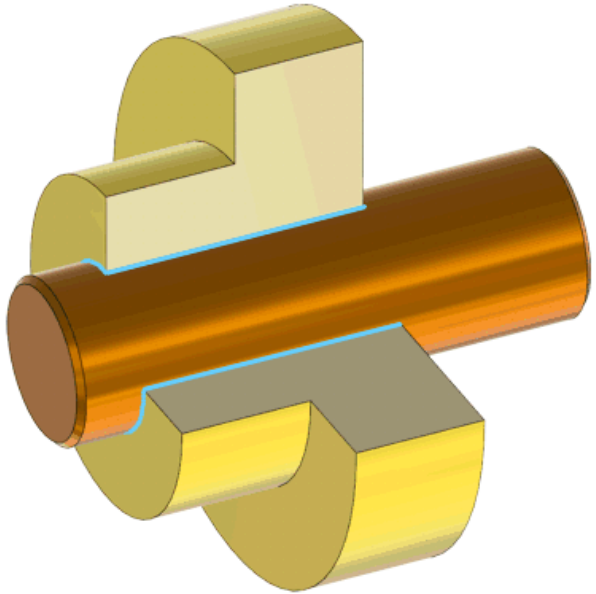
Zylindrischer Pressverband

Quelle: konstruktionsatlas.de

11.1 Einteilung

11.1.3 Stoffschlüssige Verbindungen

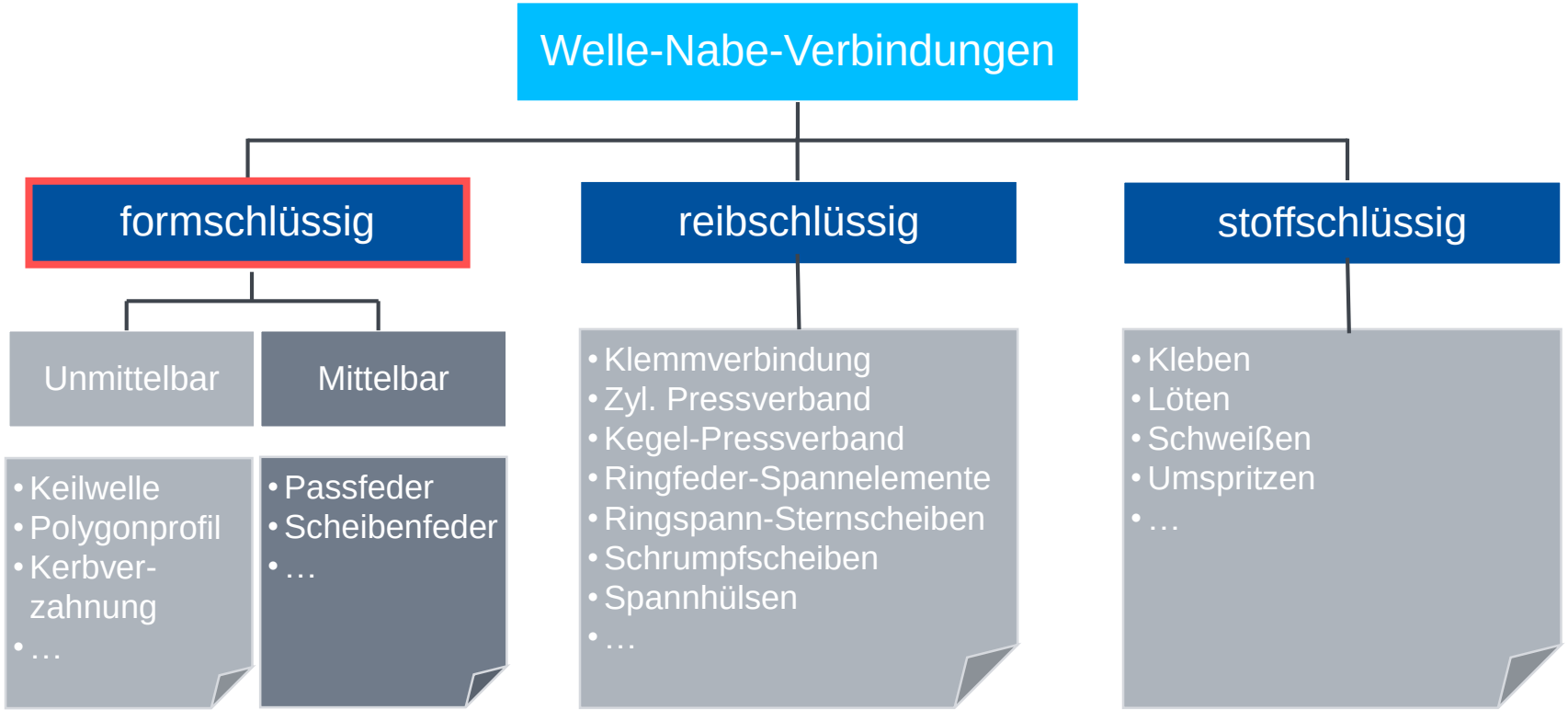
- Bei dieser Welle-Nabe-Verbindung wird die Kraft durch einen **Stoffschluss** wie Kleben, Löten oder Schweißen übertragen.



Klebverbindung

Quelle:
konstruktionsatlas.de

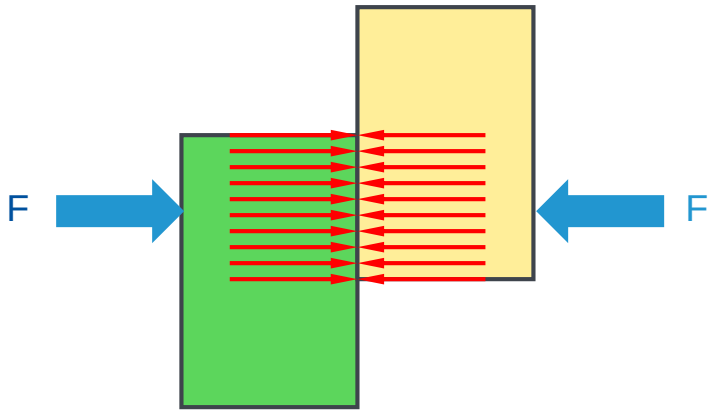
11.1 Einteilung

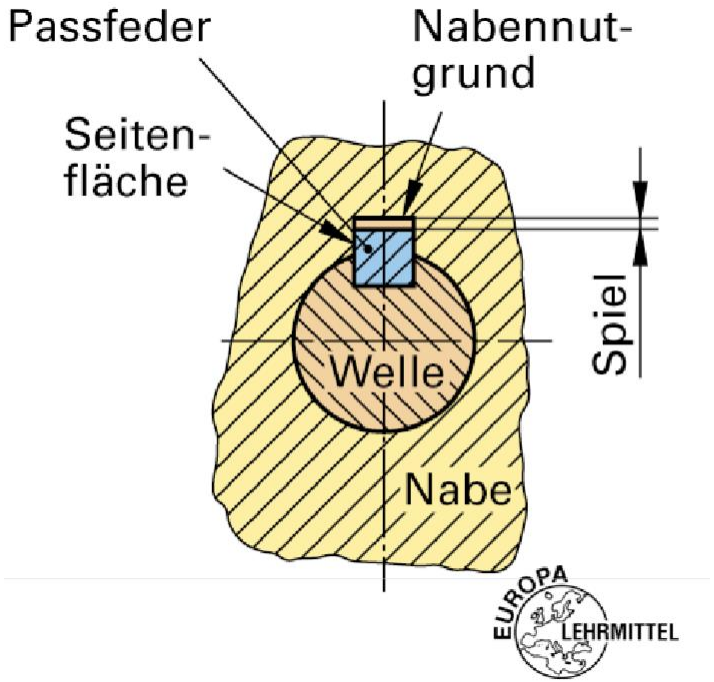


11.2 Formschlüssige Verbindungen

11.2.1 Kraftübertragung

- Flächenpressung:





Quelle:
poly-mech.de

11.2 Formschlüssige Verbindungen

11.2.2 Vor- und Nachteile



Vorteile:

- Leicht montierbar
- Gut lösbar
- Werden auf einer Spiel- und Übermaßpassung gefügt
  → im montierten Zustand weitgehend spannungsfrei

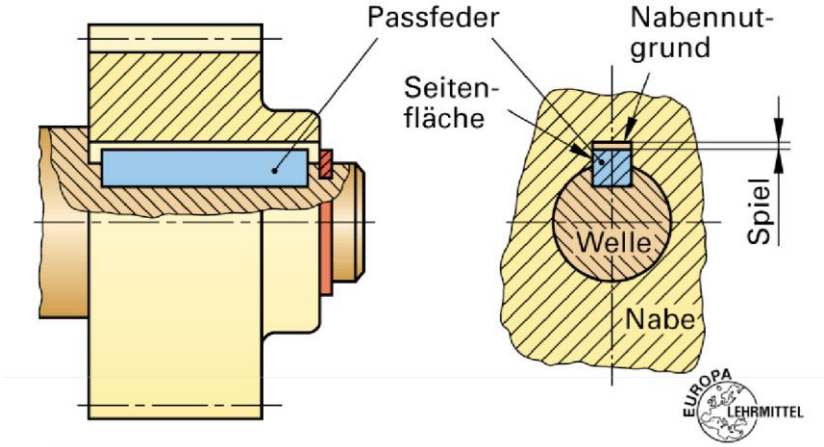
Nachteile:

- Eingeschränkte dynamische Belastbarkeit
- Können ohne zusätzliche konstruktive Maßnahme (axiale Sicherungselemente) nur Drehmomente aufnehmen.

11.2 Formschlüssige Verbindungen

11.2.3 Passfeder

- Häufigste Welle-Nabe-Verbindung

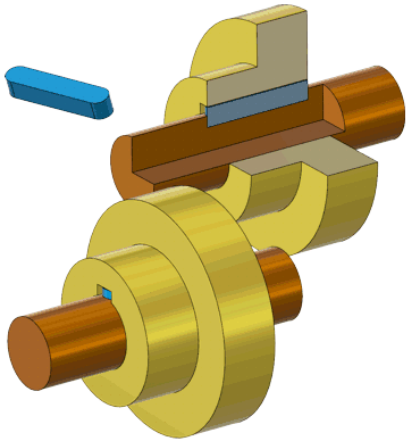


Vorteile:

- Leicht de- und montierbar
- Einfache Herstellung
- Geringe Formänderung der Nabe unter Last

Nachteile

- Nicht bei stoßartigen und wechselnden Drehmomenten
- Hohe Kerbwirkung
- Begrenze Belastbarkeit
- Keine axiale Festlegung

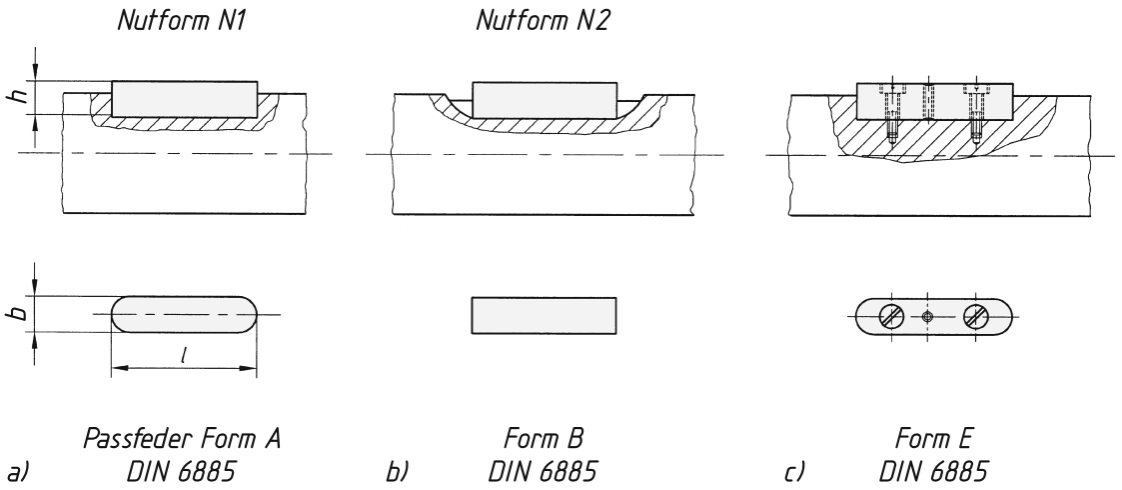


Quelle:
poly-mech.de, konstruktionsatlas.de

11.2 Formschlüssige Verbindungen

11.2.3.1 Passfeder: Formen und Werkstoff

- Formen und Abmessungen der Passfedern sind in Abhängigkeit vom Wellendurchmesser nach DIN 6885 genormt.
- Die normale, meist verwendete „hohe Form“ der Passfeder mit runden Stirnflächen ist Form A.



- Gleitfeder: Passfeder bei längsbeweglichen Naben mit Gleitsitz.

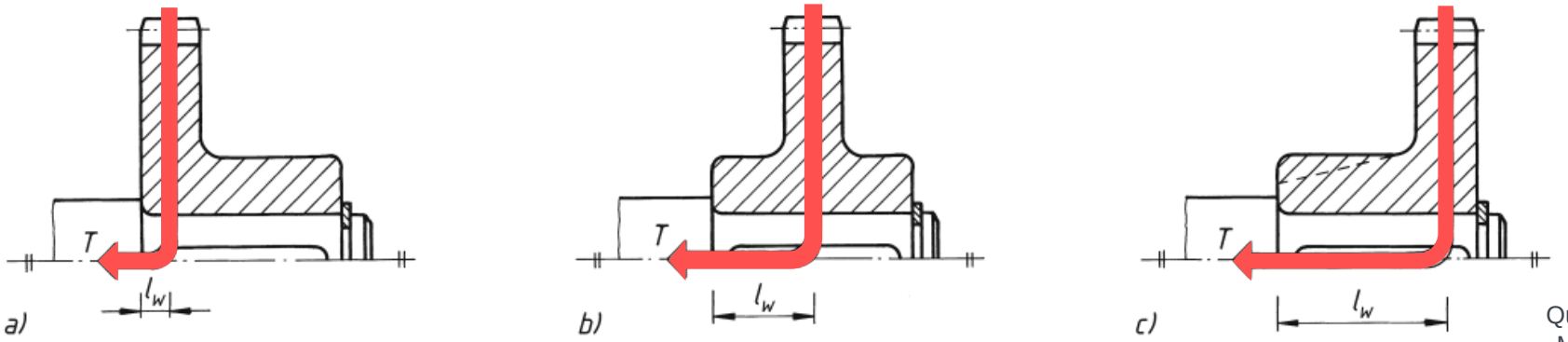
Quelle:
Matek

11.2 Formschlüssige Verbindungen

11.2.3.2 Passfeder: Gestaltung

- Kraftverteilung in Abhängigkeit der **Nabenausführung**
- Günstig: Variante c) wegen größter wirkender Länge l_w.
  Achtung: Erhöhung des Biegemoments am Wellenabsatz
  Verdrehung der Passfeder

→ Konstruktive Herausforderung: Kompromiss!

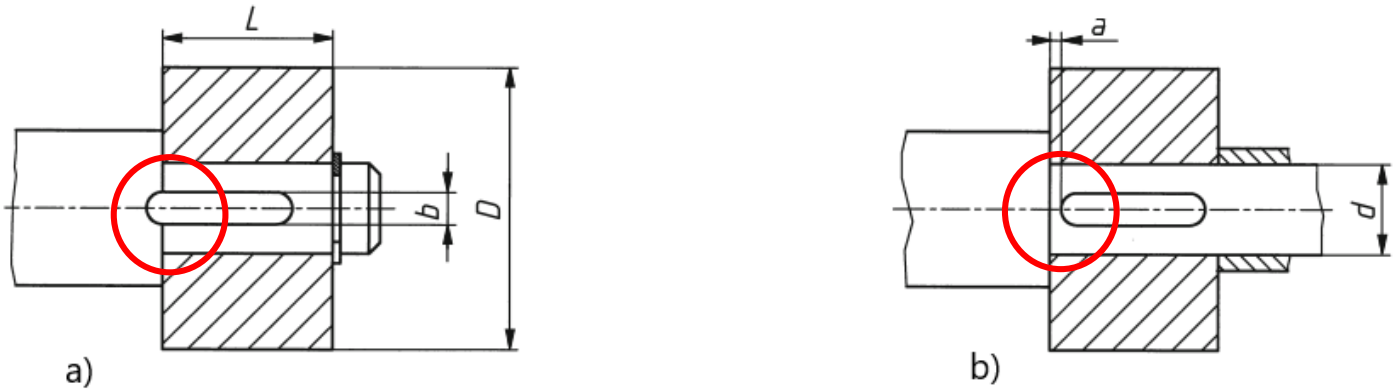


Quelle: Matek

11.2 Formschlüssige Verbindungen

11.2.3.2 Passfeder: Gestaltung

- Die Gestaltung der **Wellennut** ist in Abhängigkeit zur Belastungsform
- Beim Regelfall (statische Torsion und Umlaufbiegung) sollte die Verbindung entsprechend b) gestaltet werden. Variante a) ist sehr ungünstig!
  → Maß a ist dabei so groß wie möglich vorzusehen

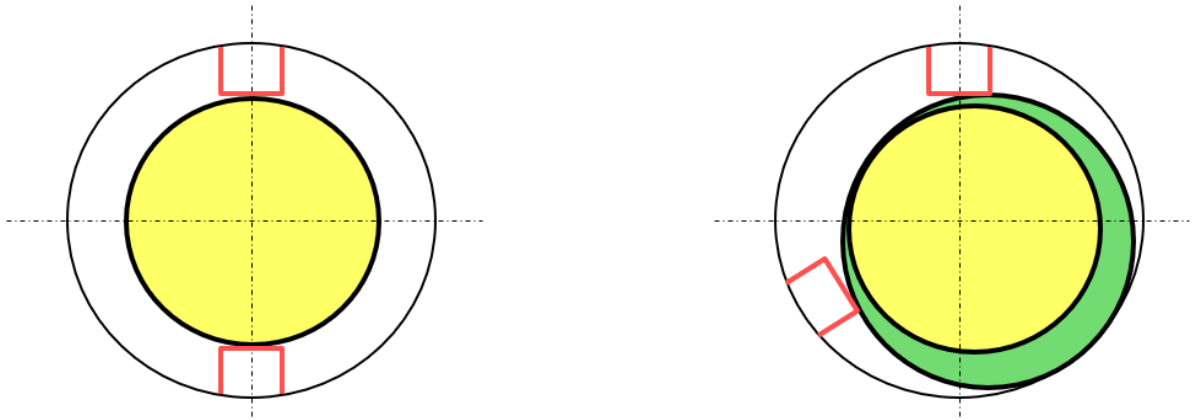


Quelle:
Matek

11.2 Formschlüssige Verbindungen

11.2.3.2 Passfeder: Gestaltung

- Mehrere Passfedern
  - Maximal 2 Passfedern einsetzen
  - b) günstiger als a), da der die Torsion übertragende Querschnitt größer ist.

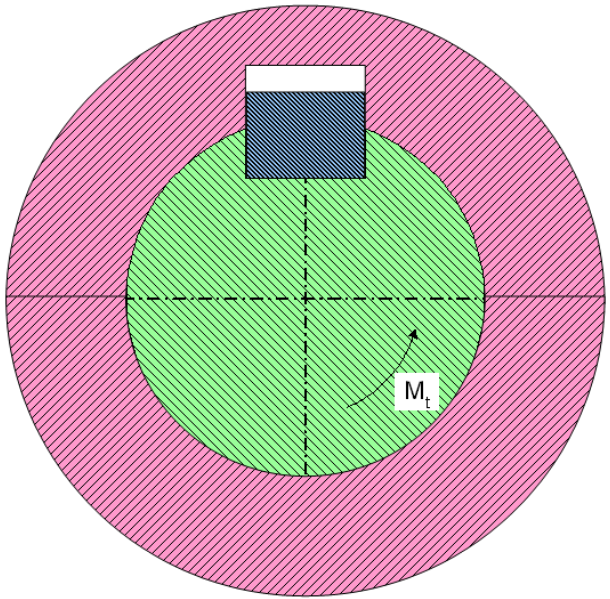


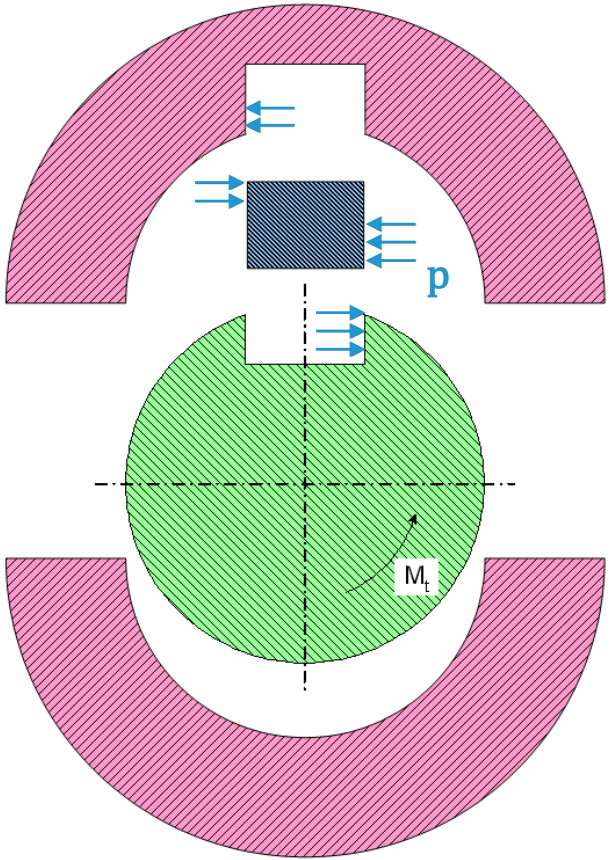
a) b)

Quelle:
Matek

11.2 Formschlüssige Verbindungen

11.2.3.2 Passfeder: Berechnung





Kraftübertragung durch Flächenpressung an der Passfederverbindung

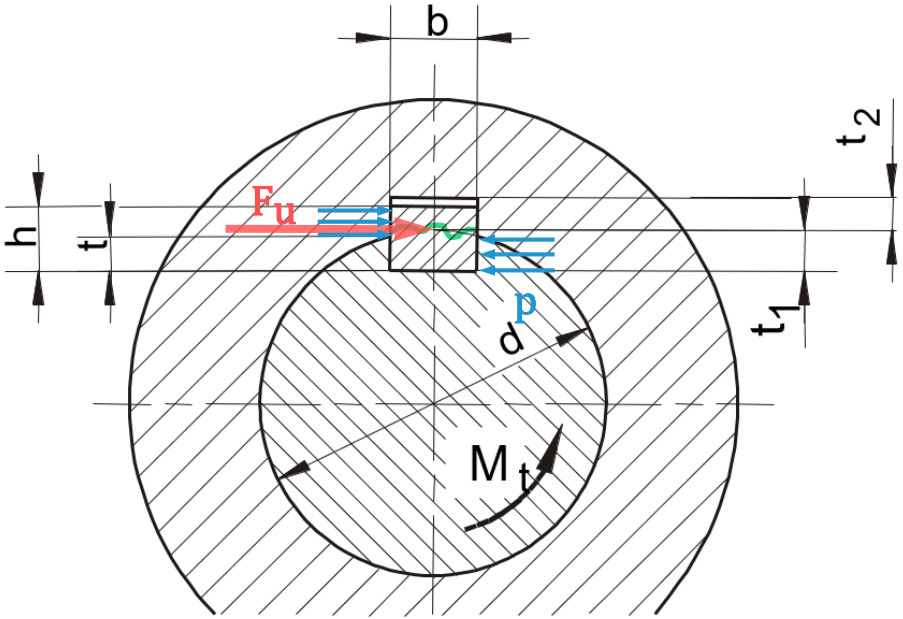
Quelle: Matek

11.2 Formschlüssige Verbindungen

11.2.3.3 Passfeder: Berechnung

- Kraftübertragung einer Passfederverbindung erfolgt durch Flächenpressung und Scherbeanspruchung.
- Die Umfangskraft F_u ergibt sich aus dem zu übertragenden Drehmoment M_t:

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



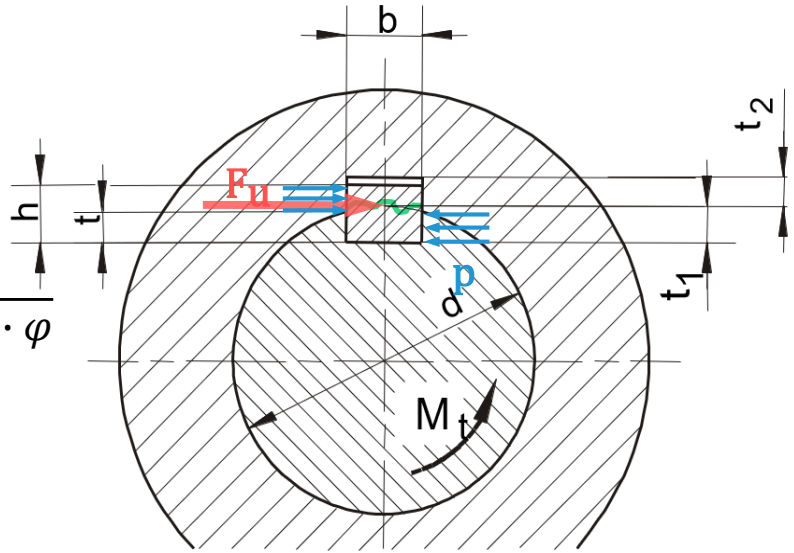
Quelle: IKTD

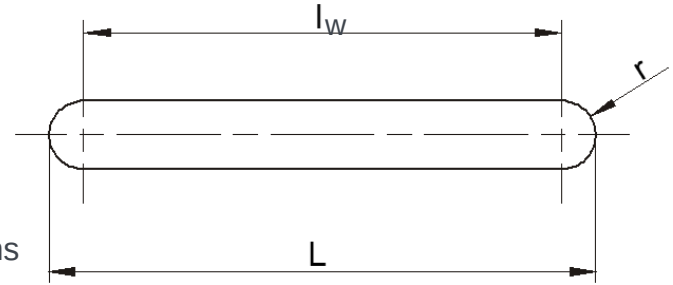
11.2 Formschlüssige Verbindungen

11.2.3.3 Passfeder: Berechnung

- Die mittlere Flächenpressung ergibt sich:

$$p \leq p_{zul} = \frac{F_u}{(h-t)\cdot l_w \cdot i \cdot \varphi} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot (h-t)\cdot l_w \cdot i \cdot \varphi}$$





$p\ [\frac{N}{mm^2}]$:	mittlere Flächenpressung
$l_w\ [mm]$:	wirkende Länge
$i\ [1]$:	Passfederanzahl ($i \leq 2$)
$\varphi\ [1]$:	Tragfaktor, zur Berücksichtigung des ungleichmäßigen Tragens beim Einsatz mehrerer Passfedern: $i = 1 \rightarrow \varphi = 1$ $i = 2 \rightarrow \varphi = 0{,}75$

Quelle: IKTD

https://imt.participoll.com/

Live-Voting

Wie viele operative Herzschrittmacher-Eingriffe gibt es in Deutschland in etwa pro Jahr?

A etwa 10.000

B etwa 50.000

C etwa 100.000

D etwa 1,5 Millionen



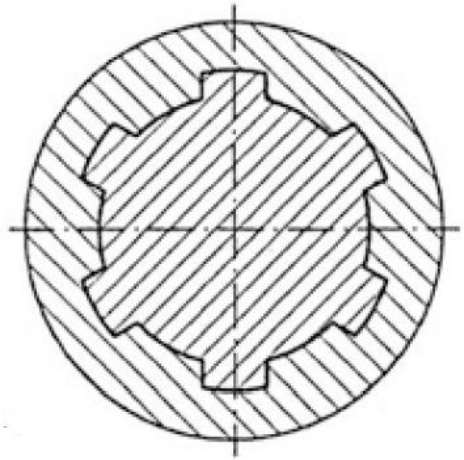
vote at imt.participoll.com

11.2 Formschlüssige Verbindungen

11.2.4 Keilwellenverbindung



- Einsatz als
  - Drehstarre Verbindungen
    z. B. bei Antriebswellen von Kraftfahrzeugen
  - Längsbewegliche Verbindungen
    z. B. Verschieberädergetriebe von Werkzeugmaschinen



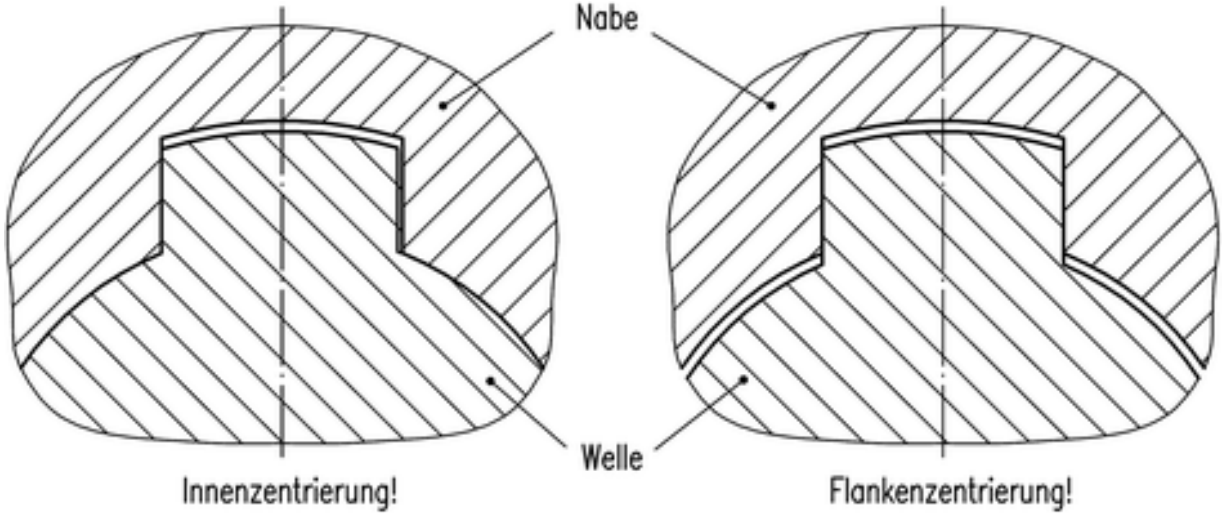
Vorteile:	Nachteile:
• Geeignet für große Drehmomente • Geeignet für stoßartige und wechselnde Drehmomente • Mäßige Kerbwirkung bezüglich Biegung • Axiale Verschieblichkeit der Krafteinleitungsstelle	• Starke Kerbwirkung bezüglich Torsion • Aufwendige Herstellung • Axiale Sicherung notwendig

Quelle:
link.springer.com, KISSsoft.ch

11.2 Formschlüssige Verbindungen

11.2.4.1 Keilwelle: Zentrierung

- Innenzentrierung
  - genauer Rundlauf
  - Einsatz im Werkzeugmaschinenbau
- Flankenzentrierung
  - Für stoßartige und wechselnde Drehmomente
  - Kleines Verdrehspiel

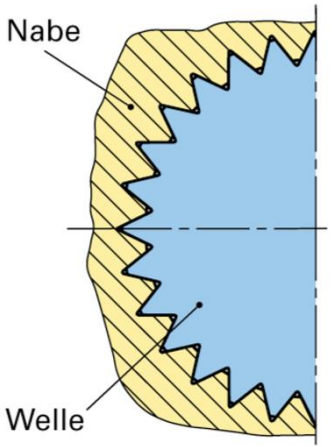


Quelle:
link.springer.com

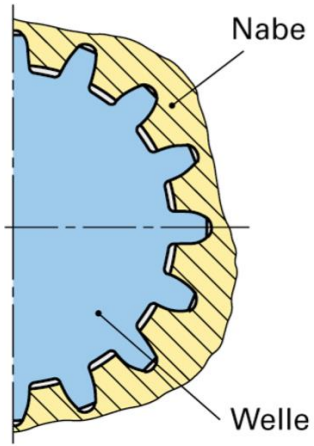
11.2 Formschlüssige Verbindungen

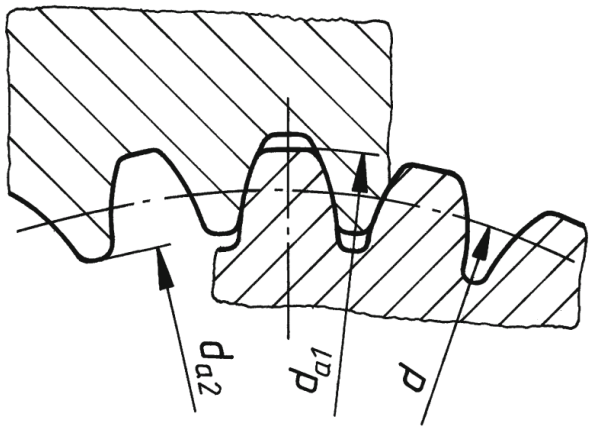
11.2.4.2 Keilwelle: Zahnwellenverbindung

- Eine Keilwellenverbindung der besonderen Art stellen die Kerbzahnverbindungen und die Zahnwellenverbindungen mit Evolventenflanken dar
  - Hier: geringere Kerbwirkung, da Welle und Nabe infolge der feineren Verzahnung weniger geschwächt werden.



Kerbzahnverbindung





Evolventenverzahnung

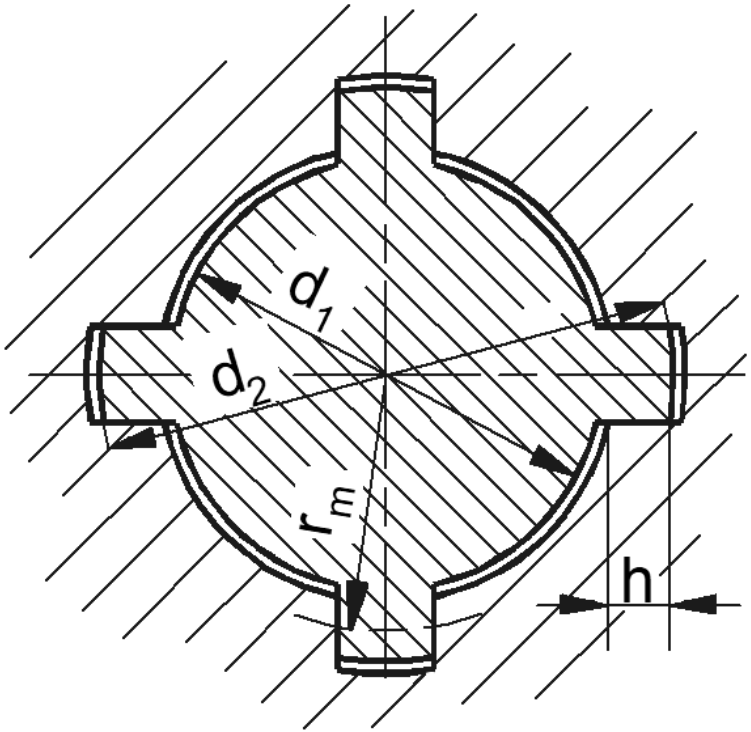
Quelle:
Poly-mech.de, Matek

11.2 Formschlüssige Verbindungen

11.2.4.3 Keilwelle: Berechnung

- Die mittlere Flächenpressung ergibt sich:

$$p = \frac{2 \cdot M_t}{d_m \cdot h' \cdot l_w \cdot i \cdot \varphi}$$



$p\ [\frac{N}{mm^2}]$: mittlere Flächenpressung

$d_m\ [mm]$: mittlerer Profilradius mit $d_m = \frac{1}{2} \cdot (d_2 + d_1)$

$h'\ [mm]$: tragende Keilhöhe unter Berücksichtigung der Fase f

$h' = \frac{d_2 - d_1}{2} - 2 \cdot f \approx 0{,}4 \cdot (d_2 - d_1)$

$l_w\ [mm]$: wirkende Länge

$i\ [1]$: Anzahl der Keile

$\varphi\ [1]$: Tragfaktor:

Innenzentrierung: $\varphi = 0{,}75$

Flankenzentrierung: $\varphi = 0{,}9$

Quelle: IKTD

11.2 Formschlüssige Verbindungen

11.2.4.3 Keilwelle: Zahnwelle Berechnung

- Die mittlere Flächenpressung ergibt sich:

$$p = \frac{2 \cdot M_t}{d_m \cdot h' \cdot l_w \cdot i \cdot \varphi}$$

$p \left[\frac{N}{mm^2}\right]$: mittlere Flächenpressung

$d_m \, [mm]$: mittlerer Profildurchmesser mit $d_m = d_5 = d$

$h' \, [mm]$: tragende Keilhöhe

Kerbverzahnung: $h' \approx 0{,}5 \cdot (d_3 - d_1)$

Evolventenverzahnung : $h' \approx 0{,}5 \cdot [d_{a1} - (d_{a2} + 0{,}16 \cdot m)]$

mit Modul m aus Tabelle nach DIN 5480

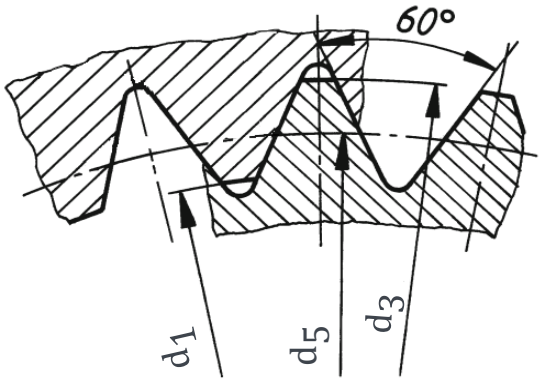
$l_w \, [mm]$: wirkende Länge

$i \, [1]$: Anzahl der Keile

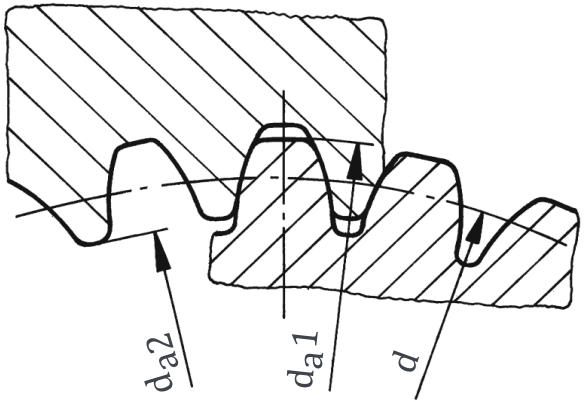
$\varphi \, [1]$: Tragfaktor:

Kerbverzahnung: $\varphi = 0{,}75$

Evolventenverzahnung: $\varphi = 0{,}9$



Zahnwellenprofil mit Kerbverzahnung



Zahnwellenprofil mit Evolventenverzahnung

Quelle: Matek

11.2 Formschlüssige Verbindungen

Räumen und Stoßen.
Ein unprofessionelles Info-Video vom Lehrstuhl für Konstruktionslehre+CAD der Universität Bayreuth. Unter Mitarbeit der Zentralwerkstatt und M. Rupprecht. Von Prof. Rieg, 2/2016.
Music from AudioNautics.com.

Quelle:
Uni Bayreuth

11.2 Formschlüssige Verbindungen

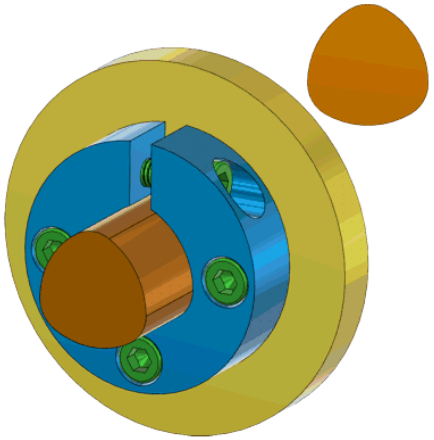


Quelle:
emea.depuysynthes.com

11.2 Formschlüssige Verbindungen

11.2.5 Polygonprofil

- Die Flächenpressung steigt langsam bis zu einem Maximalwert und fällt anschließend wieder gleichmäßig ab.

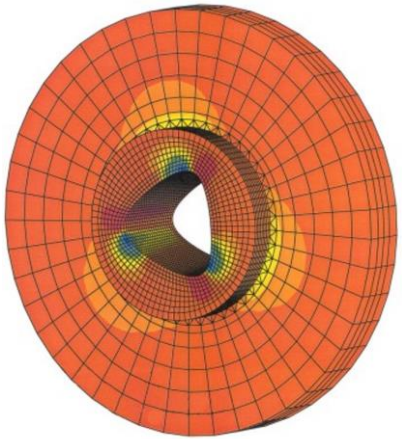


Vorteile:

- Passgenaue Formschlüssigkeit → gute Übertragung stoßartiger Belastung
- Geringe Kerbwirkung
- Selbstständiges Zentrieren → hohe Laufruhe

Nachteile:

- Aufwändige Herstellung



Quelle:
konstruktionsatlas.de, RWTH Aachen

https://imt.participoll.com/

Live-Voting

Wie viele Beschäftigte gab es in der Branche Medizintechnik in Deutschland im Jahr 2018.

A 56.000

B 143.200

C 864.500

D etwa 1,5 Millionen



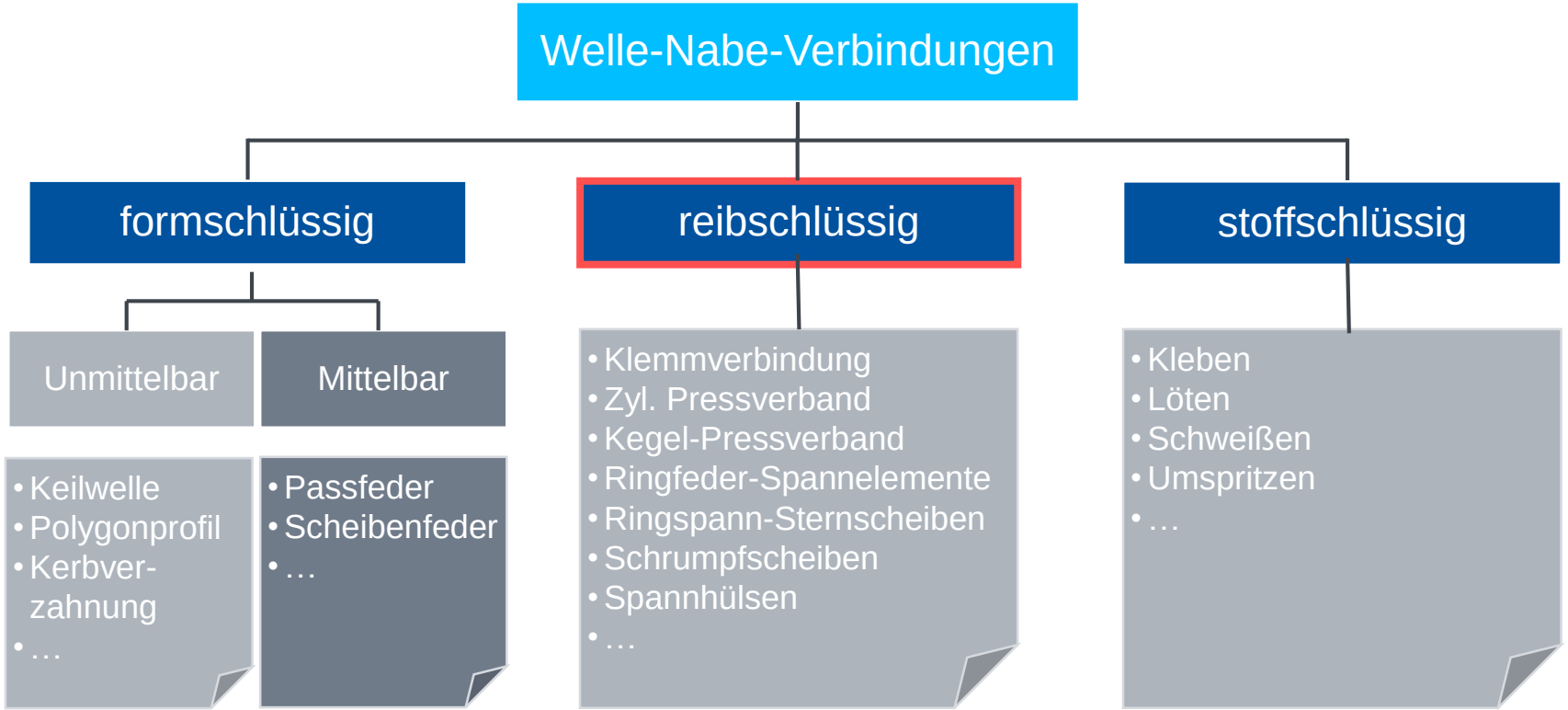
vote at imt.participoll.com

Kontrollfragen



1. Wie können Welle-Nabe-Verbindungen bezüglich der Art der Kraftübertragung eingeteilt werden?
2. Welche formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen gibt es?
3. Bei welchen Anforderungsmerkmalen sind Passfedern besonders geeignet?
4. Warum sind Passfederverbindungen für stoßartige Belastungen nicht geeignet?
5. Welche formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen weisen keine Kerbwirkung auf und sind zudem selbstzentrierend?

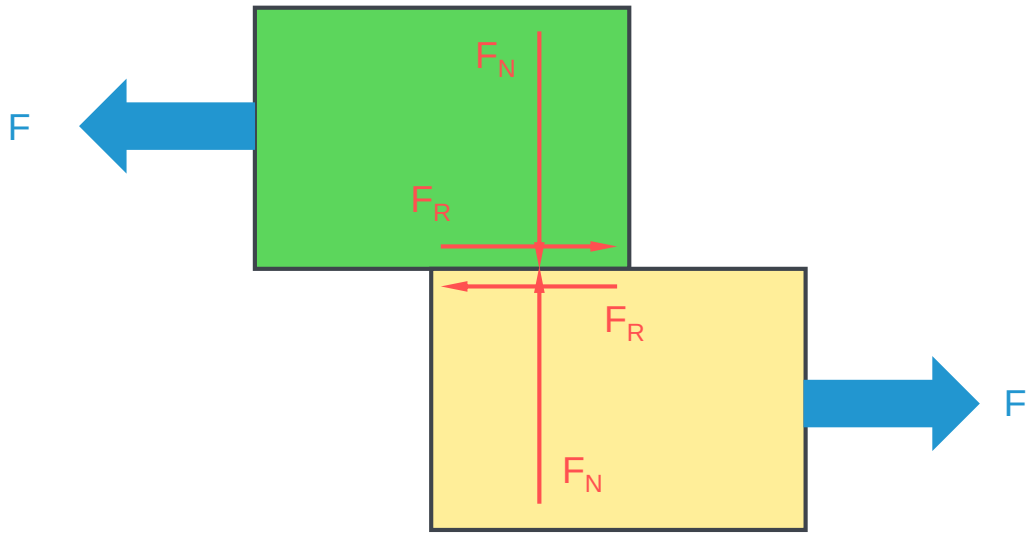
11.1 Einteilung



11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.1 Kraftübertragung

Reibungskraft zwischen zwei Bauteilen unter dem Einfluss der Normalkraft



11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.2 Vor- und Nachteile





Vorteile:

- In der Regel lösbar
- Einstellbar durch Variation der Vorspannung
- Dynamisch belastbar (kein Spiel in der Verbindung)

Nachteile:

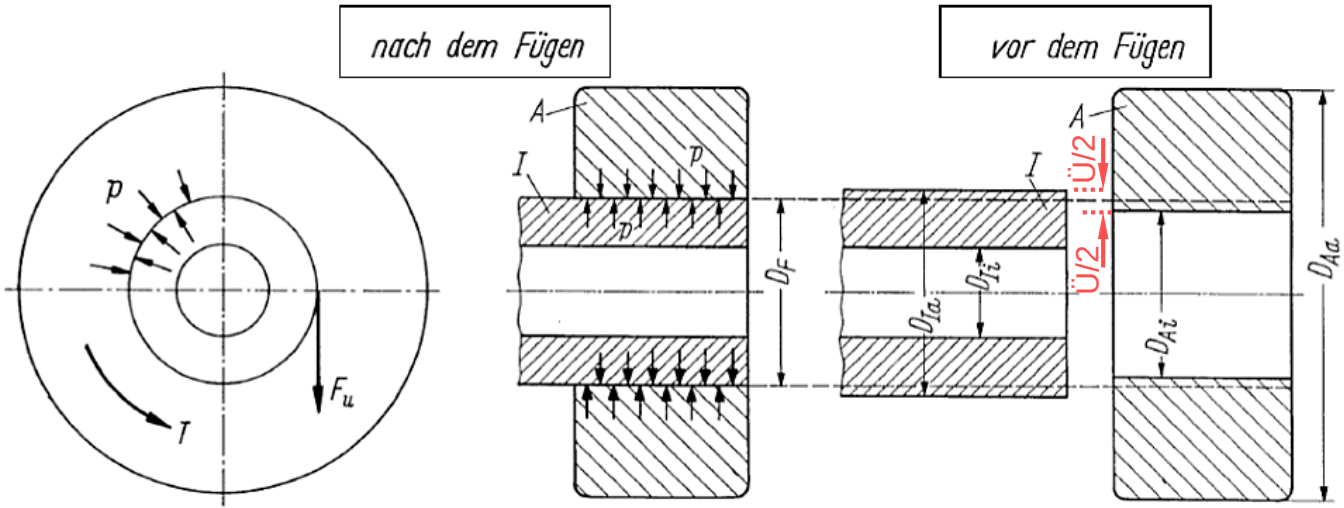
- Übertragung durch Reibfaktor begrenzt
- Hohe Vorspannung → hohe Eigenspannung

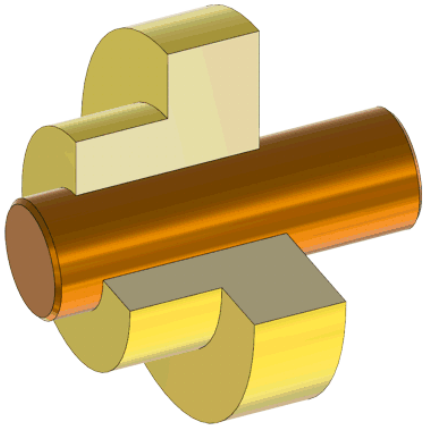
11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.3 Zylindrischer Pressverband

Pressverbindungen entstehen durch das Fügen von Teilen, die vor dem Zusammenbauen ein Übermaß $Ü = D_{Ia} - DAi$ aufweisen.

Vorteile:	Nachteile:
• Kostengünstig • Einfach Herstellbar	• Schlecht lösbar

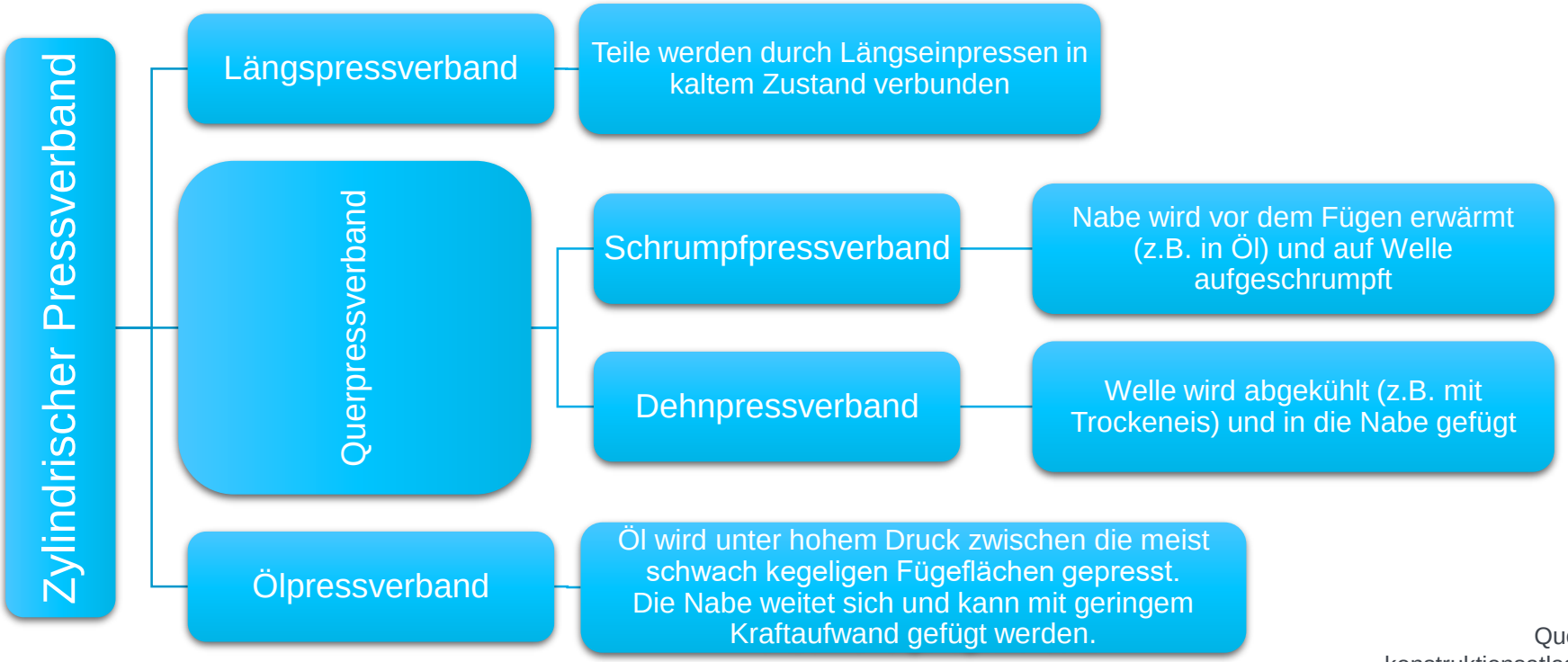




Quelle:
hs_anhalt.de, konstruktionsatlas.de

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

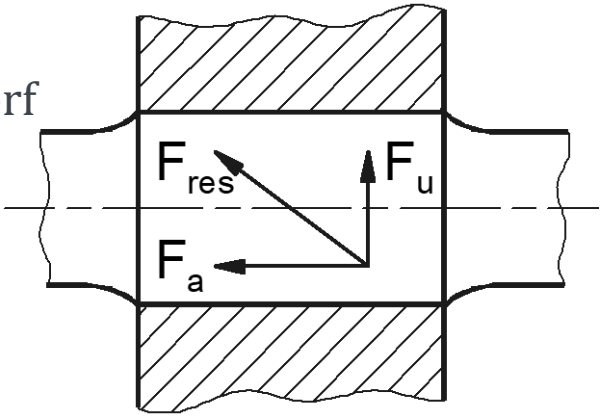
11.3.3.1 Zylindrischer Pressverband: Einteilung



Quelle: konstruktionsatlas.de

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung $p_{F,erf}$



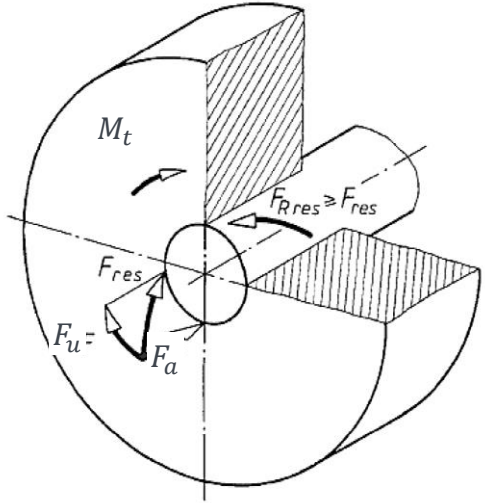
- Als Grundlage der Berechnung:

  Umfangskraft: $F_u = \frac{2 \cdot M_t}{D_F}$

  Axialkraft F_a

  Resultierende Kraft F_{res}

$$F_{res} = \sqrt{F_a^2 + F_u^2} = \sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2 \cdot M_t}{D_F}\right)^2}$$



- Es muss gelten $F_R \geq F_{res}$

  bzw. $F_R \geq F_{res} \cdot S_R$

  mit S_R als Sicherheitsbeiwert gegen Rutschen, $S_R = 2 \ldots 4$

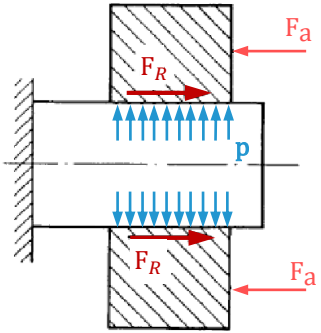
Quelle:
IKTD, hs_anhalt.de

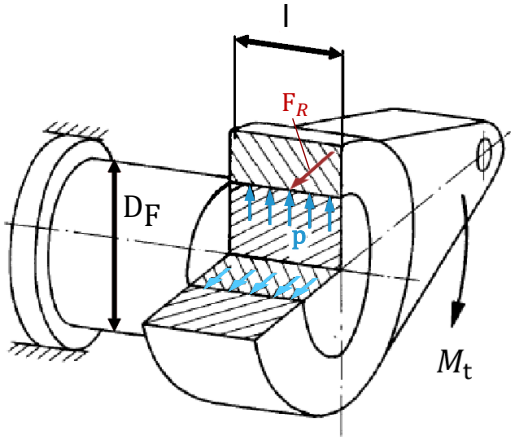
11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung $p_{F,erf}$

- Mit $F = p \cdot A = F_N$ gilt:

$$F_R = \mu \cdot F_N = p \cdot A \cdot \mu = p \cdot \pi \cdot D_F \cdot l \cdot \mu$$





- Daraus ergibt sich der erforderliche Fugendruck $p_{F,erf}$:

$$p_{F,erf} = \frac{F_{res} \cdot S_R}{\pi \cdot D_F \cdot l \cdot \mu} = \frac{\sqrt{F_a^2 + \frac{4 \cdot M_t^2}{{D_F}^2}} \cdot S_R}{\pi \cdot D_F \cdot l \cdot \mu}$$

F_R $[N]$:	Reibkraft
p $[\frac{N}{mm^2}]$:	Fugenpressung
A $[mm^2]$:	wirkende Fläche mit $A = \pi \cdot d \cdot l$
	l $[mm]$: Fügelänge
	D_F $[mm]$: Fügedurchmesser
μ $[1]$:	Haftbeiwert

Quelle: hs_anhalt.de

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung $p_{F,zul}$

- Festigkeitsbedingung mit der MSH (Schubspannungshypothese)

$$\sigma_v = \sqrt{(\sigma_t - \sigma_r)^2 + 4 \cdot \tau_t} \leq \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zul}$$

mit $\sigma_{zul} = \frac{R_e}{S_F}$; $S_F \geq 1{,}2$ (plastisch)

$\sigma_{zul} = \frac{R_m}{S_B}$; $S_B \geq 2$ (spröd)

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

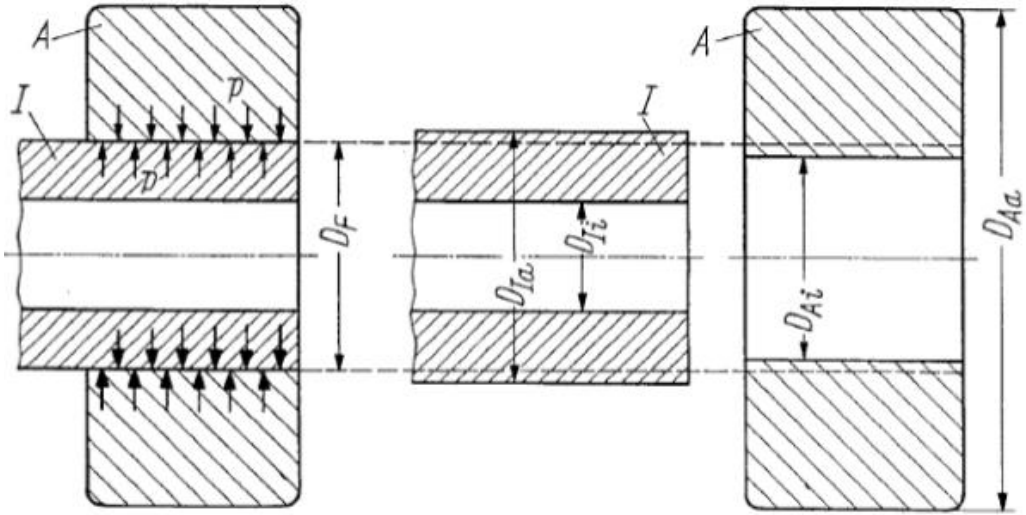
11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung $p_{F,zul}$

- Damit ergeben sich die maximalen Flächenpressungen

Nabe: $p_{F,zul} = \frac{1-Q_A^2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zul}$

Hohlwelle: $p_{F,zul} = \frac{1-Q_I^2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zul}$

Vollwelle: $p_{F,zul} = \frac{2}{\sqrt{3}} \cdot \sigma_{zul}$



Quelle: hs_anhalt.de

Q [1]: Durchmesserverhältnisse:

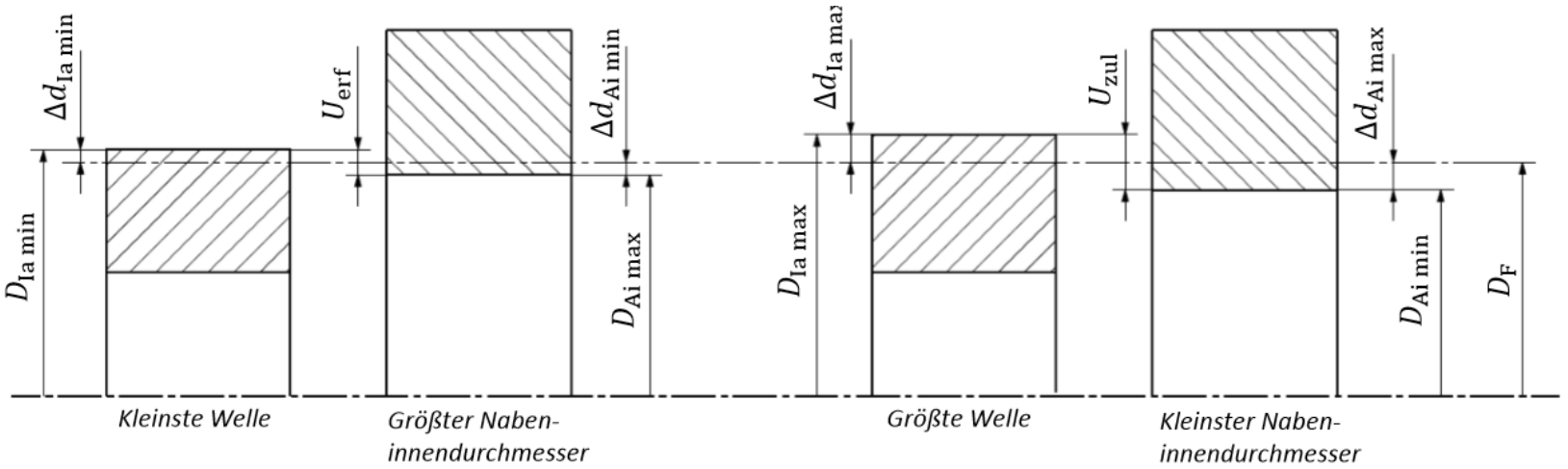
Nabe: $Q_A = \frac{D_F}{D_{Aa}}$

Welle: $Q_I = \frac{D_{Ii}}{D_F}$

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung Übermaß

- Der zur Kraftübertragung notwendige Fugendruck zwischen Welle und Nabe wird durch das Übermaß erzeugt.
  Dabei muss gelten $U_{erf} < U < U_{zul}$
  mit $U_{erf} = \Delta d_{Ai,min} - \Delta d_{Ia,max}$ und $U_{zul} = \Delta d_{Ai,max} - \Delta d_{Ia,min}$



Quelle: hs_anhalt.de

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung Übermaß

- Mit der Dehnung des Außenteils an der Innenseite in tangentiale Richtung gilt:

$$\Delta d_{Ai} = D_F \cdot \epsilon_{Ai} = \frac{p_F}{E_A} \cdot \left(\frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \vartheta_A \right)$$

- Analog für das Innenteil:

$$\Delta d_{Ia} = D_F \cdot \epsilon_{Ia} = -\frac{p_F}{E_I} \cdot \left(\frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} - \vartheta_I \right)$$

- Daraus ergibt sich

$$U = \Delta d_{Ai} - \Delta d_{Ia} = p_F \cdot D_F \cdot \left[\frac{1}{E_A} \cdot \left(\frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \vartheta_A \right) + \frac{1}{E_I} \cdot \left(\frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} - \vartheta_I \right) \right]$$

$$U = \frac{p_F \cdot D_F}{E_A} \cdot K \qquad \text{mit K} = \frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \vartheta_A + \frac{E_A}{E_I} \cdot \left(\frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2} - \vartheta_I \right)$$

ϑ [1]: Querdehnzahl aus Tabelle

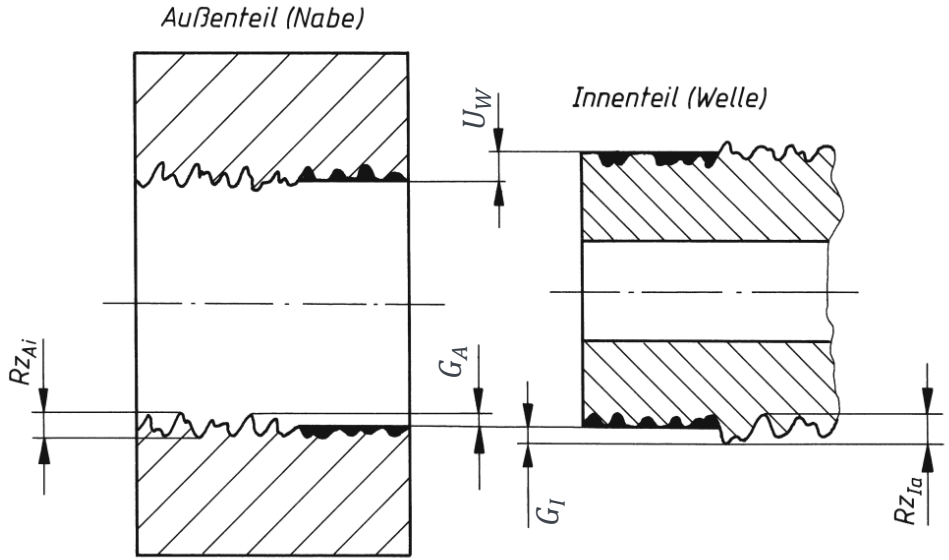
E $[\frac{N}{mm^2}]$: Elastizitätsmodul

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung Übermaß

- Infolge der Einebnung der Oberflächen beim Fügen (Längspress- oder Querpressverband) ist der sogenannte Übermaßverlust U_V zu berücksichtigen:
  $U_V \approx 0{,}8 \cdot \left(R_{Z,Ai} + R_{Z,Ia}\right)$

- Damit ergibt sich das wirksame Übermaß (bzw. Haftmaß) U_W zu:
  $\mathrm{U_W} = U - U_V$



Quelle: Matek

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

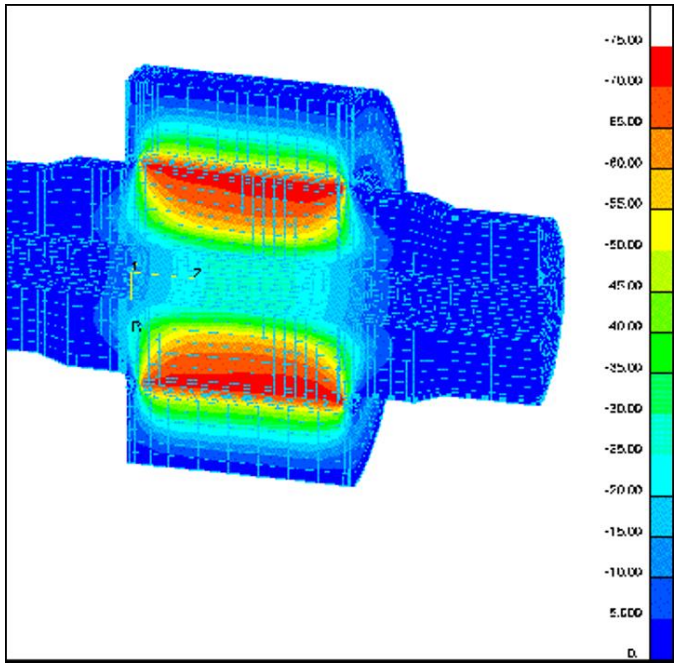
11.3.3.2 Zylindrischer Pressverband: Berechnung Übermaß

- Damit ergibt sich das erforderliche Mindestübermaß U_{erf}

$$U_{erf} = \frac{p_{F,erf} \cdot D_F}{E_A} \cdot K + U_V$$

- Sowie das zulässige Höchstübermaß U_{zul}:

$$U_{zul} = \frac{p_{F,zul} \cdot D_F}{E_A} \cdot K + U_V$$



Quelle: IKTD

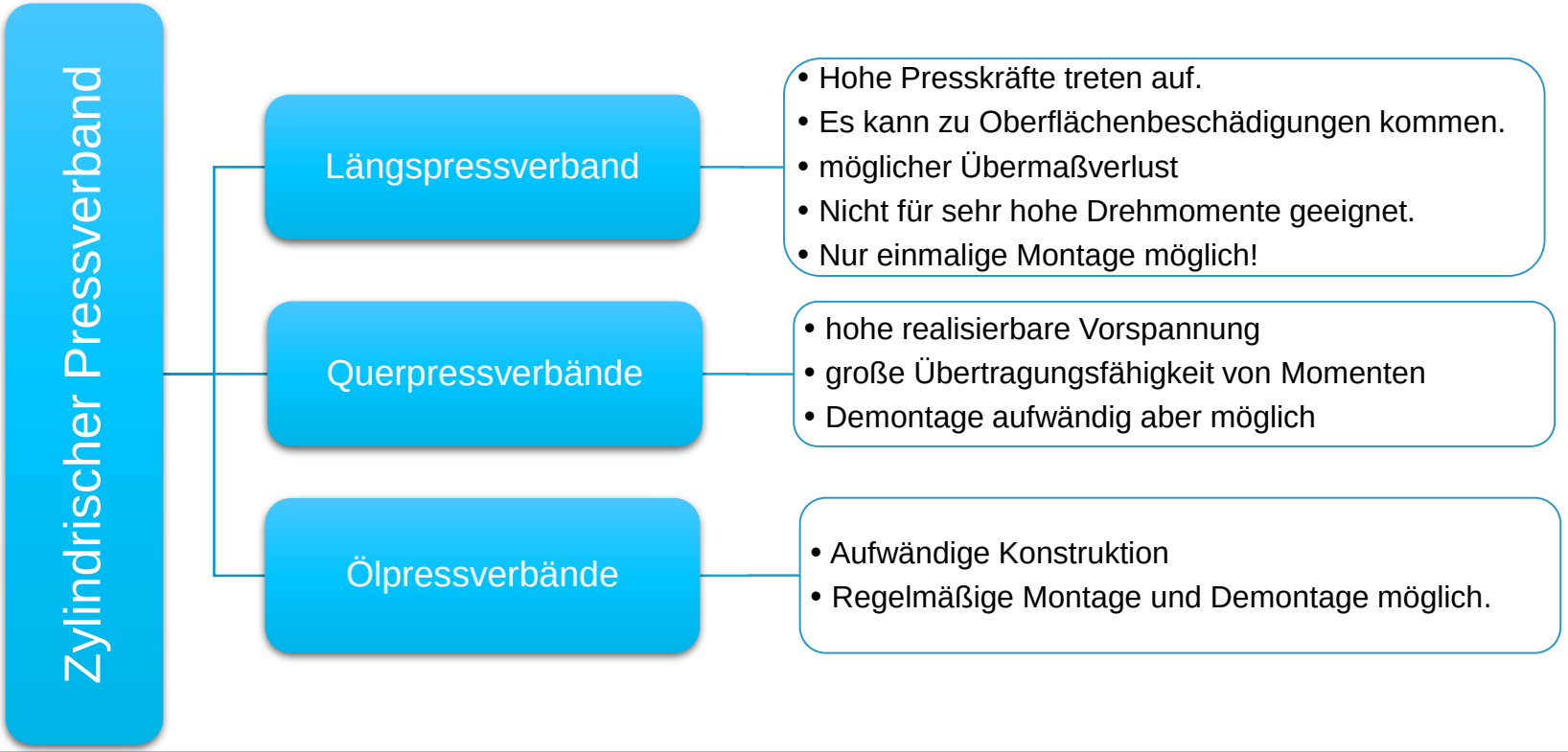
11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.3.3 Zylindrischer Pressverband: Gestaltung



11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.3.4 Zylindrischer Pressverband: Vergleich



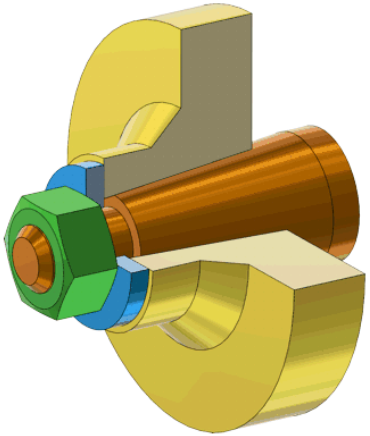
Kontrollfragen



1. Welche Arten der Pressverbindungs-Herstellung gibt es?
2. Welchen Vorteil und Nachteil haben Druckhülse, Spannelement und Spannbuchse gemeinsam?
3. Der Unterschied zwischen einem Längspressverband und einem Querpressverband ist anzugeben? Es ist zu erklären, wann diese unterschiedlichen Pressverbände vorwiegend zur Anwendung kommen.
4. Durch welche Grenzen ist bei den Spannsätzen das Anziehmoment der Spannschrauben zum Aufbau des erforderlichen Fugendrucks festgelegt?

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.4 Kegelpressverband



- Kegelverbindungen (Kegelpressverbände) werden durch das axiale Verspannen von Außen- und Innenteil
  a) Mittels Schraube, Mutter oder
  b) durch kontrolliertes Aufschieben des erwärmten Außenteiles (thermischen Fügen)

  hergestellt.

Vorteile:	Nachteile:
• Genauer zentrischer Sitz → hohe Laufruhe und Laufgenauigkeit	• Nachträgliches axiales Verschieben/ Nachstellen nicht möglich • Aufwendigere Fertigung

Quelle:
konstruktionsatlas.de

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.4 Kegelpressverband: Neigungswinkel

- Kegelverhältnis C

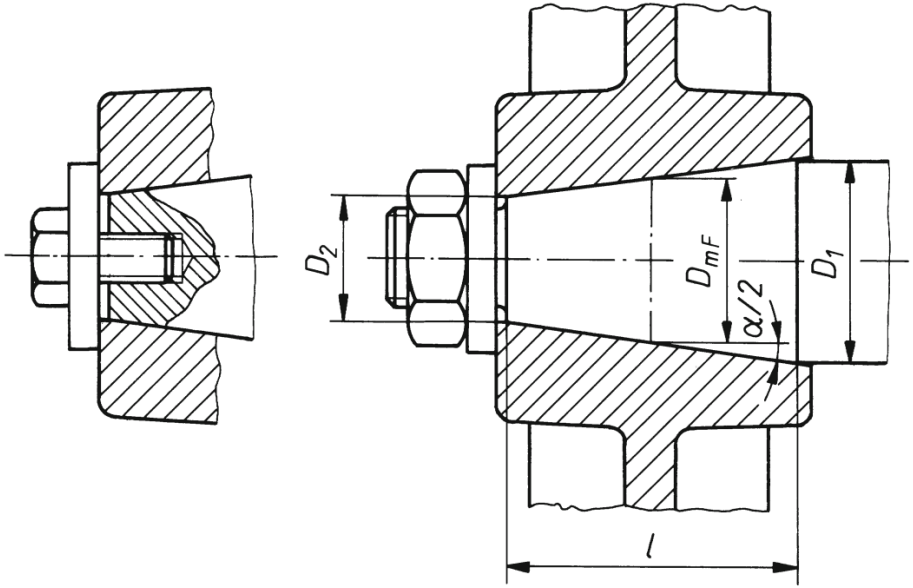
$$C = \frac{1}{x} = \frac{D_1 - D_2}{l}$$

- Kegel-Neigungswinkel $\frac{\alpha}{2}$:

$$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = \frac{D_1 - D_2}{2 \cdot l}$$

- Selbsthemmung:

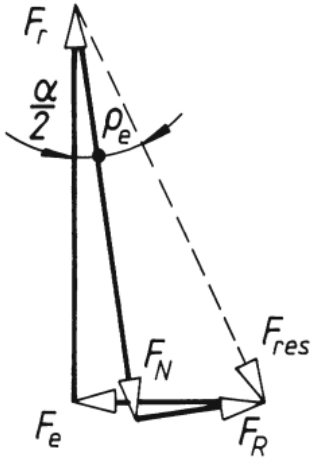
$$\alpha < \tan \mu$$



Quelle:
Matek

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.4 Kegelpressverband: Berechnung $p_{F,erf}$



- Es muss gelten Reibungsmoment $M_R \geq$ Drehmoment M_t

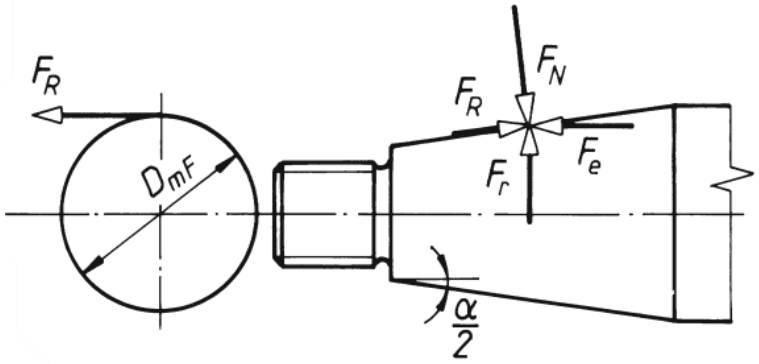
$$M_R = F_R \cdot \frac{D_{mF}}{2} = F_N \cdot \mu \cdot \frac{D_{mF}}{2} \geq M_t$$

- Hieraus ergibt sich die erforderliche Anpresskraft F_N:

$$F_N \geq 2 \cdot \frac{M_T}{\mu \cdot D_{mF}}$$

- Und daraus die erforderliche Einpresskraft F_e:

$$F_e \geq \frac{2 \cdot S_R \cdot M_T}{D_{mF} \cdot \mu} \cdot \frac{\sin\left(\rho_e + \frac{\alpha}{2}\right)}{\cos \rho_e}$$



Quelle: Matek

S_R [1]: Sicherheitsbeiwert gegen Rutschen, $S_R = 1{,}2 \ldots 1{,}5$

D_{mF} [mm]: mittlerer Kegel-Fugendurchmesser aus $D_{mF} = \frac{D_1 + D_2}{2}$

ρ_e [°]: Reibungswinkel aus $\tan \rho_e = \mu_e$

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.4 Kegelpressverband: Berechnung $p_{F,erf}$

- Die wirksame Fugenpressung p_F ergibt sich zu:

$$p_F = \frac{F_e \cdot \cos\rho_e \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{D_{mF} \cdot \pi \cdot l \cdot \sin\left(\rho_e + \frac{\alpha}{2}\right)}$$

mit $p_F = \frac{F_N}{A_F} = \frac{F_N}{D_{mF} \cdot \pi \cdot l_F}$

$$l_F = \frac{l}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}$$

$$F_N = \frac{F_e \cdot \cos\rho_e}{\sin\left(\rho_e + \frac{\alpha}{2}\right)}$$

- Mit F_e ergibt sich die kleinste erforderliche Fugenpressung

$$p_{F,erf} = \frac{2 \cdot S_H \cdot M_T \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)}{D_{mF}^2 \cdot \pi \cdot \mu \cdot l}$$

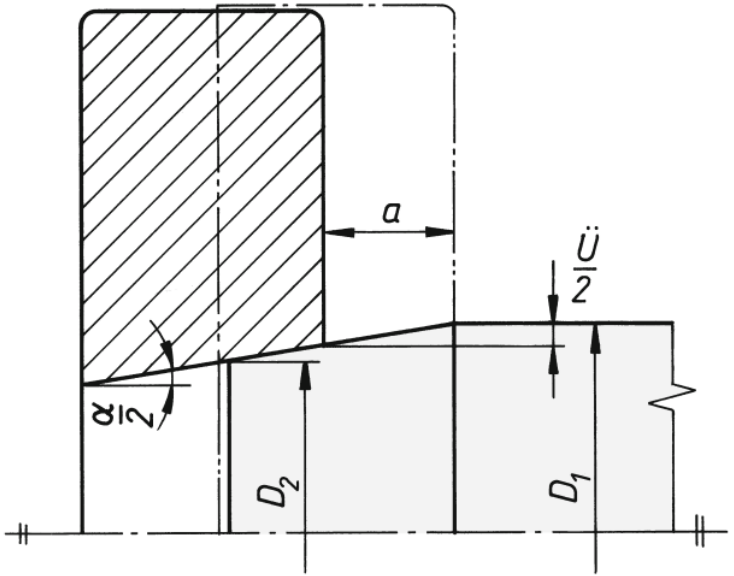
11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.4 Kegelpressverband: Berechnung Aufschubweg a

- Der minimale Aufschubweg a:

$$a_{min} = \frac{U_{erf}}{2 \cdot \tan\frac{\alpha}{2}}$$

$$a_{max} = \frac{U_{zul}}{2 \cdot \tan\frac{\alpha}{2}}$$

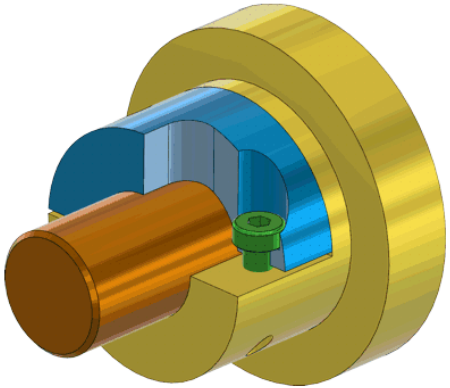


- Berechnung von $U_{erf/zul}$ mit Formeln für den zylindrischen Pressverband $D_F = D_{mF}$

Quelle: Matek

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.5 Klemmverbindungen



- Klemmverbindungen werden vorwiegend bei Riemen-, Gurtscheiben und Hebeln angewendet, die auf

a) **zylindrische, längere** Wellen aufzubringen oder

b) bei **geteilter** Ausführung **nachträglich** zwischen Lager zu setzen sind oder

c) in **Längs- und Drehrichtung einstellbar** sein sollen.

- Aufzuklemmende Scheiben sind geteilt, Naben von Hebeln einseitig geschlitzt.

Vorteile:	Nachteile:
• Nachträglich montierbar	• Übertragung kleiner bis mittlerer nur gering schwankender Drehmomente

Quelle: konstruktionsatlas.de

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.5.1 Klemmverbindungen: Berechnung



a) Geteilte Scheibennabe

Analog zu dem Pressverband gilt:

$$p_{Fk} = \frac{F_{rt}}{A_F \cdot \mu} = \frac{2 \cdot K_A \cdot M_t \cdot S_H}{\pi \cdot D_F^2 \cdot l_F \cdot \mu} \cdot K \leq p_{F,zul}$$

μ [1]: Haftbeiwert aus Tabelle

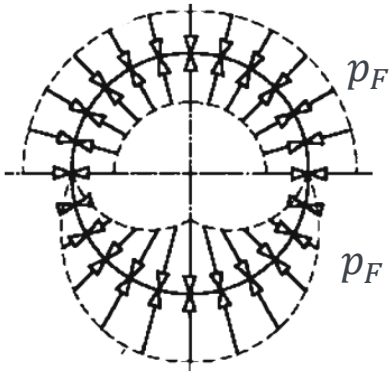
l_F [mm]: Fugenlänge

S_H [1]: Haftsicherheit $1{,}5 \leq S_H \leq 2$

K_A [1]: Anwendungsfaktor zur Berücksichtigung der dynamischen Betriebsverhältnisse (aus Tabelle)

K [1]: Korrekturfaktor:

- $K = \pi$ für gleichmäßige Flächenpressung
- $K = \frac{\pi^2}{8}$ für cosinusförmige Flächenpressung
- $K = \frac{\pi}{2}$ für linienförmige Flächenpressung



Quelle: Matek

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.5.1 Klemmverbindungen: Berechnung

Beim Anziehen wird durch die Schraube die Pressung

$\mathrm{p} = \frac{F_{Kl} \cdot n}{A_{proj}}$ auf die Welle erzeugt.

Daraus ergibt sich die von der Schraube aufzubringende Klemmkraft:

$$F_{Kl} \geq \frac{2 \cdot K_A \cdot M_t \cdot S_H \cdot K}{n \cdot \pi \cdot D_F \cdot \mu}$$

Da bei der Montage der Verbindung in der Schraube die Vorspannkraft $F_{VM} > F_{Kl}$ wirkt, ergibt sich für den Montagezustand die tatsächliche Flächenpressung zu:

$$\mathrm{p}_F = \frac{n \cdot F_{VM}}{D_F \cdot l_F} \leq p_{F,zul}$$

Quelle:
Matek

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.5.1 Klemmverbindungen: Berechnung

b) Geschlitzte Hebelnabe

Kann als Schelle mit Gelenk D angesehen werden.
Für den ungünstigen Fall der linienförmigen Pressung

ergibt sich aus $M_R = F_{Rt} \cdot \frac{D_F}{2} = F_N \cdot \mu \cdot D_F \geq K_A \cdot M_t$

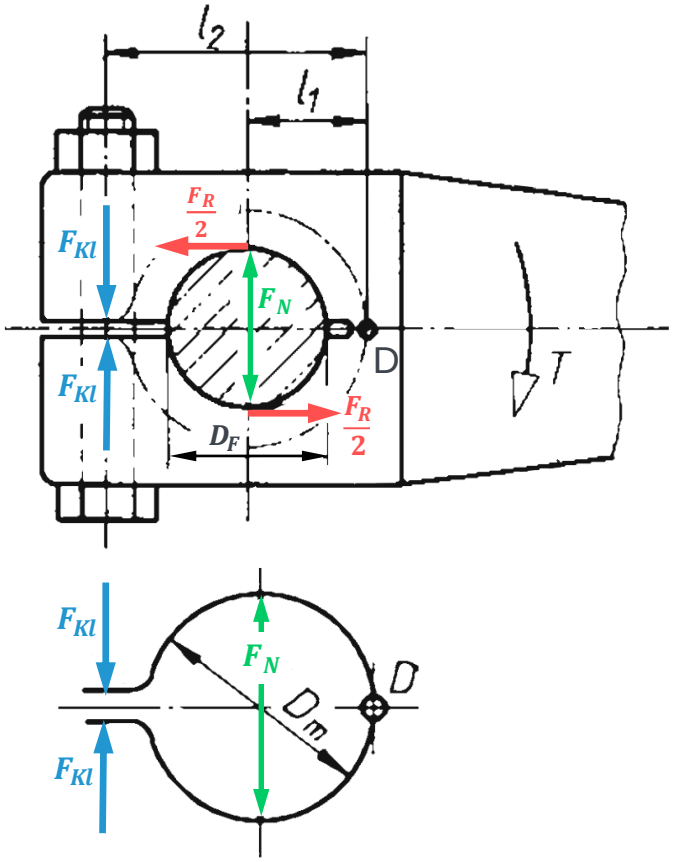
die erforderliche Anpresskraft je Nabenhälfte $F_N = \frac{K_A \cdot M_t}{D_F \cdot \mu}$

und mit $F_N = F_{Kl} \cdot \frac{l_2}{l_1}$ ergibt sich die Klemmkraft

$$F_{Kl} = \frac{K_A \cdot M_t \cdot S_H \cdot l_1}{n \cdot D_F \cdot \mu \cdot l_2}.$$

Und damit

$$p_F \geq \frac{n \cdot F_{VM}}{D_F \cdot l_F} \cdot \frac{l_2}{l_1} \leq p_{F,zul}$$

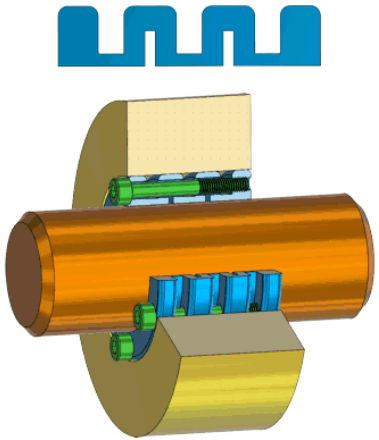


mit $D_m \approx D_F$

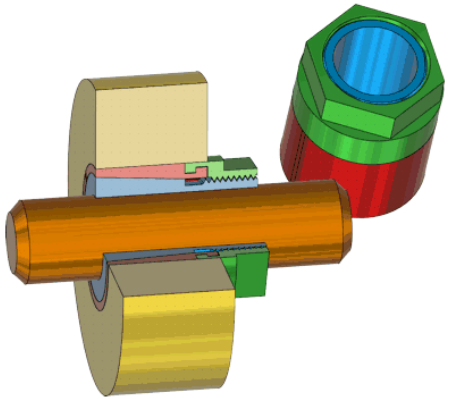
Quelle: Matek

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

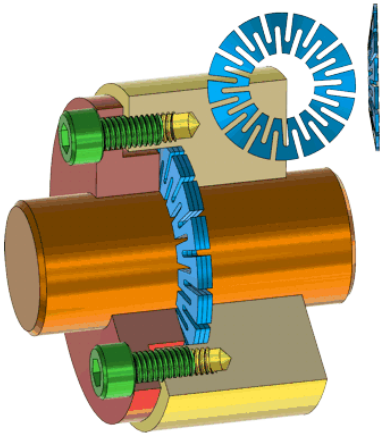
11.3.6 Spann-Element-Verbindungen



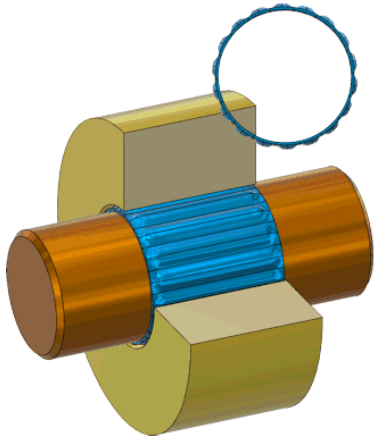
Druckhülse



Konus-Spannelement



Sternscheibe



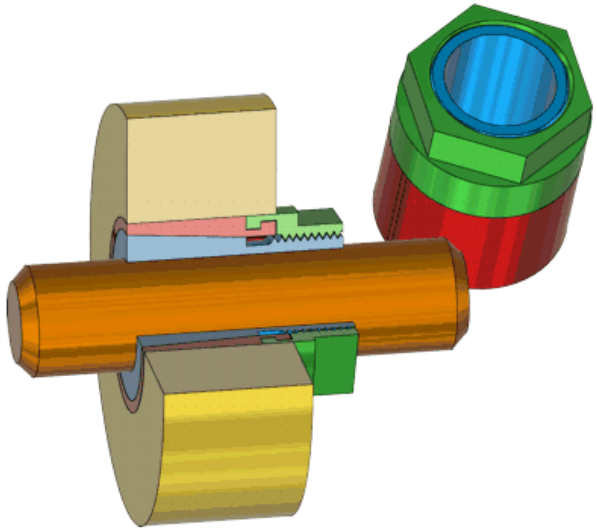
Toleranzring

Quelle:
konstruktionsatlas.de

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.6 Spann-Element-Verbindungen

- Konus-Spannelement

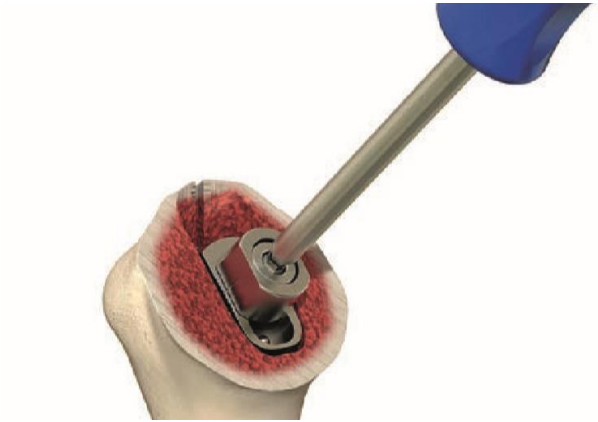


Quelle:
norelem.de, konstruktionsatlas.de

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.6 Spann-Element-Verbindungen

- Konus-Spannelement - Medizintechnik







Quelle:
mathysmedical.com

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.6 Spann-Element-Verbindungen

- Konus-Spannelement - Medizintechnik



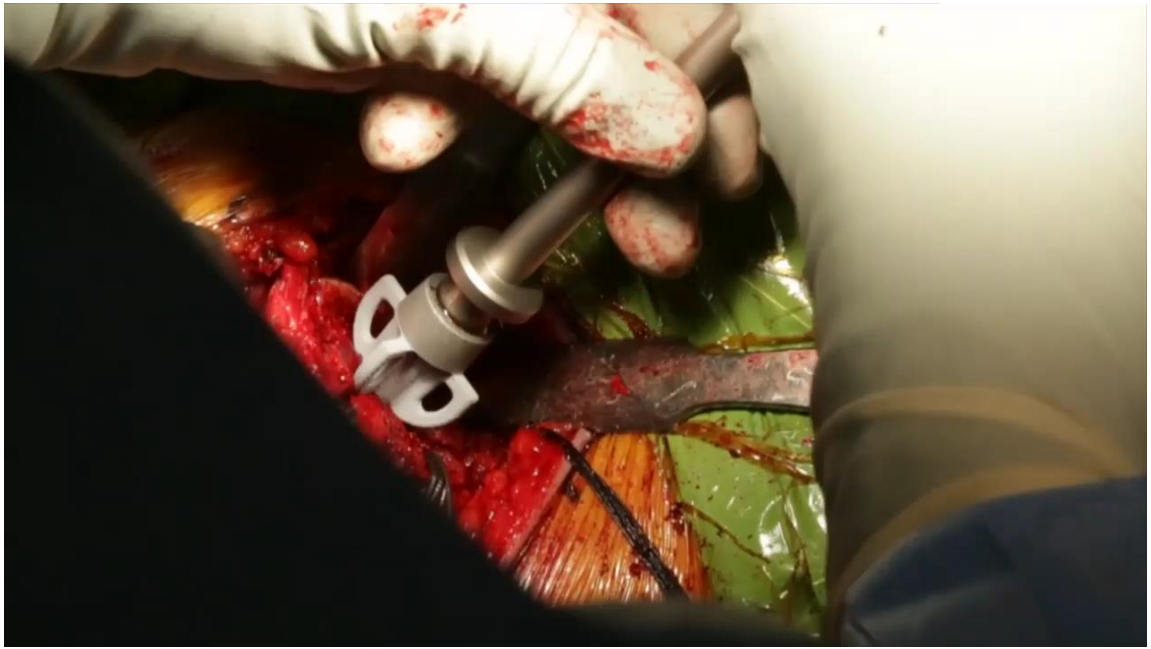


Quelle:
youtube: sports-clinic-west, mathysmedical.com

11.3 Reibschlüssige Verbindungen

11.3.6 Spann-Element-Verbindungen

- Konus-Spannelement - Medizintechnik









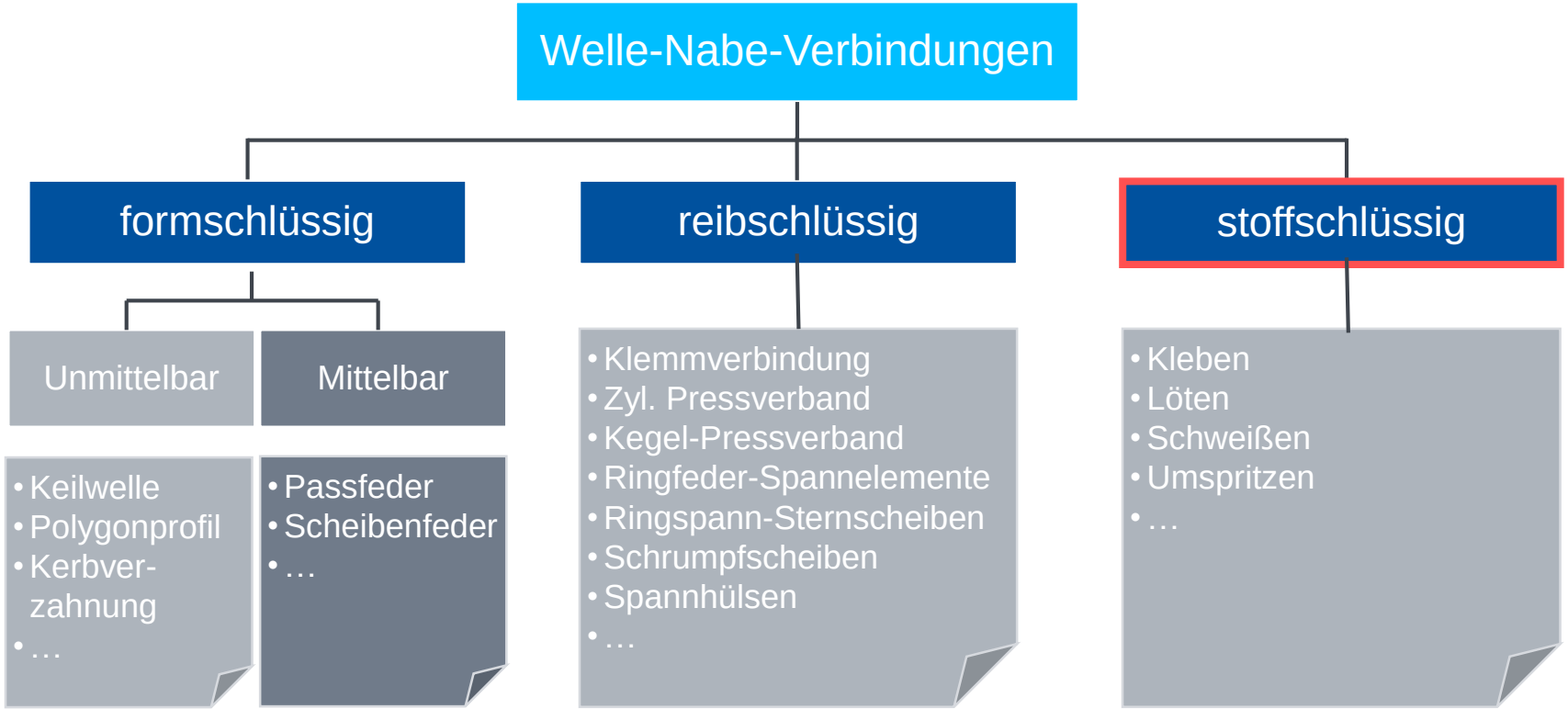
Quelle:
youtube: meta-surgical, mathysmedical.com

Kontrollfragen



1. Welche Arten der Pressverbindungs-Herstellung gibt es?
2. Welchen Vorteil und Nachteil haben Druckhülse, Spannelement und Spannbuchse gemeinsam?
3. Der Unterschied zwischen einem Längspressverband und einem Querpressverband ist anzugeben? Es ist zu erklären, wann diese unterschiedlichen Pressverbände vorwiegend zur Anwendung kommen.
4. Durch welche Grenzen ist bei den Spannsätzen das Anziehmoment der Spannschrauben zum Aufbau des erforderlichen Fugendrucks festgelegt?

11.4 Einteilung



11.4 Stoffschlüssige Verbindungen

- Anwendung nur bei großen Stückzahlen. Einzelanfertigung ist eher unüblich.



Geschweißte Verbindung

Vorteile:	Nachteile:
• Kleine Nabenbreite möglich • Schnell • Vielseitig	• Schlechte/ Unmögliche Lösbarkeit (zu Reperatur- und Wartungszwecken)

Quelle:
fahrzeug-instandhaltung.ch

11.4 Stoffschlüssige Verbindungen

11.4.1 Spritzguss



Quelle:
rehau.de

11.5 Vergleich einzelner Welle-Nabe-Verbindungen

geeignet, wenn ... gefordert	Welle-Nabe-Verbindungen																				
	a	b	c	d	e	f	g	h	i	j	k	l	m	n	o	p	q	r	s	t	u	v
Übertragung großer einseitiger Drehmomente	4	4	4	3	4	4	2	3	0	0	2	2	4	2	4	4	4	2	1	3	4	4
– wechselnder und stoßhafter Drehmomente	4	4	4	3	4	4	2	3	0	0	2	2	3	2	3	3	4	0	0	1	4	4
Aufnahme hoher Axialkräfte	4	4	4	2	3	3	2	3	1	1	2	2	4	0	0	0	0	0	1	3	4	4
Nabe axial zu verschieben[1)]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	4	4	2	2	0	0	0	0	0
Nabe axial unter Last zu verschieben[1)]	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2	4	2	2	0	0	0	0	0
Nabe in Drehrichtung versetzbar	3	3	4	4	4	4	4	4	4	4	4	0	0	0	2	2	2	0	0	0	0	0
Verbindung nachstellbar	0	0	4	4	4	4	4	0	4	4	4	1	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0
geringer Fertigungsaufwand	4	4	2	2	2	2	3	4	4	4	2	2	1	3	1	1	1	2	2	3	3	2
geringer Montageaufwand	2	2	4	4	4	4	4	4	4	4	3	3	4	3	3	3	3	3	4	2	2	2
gute Wiederverwendbarkeit	1	1	4	4	4	4	4	4	4	4	4	2	3	4	4	4	4	2	2	2	2	0
Selbstzentrierung der Verbindung	4	4	4	0	4	4	0	4	0	0	2	0	3	3	4	4	4	4	4	2	2	2
geringe Unwucht	4	4	4	2	3	3	1	3	0	0	0	0	3	2	3	3	4	1	1	3	3	3
geringe Kerbwirkung auf Welle[2)]	1	1	2	2	3	3	2	2	3	4	1	0	1	1	1	1	1	1	0	4	4	1

(4) sehr gut geeignet ... (0) nicht geeignet bzw. entfällt

Reibschlüssige Verbindungen
- a Querpressverband
- b Längspressverband
- c Kegelpressverband
- d Kegelspannring
- e Kegelspannsatz
- f Schrumpfscheibe
- g Sternscheibe
- h Druckhülse
- i hydraulische Spannbuchse
- j Toleranzring
- k Klemmverbindung
- l Keilverbindung
- m Kreiskeilverbindung

Formschlüssige Verbindungen
- n Pass- und Gleitfeder
- o Keilwelle
- p Zahnwelle
- q Polygonprofil
- r Längsstift
- s Querstift

Stoffschlüssige Verbindungen
- t Klebverbindung
- u Lötverbindung
- v Schweißverbindung

[1)] bei Spielpassung

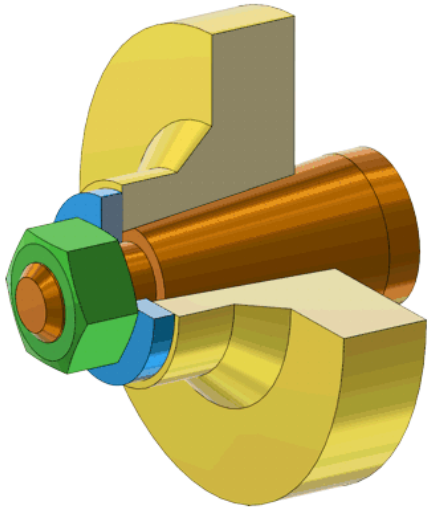
[2)] die Kerbwirkung kann durch günstigere Gestaltung z.T. reduziert werden

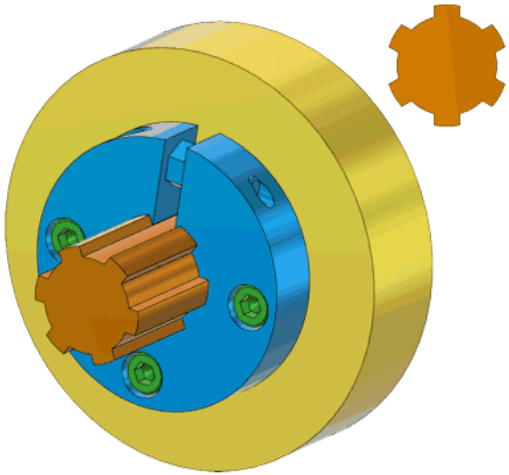
Quelle: Matek

11.6 Elemente zur axialen Fixierung

11.6.1 Elemente zur axialen formschlüssigen Lagesicherung

- Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindungen müssen meist axial fixiert werden
- Sicherungselemente werden oft auch nur als Führungselemente zur Begrenzung oder zum Ausgleich axialen Spiels verwendet.

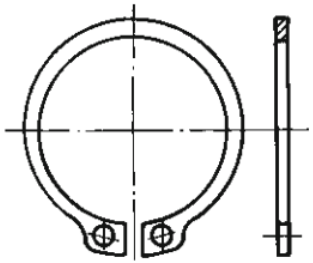




Quelle:
konstruktionsatlas.de

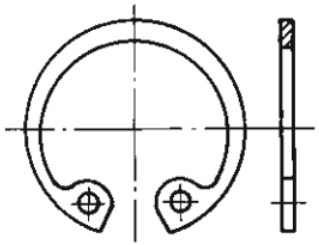
11.6 Elemente zur axialen Fixierung

11.6.1 Elemente zur axialen formschlüssigen Lagesicherung



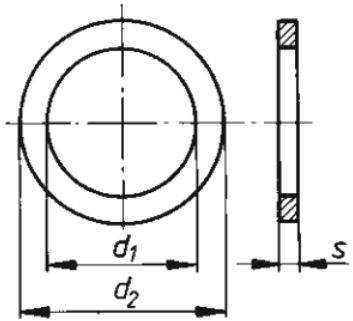
DIN 471

Sicherungsring für Welle



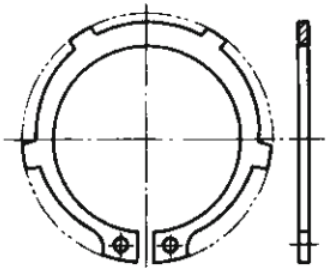
DIN 472

Sicherungsring für Bohrung



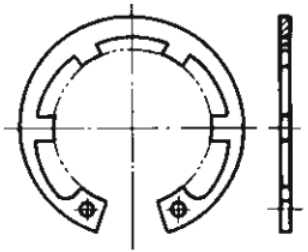
DIN 988

Pass bzw. Stützscheibe



DIN 983

Sicherungsring mit Lappen für Welle



Quelle: Matek

DIN 984

Sicherungsring mit Lappen für Bohrung



Quelle: de.rs-online.com



Quelle: eshop.wuerth.de



Quelle: mtz-cichy.de



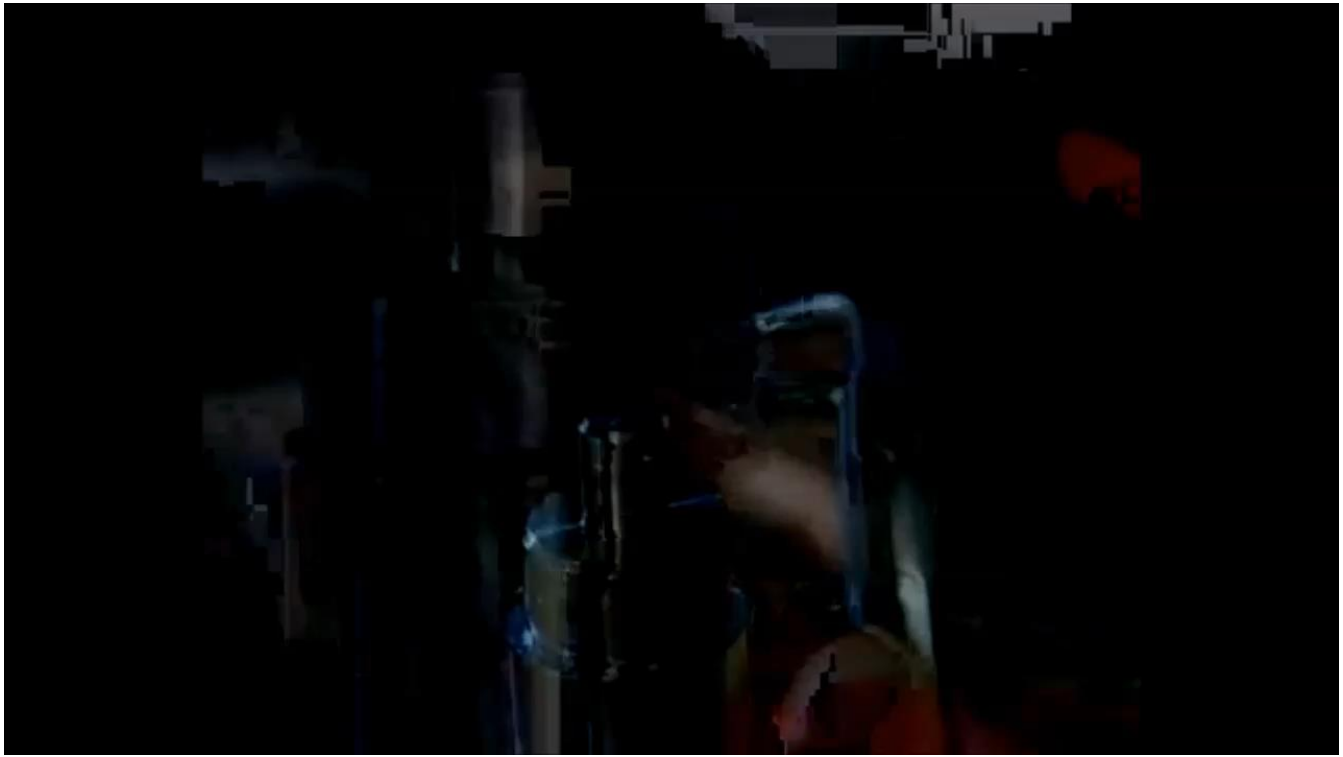
Quelle: theo-schrauben.de.de



Quelle: eshop.wuerth.de

11.6 Elemente zur axialen Fixierung

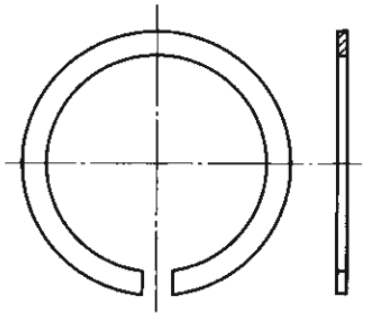
11.6.1 Elemente zur axialen formschlüssigen Lagesicherung



Ein- und Ausbau von Sicherungsringen

11.6 Elemente zur axialen Fixierung

11.6.1 Elemente zur axialen formschlüssigen Lagesicherung

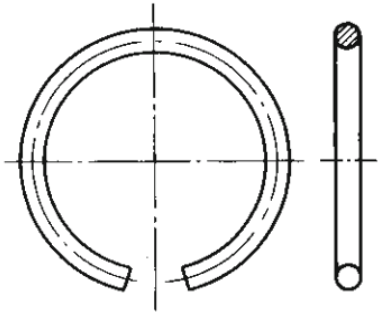


DIN 5417

Sprengring für Wälzlager mit Ringnut



Quelle: hug-technik.com

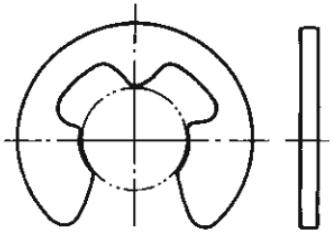


DIN 7993

Runddraht-Sprengring



Quelle: gutekunst-federn.de

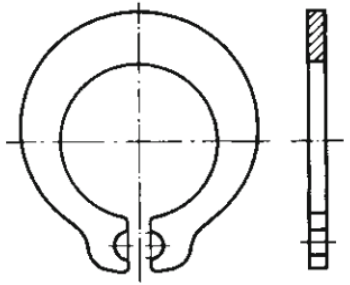


DIN 6799

Sicherungsscheibe für Welle



Quelle: norelem.de



Quelle: Matek

Greifring (selbstsperrend) für Wellen ohne Nut

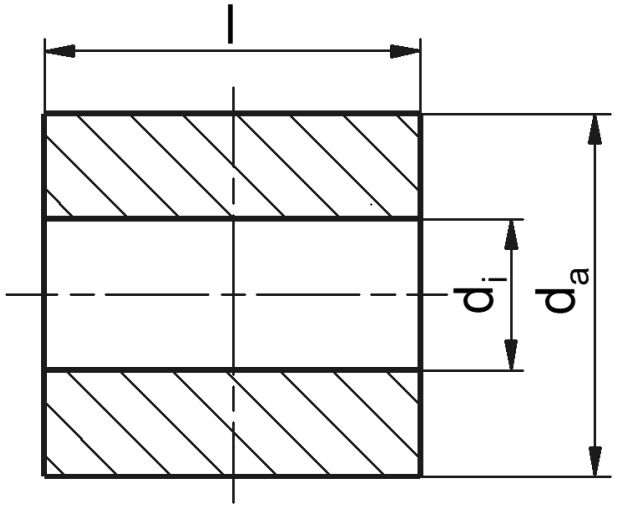


Quelle: wuerth.de

11.7 Gestaltung von Naben

11.7.1 Grundkonzept

- Dickwandiger Hohlzylinder
  - Verhältnis l/d und Wandstärke $0{,}5 \cdot (d_a - d_i)$ aus den Erfordernissen der Drehmoment- oder Kraftübertragung



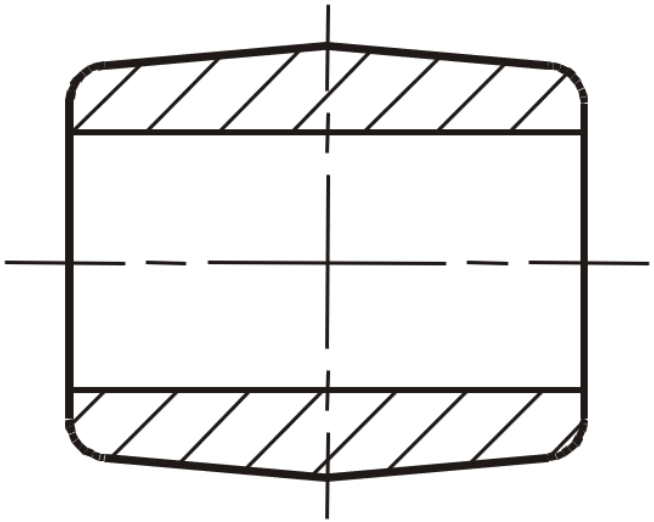


Quelle:
picclick.de

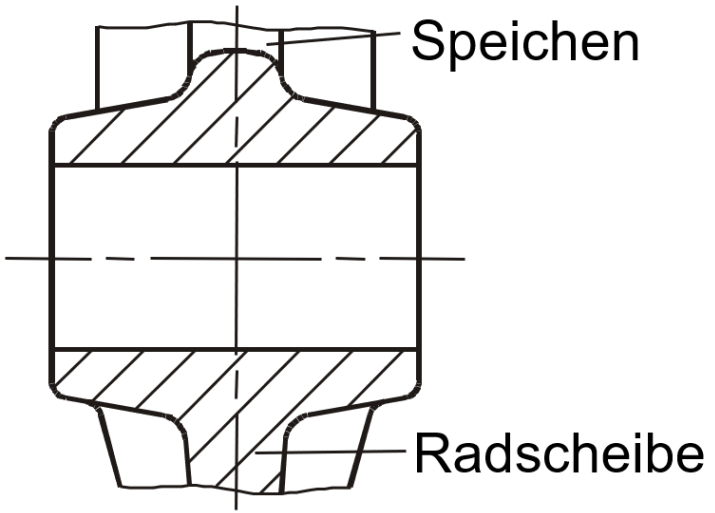
11.7 Gestaltung von Naben

11.7.2 Varianten

- Formschrägen
  - für Gießen oder Schmieden
  - für gebrochene oder gerundete Kanten



- Verstärkung
  - im Bereich der Drehmomentzu- oder -ableitung

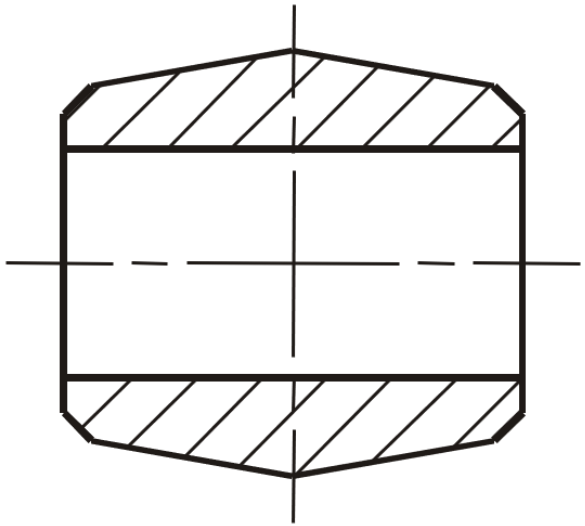


Quelle: IKTD

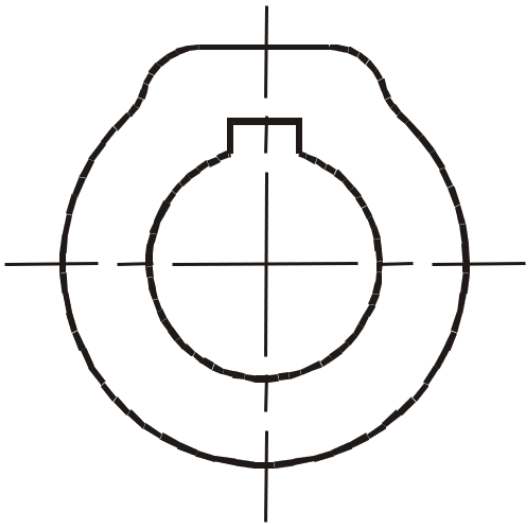
11.7 Gestaltung von Naben

11.7.2 Varianten

- Kegelform
  - zur Minderung der Kerbwirkung am Nabenende



- Verstärkung
  - mit Rücksicht auf Kontur der Bohrung
  - Unwucht beachten



Quelle: IKTD

Kontrollfragen



1. Welche stoffschlüssigen Welle-Naben-Verbindungen gibt es?
2. Warum können Polygonwellen-Verbindungen größere Drehmomente übertragen als Keilwellen-Verbindungen?
3. Welche Eigenschaft haben alle formschlüssigen Welle-Nabe-Verbindungen gemeinsam?
4. Auf welche Weise können Naben gegen axiales Verschieben gesichert werden?

11.8 Literaturverzeichnis

- Berthold Schlecht: Maschinenelemente 1, Pearson, 2015
- Matek, W.: u.a.: Roloff / Matek Maschinenelemente, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2017
- Horst Haberhauer: Maschinenelemente, Springer Vieweg, 2018

Universität Stuttgart

Konstruktion in der Medizingeräte-technik 2

SoSe 2020

12. Lager

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

**Prof. Dr.
Peter P. Pott
und
Mitarbeiter**

12. Lager

Inhalt

12.1 Einteilung

12.2 Wälzlager

- 12.2.1 Aufbau
- 12.2.2 Druck- und Lastwinkel
- 12.2.3 Hertzsche Flächenpressung
- 12.2.4 Arten und Bauformen
  - 12.2.4.1 Radialkugellager
  - 12.2.4.2 Axialkugellager
  - 12.2.4.3 Radialrollenlager
  - 12.2.4.4 Axialrollenlager
- 12.2.5 Gestaltung
  - 12.2.5.1 Anordnung, Kombination & Freistich
  - 12.2.5.2 Radiale Festlegung
  - 12.2.5.3 Schmierung
  - 12.2.5.4 Abdichtung

12. Lager

Inhalt

12.2.6 Berechnung

12.3 Gleitlager

12.3.1 Aufbau

12.3.2 Druck- und Lastwinkel

12.3.3 Festkörperlager

12.3.4 Hydrodynamische Gleitlager

12.3.5 Hydrostatische Gleitlager

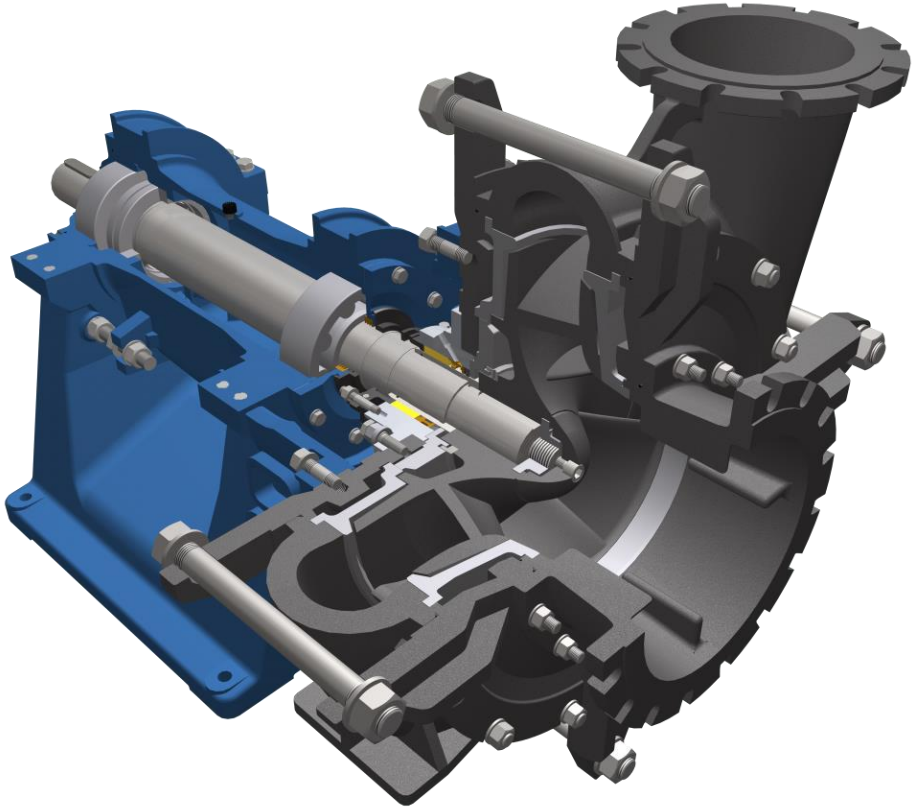
12.4 Lineare Lagerung

12.5 Literaturverzeichnis

12.1 Funktion und Einteilung

12.1.1 Funktion

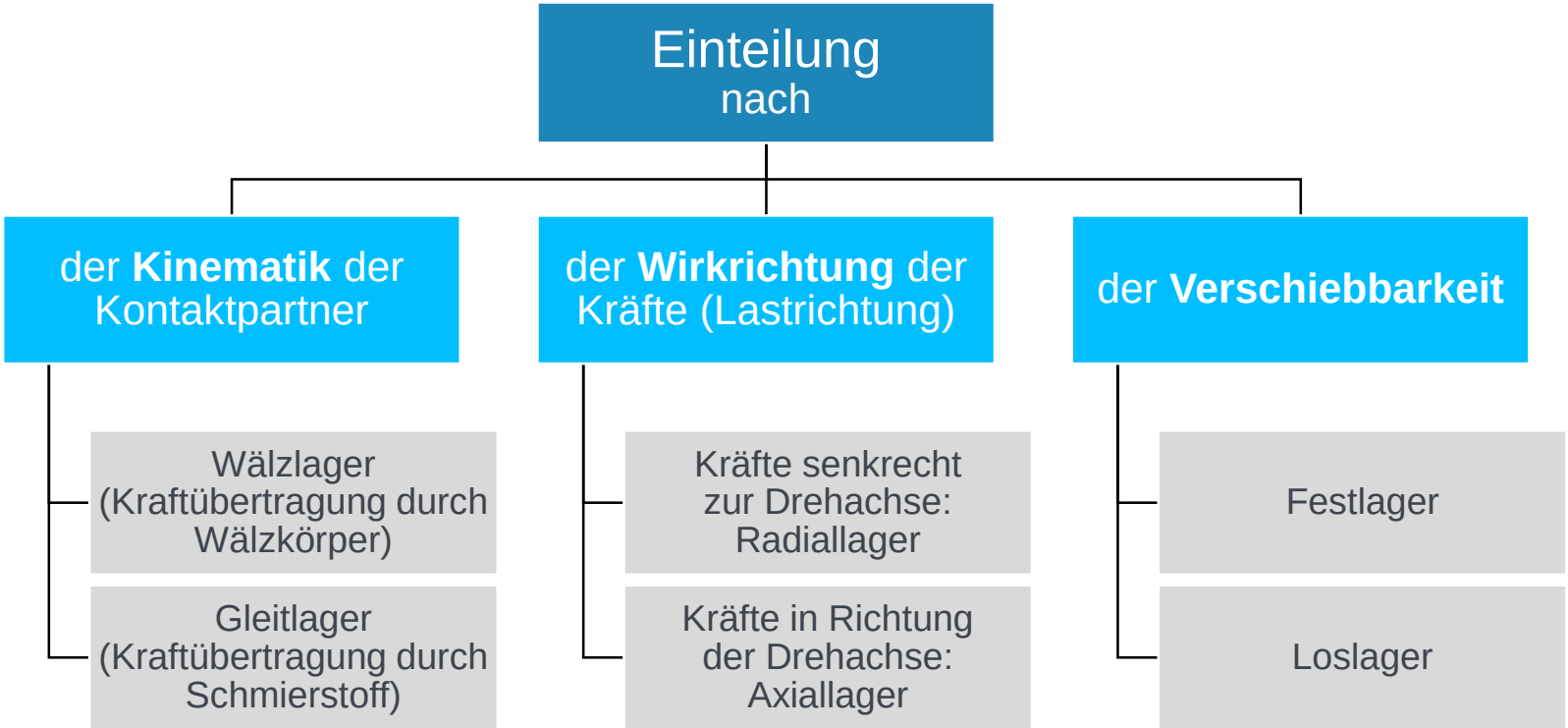
- Führung drehender Maschinenelemente
- Kraftübertragung zwischen drehenden und ruhenden Bauteilen



Quelle:
duechting.com

12.1 Funktion und Einteilung

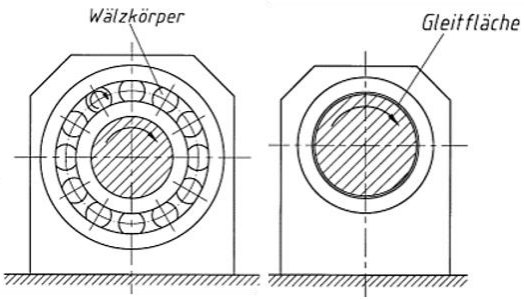
12.1.2 Einteilung



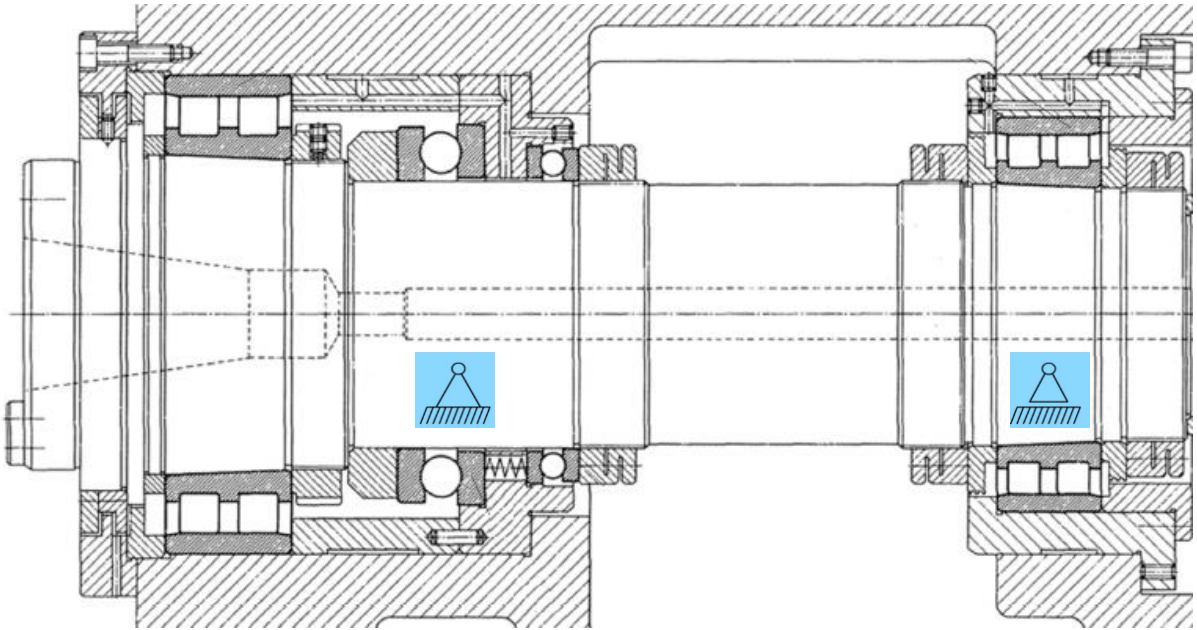
12.1 Funktion und Einteilung

12.1.2 Einteilung

Nach **Kinematik** der Kontaktpartner (Wirkprinzip)



Nach **Wirkrichtung** der Kräfte (Lastrichtung)

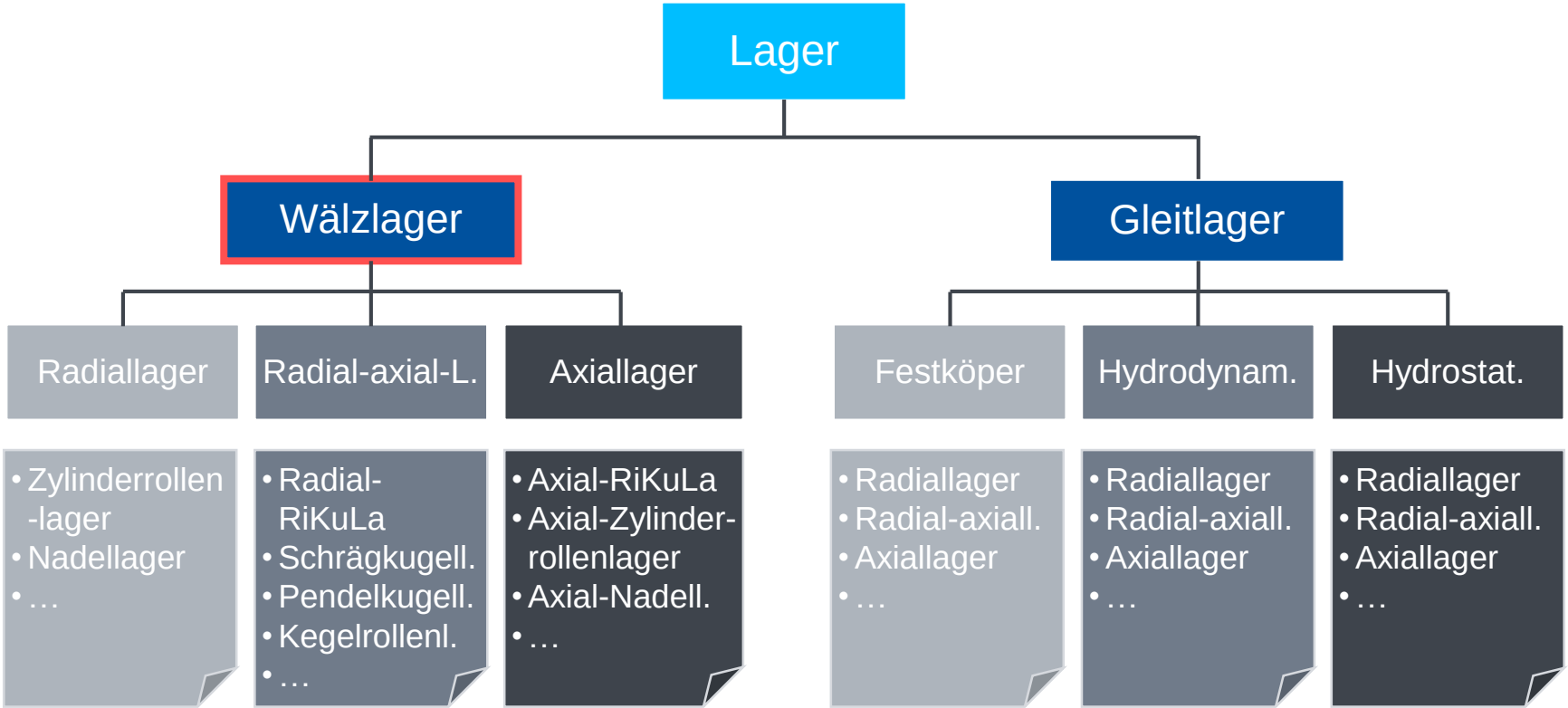


Nach **Verschiebbarkeit**

Quelle:
Matek, repetico.de

12.1 Funktion und Einteilung

12.1.2 Einteilung

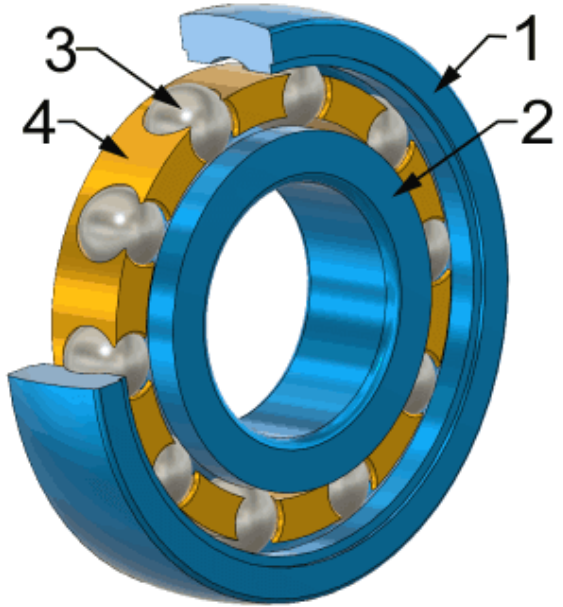


12.2 Wälzlager

12.2.1 Aufbau

Die Hauptbestandteile eines Wälzlagers sind

1. Außenring (Axiallager: Außenscheibe)
2. Innenring (Axiallager: Innenscheibe)
3. Wälzkörper
   a) Kugel
   b) Nadel
   c) Zylinder
   d) Tonne
   e) Kegel
4. Wälzkäfig



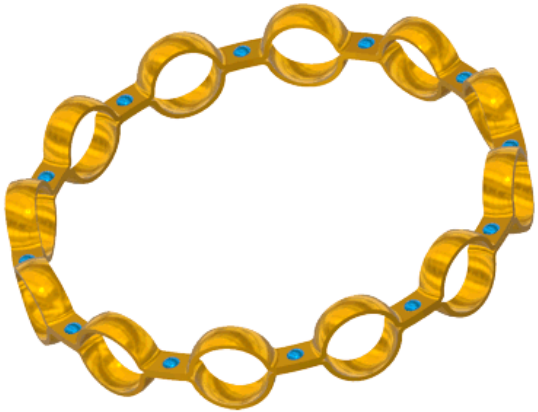


a) b) c) d) e)

Quelle:
konstruktionsatlas.de

12.2 Wälzlager

12.2.1 Aufbau - Käfig



- Aufgabe:
  - Führung der Wälzkörper
    → gleichmäßige Verteilung über den Umfang
    → Verhinderung der Berührung

- Werkstoff:
  Stahlblech, Messing oder Kunststoff
  - Vorteil der Kunststoff-Käfige: Kosten und die Dehnbarkeit des Materials erlaubt eine einteilige Gestaltung: Wälzkörper können in Taschen einschnappen
  - Vorteil Metallkäfige:
    Lebensdauer, Temperaturfestigkeit

Quelle:
konstruktionsatlas.de

12.2 Wälzlager

12.2.1 Aufbau

Bis auf die Wälzkörper können bei einer Wälzlagerung alle Bestandteile entfallen, z. B.

- bei **geringem radialem Bauraum**
  - Verzicht auf einen oder beide Lagerringe
  - Laufbahnen und Borde müssen dann in die Welle bzw. das angrenzende Außenteil mit entsprechender Genauigkeit und Oberflächengüte integriert werden
- Für **hohe radiale Tragkraft**
  - vollrolliges Zylinderrollenlager ohne Käfig
    →mehr Rollen im Lager möglich. **Achtung**: Schlupfgefahr



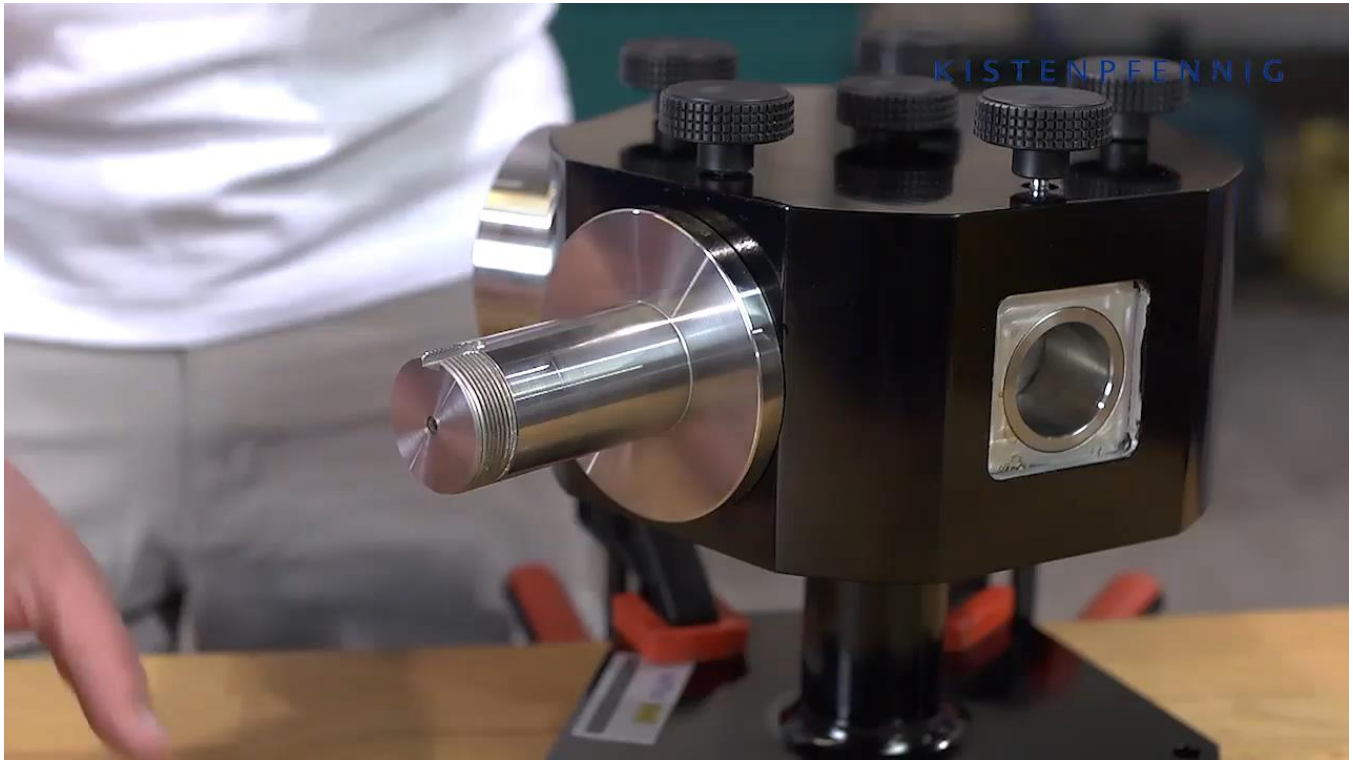
Quelle:
ludwigmeister.de



Quelle:
konstruktionspraxis.vogel.de

12.2 Wälzlager

12.2.1 Aufbau - Montage



Quelle:
youtube.de/Kistenpfennig AG

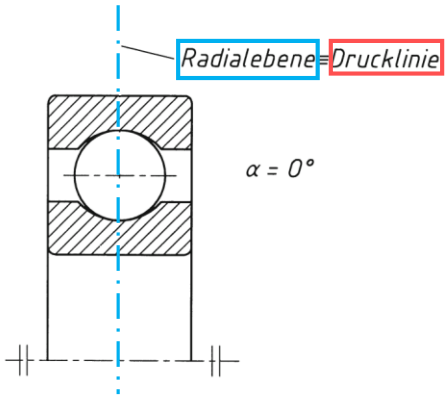
12.2 Wälzlager

12.2.2 Druck- und Lastwinkel

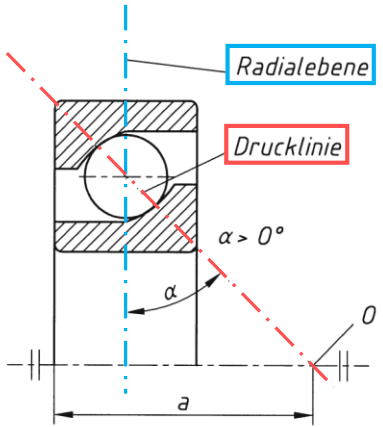
In den meisten Fällen liegt keine reine Axial- oder Radialbelastung vor.
Zur Beurteilung der anteilig wirkenden Radial- und Axialkräfte werden der **Druckwinkel α** und der **Lastwinkel β** genutzt.

a) Druckwinkel α

- Kleinster Winkel der Drucklinie gegenüber der Radialebene.
- Die Drucklinie entsteht aus theoretischer Betrachtung, dass der einzelne Wälzkörper die Laufbahn am Innen- und Außenring an je genau einem Punkt berührt.
  Verbindet man diese Punkte erhält man die Drucklinie.
- Radiallager: $0° \leq \alpha \leq 45°$
- Axiallager: $45° \leq \alpha \leq 90°$



Radial-Rillenkugellager unter reiner Radialbelastung



Schrägkugellager unter kombinierter radialer und axialer Kraft

Quelle: Matek

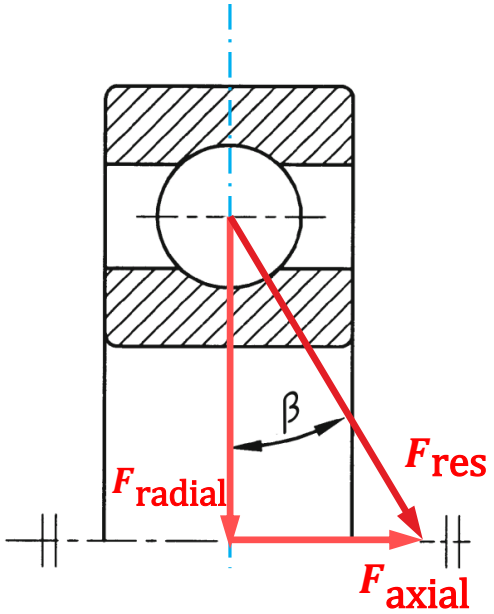
12.2 Wälzlager

12.2.2 Druck- und Lastwinkel

b) Lastwinkel β

- Winkel zwischen Radialebene und Wirkungslinie der resultierenden Kraft der einwirkenden Lasten.

$$F_{res} = \sqrt{F_{radial}^2 + F_{axial}^2}$$



- Druckwinkel und Lastwinkel sind im Rahmen der Lebensdauerberechnung von besonderer Bedeutung.
  Für maximale Lebensdauer und Ausnutzung der vollen Tragfähigkeit sollte eine Lagerbauform gewählt werden, bei der gilt:
  Druckwinkel $\alpha \approx$ Lastwinkel β

Quelle: Matek

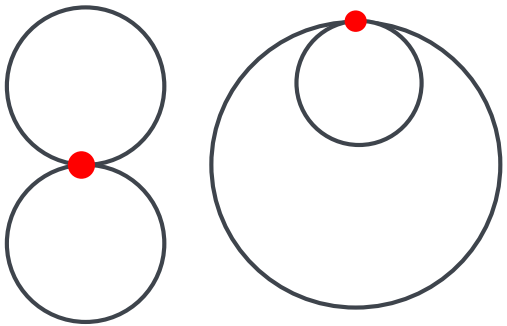
12.2 Wälzlager

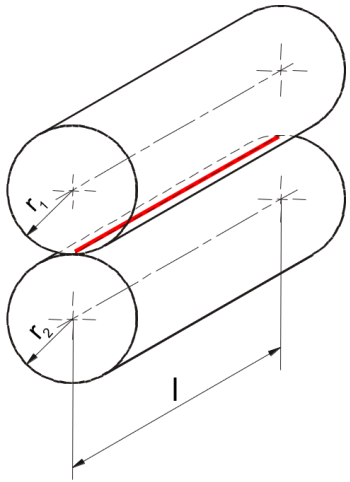
12.2.3 Hertzsche Flächenpressung

- Drücken zwei konvexe Flächen aufeinander, entsteht Punkt- oder Linienberührung

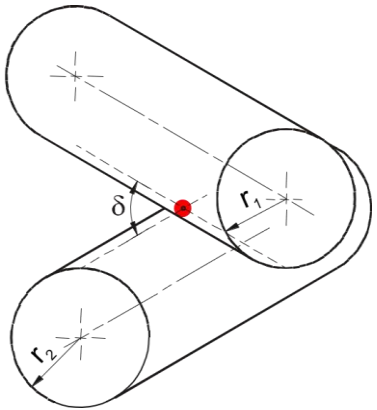
  → Theoretisch $p = \frac{F}{A} = \frac{F}{0} = \infty$ Flächenpressung

- Die Flächen verformen sich jedoch elastisch und es entsteht eine parabelförmige Spannungsverteilung unter der Oberfläche

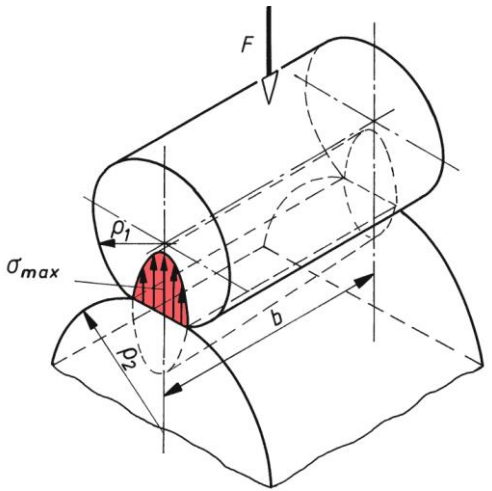




Linienberührung



Punktberührung

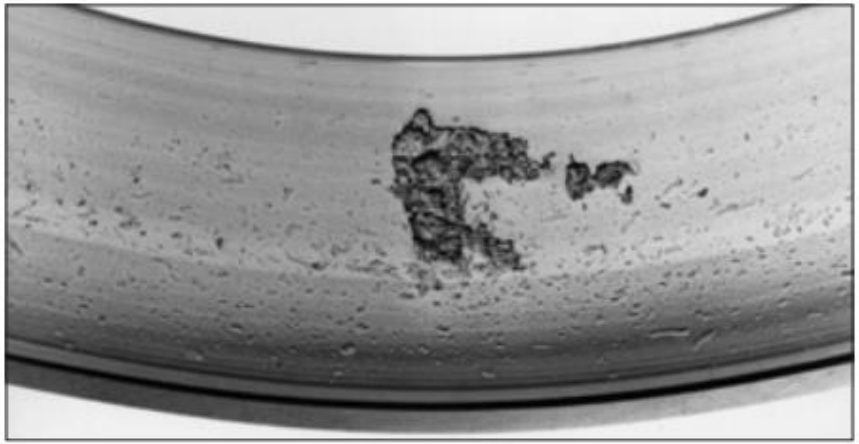


Quelle: IKTD

12.2 Wälzlager

12.2.3 Hertzsche Flächenpressung

Schadensfall „Grübchen“ oder „Pitting“: die hohe Flächenpressung führt zu Materialermüdung und dem Ausbrechen von Partikeln aus der Oberfläche.



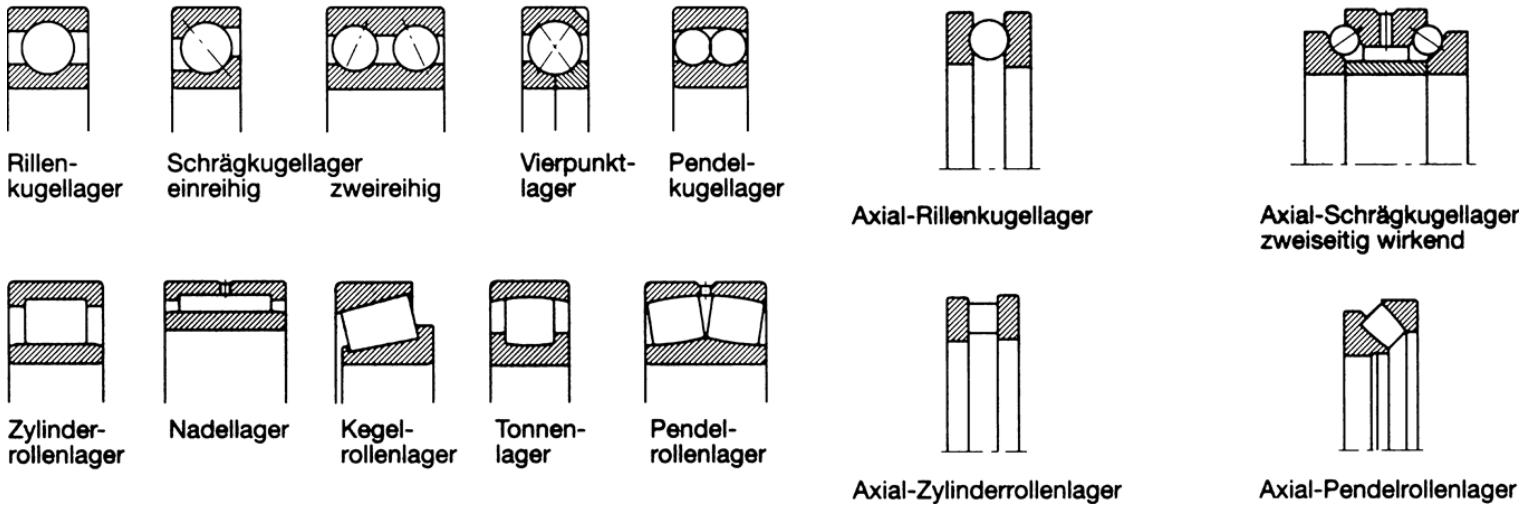


Quelle: FAG Wälzlagerschäen

12.2 Wälzlager

12.2.4 Arten und Bauformen

- Wälzlager lassen sich entsprechend bevorzugten **Lastrichtungen** in Axial- und Radiallager einteilen.
  - Die meisten Arten der Radiallager können zusätzlich geringe Axialkräfte aufnehmen, während nur manche Bauformen der Axiallager auch für die Aufnahme von Radialkräften geeignet sind.
- Baubedingt lässt sich noch zwischen **Kugel- und Rollenlagern** unterscheiden.



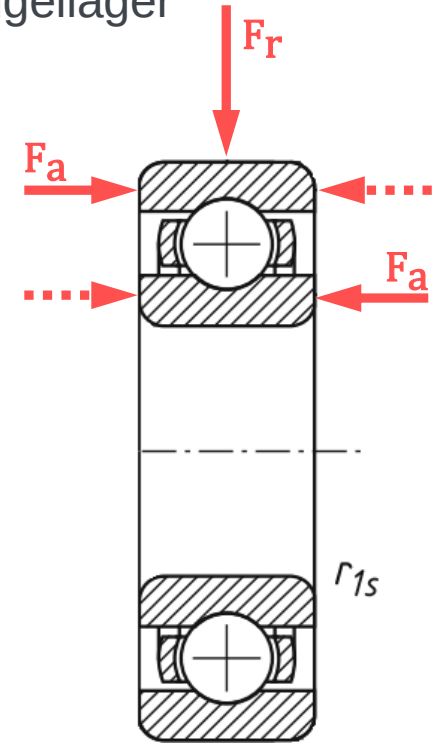
Quelle: fag

12.2 Wälzlager

12.2.4.1 Arten und Bauformen: Radialkugellager

a) Rillenkugellager

- F_r gut belastbar
- F_a gut belastbar
- hohe Drehzahlen
- geringe Winkeleinstellbarkeit
- nicht zerlegbar
- kostengünstig





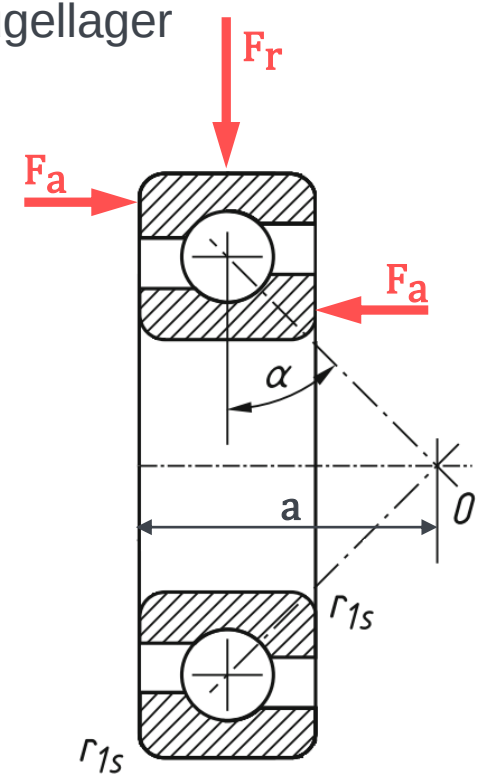
Quelle:
Matek, schaeffler.de

12.2 Wälzlager

12.2.4.1 Arten und Bauformen: Radialkugellager

b) Schrägkugellager-einreihig

- F_r gut belastbar
- F_a sehr gut belastbar für große einseitige Axialkräfte
- C hohe Drehzahlen
- sehr geringe Winkeleinstellbarkeit
- nicht zerlegbar
- i werden meist paarweise eingebaut (Tandem-, O- oder X-Anordnung)





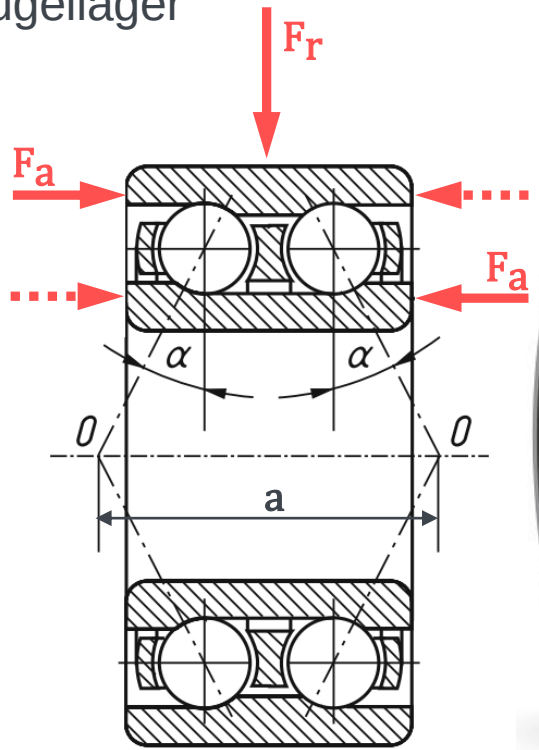
Quelle:
Matek, schaeffler.de

12.2 Wälzlager

12.2.4.1 Arten und Bauformen: Radialkugellager

c) Schrägkugellager-zweireihig

- F_r gut belastbar
- F_a sehr gut belastbar für große Axialkräfte **in beide Richtungen**
- hohe Drehzahlen
- sehr geringe Winkeleinstellbarkeit
- zerlegbar falls Innenring geteilt
- Entspricht einem Paar einreihiger Schrägkugellager in O-Anordnung





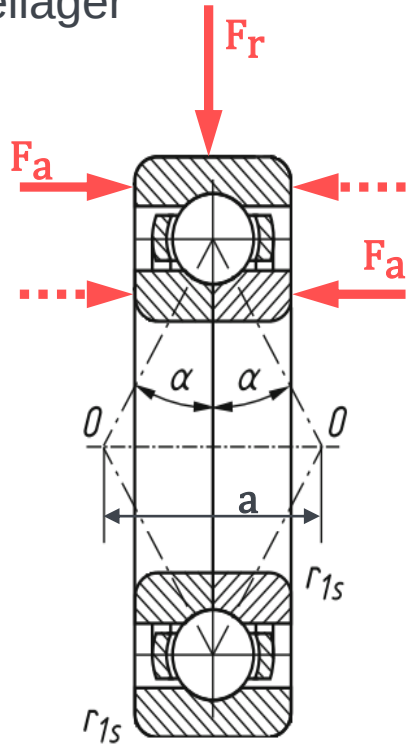
Quelle:
Matek, schaeffler.de

12.2 Wälzlager

12.2.4.1 Arten und Bauformen: Radialkugellager

d) Vierpunktlager

- F_r gering belastbar
- F_a sehr gut belastbar für große Axialkräfte **in beide Richtungen**
- mittel hohe Drehzahlen
- sehr geringe Winkeleinstellbarkeit
- zerlegbar
- Innenring geteilt, dadurch lassen sich viele Kugeln unterbringen





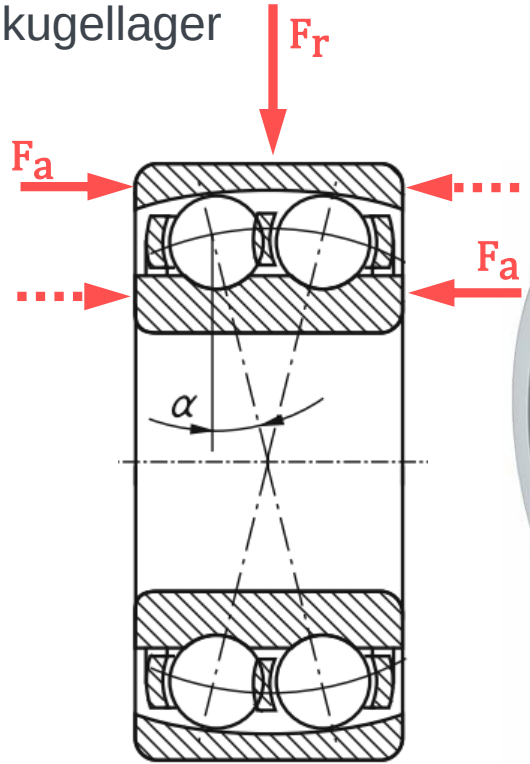
Quelle:
Matek, schaeffler.de

12.2 Wälzlager

12.2.4.1 Arten und Bauformen: Radialkugellager

e) Pendelkugellager

- F_r sehr gering belastbar
- F_a sehr gering belastbar
- hohe Drehzahlen
- sehr gute Winkeleinstellbarkeit
- nicht zerlegbar
- unempfindlich gegen Fluchtfehler, Wellendurchbiegungen und Gehäuseverformungen





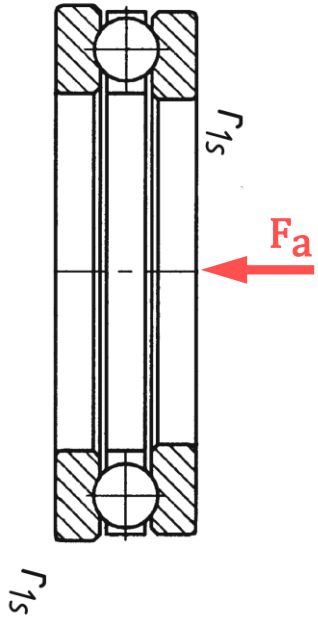
Quelle:
Matek, schaeffler.de

12.2 Wälzlager

12.2.4.2 Arten und Bauformen: Axialkugellager

a) Axial-Rillenkugellager

- F_r nicht belastbar
- F_a gut belastbar
- mittel hohe Drehzahlen
- keine Winkeleinstellbarkeit
- zerlegbar
- zweiseitig wirkende übertragen Kräfte in beiden Richtungen



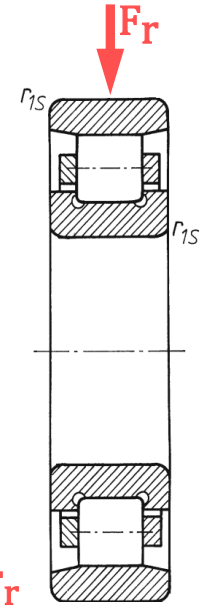


Quelle:
Matek, schaeffler.de

Quelle: Matek, schaeffler.de

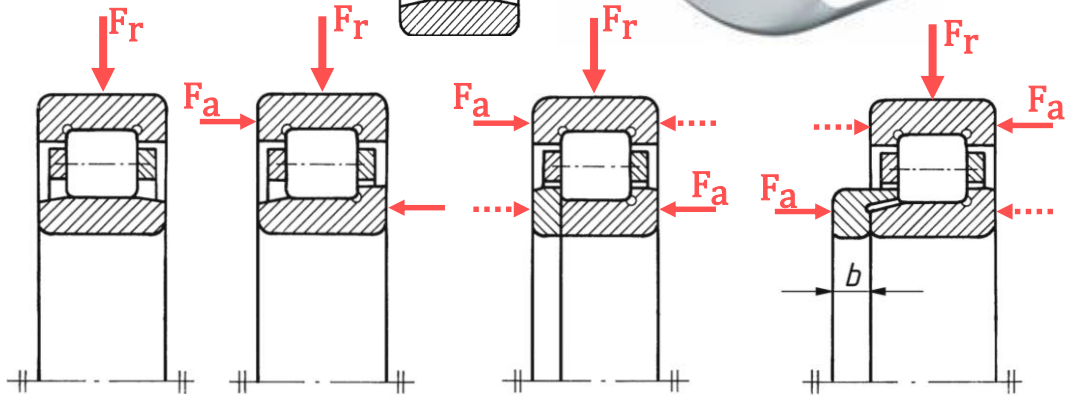
a) Zylinderrollenlager

- F_r sehr gut belastbar (wegen Linienförmiger Berührung)
- F_a nicht bis sehr gering belastbar
- mittel hohe Drehzahlen
- keine Winkeleinstellbarkeit
- zerlegbar
- vollrollige Zylinderrollenlager eignen sich für besonders hoch beanspruchte Lagerstellen und niedrige Drehzahlen





N
(Innenbordlager)



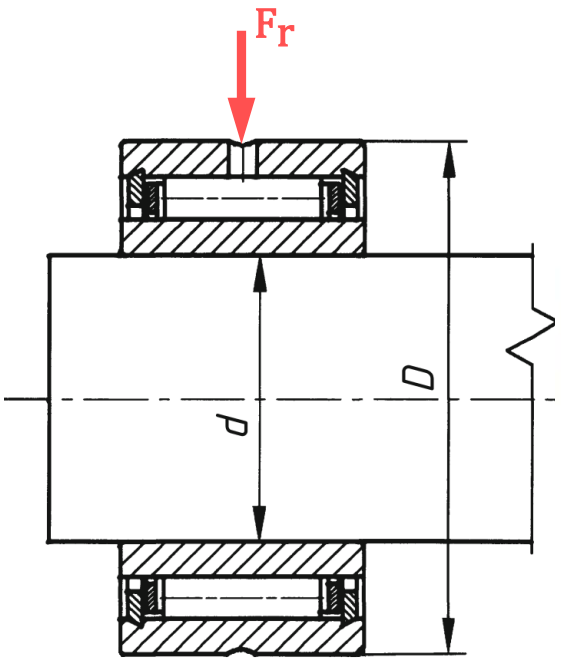
NU (Außenbordlager) | NJ (Stützlager) | NUP mit loser Bordscheibe (Führungslager) | NJ mit Winkelring (Führungslager)

12.2 Wälzlager

12.2.4.3 Arten und Bauformen: Radialrollenlager

b) Nadelrollenlager

- F_r gut belastbar
- F_a nicht belastbar
- mittel hohe Drehzahlen
- keine Winkeleinstellbarkeit
- zerlegbar
- hohe Tragfähigkeit bei geringer Bauhöhe
  geeignet für stoßartige Belastungen

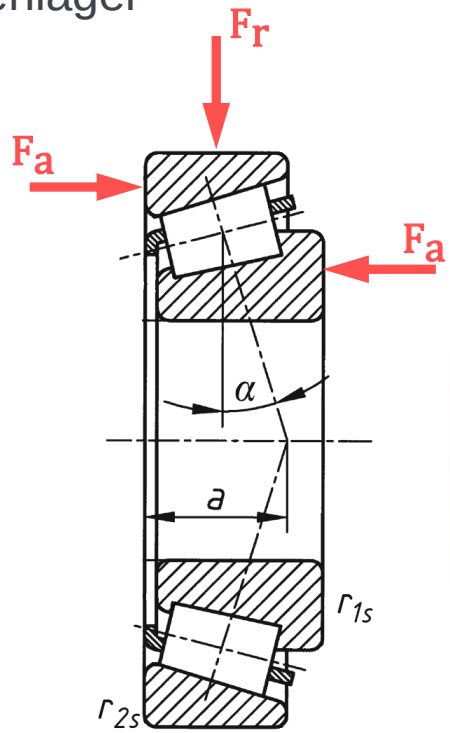




Quelle:
Matek, schaeffler.de

c) Kegelrollenlager

- F_r sehr gut belastbar
- F_a sehr gut belastbar für große einseitige Axialkräfte
- mittel hohe Drehzahlen
- sehr geringe Winkeleinstellbarkeit
- zerlegbar. Innenring und Außenring können getrennt eingebaut werden.
- Normal: zweites, spiegelbildlich angeordnetes Kegelrollenlager (zur Gegenführung)





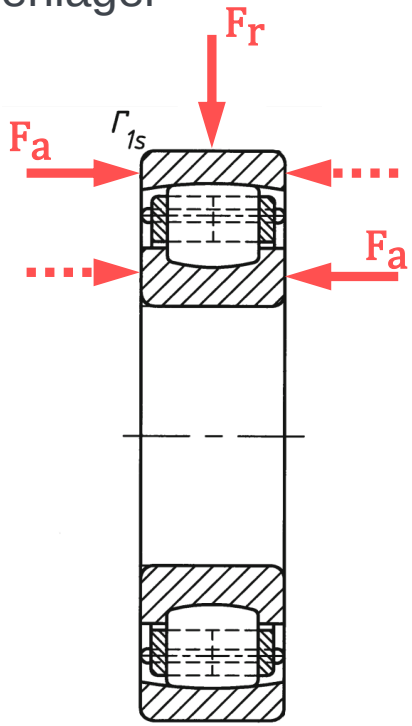
Quelle:
Matek, schaeffler.de

12.2 Wälzlager

12.2.4.3 Arten und Bauformen: Radialrollenlager

d) Tonnenrollenlager

- F_r sehr gut belastbar (auch stoßartig)
- F_a gering belastbar
- mittel hohe Drehzahlen
- sehr gute Winkeleinstellbarkeit (Bis zu 4° aus Mittellage)
- nicht zerlegbar
- Ausgleich von Fluchtfehlern





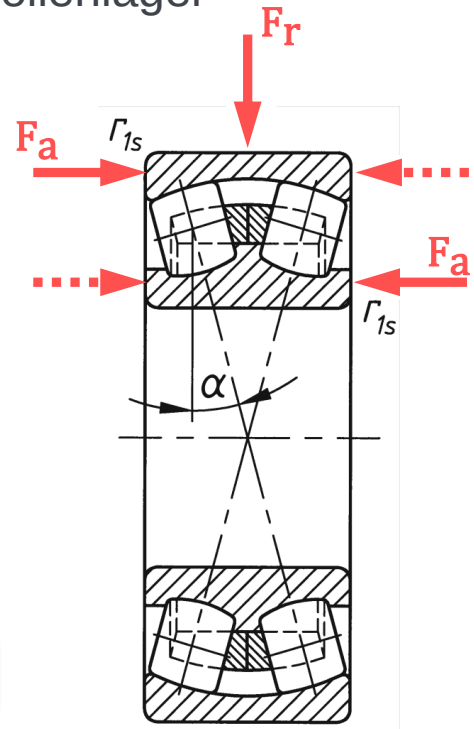
Quelle:
Matek, schaeffler.de

12.2 Wälzlager

12.2.4.3 Arten und Bauformen: Radialrollenlager

e) Pendelrollenlager

- sehr gut belastbar (auch stoßartig)
- gut belastbar
- mittel hohe Drehzahlen
- sehr gute Winkeleinstellbarkeit (0,5°-2° aus Mittellage
- nicht zerlegbar
- 2 Reihen symmetrischer Tonnenrollen Ausgleich von Fluchfehlern und Wellendurchbiegung





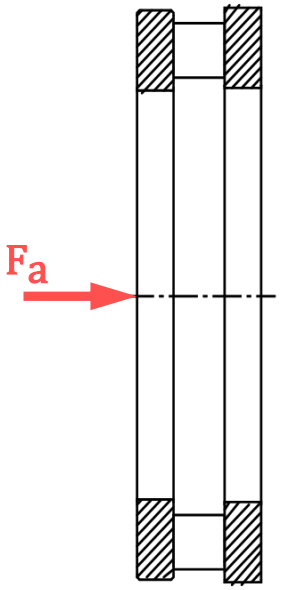
Quelle:
Matek, schaeffler.de

12.2 Wälzlager

12.2.4.4 Arten und Bauformen: Axialrollenlager

a) Axial-Zylinderrollenlager

- F_r nicht belastbar
- F_a sehr gut belastbar
- mittlere Drehzahlen
- keine Winkeleinstellbarkeit
- zerlegbar
- starre, sehr tragfähige und relativ stoßunempfindliche Lagerungen



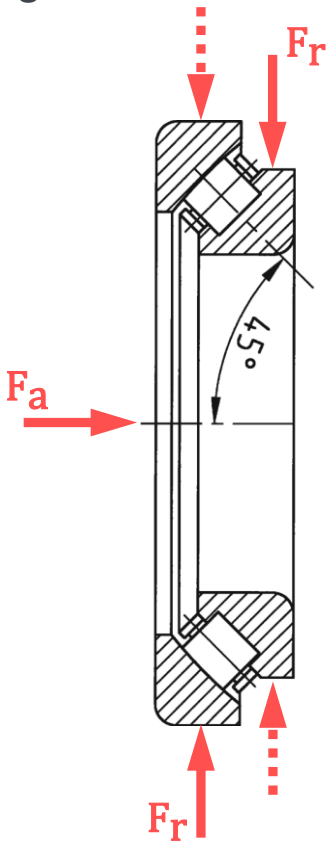


Quelle:
IKTD, schaeffler.de

12.2.4.4 Arten und Bauformen: Axialrollenlager

b) Axial-Pendelrollenlager

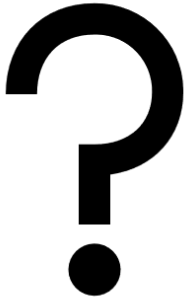
- F_r belastbar (max. 55% der Axialkraft)
- F_a sehr gut belastbar
- mittlere Drehzahlen
- keine Winkeleinstellbarkeit
- zerlegbar
- Ausgleich Fluchtfehler durch pendelnde Einstellung





Quelle:
IKTD, schaeffler.de

Kontrollfragen

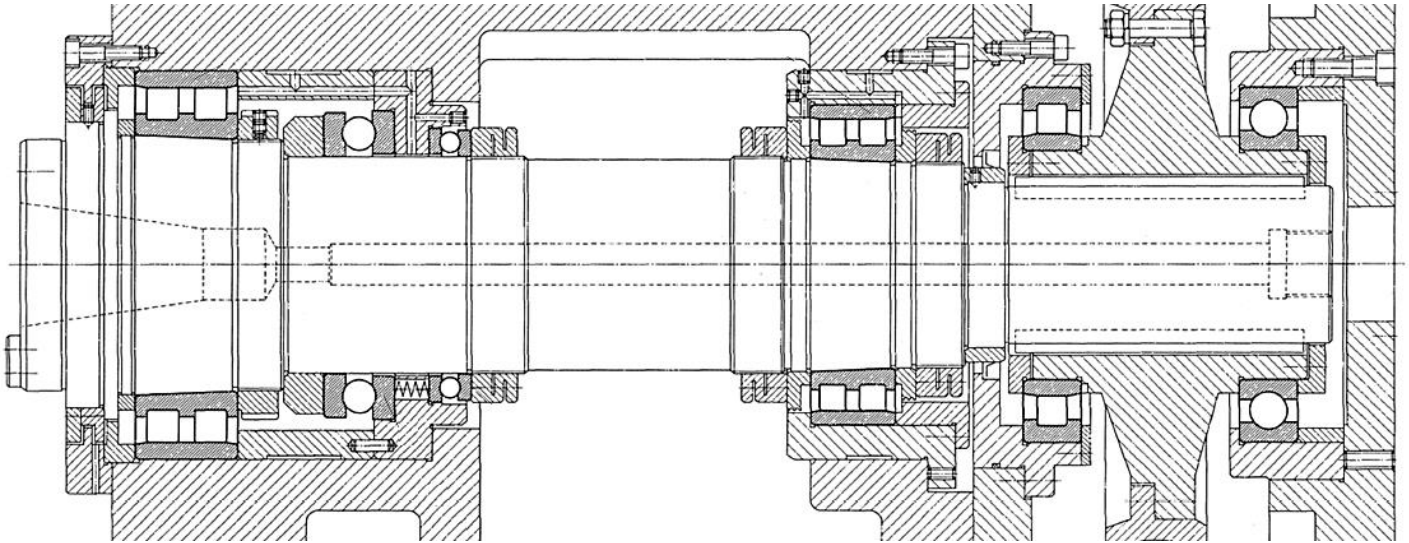


1. Wie lassen sich Wälzlager bezüglich der Bauform der Wälzkörper einteilen?
2. Wie lassen sich Wälzlager nach Funktion (Kräfteaufnahme) einteilen?
3. Nenne Eigenschaften des Radial-Rillenkugellagers.
4. Nenne Eigenschaften des Zylinderrollenlagers.
5. Nenne Eigenschaften des **Schrägkugellagers**.

12.2 Wälzlager

12.2.5 Gestaltung von Wälzlagerungen

Konstruktive Ausführung einer statisch bestimmten Lagerung besteht aus zwei Lagestellen, an denen ein oder mehrere Lager verbaut sein können.
Zur Vermeidung großer Verformungen (z.B. Durchbiegung bei langen Wellen) kann auch eine statisch überbestimmte Lagerung mit mehr als zwei Lagerstellen erforderlich sein.

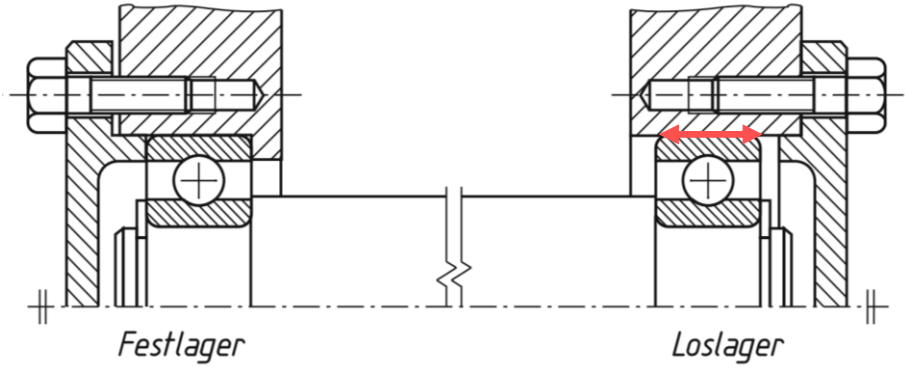


Quelle:
repetico.de

12.2 Wälzlager

12.2.5.1 Gestaltung von Wälzlagerungen – Anordnung und Kombination

(1) Fest-Los-Lagerung



- Festlager:
  - führt die Welle axial in beide Richtungen
  - nimmt Radial- und Axialkräfte auf
- Loslager:
  - Keine Führungsaufgabe in axiale Richtung
  - ermöglicht axiale Bewegung durch Gleitbewegung der Lagerringe oder durch axiale Relativbewegung innerhalb der Zylinderrollenlager bzw. Nadellager
  - nimmt Radialkräfte auf

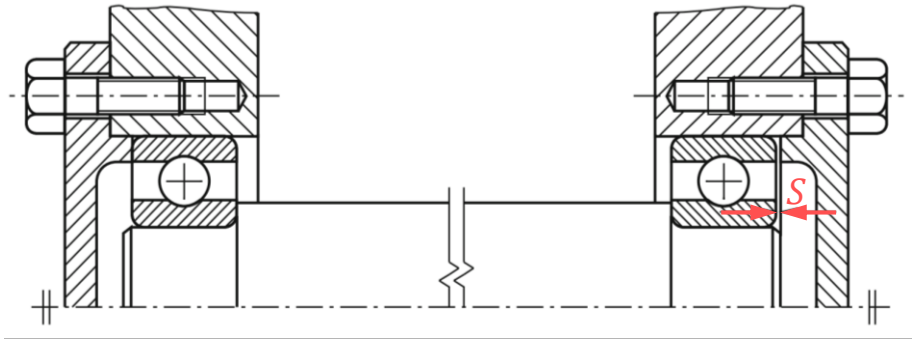
Quelle:
Matek

12.2 Wälzlager

12.2.5.1 Gestaltung von Wälzlagerungen – Anordnung und Kombination

(2) Stützlagerung – schwimmende Lagerung

- Fertigungsgünstig
- Falls keine enge axiale Führung der Welle erforderlich
- Einfache Montage
- Welle kann sich um Axialspiel S verschieben



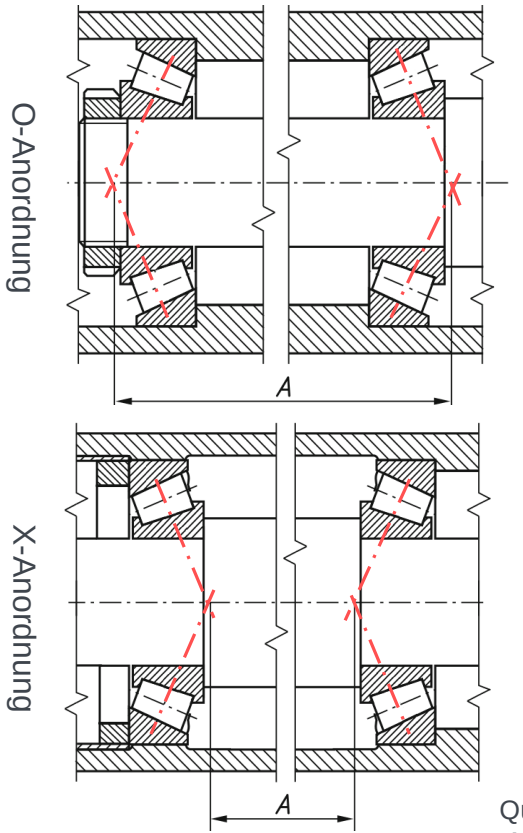
Quelle:
Matek

12.2 Wälzlager

12.2.5.1 Gestaltung von Wälzlagerungen – Anordnung und Kombination

(2) Stützlagerung – Angestellte Lagerung

- Stützlager:
  - Führt die Welle axial in eine Richtung
  - Nimmt gegebenenfalls Kräfte auf
  - Bei angestellter Lagerung sind stets zwei Stützlager mit entgegengesetzter Stützrichtung und Stützabstand A vorgesehen.
  - Achtung: axiale Verschiebung bei z.B. Erwärmung oder Abkühlung ist nicht möglich



Quelle: Matek

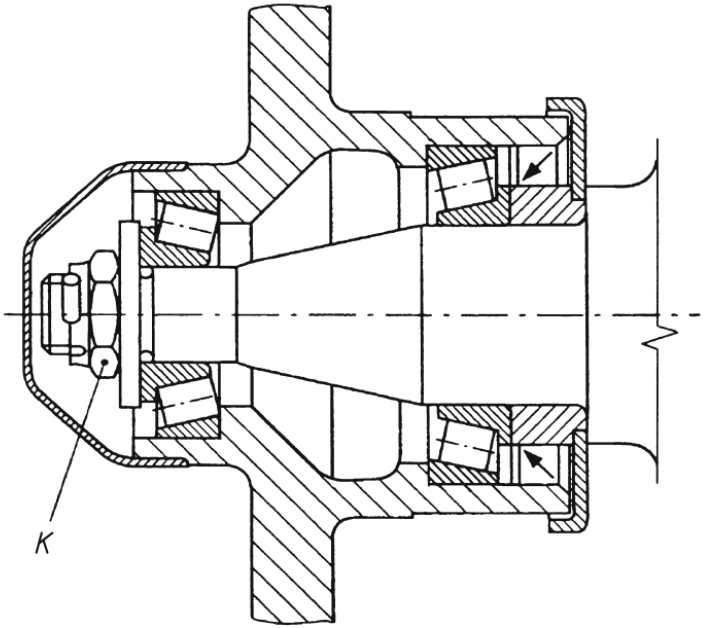
12.2 Wälzlager

12.2.5.1 Gestaltung von Wälzlagerungen – Anordnung, Kombination & Freistich

(2) Stützlagerung – Angestellte Lagerung

Anwendungsbeispiel: Radnabenlagerung

- zwei zueinander spiegelbildlich eingebaute Kegelrollenlager, die mittels Kronenmutter K an- bzw. nachgestellt werden.



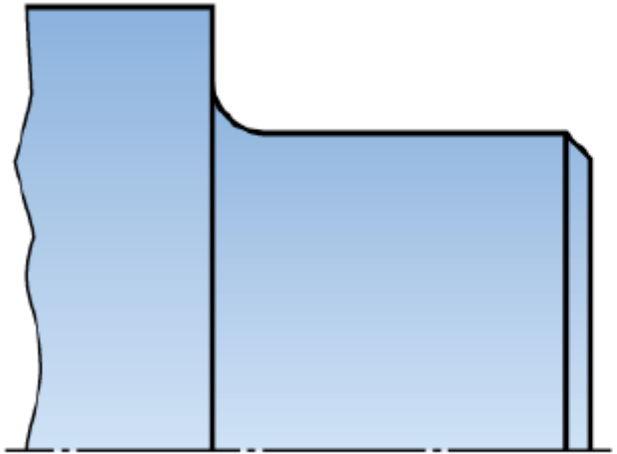
Radlagerung einer Baumaschine

Quelle: Matek

12.2 Wälzlager

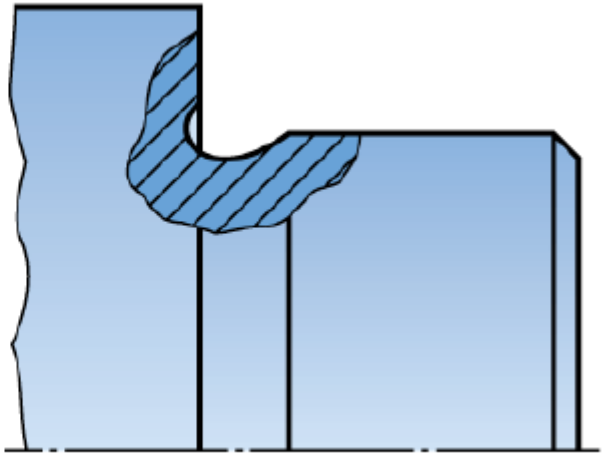
12.2.5.2 Gestaltung von Wälzlagerungen – Anordnung, Kombination & Freistich

Wann wird ein Freistich benötigt?



Ausrundung

Aufgestecktes Teil hat größeren Radius → OK



Freistich

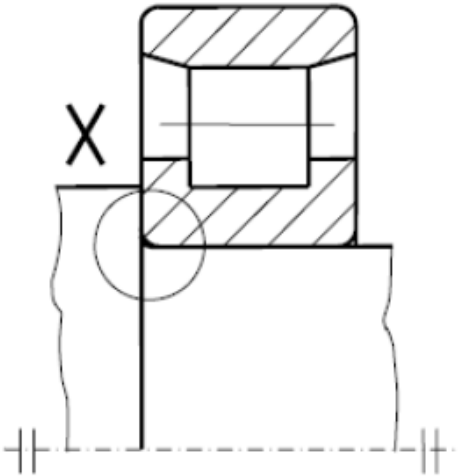
Aufgestecktes Teil ist scharfkantig → Freistich notwendig

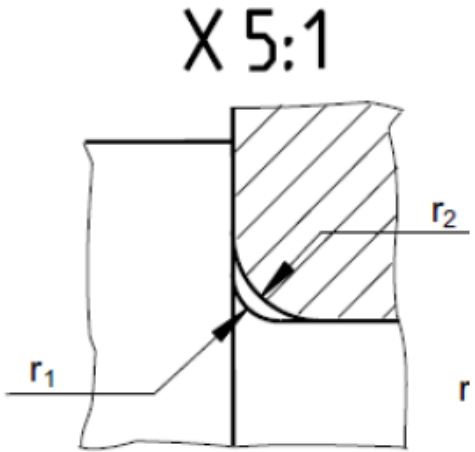
Quelle:
Europaverlag Fachkunde Metall

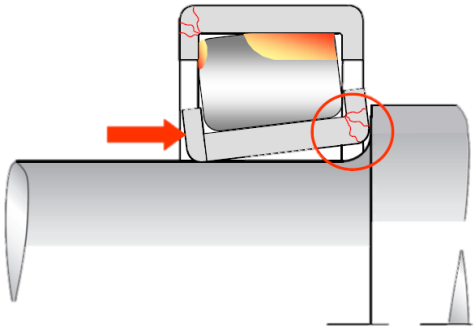
12.2 Wälzlager

12.2.5.2 Gestaltung von Wälzlagerungen – Anordnung, Kombination & Freistich

Wellenabsatz zur Aufnahme eines Wälzlagers







$r_1 < r_2$

Andernfalls keine definierte Anlage gegeben

r_1 möglichst groß

Wegen Kerbwirkung

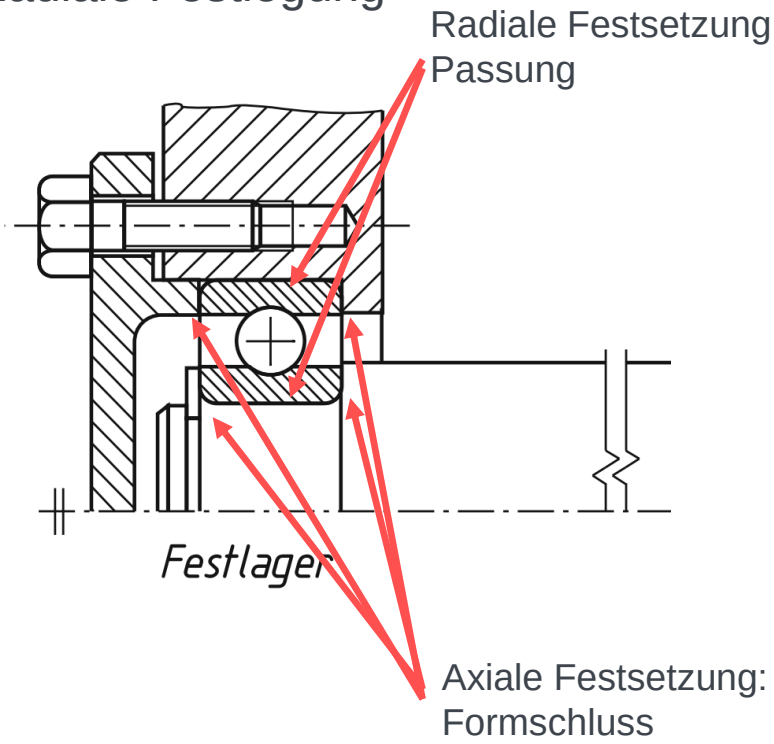
Quelle: Europaverlag Fachukunde Metal

12.2 Wälzlager

12.2.5.2 Gestaltung von Wälzlagerungen – Radiale Festlegung

- Festsetzung der Lagerringe:
  - Radial und tangential durch Passung
  - Axial durch Formschluss

- Kriterien zur Passungswahl:
  - Größe und Art der Wälzlager
  - Belastung
  - Axiale Verschiebemöglichkeit von Loslagern
  - Umlaufverhältnisse



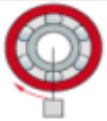
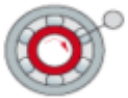
Quelle: M
atek

12.2 Wälzlager

12.2.5.2 Gestaltung von Wälzlagerungen – Radiale Festlegung

Umlaufverhältnisse

- Umfangslast:
  bei einer Umdrehung des Lagers wird jeder Punkt der Laufringbahn einmal belastet.
- Punktlast:
  Belastung der ist immer auf die gleiche Stelle der Laufringbahn gerichtet.

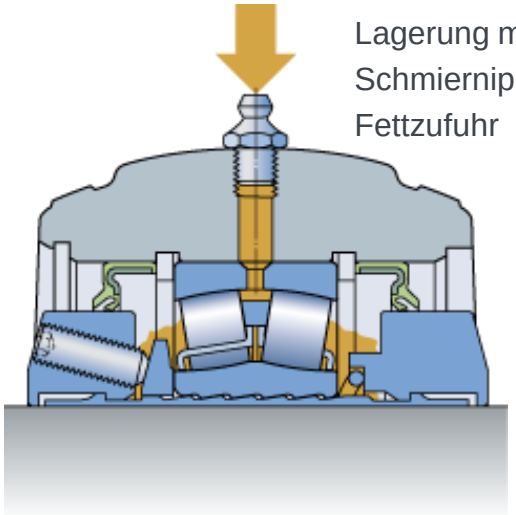
Belastungsart	Erforderlicher Sitz	Bewegungsverhältnis
 Umfangslast am Innenring	**Innenring:** Feste Passung notwendig **Außenring:** Lose Passung zulässig	Innenring rotiert, Außenring steht still, Lastrichtung unveränderlich
 Punktlast am Außenring		Innenring steht still, Außenring rotiert, Lastrichtung rotiert mit dem Außenring
 Punktlast am Innenring	**Innenring:** Lose Passung zulässig **Außenring:** Feste Passung notwendig	Innenring steht still, Außenring rotiert, Lastrichtung unveränderlich
 Umfangslast am Außenring		Innenring rotiert, Außenring steht still, Lastrichtung rotiert mit dem Innenring

Quelle:
ubs-online.de

12.2 Wälzlager

12.2.5.3 Gestaltung von Wälzlagerungen - Schmierung

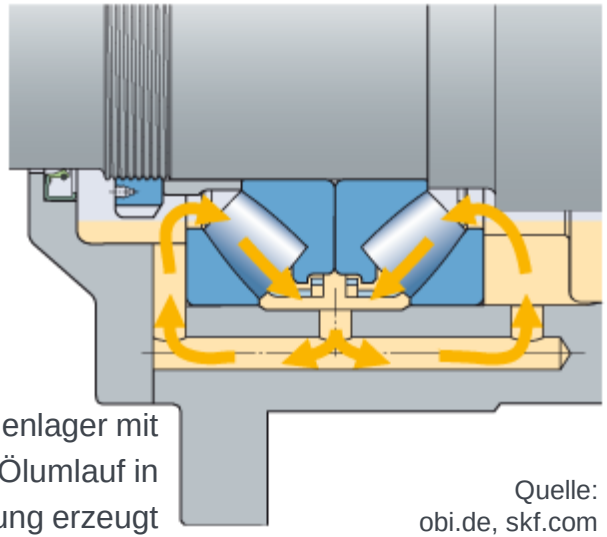
- Die Schmierung soll eine unmittelbare metallische Berührung zwischen Wälzkörpern, Lagerringen und Käfig verhindern und deren Oberflächen vor Verschleiß und Korrosion schützen.
- Als Schmierstoff werden Fett, Öl und Festschmierstoff (in Sonderfällen) verwendet.



Lagerung mit Schmiernippel zur Fettzufuhr



Fettpresse



Axial-Pendelrollenlager mit Pumpeffekt, der Ölumlauf in Lagerung erzeugt

Quelle: obi.de, skf.com

12.2 Wälzlager

12.2.5.3 Gestaltung von Wälzlagerungen - Abdichtung

Funktion

- Schutz vor dem Eindringen von Schmutz und Feuchtigkeit
- Schutz vor Verlust des Schmiermittels

- Aber Achtung: Dicht- und Deckscheiben dichten nicht gegen Druck ab!



Kugellager mit Dichtscheibe am Rollstuhl



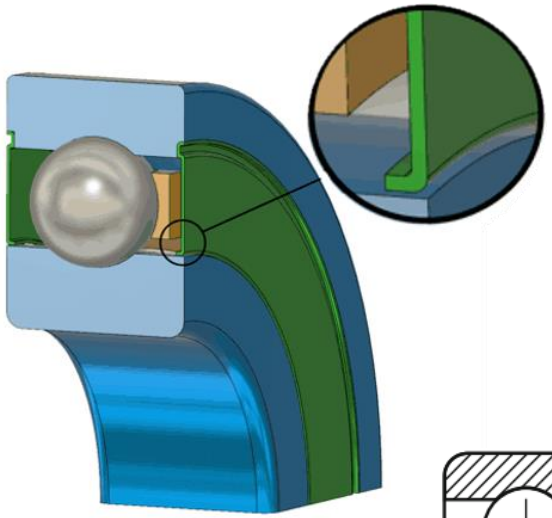
Kugellager mit Dichtscheibe

Quelle:
Matek, kugellager-express.de

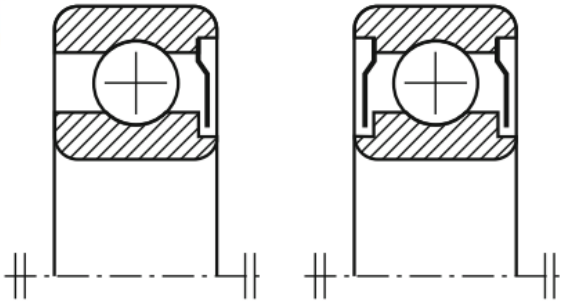
12.2 Wälzlager

12.2.5.3 Gestaltung von Wälzlagerungen - Abdichtung

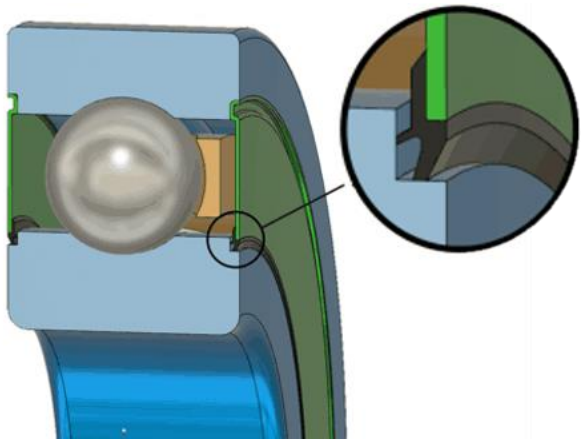
Varianten

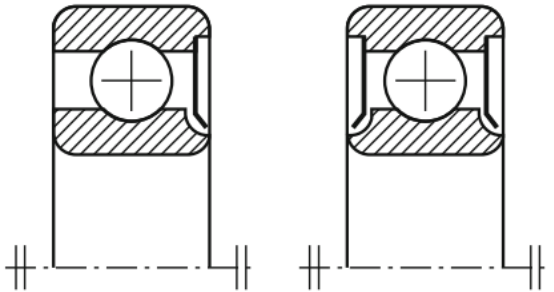


Abdeckscheiben
(nicht berührende
Dichtung)



Dichtscheiben
(berührende
Dichtung)





Quelle:
Matek, konstruktionsatlas.de

12.2 Wälzlager

12.2.6 Lebensdauerberechnung

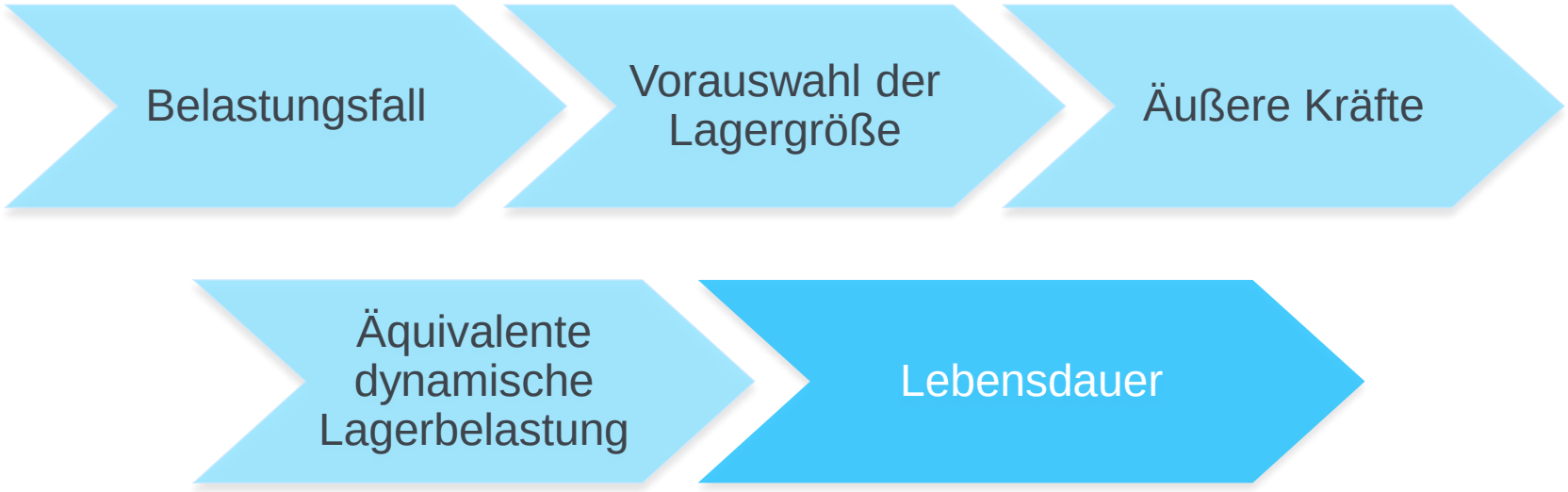
- Die erforderliche **Wälzlagerart** und **-größe** wird von den Anforderungen an die
  - Tragfähigkeit
  - Lebensdauer und
  - Betriebssicherheit

  bestimmt.
- Nach dem **Betriebsverhalten**, nicht nach der Wirkungsweise der Belastung, wird zwischen der
  - statischen und der
  - dynamischen Tragfähigkeit unterschieden.

12.2 Wälzlager

12.2.6 Lebensdauerberechnung

Vorgehensweise



12.2 Wälzlager

12.2.6 Lebensdauerberechnung

(1) Belastungsfall

- Dynamisch oder Statisch

(2) Vorauswahl der Lagergröße

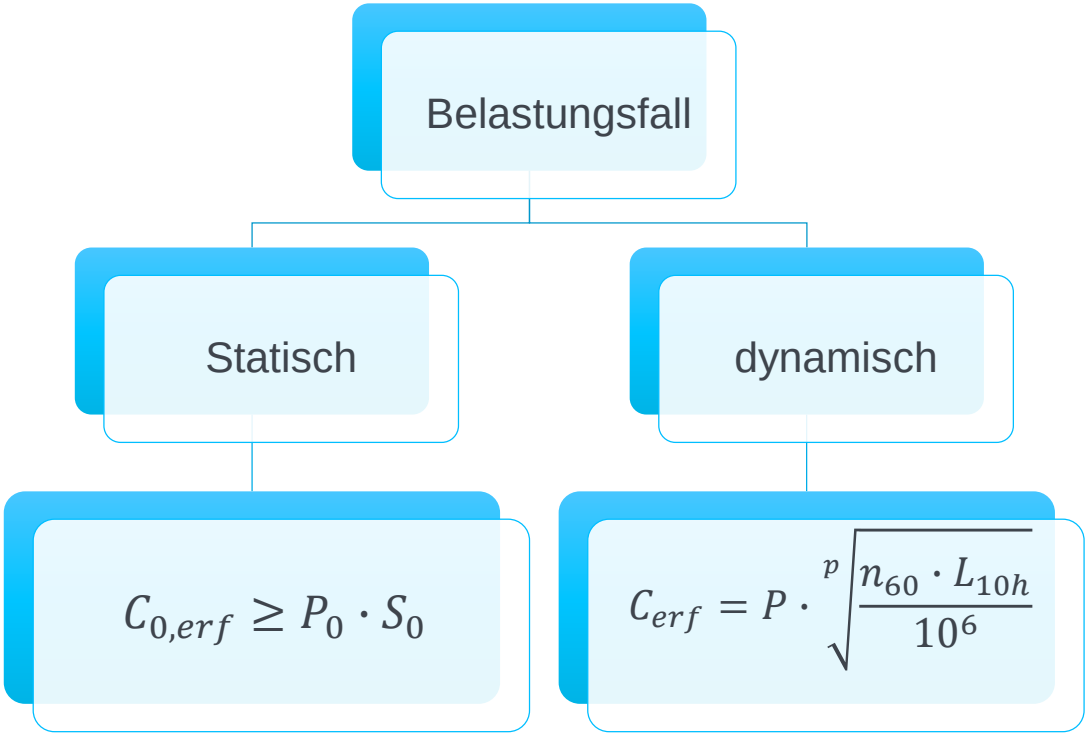
L_{10h} $[h]$: angestrebte nominelle Lebensdauer

n_{60} $[\frac{1}{min}]$: Drehzahl

P $[\frac{N}{mm^2}]$: Lagerbelastung P kann überschlägig gewählt werden.

p $[1]$: Kugellager $p = 3$
Rollenlager $p = 10/3$

S_0 $[1]$: statische Tragsicherheit



12.2 Wälzlager

12.2.6.1 Lebensdauerberechnung – statische Tragfähigkeit

- Ein Wälzlager gilt als statisch beansprucht bei
  - Stillstand
  - Kleine Pendelbewegungen
  - Drehzahl $n_{60} \leq 10$

- Statische Tragsicherheit: $S_0 = \frac{C_0}{P_0}$

S_0 [1]: statische Tragsicherheit (je nach Lagerart $0{,}4 \leq S_0$

C_0 [$\frac{N}{mm^2}$]: statische Tragzahl (aus Katalog)

P_0 [$\frac{N}{mm^2}$]: statisch äquivalente Lagerbelastung mit $P_0 = X_0 \cdot F_{r0} + Y_0 \cdot F_{a0}$

F_{r_0}, F_{a0} [N]: statische radial/axial Lagerkräfte

X_0, Y_0 [1]: statische radial/axial Faktoren

12.2 Wälzlager

12.2.6.2 Lebensdauerberechnung – dynamische Tragfähigkeit

(3) Äußere Kräfte

$F_a = 0 \rightarrow P = F_r$

$F_r = 0 \rightarrow P = F_a$

(4) Dynamische äquivalente Lagerbelastung

P wird in folgenden Fällen beeinflusst:

- Bei einreihigen Radiallagern falls $\frac{F_a}{F_r} \geq e$ (mit Faktor e aus Katalog)
- Bei zweireihigen Radiallagern falls $\frac{F_a}{F_r} \leq e$

Berechnung von P

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

F_r, F_a $[N]$: dynamische radiale/axiale Lagerkräfte
X, Y $[1]$: radial/axial Faktoren (aus Katalog)

12.2 Wälzlager

12.2.6.2 Lebensdauerberechnung – dynamische Tragfähigkeit

Live-Inhalt

- Aufgabe: Berechnung der dynamisch äquivalenten Lagerbelastung P eines Festlagers A:
  - Rillenkugellager 6200-C
  - radiale Lagerbelastung $F_{Ar} = 700\ N$ (dynamisch)
  - axiale Lagerbelastung $F_{Aa} = 650\ N$ (dynamisch)

(Mit Werten aus dem Schaeffler-Wälzlagerkatalog - Download: https://www.schaeffler.de/content.schaeffler.de/de/news_medien/mediathek)

12.2 Wälzlager

12.2.6.2 Lebensdauerberechnung – dynamische Tragfähigkeit

Live-Inhalt

12.2 Wälzlager

12.2.6.3 Lebensdauerberechnung

(5) Nominelle Lebensdauer in Stunden:

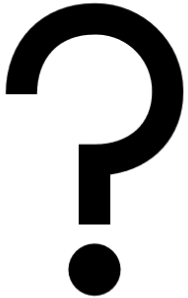
$$L_h = \frac{10^6 \cdot L_{10}}{60 \cdot n_{60}} \text{ mit } L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 \cdot n_{60}} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

L_h, L_{10h} $[h]$:	nominelle Lebensdauer
L_{10} $[10^6$ Umdr.$]$:	nominelle Lebensdauer
n_{60} $[\frac{1}{min}]$:	Drehzahl
C $[\frac{N}{mm^2}]$:	dynamische Tragzahl (aus Katalog)
	mithilfe errechnetem C_{erf} auswählbar
P $[\frac{N}{mm^2}]$:	dynamische äquivalente Lagerbelastung
p $[1]$:	Kugellager $p = 3$
	Rollenlager $p = 10/3$

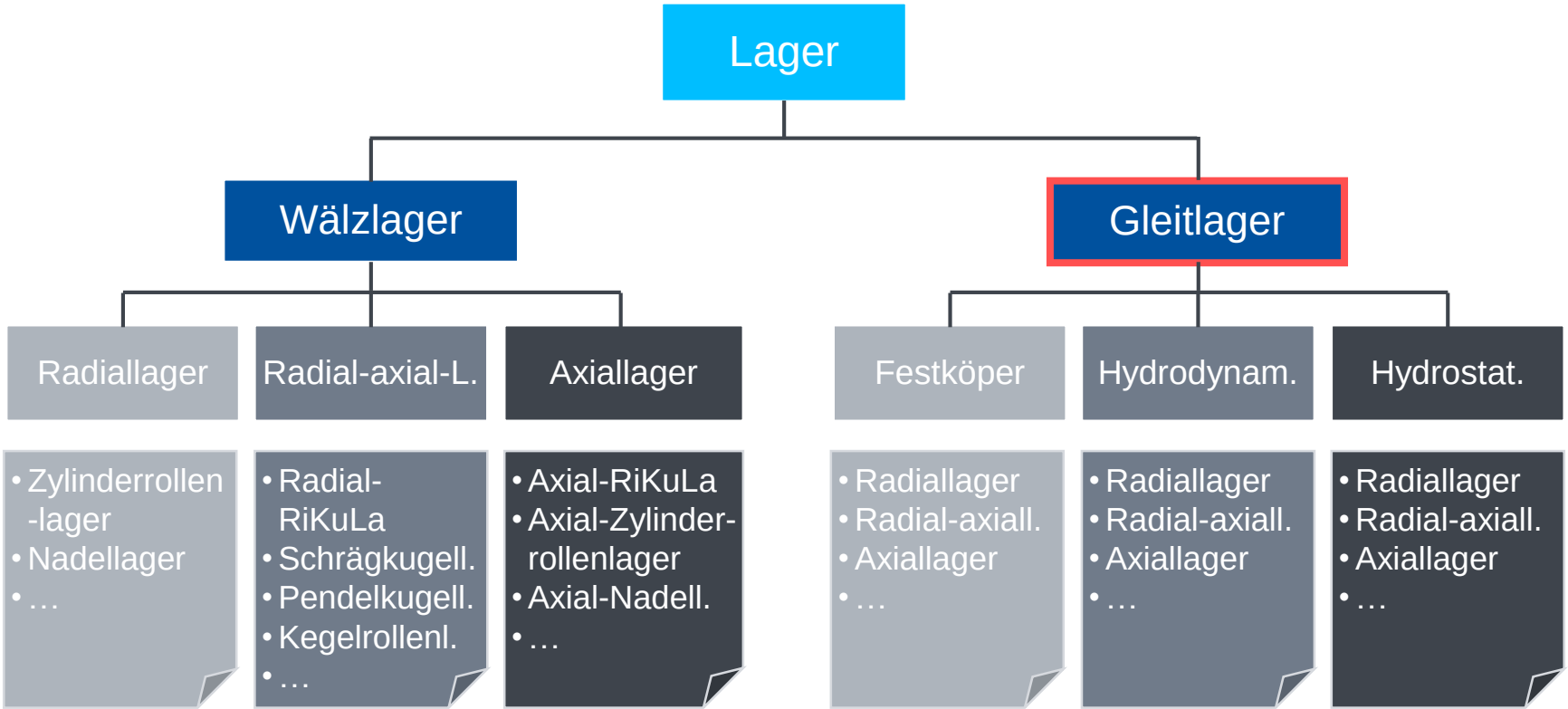
- Nice-to-know
  - Der Quotient $\frac{C}{P}$ wird als *dynamische Tragfähigkeit* bezeichnet
  - Drehzahlfaktor $f_n = \sqrt[p]{\frac{33\frac{1}{3}}{n_{60}}}$
  - Lebensdauerfaktor $f_L = \sqrt[p]{\frac{L_{10h}}{500}}$

Kontrollfragen



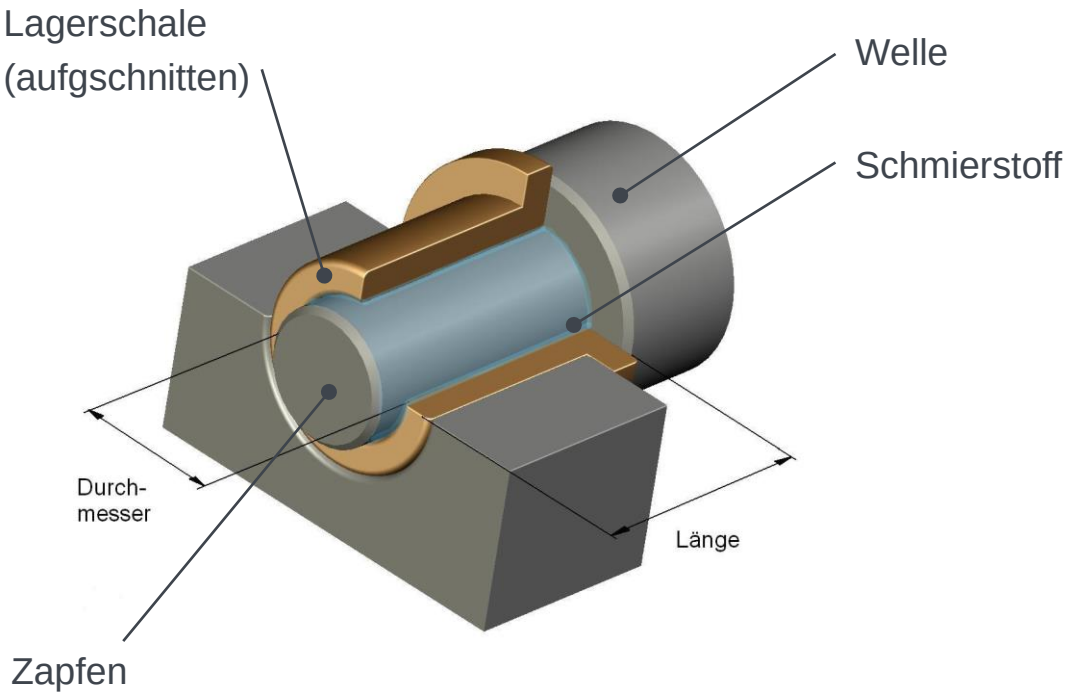
1. Nennen Sie die Aufgaben, die ein Festlager bzw. ein Loslager zu erfüllen haben.
2. Der Begriff äquivalente Lagerbeanspruchung ist zu erläutern.
3. Was wird unter den Begriffen Punktbelastung und Umfangsbelastung verstanden? Wann treten diese Belastungen bei Wälzlagern auf?
4. Was versteht man unter statischer und was unter dymamischer Tragzahl eines Wälzlagers?
5. Nenne die Formel zur Ermittlung der nominellen Lebensdauer in Stunden für Lager.

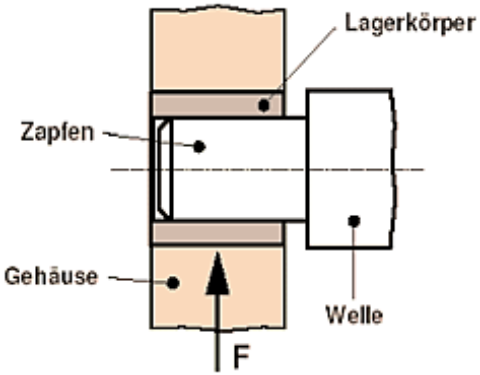
Einteilung


Lager
Wälzlager
Gleitlager
Radiallager
Radial-axial-L.
Axiallager
Festköper
Hydrodynam.
Hydrostat.
• Zylinderrollen -lager
• Nadellager
• …
• Radial-RiKuLa
• Schrägkugell.
• Pendelkugell.
• Kegelrollenl.
• …
• Axial-RiKuLa
• Axial-Zylinder-rollenlager
• Axial-Nadell.
• …
• Radiallager
• Radial-axiall.
• Axiallager
• …
• Radiallager
• Radial-axiall.
• Axiallager
• …
• Radiallager
• Radial-axiall.
• Axiallager
• …

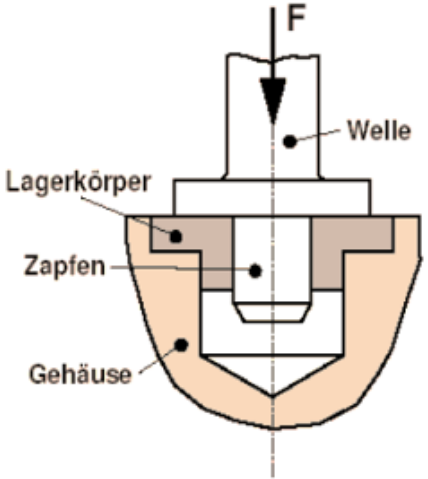
12.3 Gleitlager

12.3.1 Aufbau





Radialgleitlager



Axialgleitlager

Quelle:
Günther, htw-saarland.de

12.3 Gleitlager

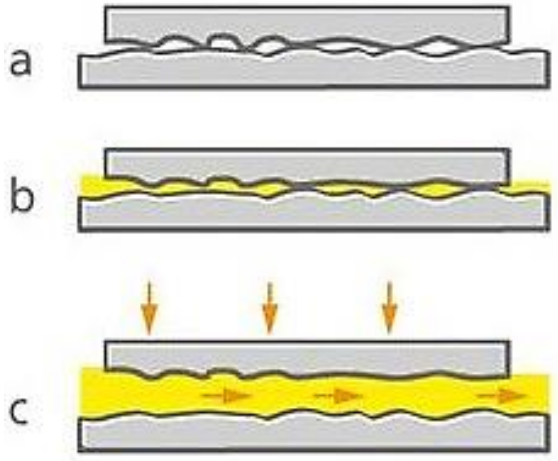
12.3.2 Reibungszustände

Lagerkraft F soll möglichst gleichmäßig über die gesamte Gleitfläche verteilt sein. Reibungskraft F_R wirkt entgegen.

- Reibungskoeffizient: $\mu = \frac{F_R}{F}$
- Festkörperreibung:
  μ > 0,3 abhängig von Rauigkeit der Oberfläche, neigt zum Fressen (Abbildung a) → ohne Schmierfilm (z.B. Stahl auf Stahl μ=0,18)
- Flüssigkeitsreibung:
  die Reibung findet im Flüssigkeitsspalt statt. An den Grenzflächen ist die Relativbewegung zum jeweiligen Partner 0. μ = typ. 0,005 … 0,01 (Abbildung c)

Lagerkraft F soll möglichst gleichmäßig über die gesamte Gleitfläche verteilt sein. Reibungskraft F_R wirkt entgegen.

- Reibungskoeffizient: $\mu = \frac{F_R}{F}$
- Festkörperreibung:
  μ > 0,3 abhängig von Rauigkeit der Oberfläche, neigt zum Fressen (Abbildung a) → ohne Schmierfilm (z.B. Stahl auf Stahl μ=0,18)
- Flüssigkeitsreibung:
  die Reibung findet im Flüssigkeitsspalt statt. An den Grenzflächen ist die Relativbewegung zum jeweiligen Partner 0. μ = typ. 0,005 … 0,01 (Abbildung c)



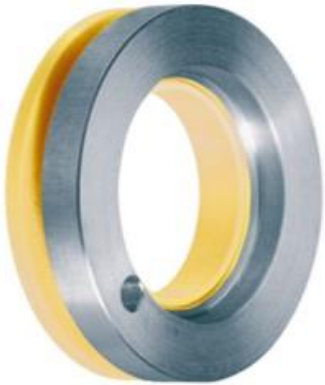
Quelle:
Günther, ksb.com

12.3 Gleitlager

12.3.3 Festkörperlager

- Trocken laufende Lager werden bei niedrigen Lasten und Geschwindigkeiten eingesetzt
- Im Betrieb: Festkörperreibung
- Herstellung aus Metall, Kunststoff, Keramik



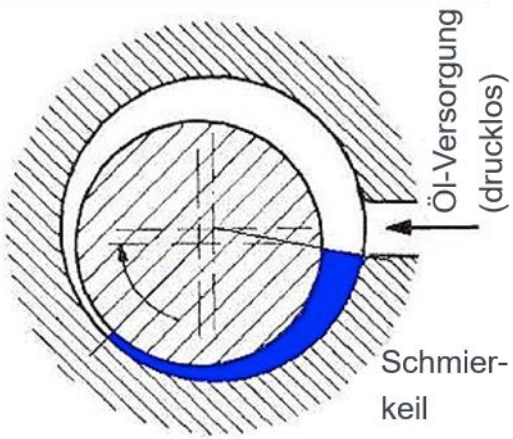


Vorteile:	Nachteile:
• Geringe Kosten • Wartungsfreiheit	• Nur bei niedrigen Lasten und Geschwindigkeiten einsetzbar

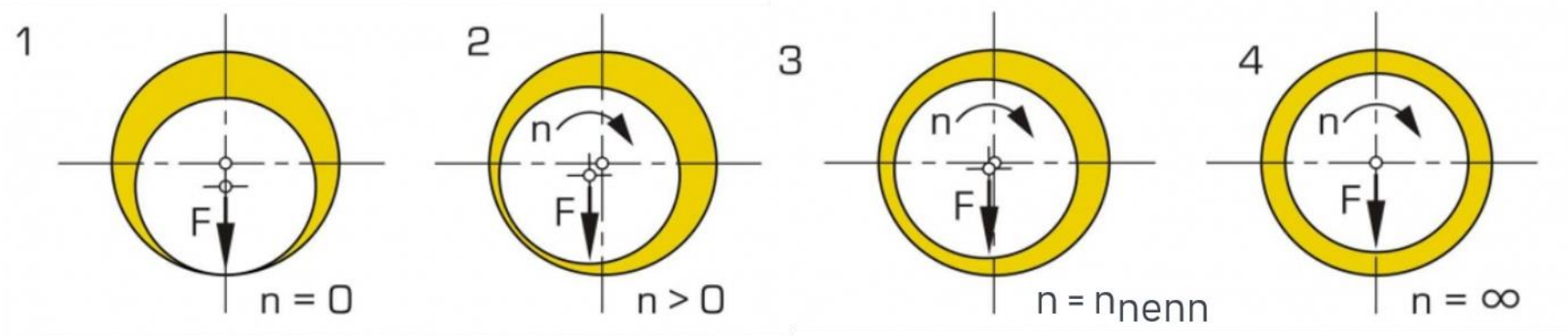
Quelle: igus.de

12.3 Gleitlager

12.3.4 Hydrodynamisches Gleitlager



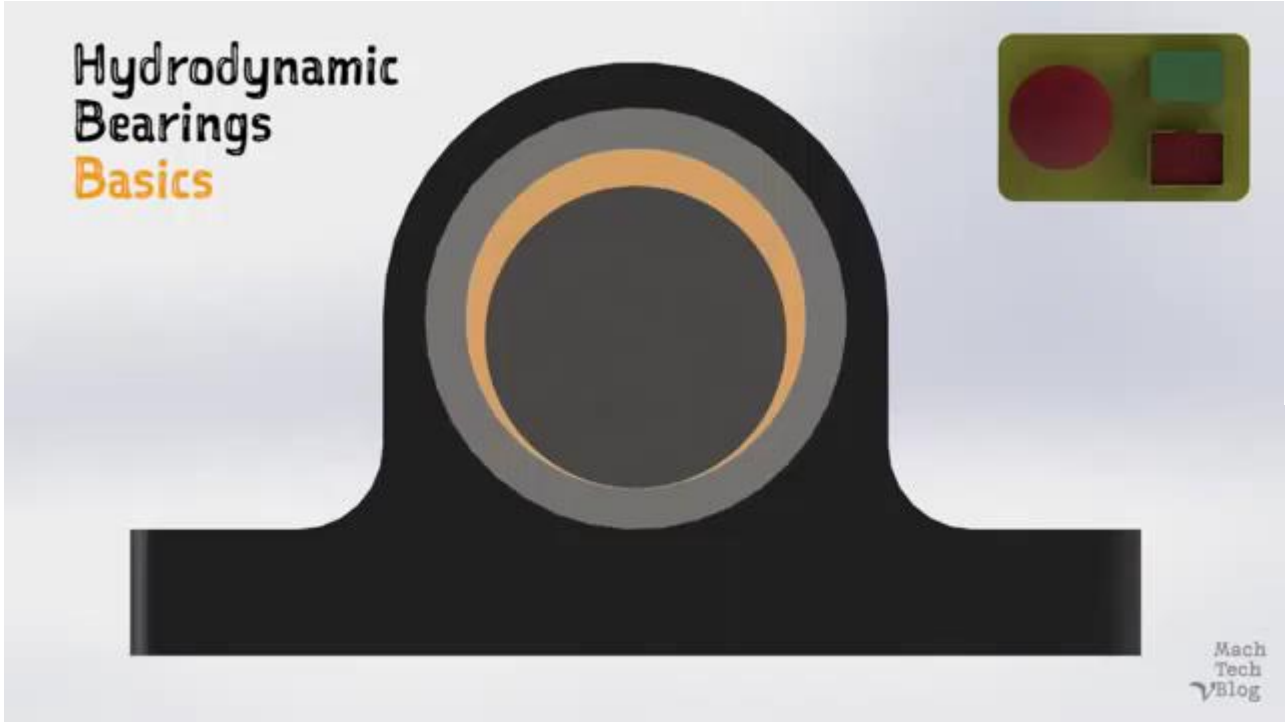
- Drehbewegung erzeugt den Flüssigkeitsdruck, der die Welle gegen die äußeren Kräfte anhebt und dadurch einen Betrieb im Bereich der Flüssigkeitsreibung ermöglicht.
  Es bildet sich ein Schmierkeil aus.
- Vollschmierung



Quelle:
netzkonstrukteur.de, gunt.de

12.3 Gleitlager

12.3.4 Hydrodynamisches Gleitlager



Quelle:
youtube.de: Dieter Neuffer

12.3 Gleitlager

12.3.4 Hydrodynamisches Gleitlager

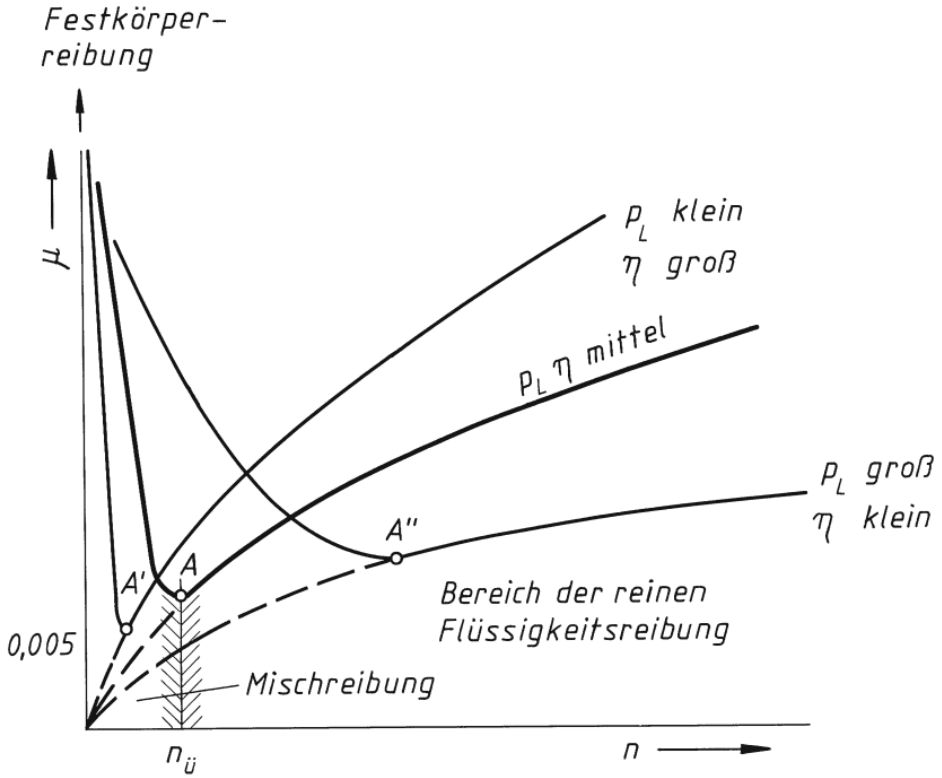
- Stribeck-Diagramm:
  stellt den Übergang von Festkörper-reibung zur Flüssigkeitsreibung bei hydrodynamischen Lagern dar:
- Als sicherer Betriebszustand gilt

$$n > n_{ü}$$

$A, A', ..$: Ausklinkpunkte

$\eta\ [\frac{Ns}{m^2}]$: Viskosität des Schmiermittels

$P_L\ [\frac{N}{m^2}]$: Lagerdruck



Quelle:
Matek

12.3 Gleitlager

12.3.4 Hydrodynamisches Gleitlager

Anwendungsbereich

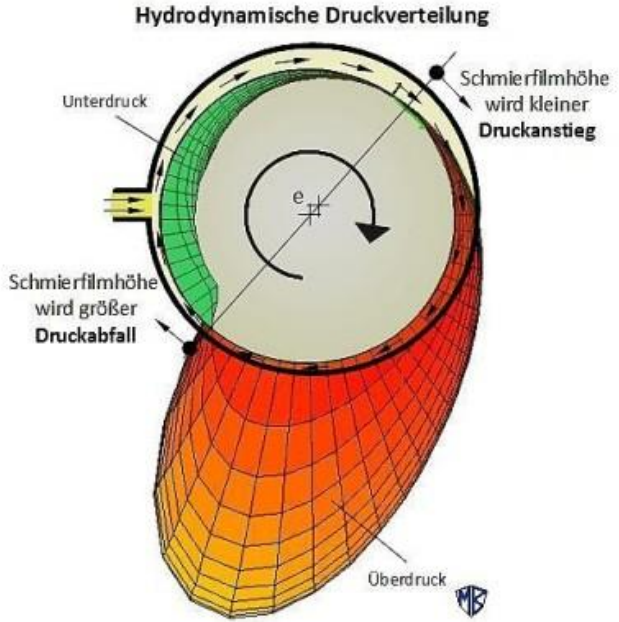
- z.B. Kurbelwellengleitlager im Auto
- Große Getriebe
- Schnell drehende Teile

Vorteile:

- Ideale Schmierbedingungen bei jeder Drehzahl
- Hält hohen Belastungen stand
- Lange Lebensdauer
- Leise

Nachteile:

- Aufwendige und teure Konstruktion
- Ölförderung nötig



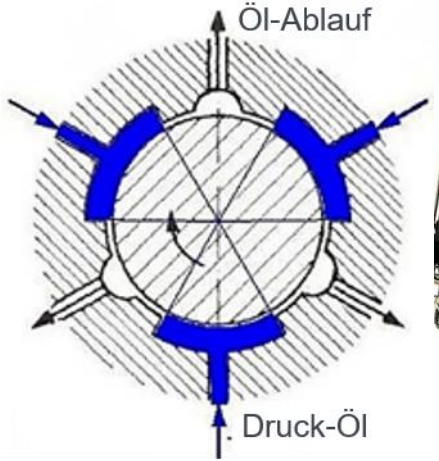


Quelle: tribodoc.de, spieth-maschinenelemente.de

12.3 Gleitlager

12.3.5 Hydrostatisches Gleitlager

- Externe Pumpe drückt Schmierstoff unter genügend großem Druck in den Lagerraum





Vorteile:	Nachteile:
• Sehr verschleißarm, da stets im Bereich der Flüssigkeitsreibung	• Mehraufwand durch Pumpeninstallation



Quelle:
inetzkonstrukteur.de, directindustry.de, stuttgart.de

12.4 Lineare Lagerung

12.4 Übersicht

Auch bei der Linearlagerung gibt es folgende Einteilung

- Wälzführung
- Gleitführung



Wälzführung:
links: Kugelführung
rechts: Kreuzrollenführung



Wälzführung:
Kugelumlaufführung



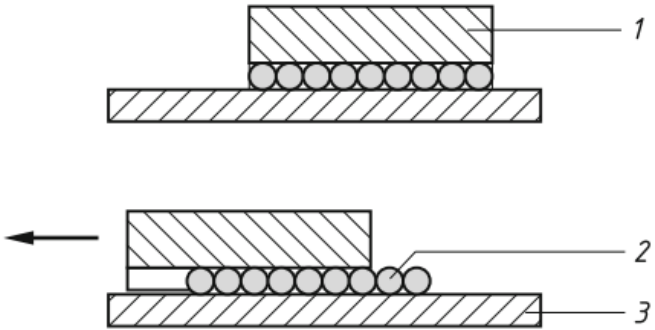
Wälzführung:
Nadelführung

Quelle:
schneeberger.com

12.4 Lineare Lagerung

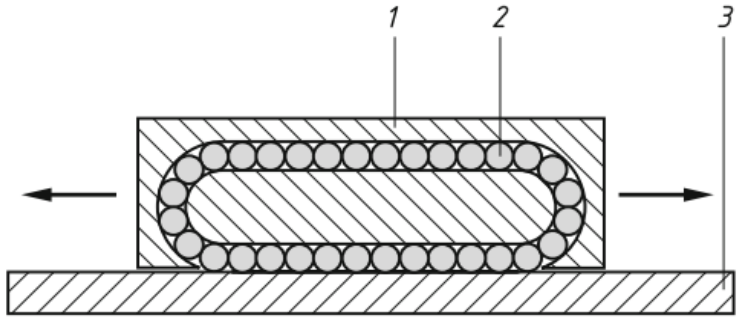
12.4.1 Wälzkörperführung

- Ohne Wälzkörperumlauf



1: Führungswagen
2: Wälzkörper
3: Führungsschiene

- Mit Wälzkörperumlauf



Vorteile:

- Verschiebeweg nur durch Länge der Schiene begrenzt, nicht durch Verschiebung der Kraftübertragungs-elemente

Nachteile:

- Abrupte Richtungs-änderung der Wälzkörper → stoßartige Belastungen. Folgen:
  - Geräuschentwicklung
  - Begrenzte Geschwindigkeit

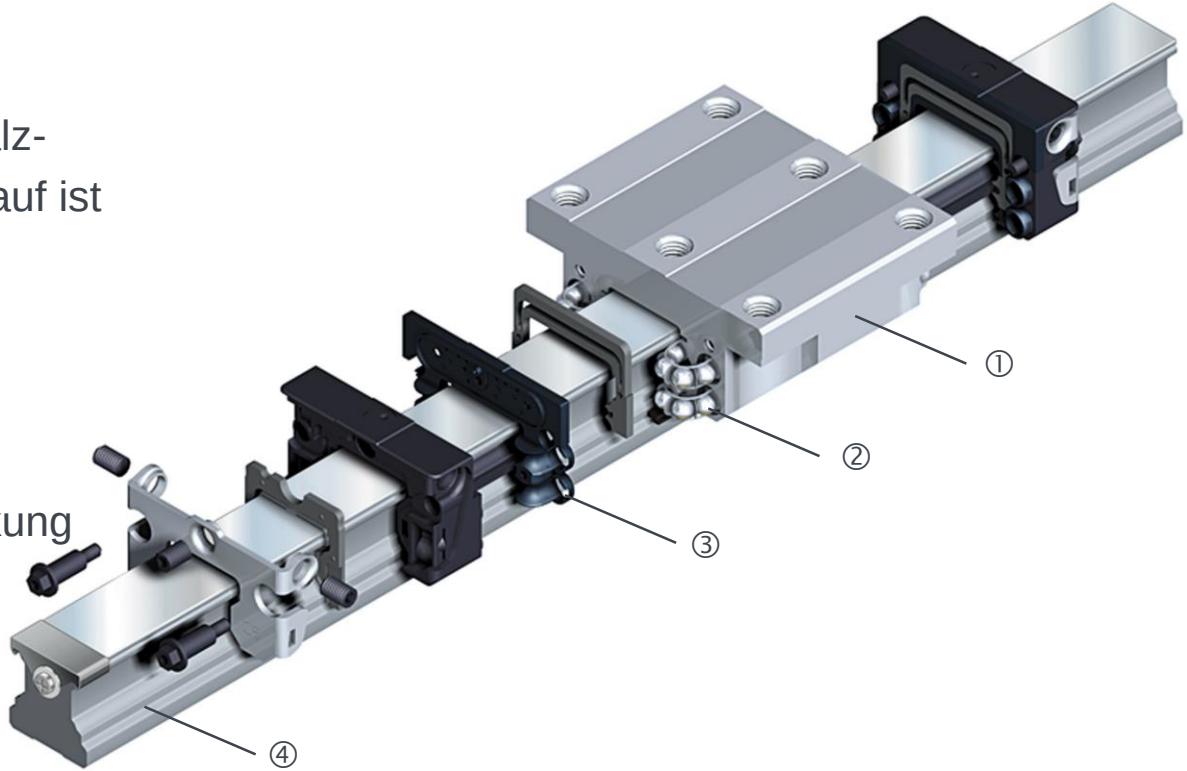
Quelle: Matek

12.4 Lineare Lagerung

12.4.1 Wälzkörperführung

wichtigste Ausführung von Wälzführungen mit Wälzkörperumlauf ist die **Profilschienenführung**.

① Führungswagen
② Wälzkörper
③ Endkappe zur Kugelumlenkung
④ Führungsschiene



Quelle: Matek

12.4 Lineare Lagerung

12.4.1 Wälzkörperführung

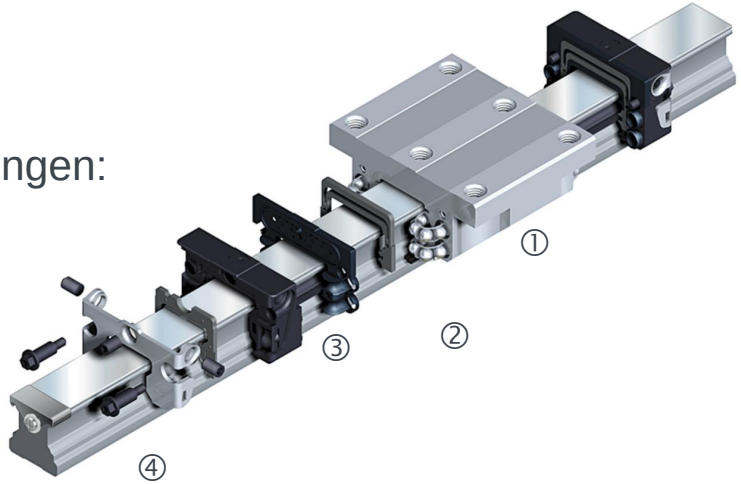
Typische Wälzkörperanordnung in Profilschienenführungen:

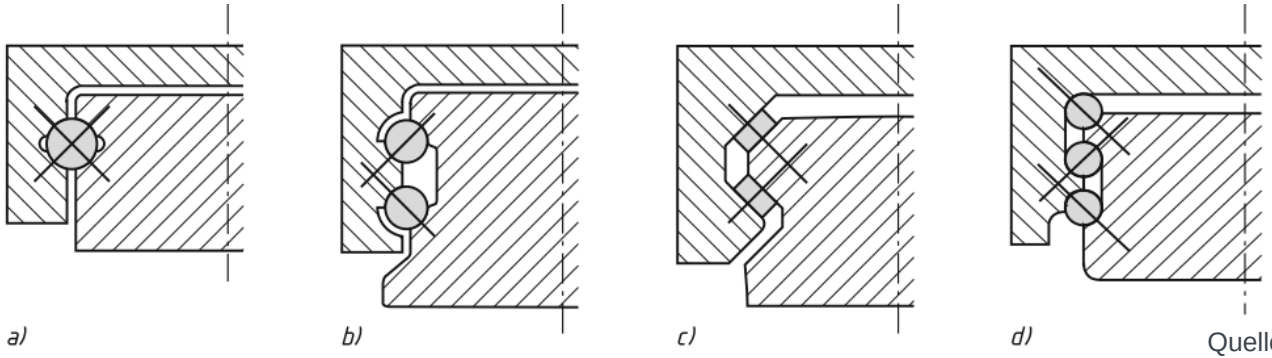
a) Zweireihig

b) Vierreihig, O-Anordnung

c) Vierreihig, X-Anordnung

d) sechsreihig

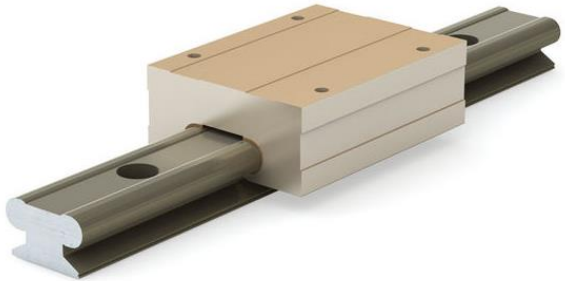




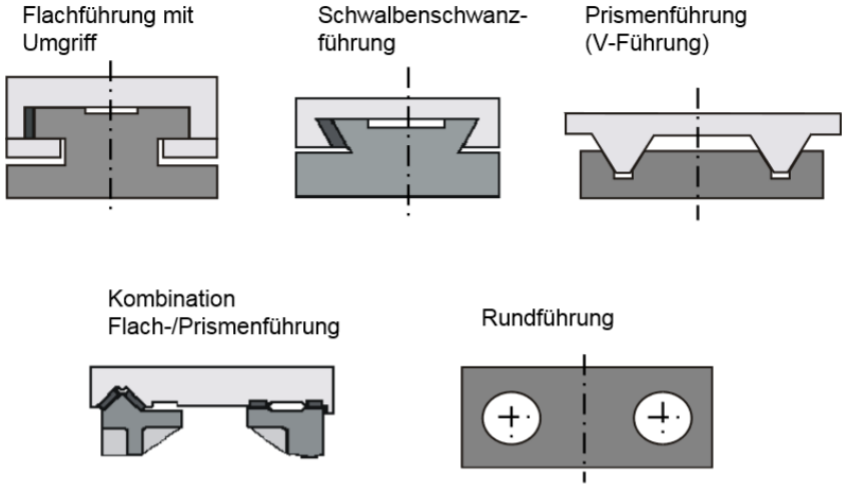
Quelle: Matek

12.4 Lineare Lagerung

12.4.2 Gleitführung



Für Gleitführungen sind drei Grundformen möglich: Rechteck, Dreieck, Kreis. Hieraus werden andere Führungsgeometrien abgeleitet



Vorteile:

- Große Kontaktoberfläche: geringere Flächen-pressung als bei Wälzkörperführung
- Wartungsfrei
- Trockenlauf (keine Verschmutzung durch Schmierstoffe)
- Unempfindlich gegenüber Wasser, Schmutz, Sand, Chemikalien

Nachteile:

- Hohe Reibungsverluste
- Hoher Anlaufwiderstand
- Schlechterer Wirkungsgrad als Wälzkörperführungen
- Fertigung mit geringem Übermaß → Verlust an Steifigkeit

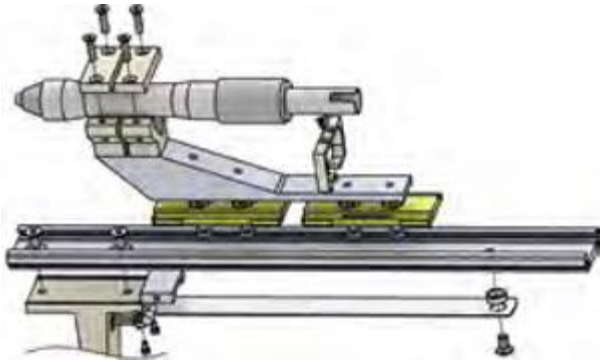
Quelle:
pbclinear.eu, hs-hannover

12.4 Lineare Lagerung

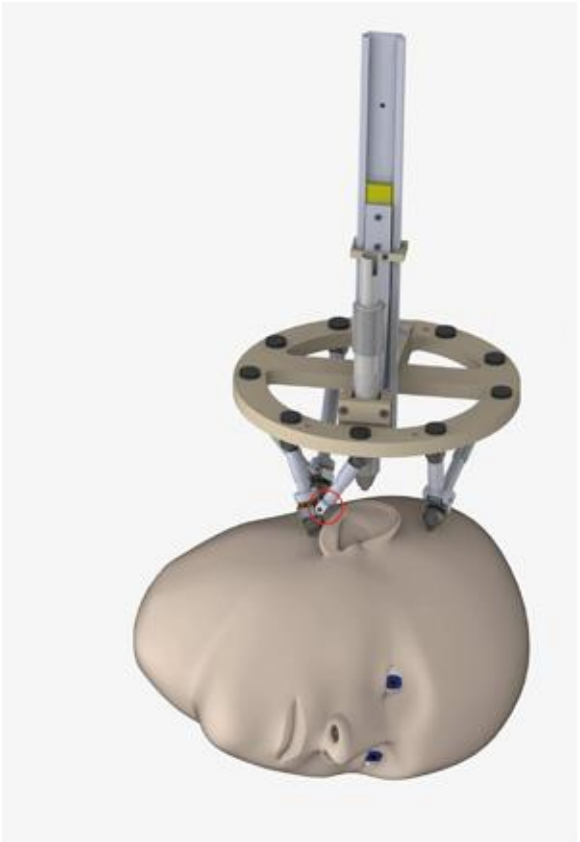
12.4.2 Gleitführung - Anwendungsbeispiel

Medizinisches Assistenzsystem

Hochpräzise Bohrung bei minimalinvasiver Ausarbeitung des knöchernen Lagers für ein Cochlea-Implantat zur Behandlung von Innenohrtaubheit.



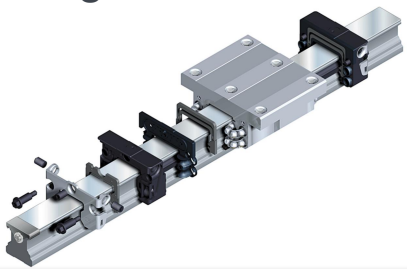




Quelle:
igus.de

12.5 Zusammenfassung

12.5.1 Gegenüberstellung

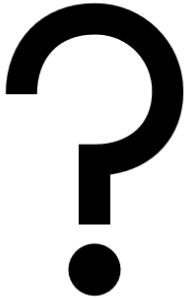





Wälzlager	Gleitlager
• Präziser Rundlauf	• Nicht wirklich exakt
• Beschränkte Drehzahl	• Drehzahlfest
• Beschränkte Lebensdauer	• Halten fast ewig
• Laut	• Leise
• Stoßempfindlich	• Robust
• Lager teuer, Konstruktion günstig	• Lager günstig, Konstruktion manchmal aufwändig

Quelle:
pbclinear.eu, hs-hannover

Kontrollfragen



1. Was ist die Aufgabe eines Gleitlagers?
2. Die möglichen Reibungszustände eines Gleitlagers sind zu nennen. Welcher Reibungszustand wird bei Gleitlagerungen während der Betriebs angestrebt?
3. Wie beeinflusst die Viskosität des Schmieröls den Reibungskoeffizienten im Betrieb?
4. Was sind Unterschiede zwischen Hydrostatik und Hydrodynamik?

12.5 Literaturverzeichnis

- Berthold Schlecht: Maschinenelemente 2, Pearson, 2010
- Matek, W.: u.a.: Roloff / Matek Maschinenelemente, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2017
- Horst Haberhauer: Maschinenelemente, Springer Vieweg, 2018

Universität Stuttgart

Konstruktion in der Medizingeräte-technik 2

SoSe 2020

13. Kupplungen

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

**Prof. Dr.
Peter P. Pott
und
Mitarbeiter**

13. Kupplungen

Inhalt

13.1 Funktion und Einteilung

- 13.1.1 Ausgleichsfunktion
- 13.1.2 Dämpfungsfunktion
- 13.1.3 Schaltfunktion

13.2 Schaltbare Kupplungen

- 13.2.1 Fremdbetätigt
  - 13.2.1.1 Formschlüssig
  - 13.2.1.2 Reibschlüssig
- 13.2.2 Selbstschaltend
  - 13.2.2.1 Drehmomentabhängig
  - 13.2.2.2 Drehrichtungsabhängig
  - 13.2.2.3 Drehzahlabhängig

13. Kupplungen

Inhalt

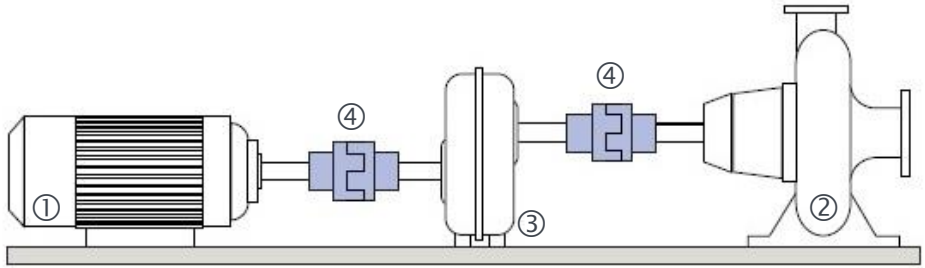
13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen
- 13.3.1 starre Kupplungen
- 13.3.2 Ausgleichskupplungen
  - 13.3.2.1 Drehsteif
  - 13.3.2.2 Drehelastisch

13.4 Literaturverzeichnis

13.1 Funktion und Einteilung

Allgemein

- **Hauptfunktion:**
  Übertragung von Rotationsenergie (Drehmoment, Drehbewegung)
  - Zwischen zwei Wellen
  - Zwischen einer Welle und einem auf ihr drehbeweglich sitzenden Bauteil (z.B. Zahnrad im Schaltgetriebe)
- **Nebenfunktionen:**
  - Ausgleich von Wellenverlagerungen
  - Dämpfung
  - Schaltung



① Kraftmaschine
② Arbeitsmaschine
③ Getriebe
④ Kupplung

Quelle:
ludwigmeister.de

13.1 Funktion und Einteilung

13.1.1 Ausgleichsfunktion



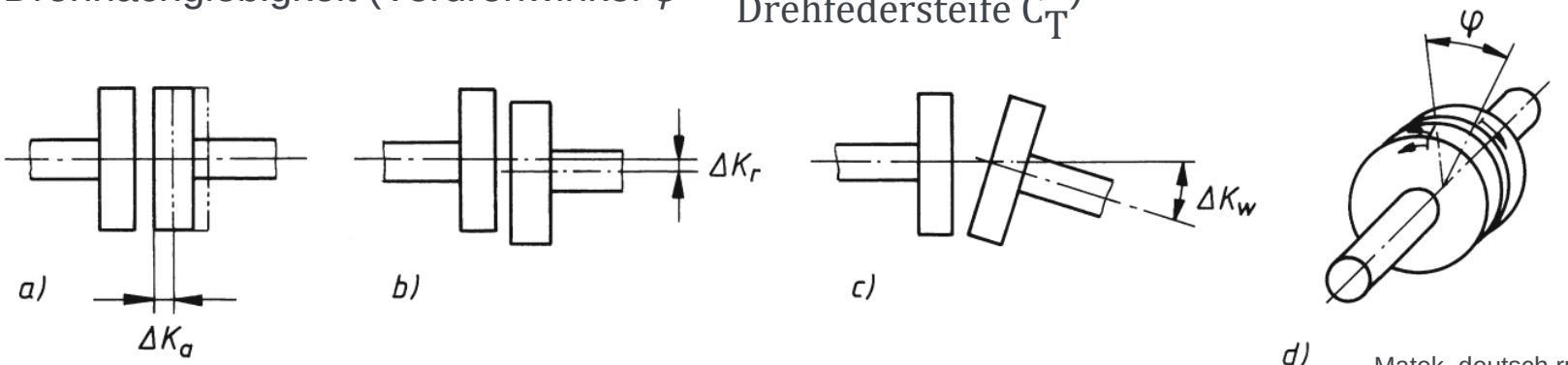
Möglicher Versatz der Kupplungshälften bei nachgiebigen Kupplungen.

a) Axialer Nachgiebigkeit ΔK_a

b) Radiale Nachgiebigkeit ΔK_r

c) Winkelige Nachgiebigkeit ΔK_w

d) Drehnachgiebigkeit (Verdrehwinkel $\varphi = \frac{\text{Drehmoment } M_t}{\text{Drehfedersteife } C_T}$)



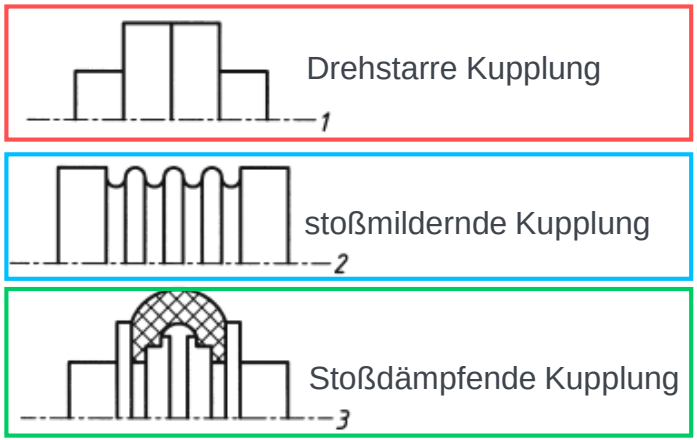
Quelle:
Matek, deutsch.ruland.com

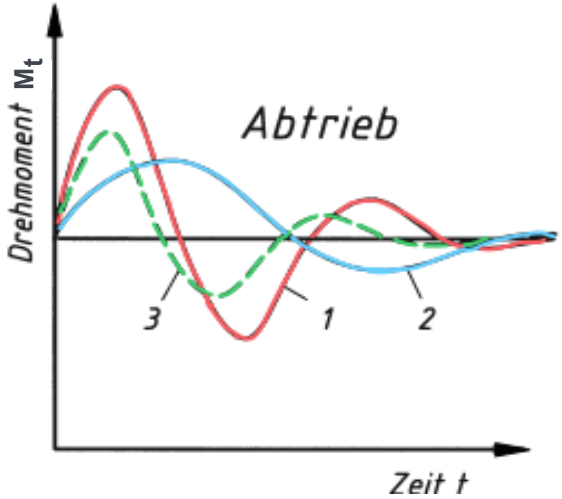
13.1 Funktion und Einteilung

13.1.2 Dämpfungsfunktion



Elastische Elemente in Drehrichtung haben stoßmildernden (Linie 2) bzw. stoßdämpfenden (Linie 3) Einfluss auf die Zeit-Drehmoment-Kennlinie. Dabei wird Energie gespeichert (z.B. mit elastischen Federn), bzw. bei den stoßdämpfenden Elementen zusätzlich durch Reibung in Wärme umgewandelt.





Quelle:
ludwigmeister.de, Matek

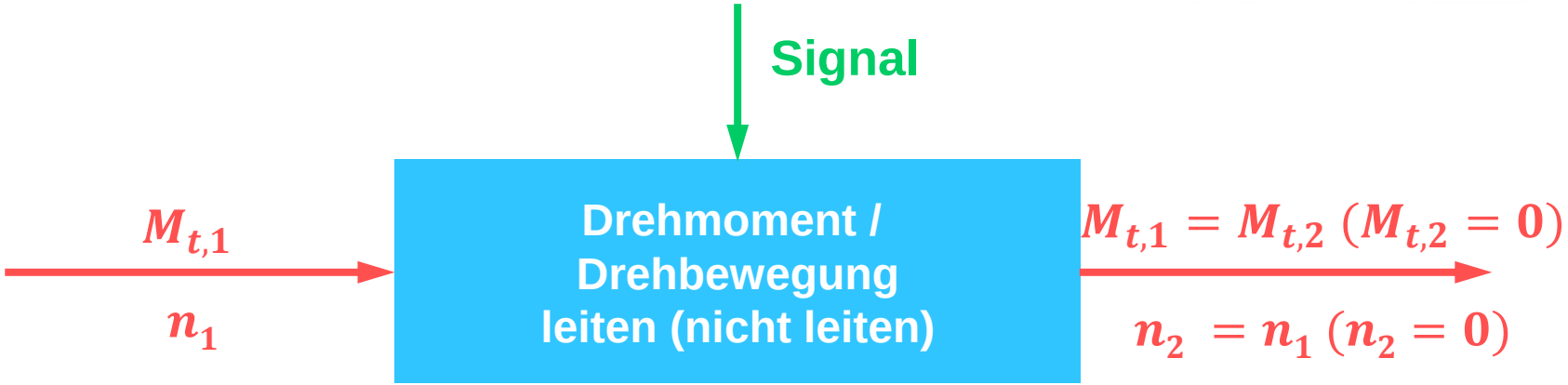
13.1 Funktion und Einteilung

13.1.3 Schaltfunktion



Unterscheidung:

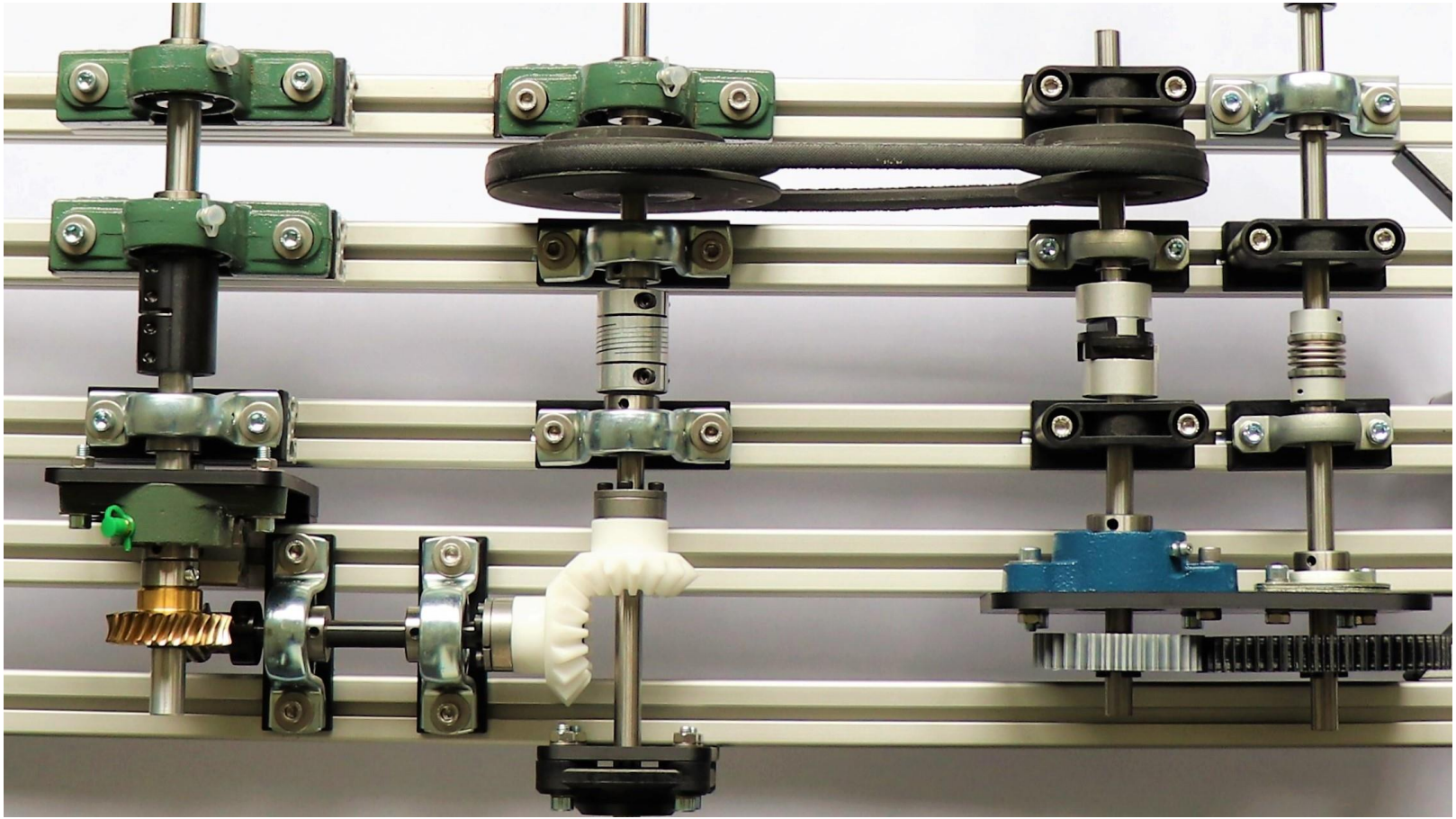
- Fremdbetätigte Kupplungen (durch Signal von außen)
- Selbstschaltende Kupplungen (Drehmoment-, Drehzahl-, Drehrichtungsabhängig)



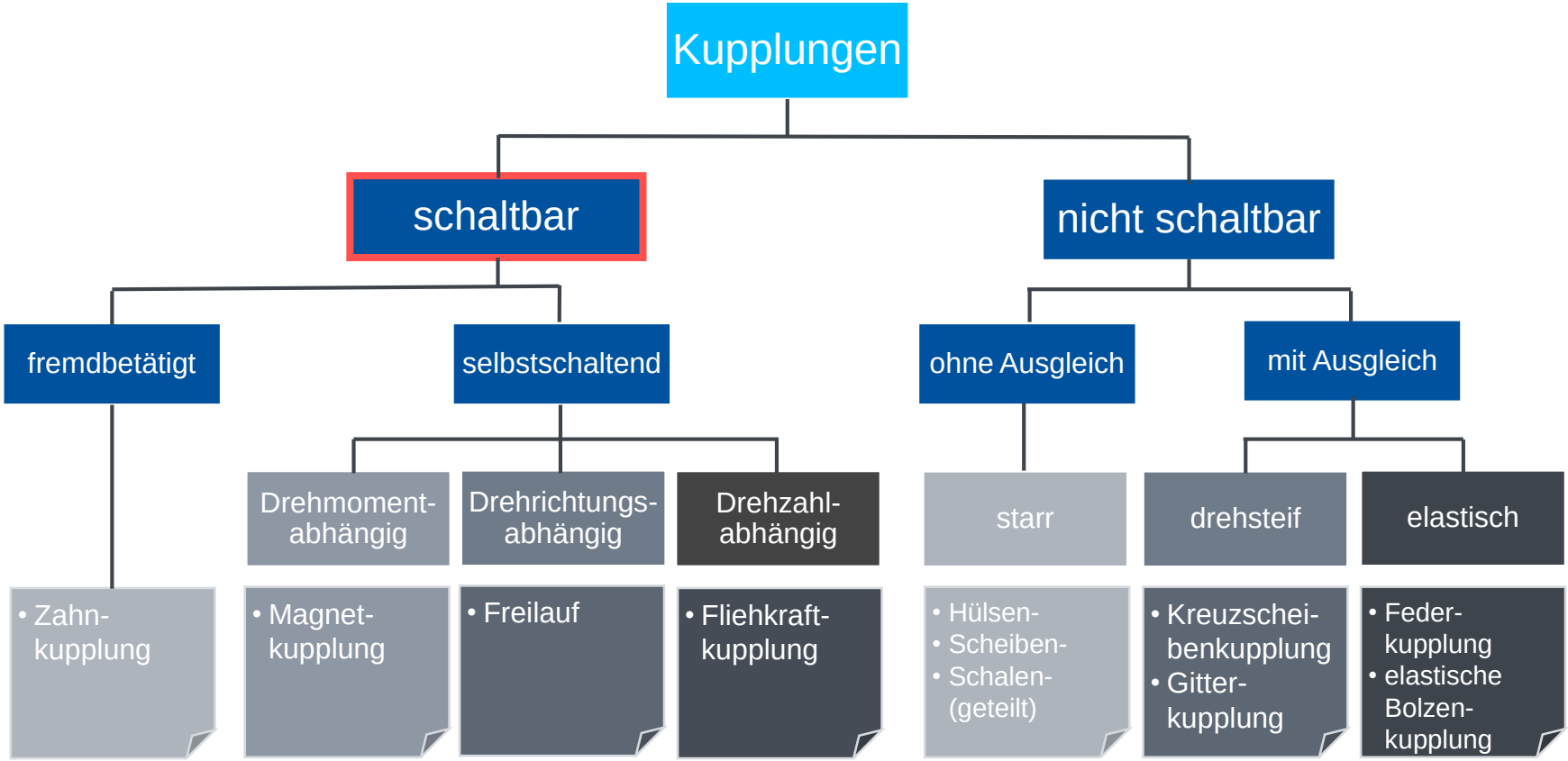
Quelle: directindustry.fr

13.1 Funktion und Einteilung

Live-Inhalt

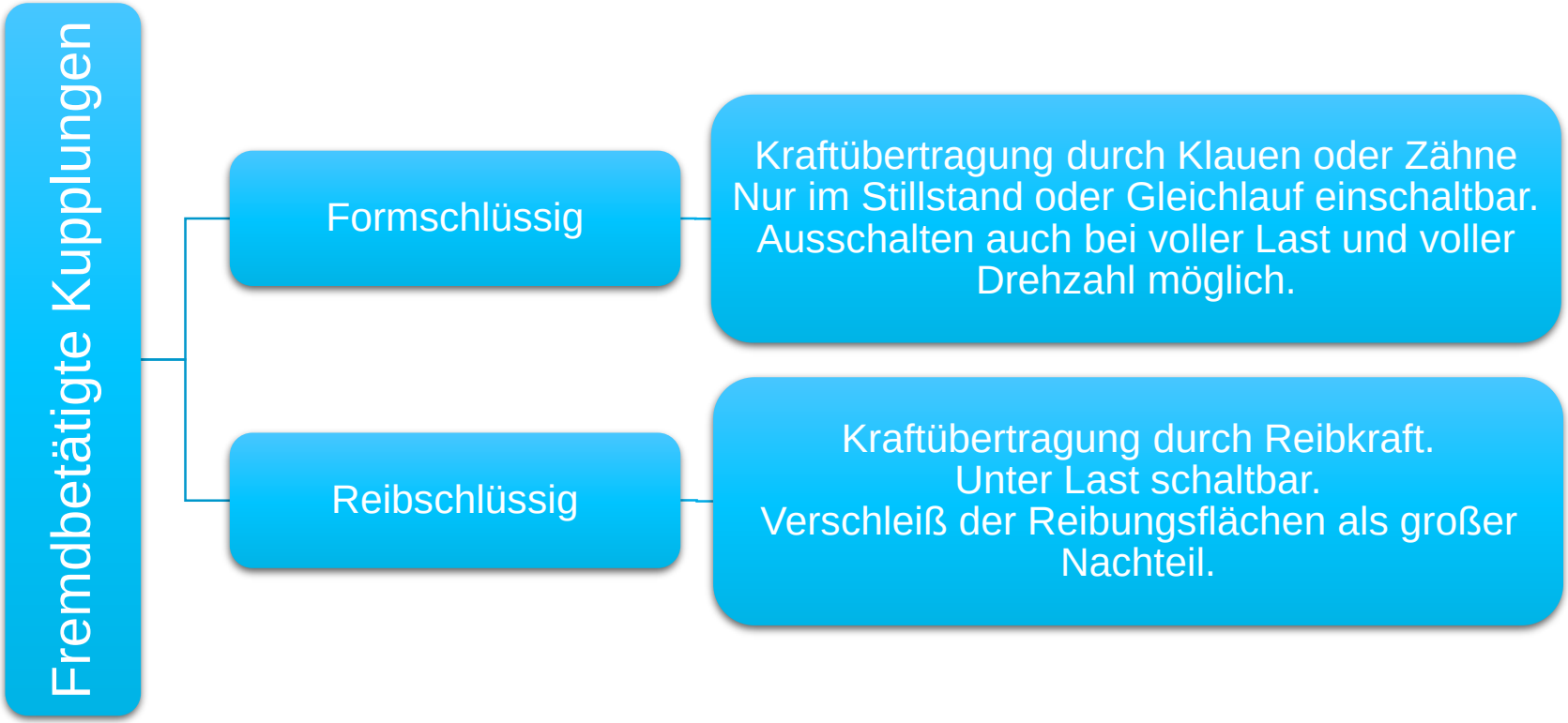


13.1 Systematische Einteilung der Kupplungen



13.2 Schaltbare Kupplungen

13.2.1 Fremdbetätigte Kupplungen

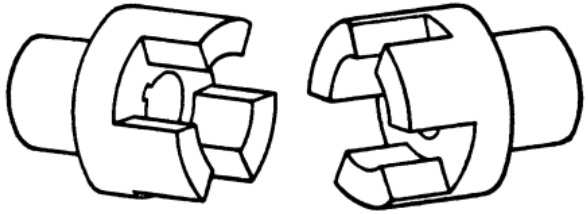


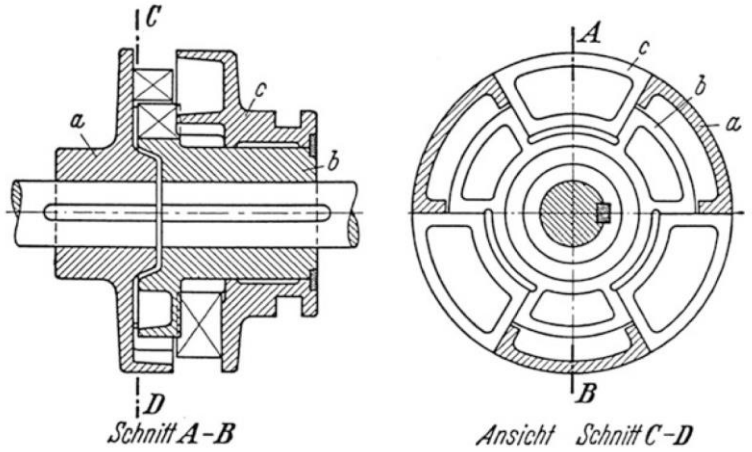
13.2 Schaltbare Kupplungen

13.2.1.1 Fremdbetätigte Kupplungen: Formschlüssig

1) Klauenkupplung
   - einfachste formschlüssige Schaltkupplung.
   - Kupplungshälften mit 3-5 stirnseitigen Klauen → greifen wechselseitig in entsprechende Lücken der anderen Kupplungshälfte.
   - Ein- und Auskuppeln erfolgt durch axiales Verschieben einer Kupplungshälfte (Gefahr der Abnutzung der Gleitführung).

   - Variante: Hildebrand-Klauenkupplung: Hier wird Gefahr der Abnutzung durch Schaltmuffe c vermieden.





Quelle:
Springer, Matek

13.2 Schaltbare Kupplungen

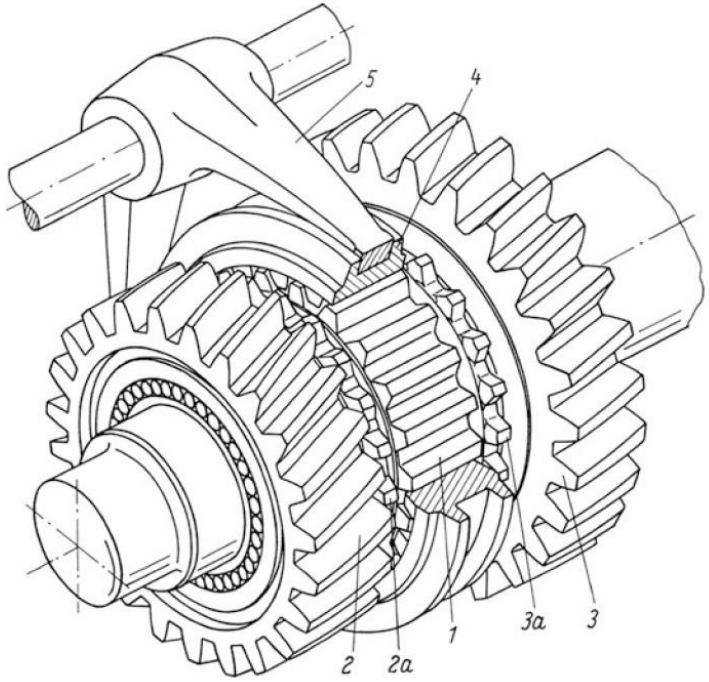
13.2.1.1 Fremdbetätigte Kupplungen: Formschlüssig

2) Zahnkupplung

Einsatz in Kraftfahrzeuggetrieben

(2) + (3) zu kuppelnde Zahnräder mit
(2a) + (3a) Kupplungszahnkränze sitzen gemeinsam mit den Zahnrädern drehbar (lose) auf der Welle und sind an diesen befestigt.
(1) Kupplungszahnrad ist fest mit der Welle verbunden.

Beim Einkuppeln wird die innenverzahnte Kupplungsmuffe (4) durch Schaltgabel (5) nach rechts oder links verschoben.



Quelle: Springer

13.2 Schaltbare Kupplungen

13.2.1.1 Fremdbetätigte Kupplungen: Formschlüssig



Quelle:
Technische Universität Hamburg-Harburg

https://imt.participoll.com/

Live-Voting

Wie viel kostet eine Ganzkörper-Kernspintomografie für gesetzlich Versicherte?

A etwa 80,- € bis 140,- €

B etwa 400,- € bis 500,- €

C etwa 1.000,- € bis 2.000,- €

D etwa 6.000,- bis 80.000,-€



13.2 Schaltbare Kupplungen

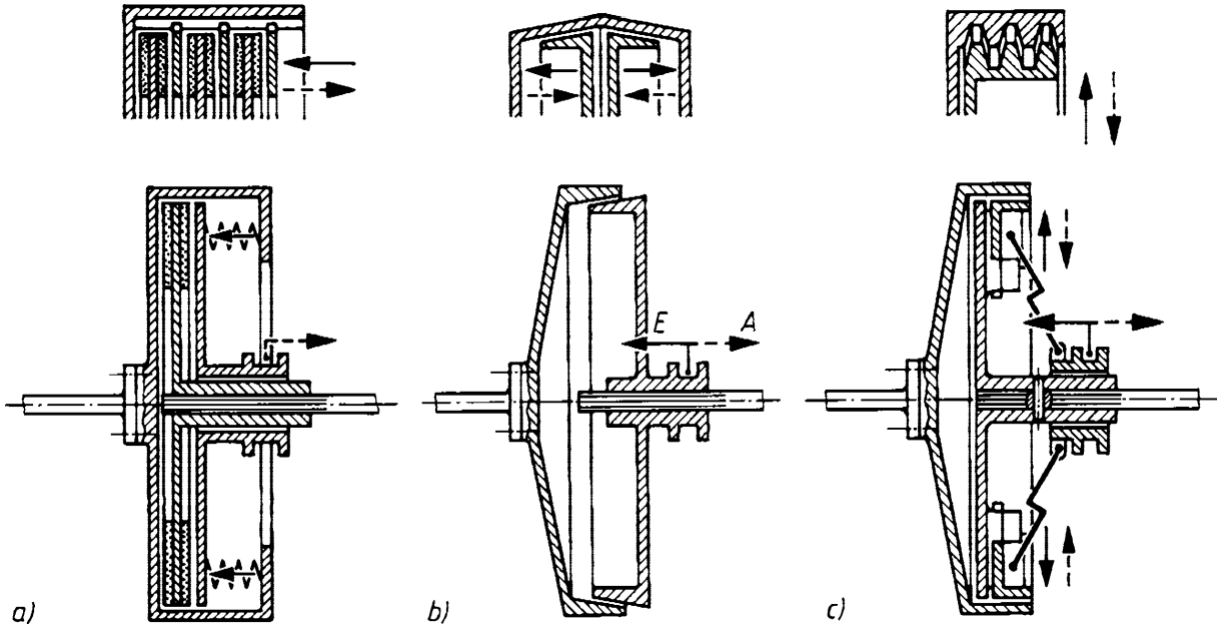
13.2.1.2 Fremdbetätigte Kupplungen: Reibschlüssig

Einteilung nach Form der Reibflächen:

a) Scheibenkupplung (Ein-, Zwei- oder Mehrflächenkupplung)

b) Kegelkupplung

c) Zylinder-(Backen-) Kupplung



E: Einschalten (Kuppeln),
A: Ausschalten (Entkuppeln).

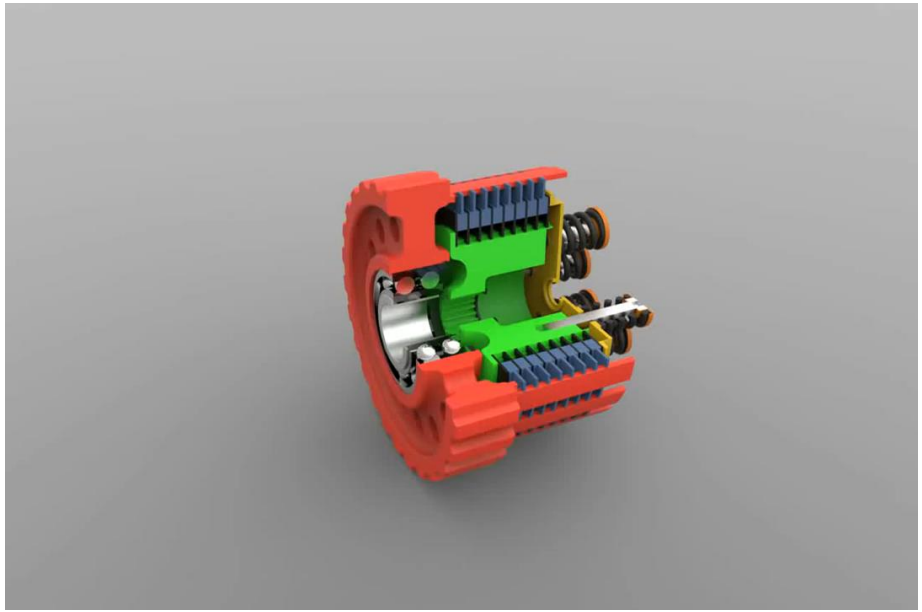
Quelle: Matek

13.2 Schaltbare Kupplungen

13.2.1.2 Fremdbetätigte Kupplungen: Reibschlüssig

1) Lamellenkupplung

Mehrere hintereinander geschaltete Reibscheiben, die abwechselnd mit den beiden Kupplungshälften verbunden sind.
Die Lamellen werden durch axiale Federkraft zusammengepresst.



Quelle:
youtube: bontscho

Video:

Die blauen Reibscheiben sind mit der roten Kupplungshälfte verbunden

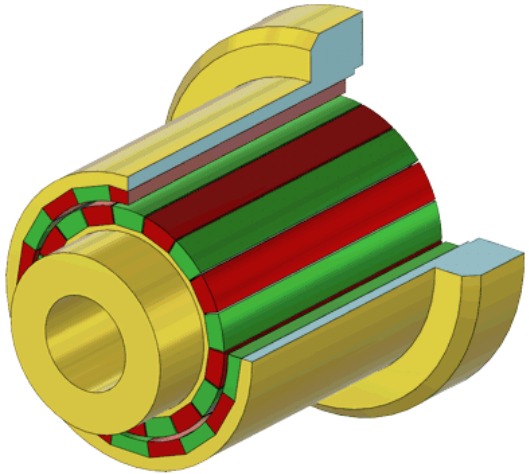
Die grauen Reibscheiben sind mit der grünen Kupplungshälfte verbunden

13.2 Schaltbare Kupplungen

13.2.2.1 Selbstschaltende Kupplung: Drehmomentabhängig (Sicherheitskupplung)

1) Magnetkupplung

Auf der Mantelfläche eines Zylinders und in der Innenfläche eines Rohres sind Dauermagnete (rot und grün) befestigt. Drehmomentübertragung durch wechselseitige Anziehung.



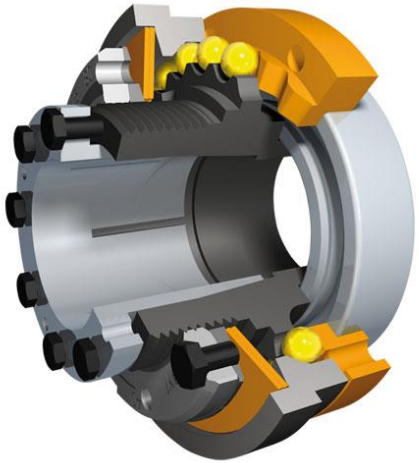
Quelle:
konstruktionsatlas.de

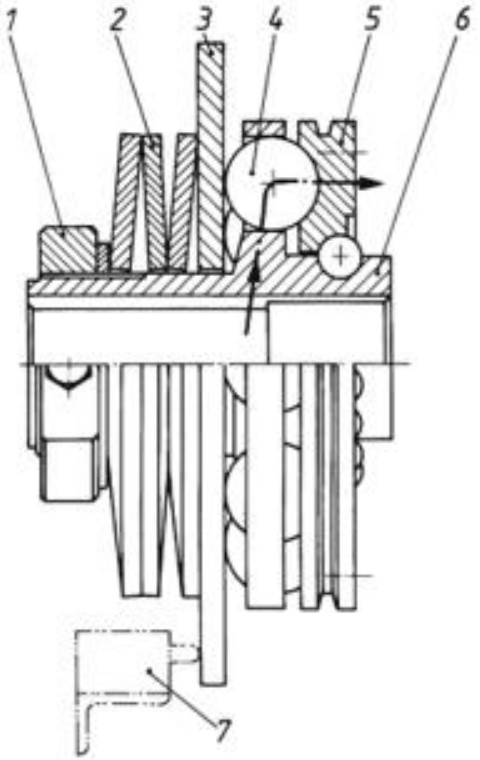
13.2 Schaltbare Kupplungen

13.2.2.1 Selbstschaltende Kupplung: Drehmomentabhängig (Sicherheitskupplung)

2) Sperrkörper-Sicherheitskupplung

Die Sperrkörper rutschen ab einstellbarem Drehmoment aus ihren konischen Ansenkungen → Drehmomentfluss wird unterbrochen.





Quelle:
Matek, sicherheitskupplung.net

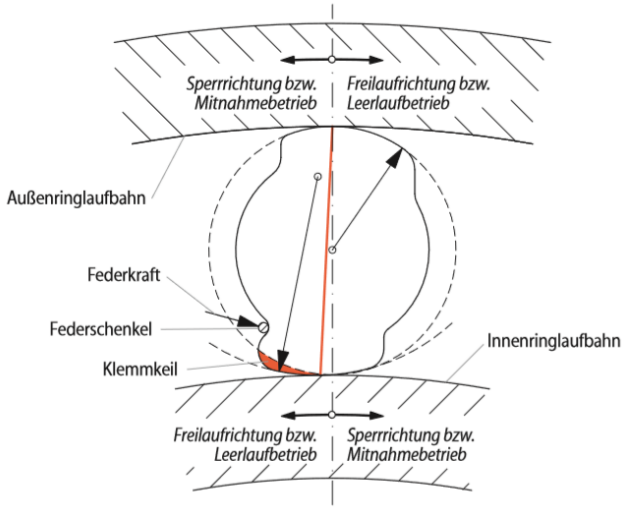
13.2 Schaltbare Kupplungen

13.2.2.2 Selbstschaltende Kupplung: Drehrichtungsabhängig (Freilauf)

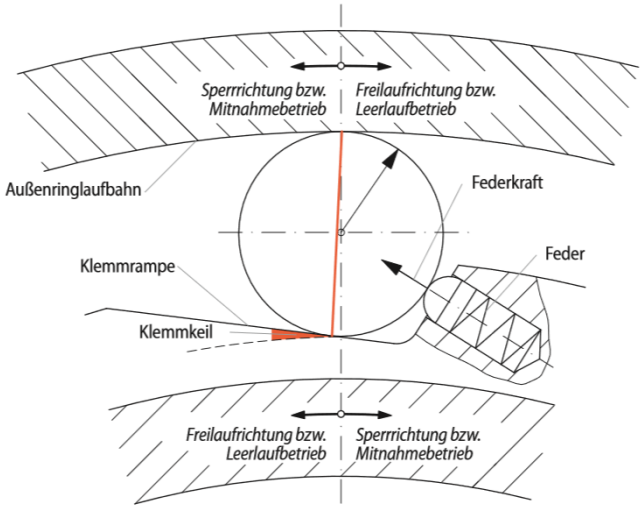
An- und Abtriebsteil sind in einer Drehrichtung gegeneinander frei beweglich (Leerlaufrichtung) und in der anderen gekoppelt (Sperrrichtung).

Man unterscheidet:

a) Klemmstückfreilauf (reibschlüssig)



b) Klemmrollenfreilauf (reibschlüssig)

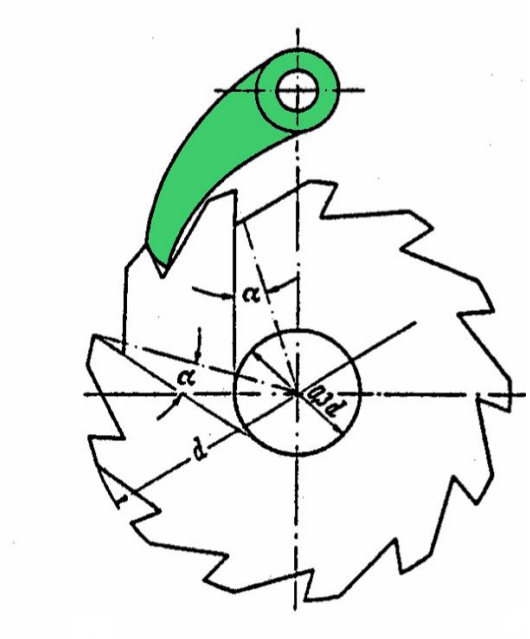


Quelle:
ringspann.de

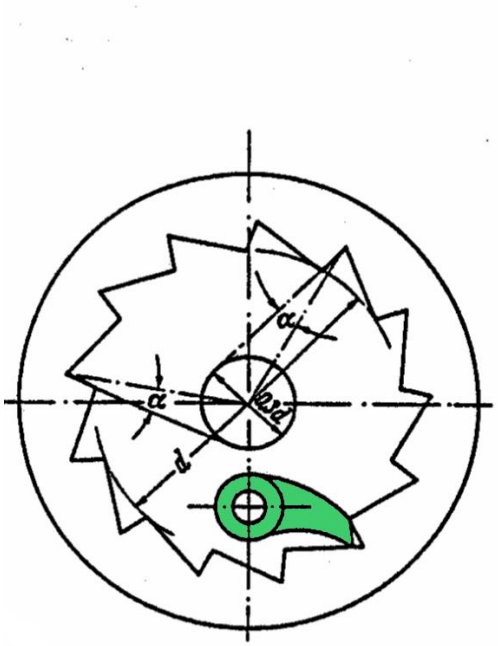
13.2 Schaltbare Kupplungen

13.2.2.2 Selbstschaltende Kupplung: Drehrichtungsabhängig (Freilauf)

c) Klemmstückfreilauf (formschlüssig)



Sperrrad mit Außenverzahnung



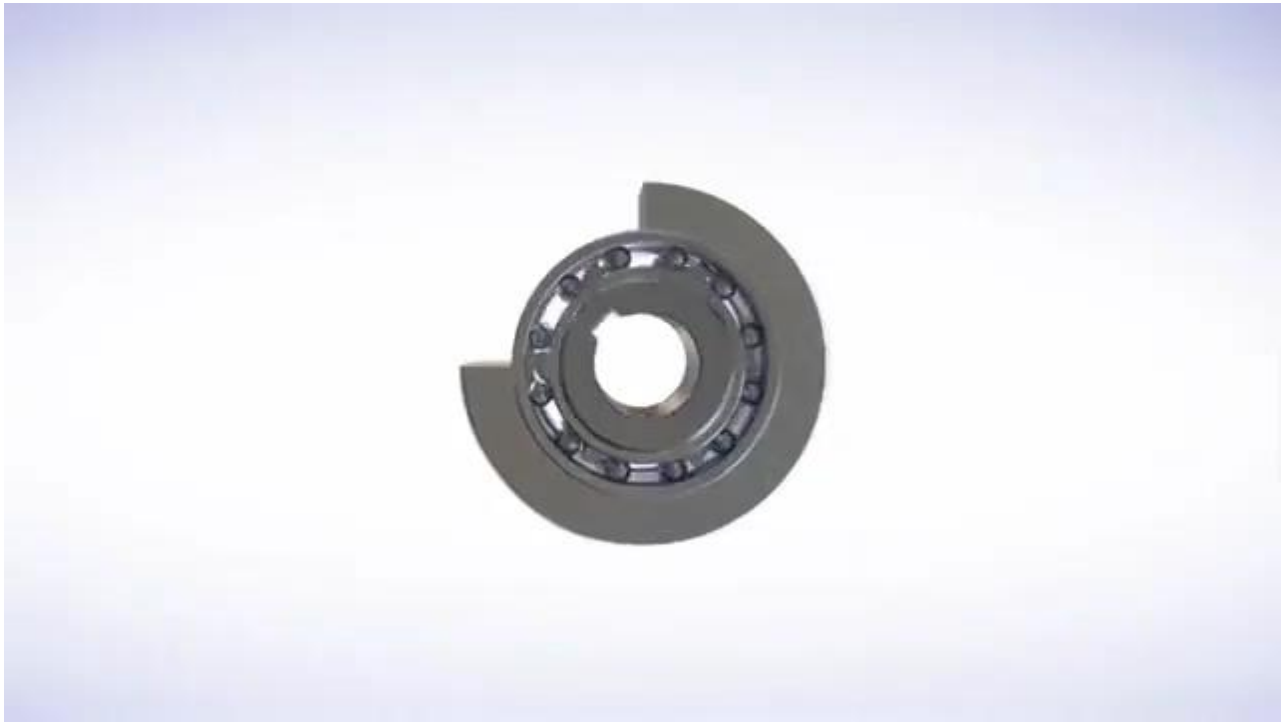
Sperrrad mit Innenverzahnung

Quelle:
dhbw-stuttgart.de

13.2 Schaltbare Kupplungen

13.2.2.2 Selbstschaltende Kupplung: Drehrichtungsabhängig (Freilauf)

Beispiel: Klemmrollenfreilauf



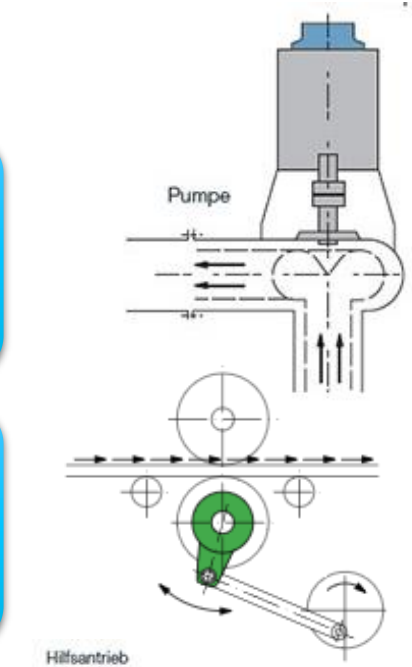
Quelle:
renold.com

13.2 Schaltbare Kupplungen

13.2.2.2 Selbstschaltende Kupplung: Freilauf - Anwendung

Die große Zahl der Anwendungen kann in drei **Grundformen** eingeordnet werden:

- **Rücklaufsperre**: Der Freilauf verhindert eine nicht gewünschte Rückwärtsdrehbewegung. Die Kupplung wird als Bremse eingesetzt. In der gewünschten Drehrichtung kann sich der Innenring frei mitdrehen. (Verwendung: Förderbänder, Pumpen und diverse Hebezeuge)
- **Schaltfreilauf**: Mit dem Freilauf kann eine oszillierende Drehbewegung in eine gerichtete Drehbewegung umgesetzt werden.(Verwendung: Schaltvorgänge in Fahrzeuggetrieben und als Vorschubschaltelemente in verschiedenen Maschinen)
- **Überholkupplung**: Der Freilauf trennt automatisch die Verbindung, wenn der getriebene Teil schneller läuft als der treibende Teil. (Verwendung: Mehrmaschinenantriebe oder Trennung der Massenträgheit einer angetriebenen Maschine von der antreibenden Maschine, nachdem sie ausgeschaltet wurde)

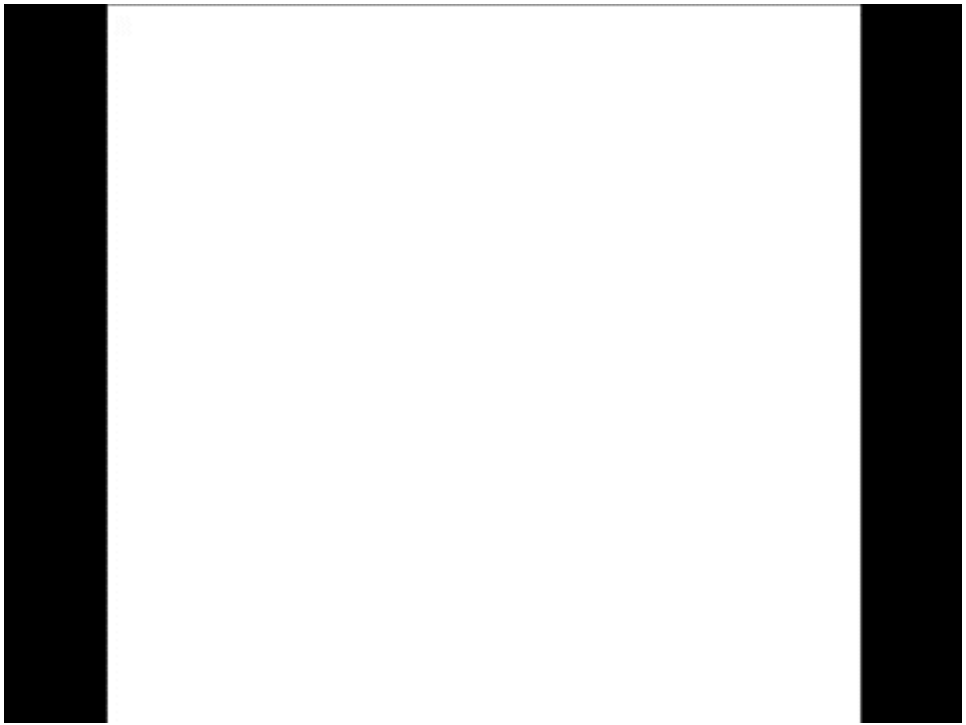


Quelle: stieberclutch.com, ringspann.de

13.2 Schaltbare Kupplungen

13.2.2.3 Selbstschaltende Kupplung: Drehzahlabhängig

1) Fliehkraftkupplung



Quelle:
youtube.com/DivahGnaro

https://imt.participoll.com/

Live-Voting

Wie hoch ist in etwa das durchschnittliche Alter der deutschen Bevölkerung?

A 30 Jahre

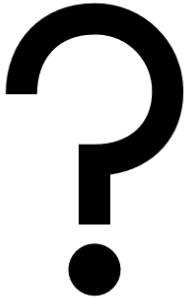
B 45 Jahre

C 54 Jahre

D 60 Jahre

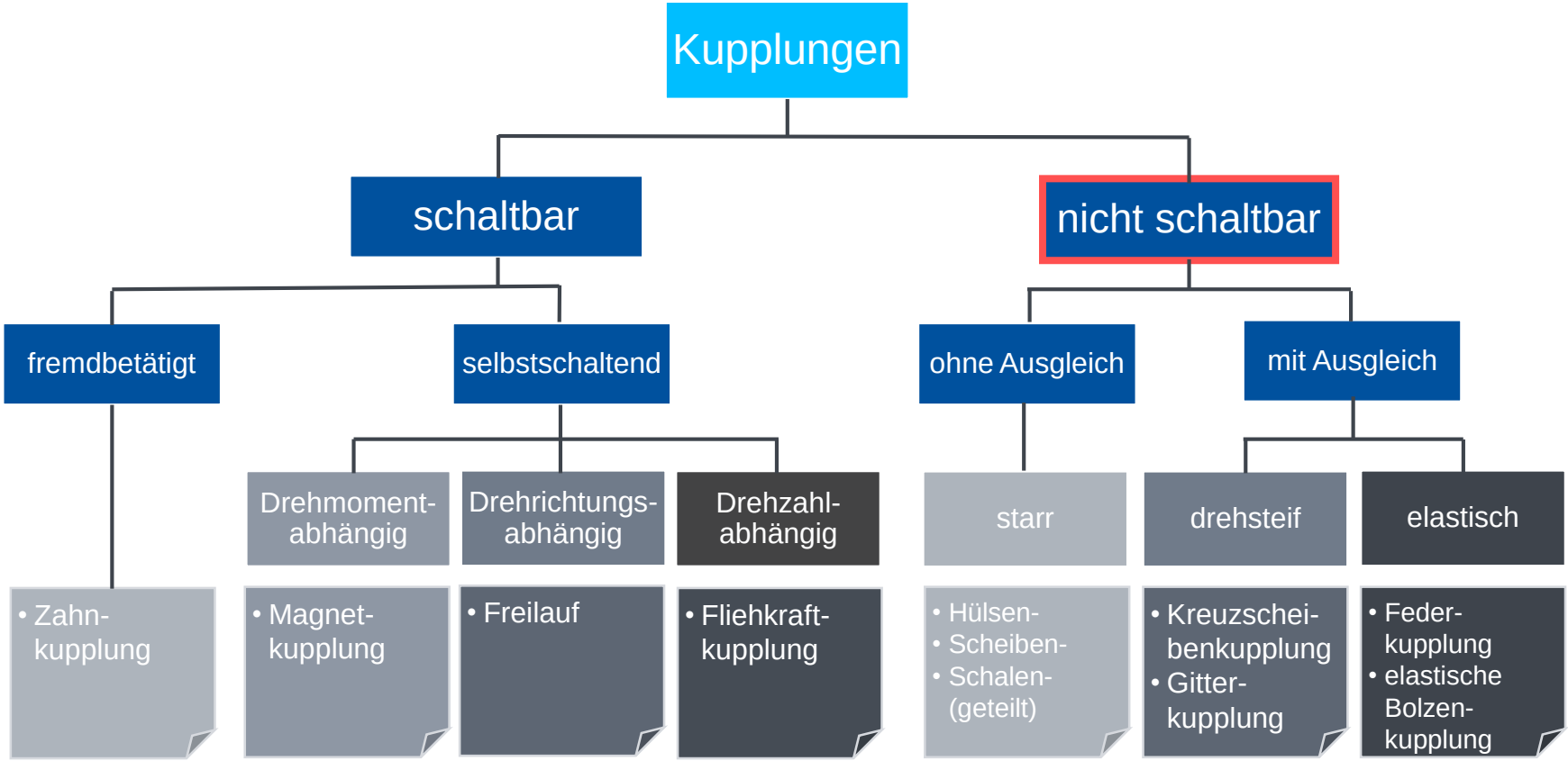


Kontrollfragen



1. In welche beiden Hauptgruppen werden die Kupplungen eingeteilt?
2. Wie teilt man schaltbare Kupplungen nach der Art der Kraftübertragung ein?
3. Wie können schaltbare Kupplungen betätigt werden?
4. Der Begriff Sicherheitskupplung ist zu erläutern. Die zwei grundsätzlichen Ausführungsformen sind zu beschreiben.
5. Welchen großen Nachteil haben formschlüssige, schaltbare Kupplungen?

13.1 Systematische Einteilung der Kupplungen



13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.1 Starre Kupplung

Die Wellen werden drehstarr und biegesteif miteinander verbunden.
(Die trivialste Möglichkeit wäre eine stoffschlüssige (z.B. geschweißte) Verbindung falls die Kupplung nicht lösbar sein muss).

Vorteile:

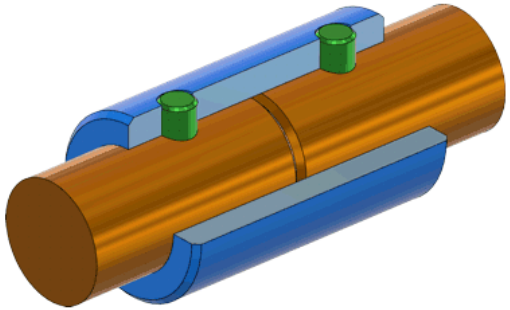
- Verschleißfrei
- Wartungsfrei
- Für beide Drehrichtungen geeignet

Nachteile:

- Drehmomentstöße und Schwingungen werden ungedämpft übertragen
- Nur für fluchtende Wellen geeignet

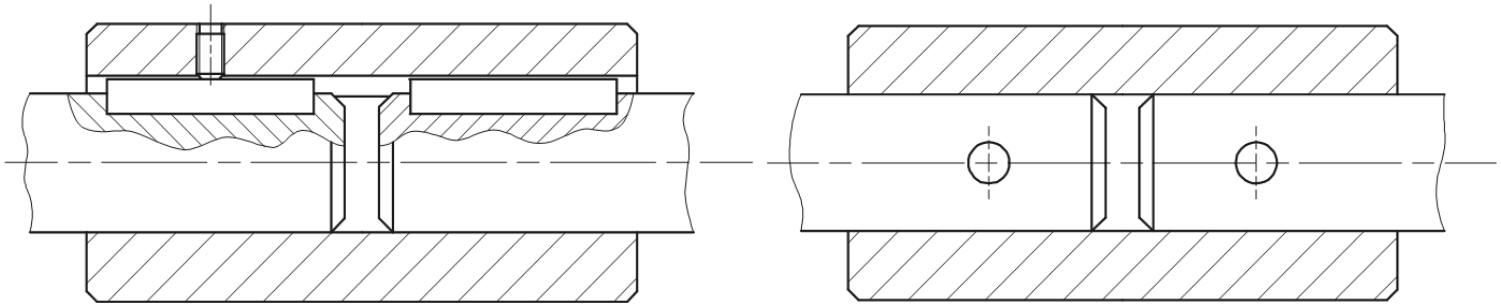
13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.1 Starre Kupplung



1) Hülsenkupplung

Prinzip zweier hintereinandergeschalteten Welle-Nabe-Verbindungen.
Zur Fixierung werden Stifte (Kegelstifte, Kerbstifte) oder Passfedern verwendet



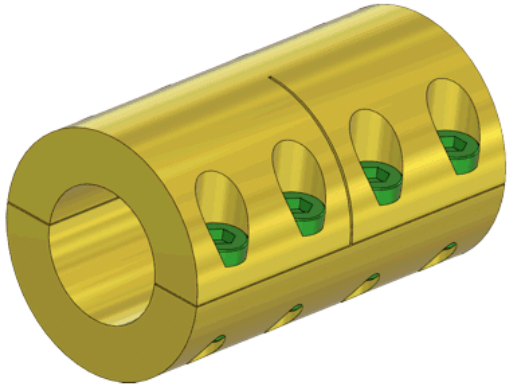
Hülsenkupplung mit Passfedern

Hülsenkupplung mit Stiften

Quelle:
konstruktionsatlas.de, IKTD

13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

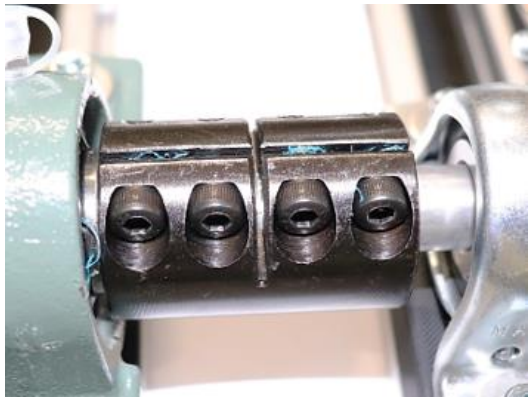
13.3.1 Starre Kupplung



2) Schalenkupplung

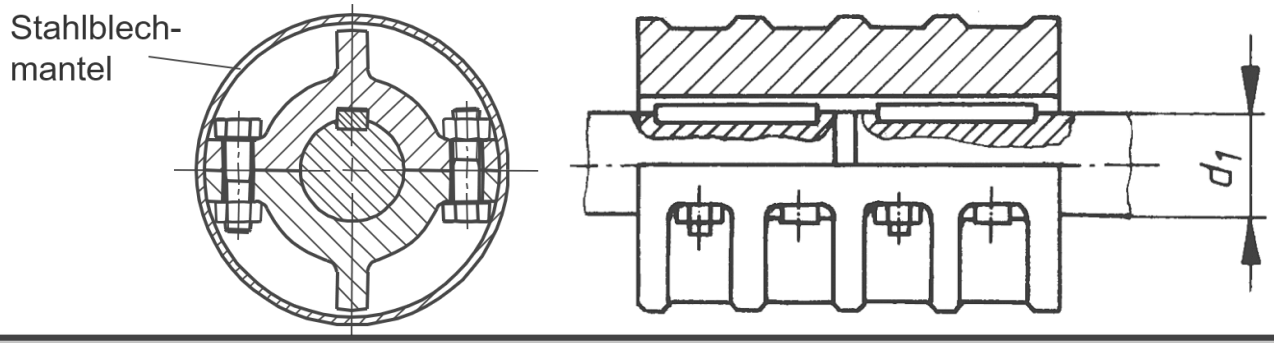
Bei diesen Kupplungen ist im Prinzip die Hülse in zwei Halbschalen geteilt. Der Vorteil liegt in der radialen Montage.

Ab 55 mm Wellendurchmesser werden Passfedern zum sicheren Übertragen des Drehmomentes vorgesehen.



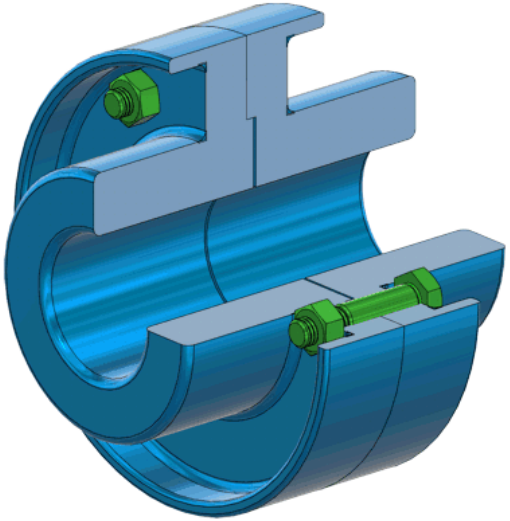
Schalenkupplung an der Nonsense-Maschine

Quelle:
Matek, konstruktionsatlas.de



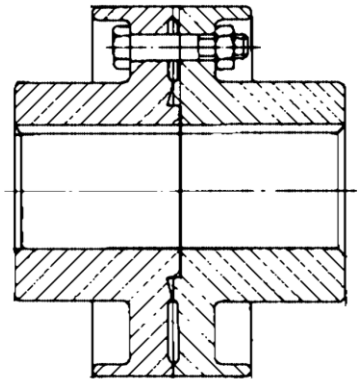
13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.1 Starre Kupplung

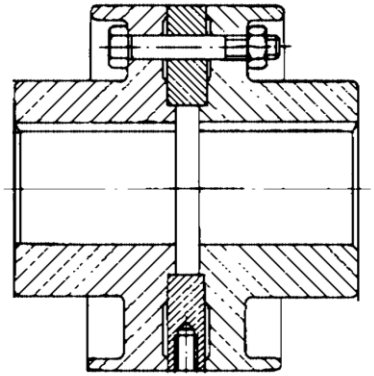


3) Scheibenkupplung

Die Scheibenkupplung ist die wohl am häufigsten eingesetzte feste Kupplung. Die beiden Kupplungshälften besitzen eine Zentrierung oder müssen mittels Passschrauben bzw. Zentrierstifte verbunden werden.



Form A



Form B
mit zweiteiliger Zwischenscheibe (Zentrierring) für Ein- und Ausbau der zu kuppelnden Bauteile ohne axiales Verschieben derselben.

Quelle:
Matek, konstruktionsatlas.de

13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.1 Starre Kupplung - Vergleich

	Starr (ohne Ausgleich)		
	Hülsen-kupplung	Schalen-kupplung	Scheiben-kupplung
Montage	Einfach	Einfach	Einfach
Stoßartige/ wechselnde Belastung	Nein	Ja	Ja
Für Biegemoment geeignet	Nein	Nein	Ja
Übertragung axiale Kräfte	Ja	Ja	Ja
Max. Drehmoment $[Nm]$	Klein	80.000	1.450.000
Max. Drehzahl $[\frac{1}{min}]$	Gering	4000 1700 (d=25) 580 (d=220)	
Max. Durchmesser $[mm]$		220	500

https://imt.participoll.com/

Live-Voting

Welche Schwierigkeiten können bei der reinen Verwendung starrer Kupplungen entstehen?

A Geringer Wirkungsgrad durch fehlende Elastizität bei Drehmomentänderungen.

B Schwingungen und Stöße werden dämpfungslos übertragen.

C Bei metallischen Wellen und Achsen entstehen große Reibungsverluste/großer Verschleiß innerhalb der Kupplungsteile.

E Häufige und zeitaufwendige Wartung unabdingbar.

F Eingeschränkte Beweglichkeit. Starre Kupplungen sind nur in einer Drehrichtung verwendbar.

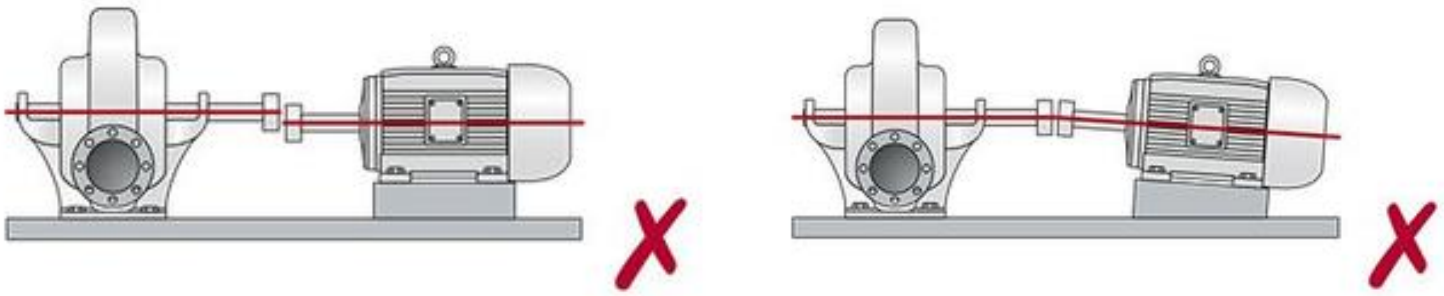


13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.2 Ausgleichskupplungen

Ausgleich von Fluchtungs- und Lagefehlern der zu kuppelnden Wellen. Der zulässige axiale, radiale und winklige Versatz der Kupplungshälften ΔK_a, ΔK_r, ΔK_w wird von den Herstellern angegeben.

Gelenke bzw. elastische Elemente zwischen drehfest befestigten Naben übertragen Umfangskräfte und ermöglichen Relativbewegungen der Wellen zueinander.



Quelle:
skf.com

13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.2.1 Ausgleichskupplung: drehsteif

Bauformen (siehe folgende Folien):

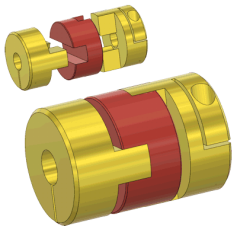
- Oldham-Kupplung
- Federstegkupplung
- Kardangelenk
  (Im weiter gefassten Sinne zählen auch Gelenkwellen zu den drehstarren Ausgleichskupplungen)

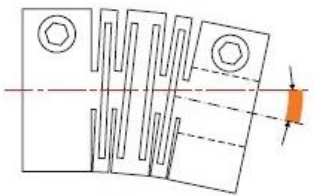
Vorteile:

- Geringe oder keine Rückstellkräfte
- größere Achswinkel und größerer Achsversatz möglich
- Elastische Kupplungen nehmen Stöße und Schwingungen auf bzw. dämpfen Drehmomentspitzen

Nachteile:

- Keine Trennung der Verbindung während des Betriebes
- Starre Kupplungen dürfen keinen Wellenversatz haben
- Kardangelenk: Schmierung der Gelenke und Wartung notwendig



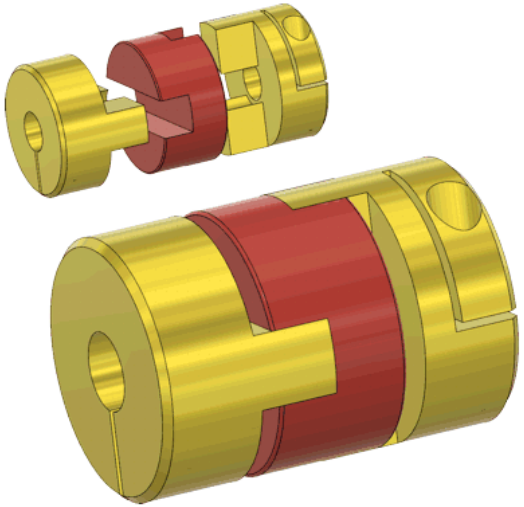


Winkelfehler



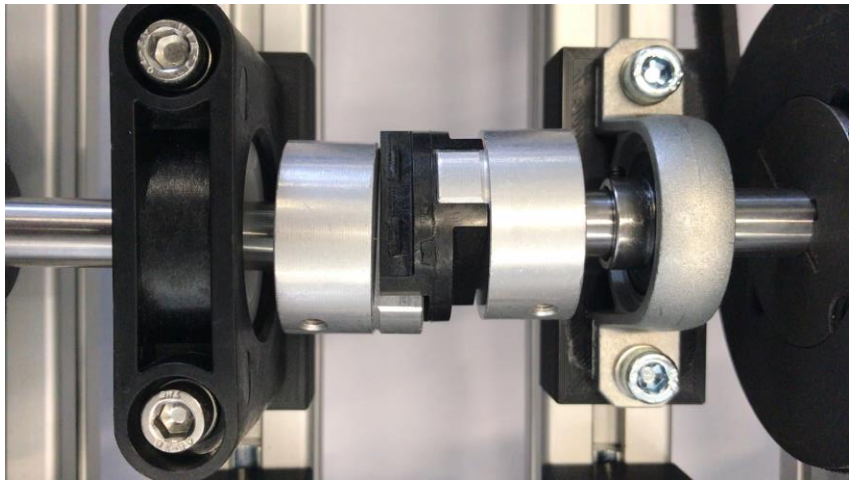
13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.2.1 Ausgleichskupplung: drehsteif



1) Kreuzscheibenkupplung (Oldham-Kupplung)

Zwischen den beiden Naben befindet sich eine Scheibe, die auf beiden Seiten eine um 90 Grad versetzte Nut besitzt.
Die Scheibe ist frei beweglich
→ Kupplung kann keine axialen Kräfte aufnehmen.



Quelle:
konstruktionsatlas.de

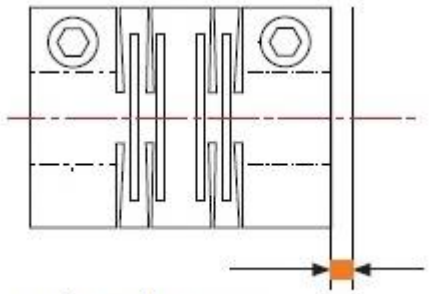
13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.2.1 Ausgleichskupplung: drehsteif

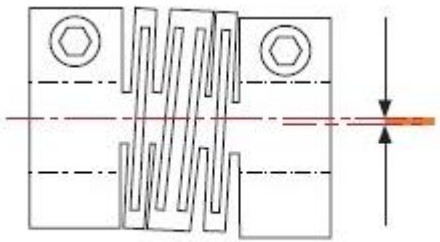
2) Federstegkupplung
   - Metallelastische Kupplung
   - Zylindrischer Grundkörper mit radial eingefrästen Nuten: Federstege
     (Ausführung mit spiralförmig eingefrästen Nuten: Wendelkupplung)



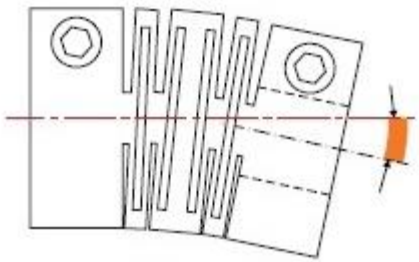
Wendelkupplung an der Nonsens-Maschine



Axialer Wellenversatz



Radialer Wellenversatz



Winkelfehler

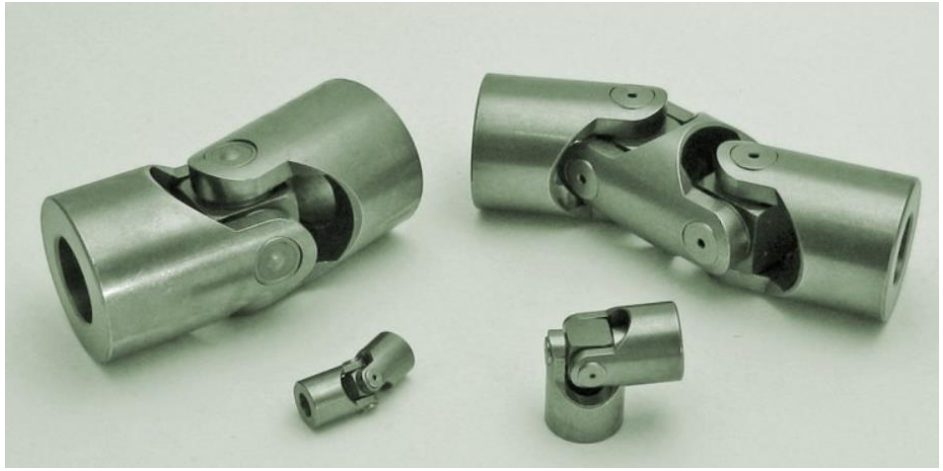
Quelle: ludwigmeister.de

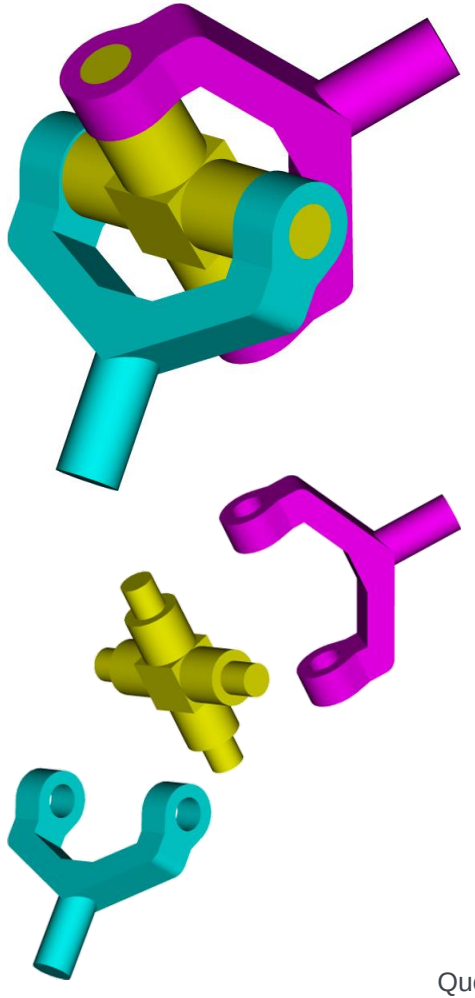
13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.2.1 Ausgleichskupplung: drehsteif

3) Kardangelenk (Kreuzgelenk)

Ein Kardangelenk besteht aus zwei u-förmigen Hälften die ineinander greifen und durch ein Kreuzgelenk (gelb in Abb.) verbunden sind.



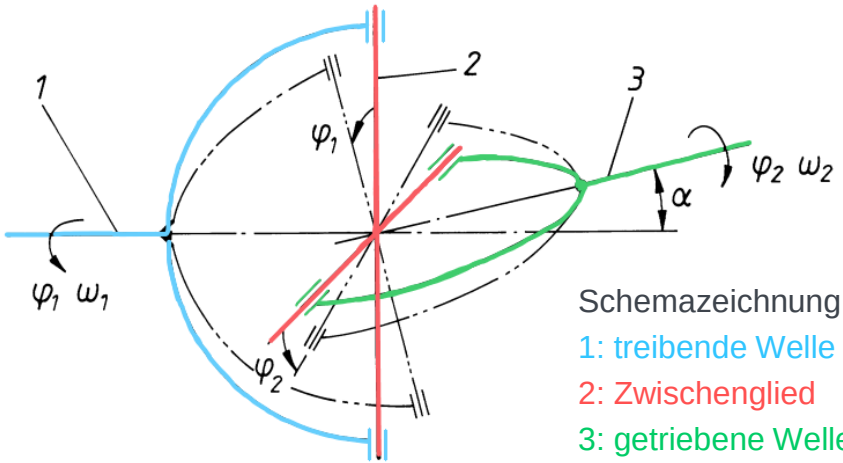


Quelle:
IKTD, SIT Antriebstechnik

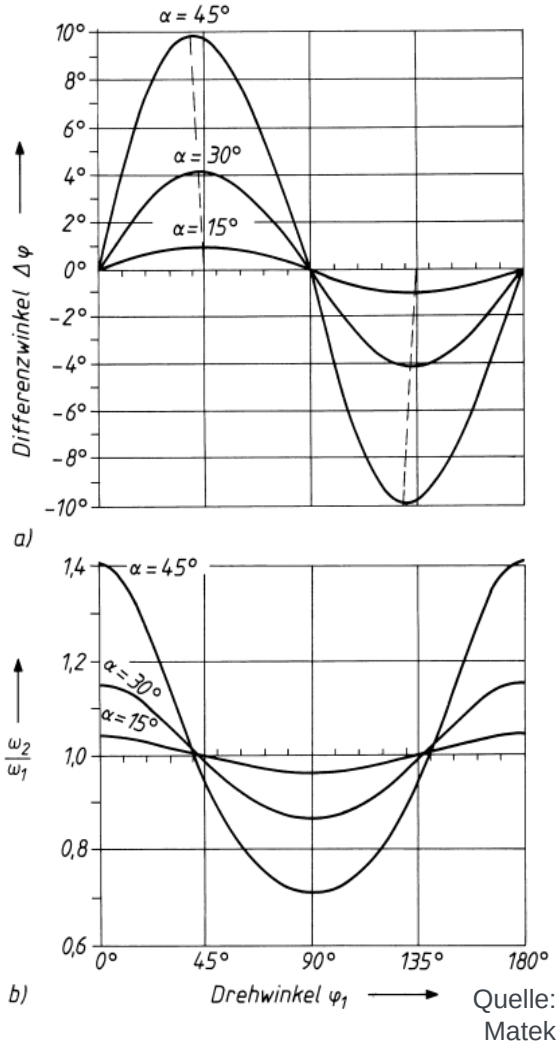
13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.2.1 Ausgleichskupplung: Kardangelenk drehsteif

Beim Umlauf beschreiben die Gelenklager sphärische Bahnen.
→ sinusförmige Übertragung von ω_1 (Welle 1) auf Welle 2
→ Drehwinkel φ_1 ist beim Umlauf gegenüber φ_2 abwechselnd vor- und nachlaufend → Kardanfehler



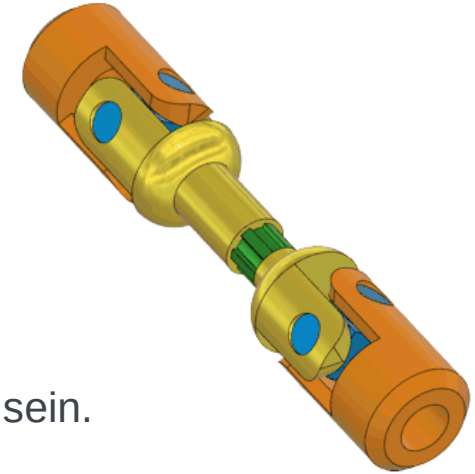
Schemazeichnung Kreuzgelenk
1: treibende Welle
2: Zwischenglied
3: getriebene Welle



Quelle: Matek

13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.2.1 Ausgleichskupplung: Kardangelenk drehsteif



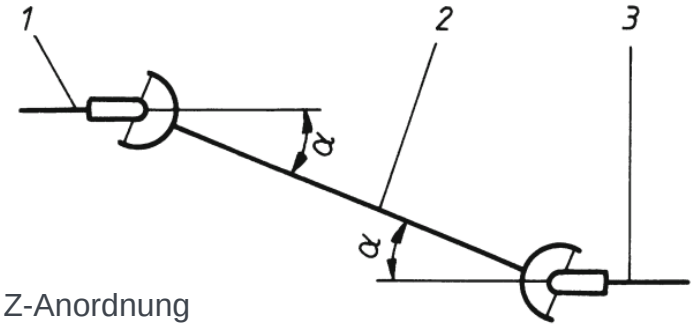
Ausgleich von Kardanfehler durch zweite Gelenkwelle und Zwischenwelle) möglich. Bedingungen:

I. Alle Wellenteile (1, 2 und 3) müssen in einer Ebene liegen.

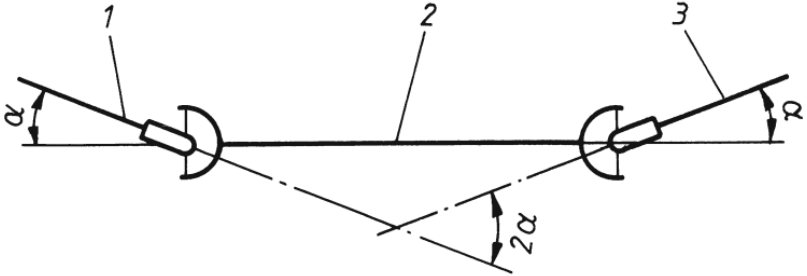
II. Die Ablenkwinkel α der beiden Gelenke müssen gleich groß sein.

III. Die inneren Gelenkgabeln müssen in einer Ebene liegen.

1: Antriebswelle, 2: Zwischenwelle, 3: Abtriebswelle



Z-Anordnung



W-Anordnung

Quelle:
Matek, konstruktionsatlas.de

https://imt.participoll.com/

Live-Voting

Vervollständigen Sie die Aussage:

Rund jede _____ Person in Deutschland ist 65 Jahre oder älter.

A zweite

B dritte

C fünfte

D zehnte



13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.2.2 Ausgleichskupplung: elastisch

Elastische Elemente zwischen den Kupplungsnaben

Entsprechend der Federkonstante der elastischen Übertragungselemente hat jede Ausgleichsbewegung Rückstellkräfte zur Folge (besonders bei Achsversatz).

Bauformen:

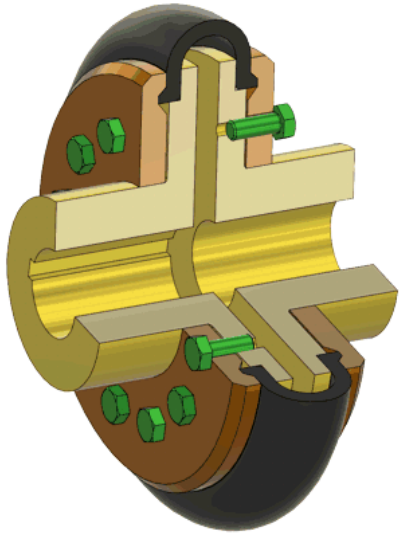
- Gummielastisch:
  - Wulstkupplung
  - Elastische Klauenkupplung
  - Bolzenkupplung
- Federelastisch:
  - Federkupplung

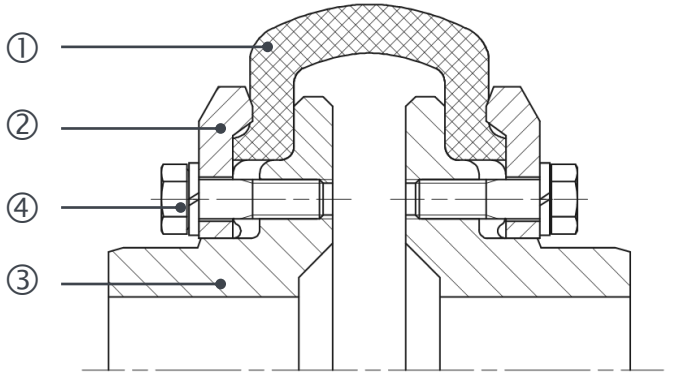
Quelle:
konstruktionsatlas.de

13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.2.2 Ausgleichskupplung: drehelastisch

1) Wulstkupplung
   - Elastisches Element: Gummihalbreifen ①
   - Weitere Bauteile:
     ② Druckscheibe
     ③ Kupplungsnabe
     ④ Spannschrauben
   - Hochelastische Kupplung
   - Geeignet für raue Umgebung (wegen geschlossener Bauweise), allerdings ist Einsatz unter Hitze durch physikalische Eigenschaften des Gummis begrenzt.





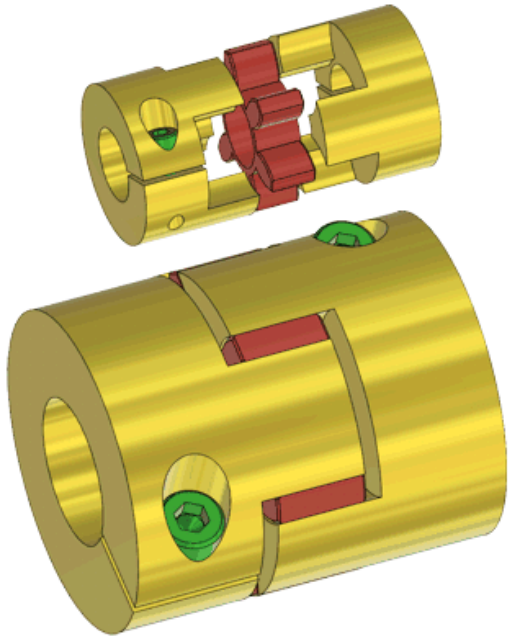
Quelle:
konstruktionsatlas.de, IKTD

13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.2.2 Ausgleichskupplung: drehelastisch

2) Elastische Klauenkupplung

- Elastisches Element: Zahnkranz mit Ballenprofil
- Großer Vorteil: Kann auch nach Zerstörung des elastischen Zwischenelements noch Drehmoment übertragen



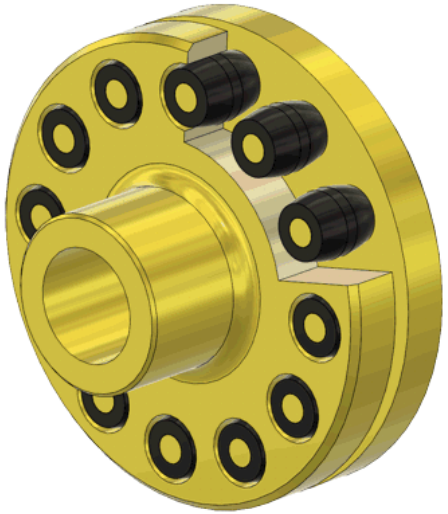


Die elastischen Zähne sind nur druckbelastet → hohe Belastung der einzelnen Zähne möglich

Quelle:
konstruktionsatlas.de, flender.com

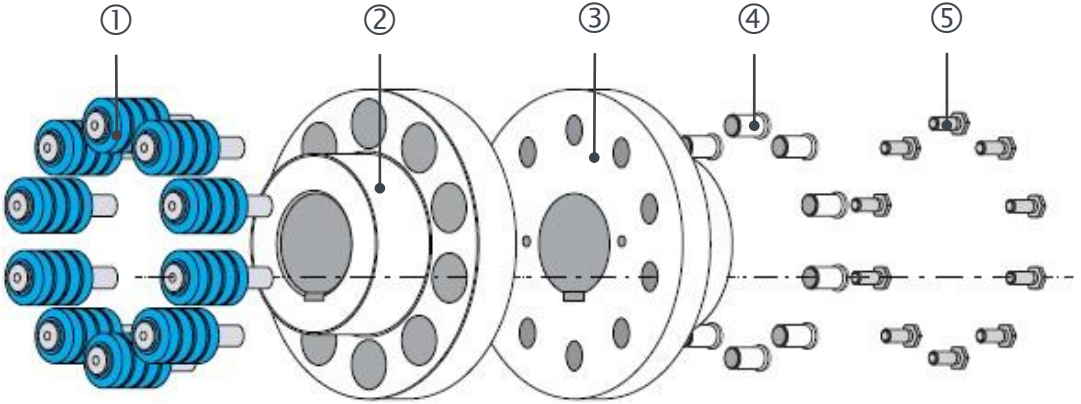
13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.2.2 Ausgleichskupplung: drehelastisch



3) Bolzenkupplung

- Elastisches Element: Gummielemente auf Bolzen ①
- Axial steckbar mit wenig Platzaufwand
- Großer Vorteil: Kann auch nach Zerstörung des elastischen Zwischenelements noch Drehmoment übertragen
- Weitere Bauteile:
  - ② Bolzennabe
  - ③ Buchsennabe
  - ④+⑤ Hülsen und Schrauben zur Fixierung



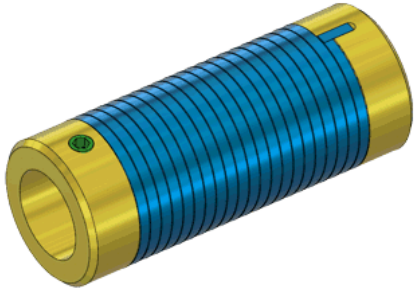
Quelle:
konstruktionsatlas.de, ludwigmeister.de

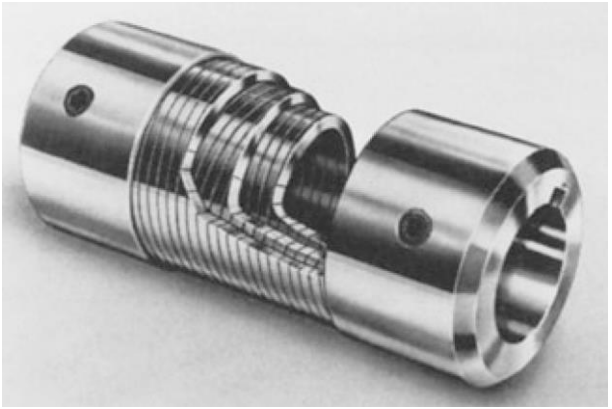
13.3 Nicht Schaltbare Kupplungen

13.3.2.2 Ausgleichskupplung: drehelastisch

4) Federkupplung

- Elastisches Element: Feder
- Gegenläufige Schraubenfedern sind in Naben eingelötet.
- Bei Drehmomentübertragung können sich immer zwei Federlagen aufeinander abstützen
  → Kupplungen sind für beide Drehrichtungen verwendbar.

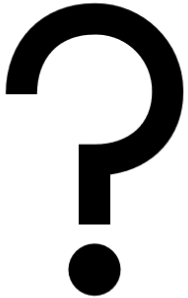




Sonderform mit einem aus drei gegenläufigen Schraubenfedern gewundenen Federkörper

Quelle:
konstruktionsatlas.de, Matek

Kontrollfragen



1. Welche Aufgaben können Kupplungen übernehmen?
2. In welche 3 Gruppen werden die nicht schaltbaren Kupplungen eingeteilt?
3. Nenne 3 nicht schaltbare Kupplungen
4. Nenne 3 starre (feste) Kupplungen und deren Eigenschaften.
5. Warum ist ein kleines Massenträgheitsmoment bei Kupplungen erwünscht?

13.4 Literaturverzeichnis

- Matek, W.: u.a.: Roloff / Matek Maschinenelemente, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2017
- Horst Haberhauer: Maschinenelemente, Springer Vieweg, 2018
- Ludwig Meister: Technische Informationen unter: https://www.ludwigmeister.de/technische-inofrmationen/kupplungen (Abgerufen am 29.03.2018)

Universität Stuttgart

Konstruktion in der Medizingeräte-technik 2

SoSe 2020

14. Getriebe

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

**Prof. Dr.
Peter P. Pott
und
Mitarbeiter**

14. Getriebe

Inhalt

14.1 Funktion und Einteilung

14.2 Zahnradgetriebe

- 14.2.1 Grundlagen
- 14.2.2 Bauformen
  - 14.2.2.1 Eigenschaften
- 14.2.3 Verzahnungsgesetz
- 14.2.4 Evolventenverzahnung
  - 14.2.4.1 Nomenklatur
  - 14.2.4.2 geometrische Zusammenhänge
  - 14.2.4.3 Herstellung
  - 14.2.4.4 Verzahnungsqualität
  - 14.2.4.5 Qualität und Toleranzen
- 14.2.5 Kraftverhältnisse
- 14.2.6 Schadensarten

14. Getriebe

Inhalt

14.2.7 Wirkungsgrad
14.2.8 Gestaltung
14.2.8.1 Laufgeräusche
14.2.8.2 Gehäuse

14.3 Kegelrad- und Hypoidradgetriebe
14.3.1 Kegelradgetriebe
14.3.2 Hypoidradgetriebe

14.4 Schneckengetriebe
14.4.1 Funktionsweise
14.4.2 Bauformen
14.4.3 Selbsthemmung und Wirkungsgrad

14. Getriebe

Inhalt

14.5 Umlaufgetriebe

- 14.5.1 Planetengetriebe (Wiederholung)
- 14.5.2 Willis-Gleichung
- 14.5.3 Differentialgetriebe
  - 14.5.3.1 Funktionsweise
  - 14.5.3.2 Drehzahl und Drehmoment
  - 14.5.3.3 Sonderform des Planetengetriebe

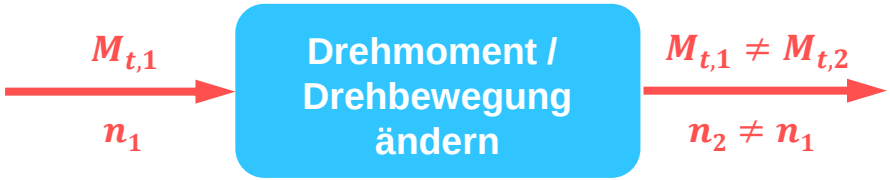
14.6 Riemengetriebe

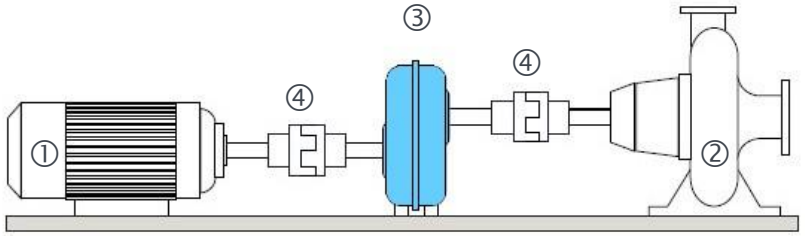
14.7 Literaturverzeichnis

14.1 Funktion und Einteilung

14.1.1 Funktion

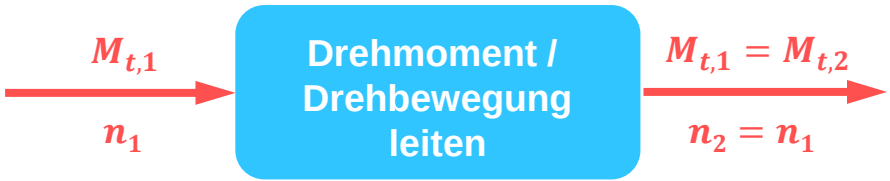
- **Hauptfunktion:**





① Kraftmaschine
② Arbeitsmaschine
③ Getriebe
④ Kupplung

- **Nebenfunktionen:**

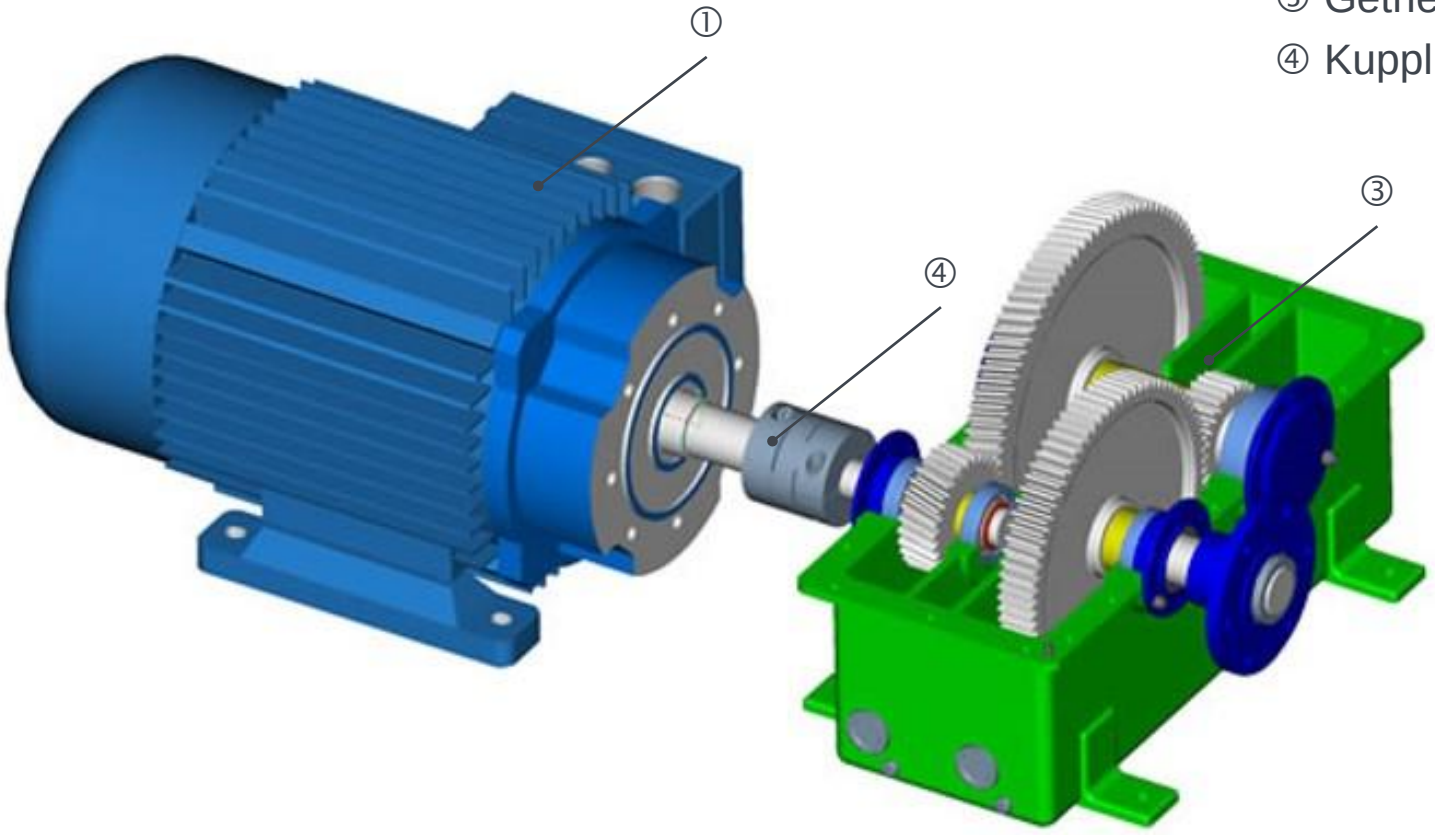


Quelle:
ludwigmeister.de

14.1 Funktion und Einteilung

14.1.1 Funktion

① Kraftmaschine
③ Getriebe
④ Kupplung



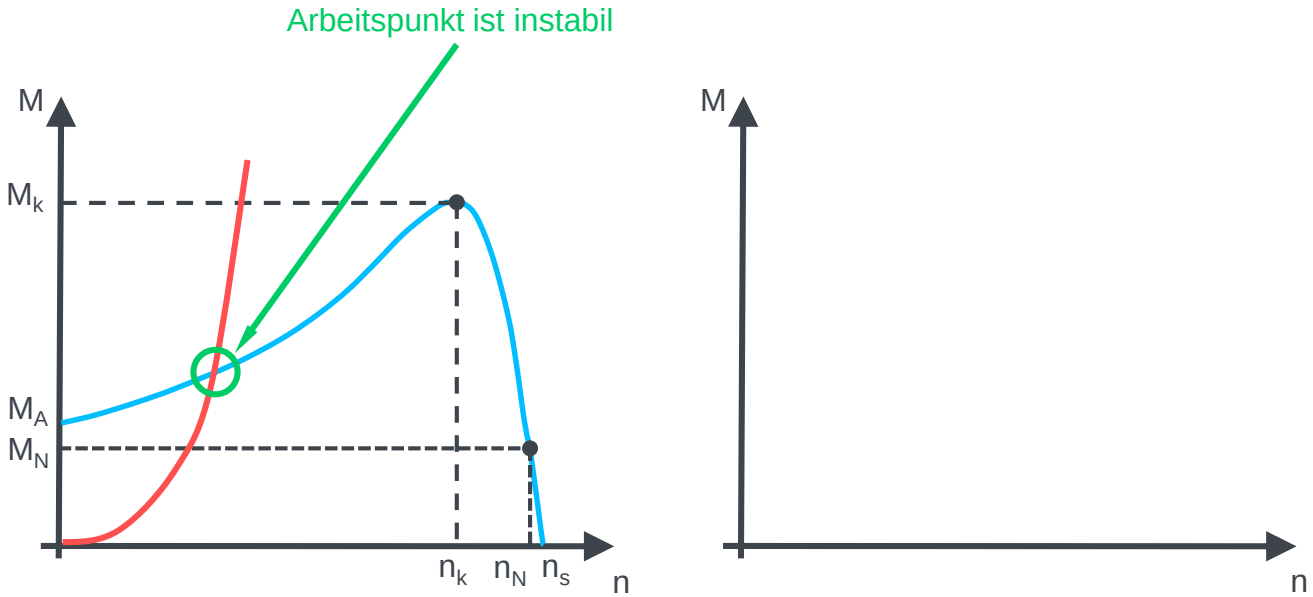
Quelle:
Uni Linz

14.1 Funktion und Einteilung

14.1.1 Funktion

Live-Inhalt

- Aufgabe: Asynchronmotor



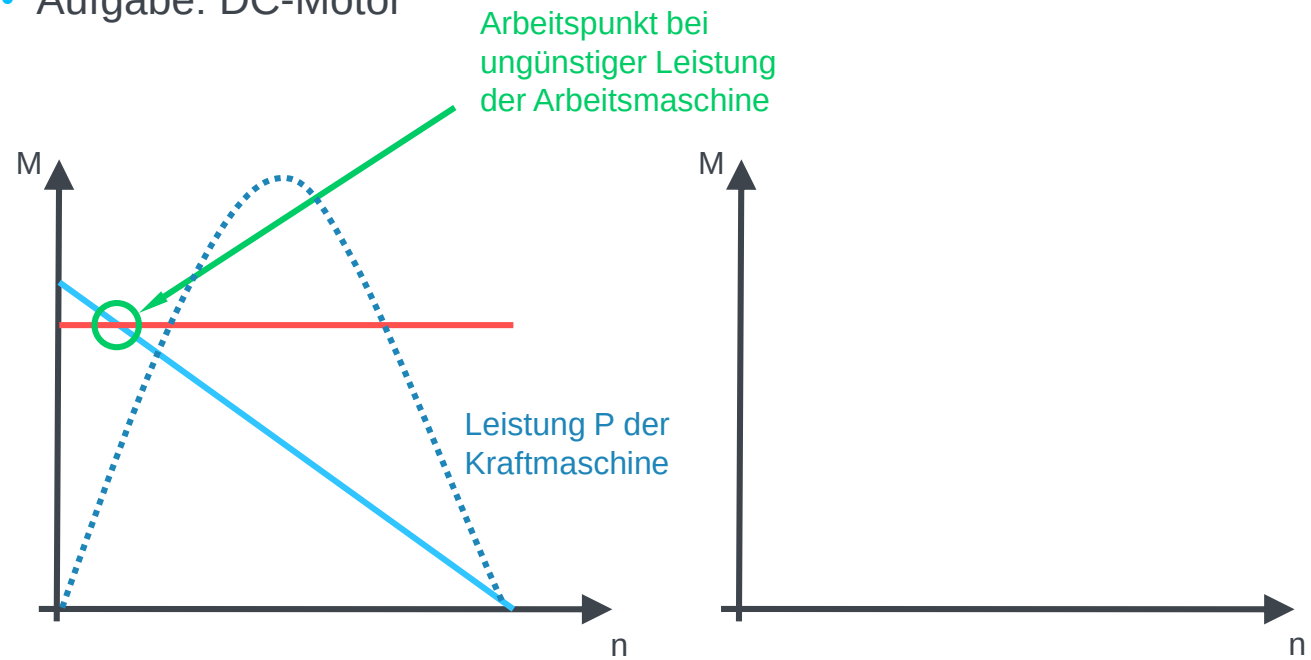
Kennlinie Kraftmaschine: **blau** (Asynchronmotor)
Kennlinie Arbeitsmaschine: **rot**

14.1 Funktion und Einteilung

14.1.1 Funktion

Live-Inhalt

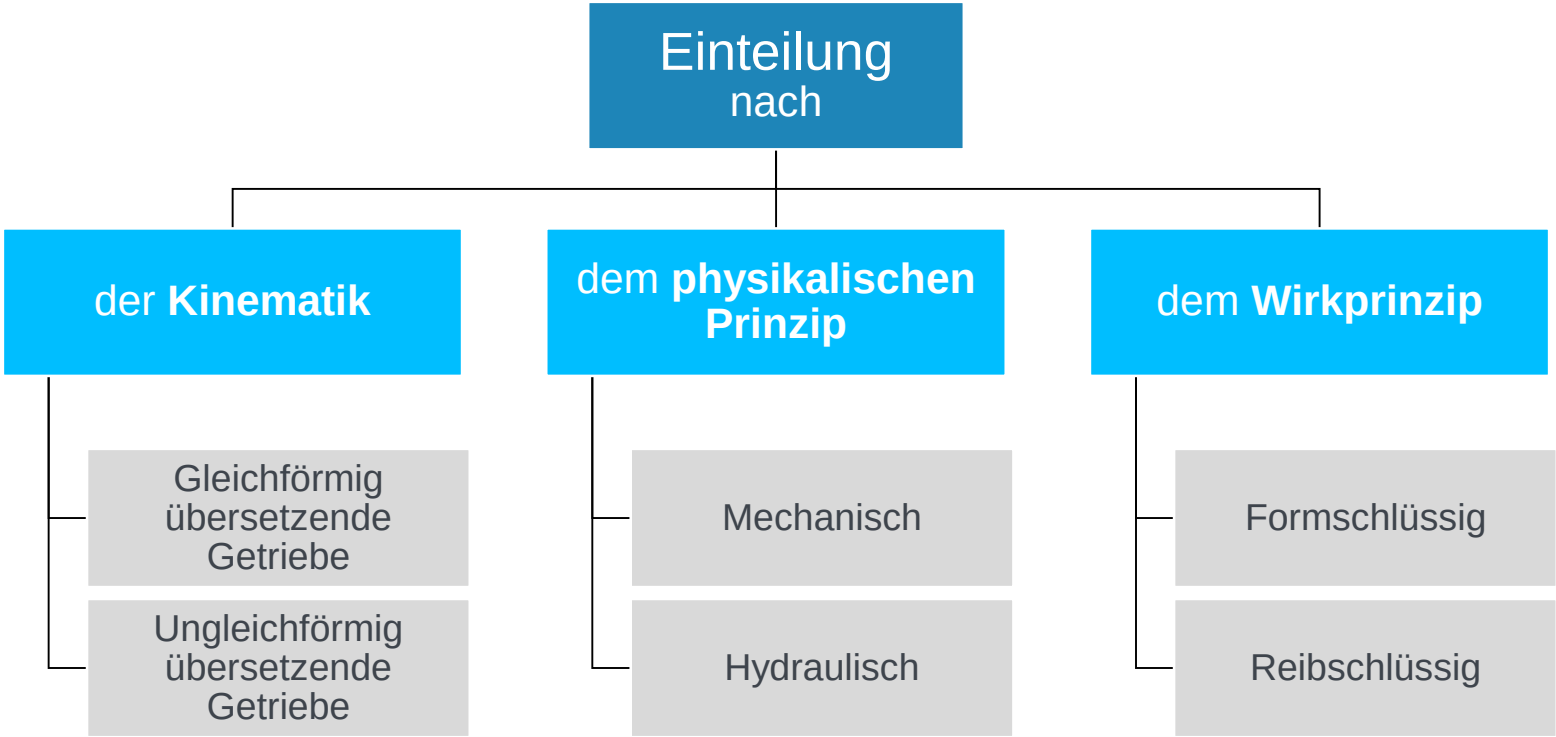
- Aufgabe: DC-Motor



Kennlinie Kraftmaschine: **blau** (DC-Motor)
Kennlinie Arbeitsmaschine: **rot** (Kran)

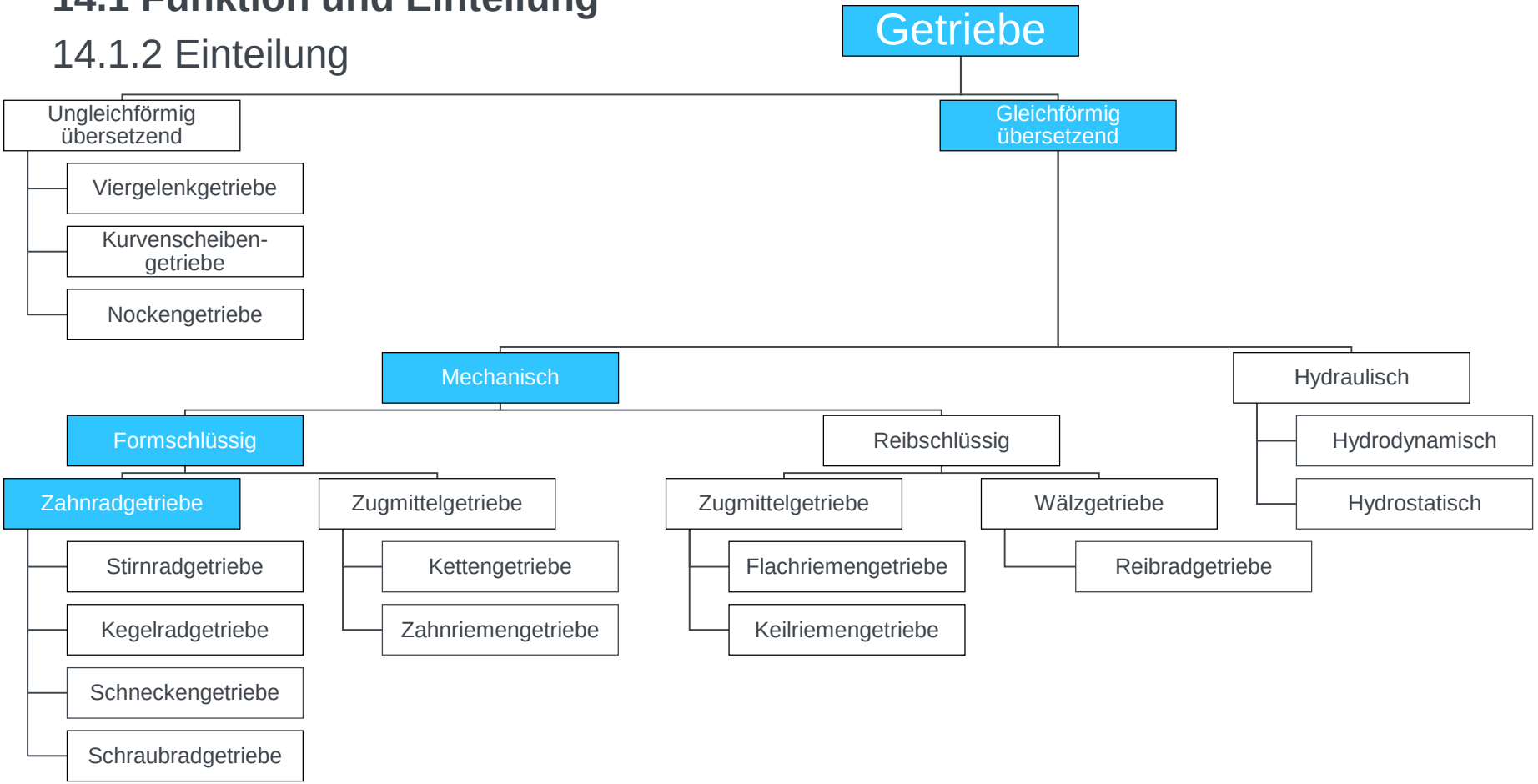
14.1 Funktion und Einteilung

14.1.2 Einteilung



14.1 Funktion und Einteilung

14.1.2 Einteilung

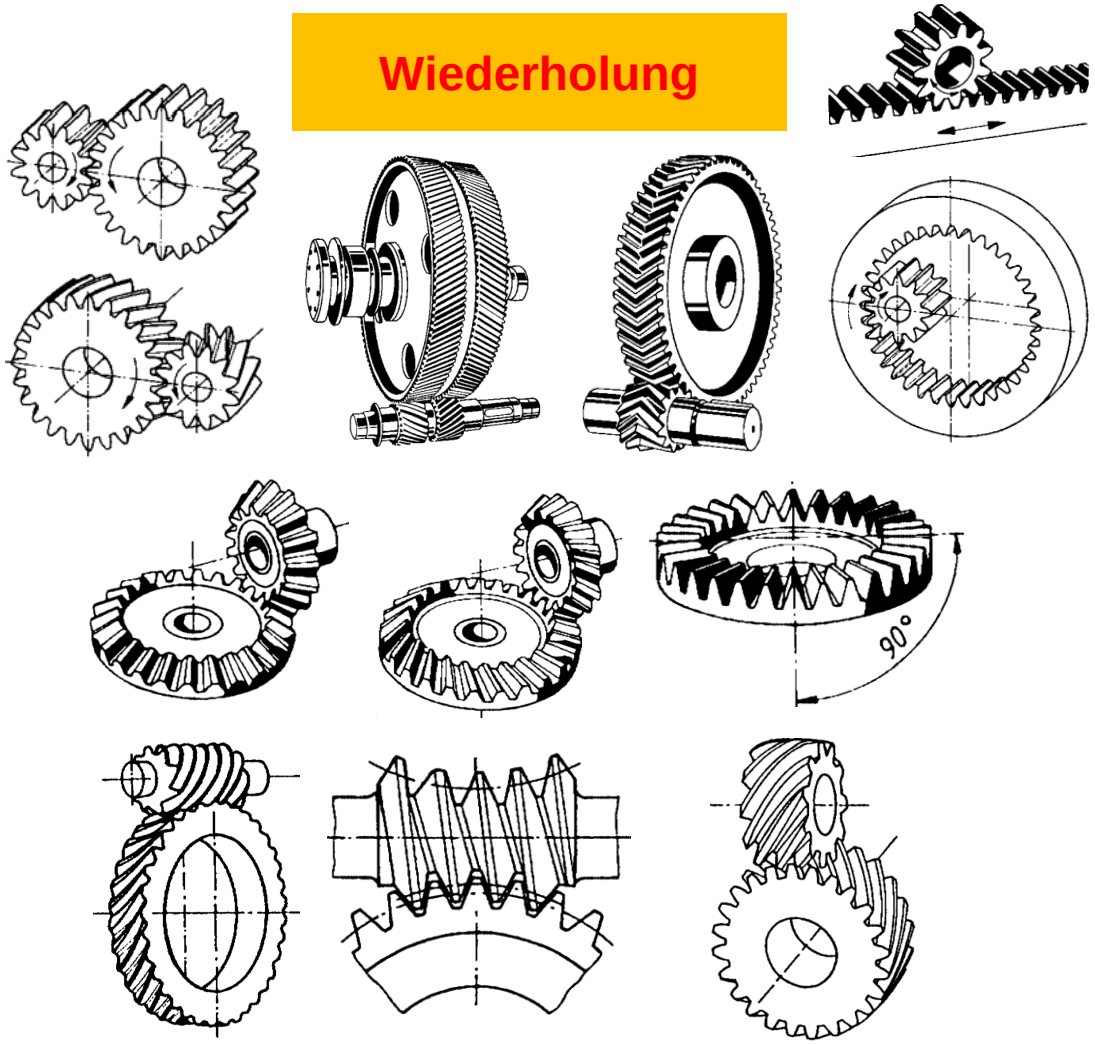


14.1 Funktion und Einteilung

14.1.2 Einteilung

- **Zahnradgetriebe**
  - Stirnradgetriebe
  - Kegelradgetriebe
  - Schneckengetriebe
  - Schraubradgetriebe

Wiederholung



Quelle:
Matek

Wiederholung

14.2 Zahnradgetriebe

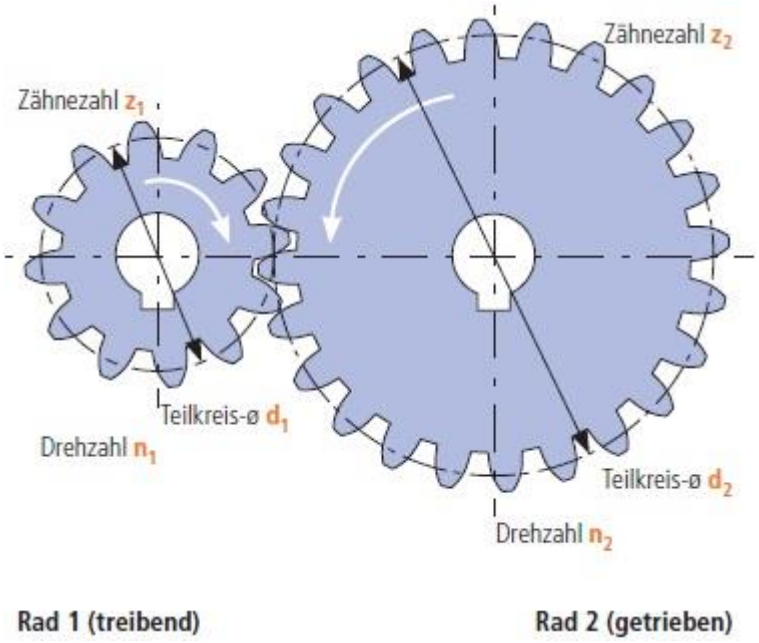
14.2.1 Grundlagen

(1) Übersetzung i

Das Übersetzungsverhältnis ergibt sich aus:

$$i = \frac{d_{ab}}{d_{an}}$$

- d_{ab} = Durchmesser des Abtrieb-Rads
- d_{an} = Durchmesser des Antrieb-Rads



Quelle: Ludwig Meister

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.1 Grundlagen

Außerdem gilt für i:

$$i = \frac{\omega_{an}}{\omega_{ab}} = \frac{n_{an}}{n_{ab}}$$

Mit $v = r \cdot \omega = r \cdot 2 \cdot \pi \cdot n$ gilt ohne Drehzahlverluste:

$$v_1 = v_2$$

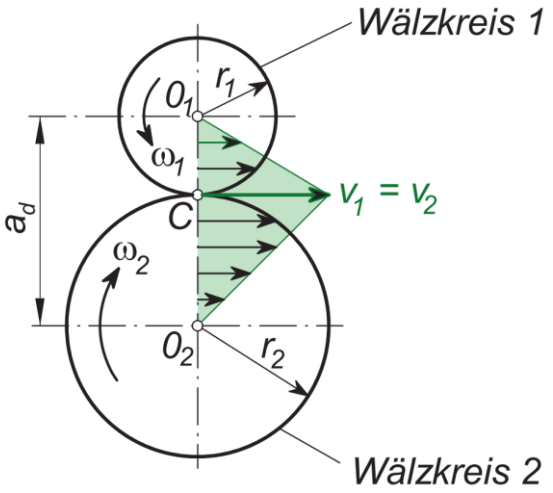
$$r_1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_1 = r_2 \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_2$$

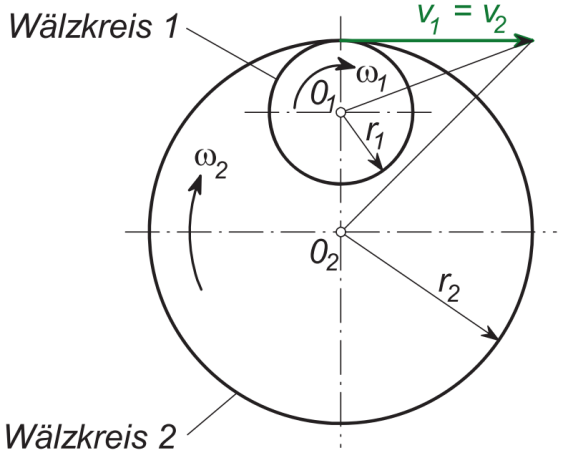
$$i = \frac{n_{an}}{n_{ab}} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = -\frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

Es gilt außerdem:

$|i| > 1$: Übersetzung ins „Langsame“

$|i| < 1$: Übersetzung ins „Schnelle“





Quelle: Springer

14.2 Zahnradgetriebe

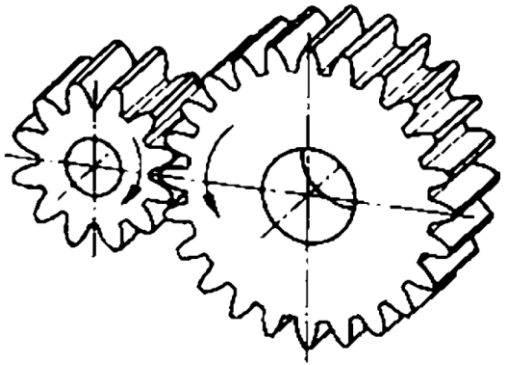
14.2.1 Grundlagen

Angabe der Zähnezahl z:

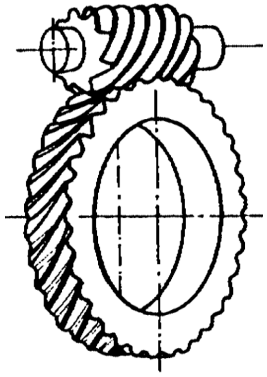
$z > 0$ für außenverzahnte Zahnräder z.B. Stirn-, Kegel-, Schneckenräder

$z < 0$ für innenverzahnte Zahnräder z.B. Hohlräder

Mit $i = \frac{z_2}{z_1}$ ergibt sich dann für folgende Zahnradpaarungen:

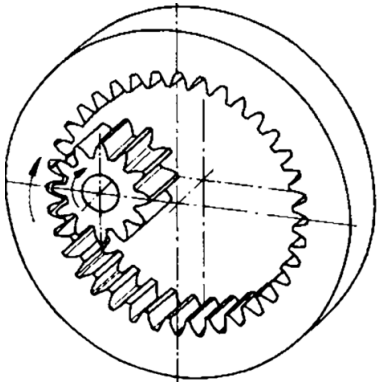


$i > 0$



$i > 0$

entgegengesetzter Drehsinn



$i < 0$

gleicher Drehsinn

Quelle: Matek

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.1 Grundlagen

(2) Leistung P

i. Ohne Verluste: $P = M_{an} \cdot \omega_{an} = M_{ab} \cdot \omega_{ab}$

ii. Mit Verlusten: $P_{an} = M_{an} \cdot \omega_{an} \neq P_{ab} = M_{ab} \cdot \omega_{ab}$

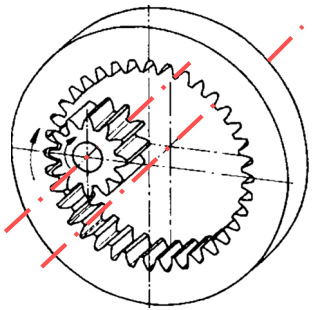
(3) Wirkungsgrad η: $\eta = \frac{P_{ab}}{P_{an}}$

Gesamtwirkungsgrad ergibt sich als Produkt aus Einzelwirkungsgraden $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \cdots$

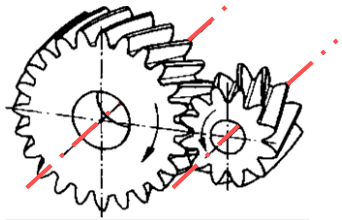
14.2 Zahnradgetriebe

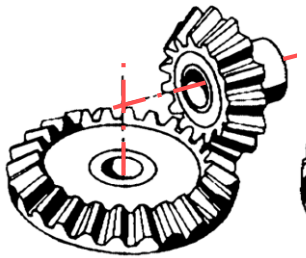
14.2.2 Bauformen

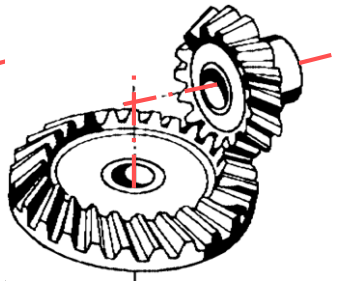
- Formschlüssige Leistungsübertragung
- Formschluss- und Übertragungselemente: Zähne.
  Ihre Form ist so zu wählen, dass unabhängig von der Belastung gilt: $i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{konst.}$
- Bauformen in Abhängigkeit
  - der relativen Lage der Wellen zueinander
  - der Lage bzw. der Gestaltung der Verzahnung



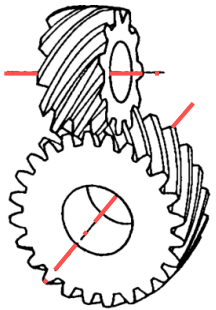
parallele Achsen







schneidende Achsen



kreuzende Achsen

Quelle:
Matek

14.2 Zahnradgetriebe

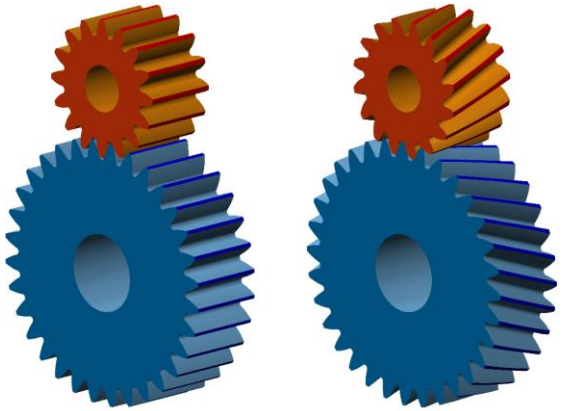
Wiederholung

14.2.2.1 Bauformen - Eigenschaften

1) Stirnräder

- Geradverzahnung:
  - 👍 Einfach herstellbar
  - 🚫 Flanken greifen auf voller Breite gleichzeitig ineinander: Geräuschentwicklung

- Schrägverzahnung:
  - 👍 Geräuschentwicklung reduziert, Übertragung von höherem Drehmoment
  - 🚫 höherer Lagerverschleiß wegen Axialkräften



Geradverzahnung Schrägverzahnung

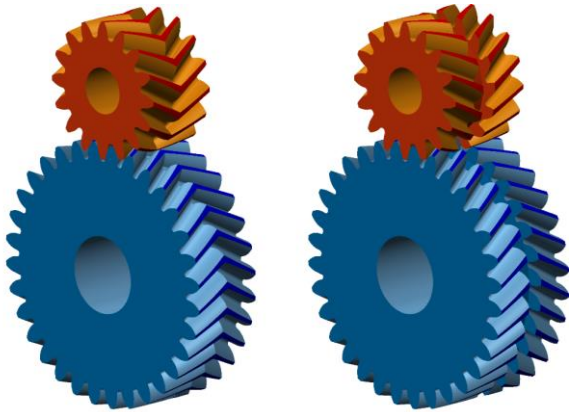
Quelle: ahoefler.de

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.2.1 Bauformen - Eigenschaften

2) Stirnräder

- Pfeilverzahnung und Doppelschrägverzahnung
  - Hohe Beanspruchbarkeit, geringe Geräuschentwicklung, geringer Verschleiß
  - Aufwendige Fertigung



Pfeilverzahnung | Doppelschräg-verzahnung

Quelle: ahoefler.de

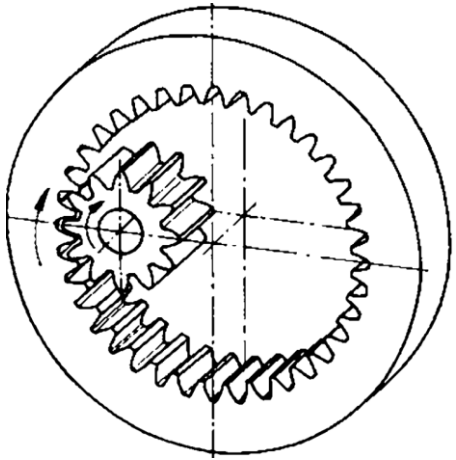
14.2 Zahnradgetriebe

14.2.2.1 Bauformen - Eigenschaften

3) Hohlräder

- Außenverzahnungsarten sind als Hohlräder realisierbar
  - bauen kleiner als Außenverzahnungen
  - fliegend gelagertes Ritzel möglich
  - teurer als Außenverzahnung
  - eingeschränkte Herstellmöglichkeiten

- hauptsächlich für Planetengetriebe



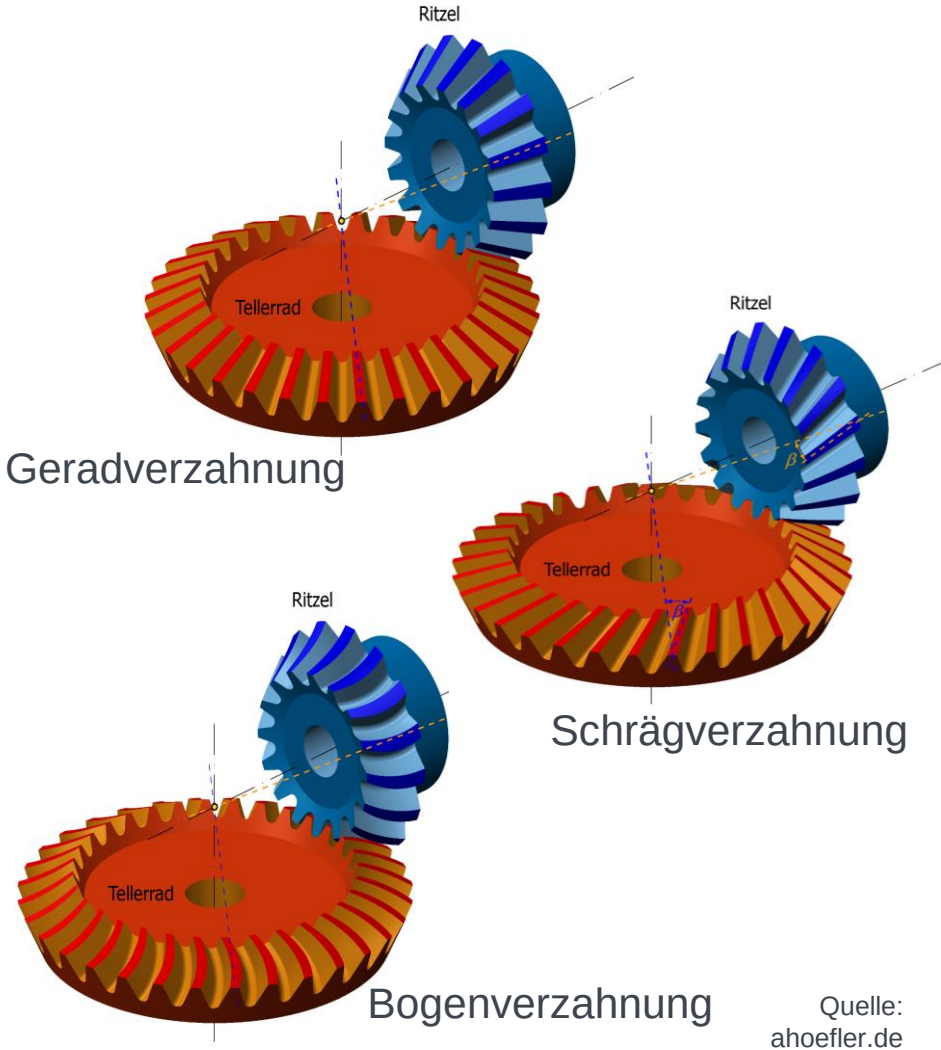
Quelle:
Matek

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.2.1 Bauformen - Eigenschaften

3) Kegelräder
   - Funktionsfläche: Wälzkegel
   - schneidende Achsen realisierbar
   - Linienförmige Zahnflanken

   - Größeres Kegelrad: Tellerrad
   - Kleineres Kegelrad: Ritzel



Quelle: ahoefler.de

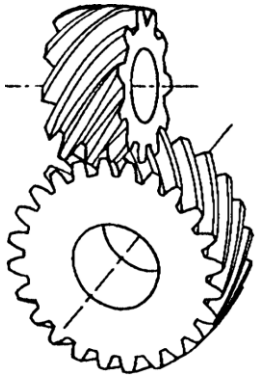
14.2 Zahnradgetriebe

14.2.2.1 Bauformen - Eigenschaften

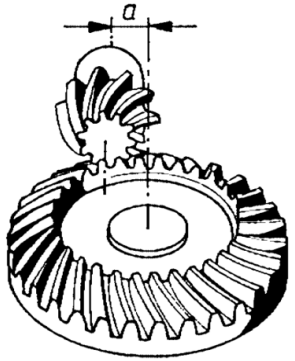
4) Schraubgetriebe

a. Schraubradgetriebe

- 👍 große Achsversetzung möglich
- 🚫 nur für kleine Kräfte
- 🚫 schlechter Wirkungsgrad



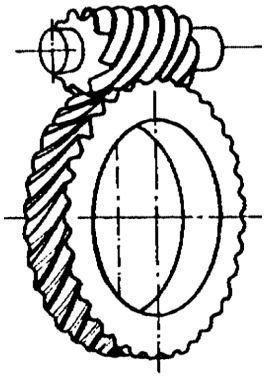
Stirnschraubrad



Kegelradschraubgetriebe (Hypoidradpaar)

b. Schneckengetriebe

- 👍 große Übersetzungen
- 👍 Selbsthemmung bei Umkehr des Kraftflusses möglich
- 🚫 schlechter Wirkungsgrad



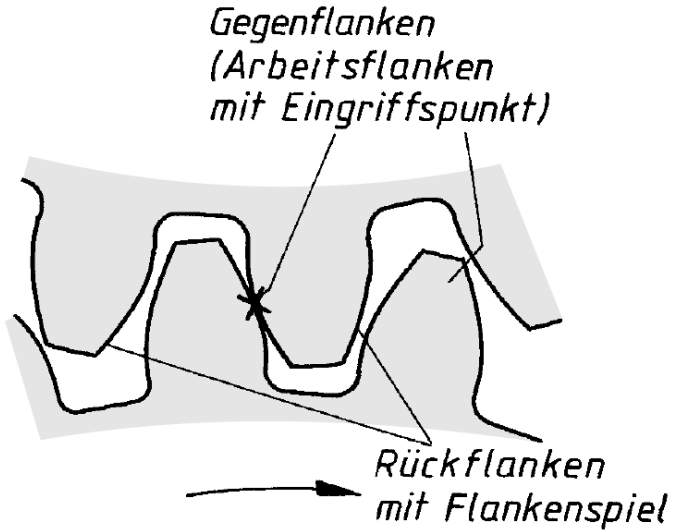
Zylinderschnecken-Getrieberad

Quelle: Matek

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.3 Verzahnungsgesetz

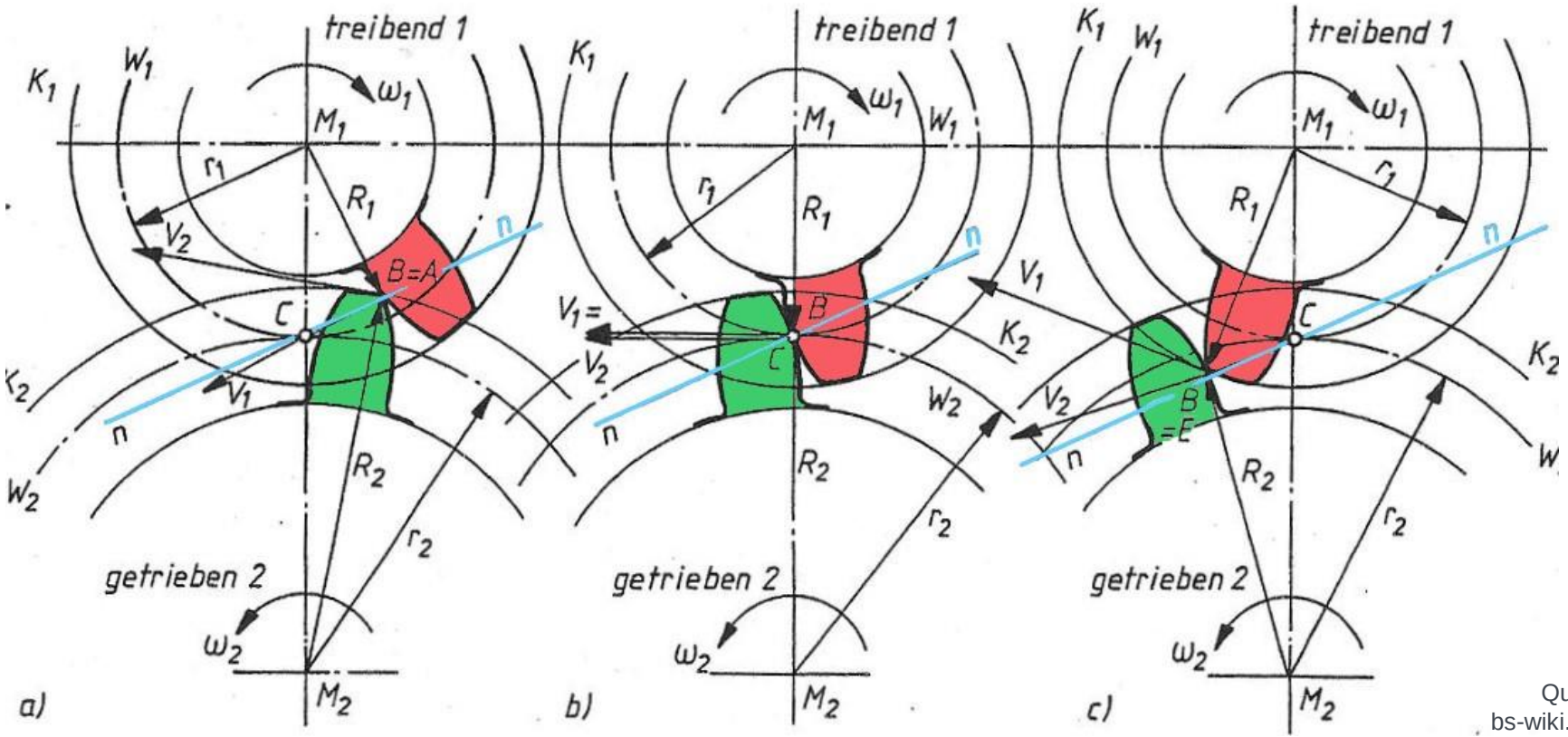
- Zahnräder dienen der formschlüssigen Kraftübertragung
- Jeder Zahn besitz eine Arbeits- und eine Rückflanke (je nach Drehrichtung)
- Die Zähne zweier Zahnräder greifen bei der Drehbewegung ineinander wobei sich die Arbeitsflanken berühren → Kraftübertragung



Quelle: Matek

14.2 Zahnradgetriebe

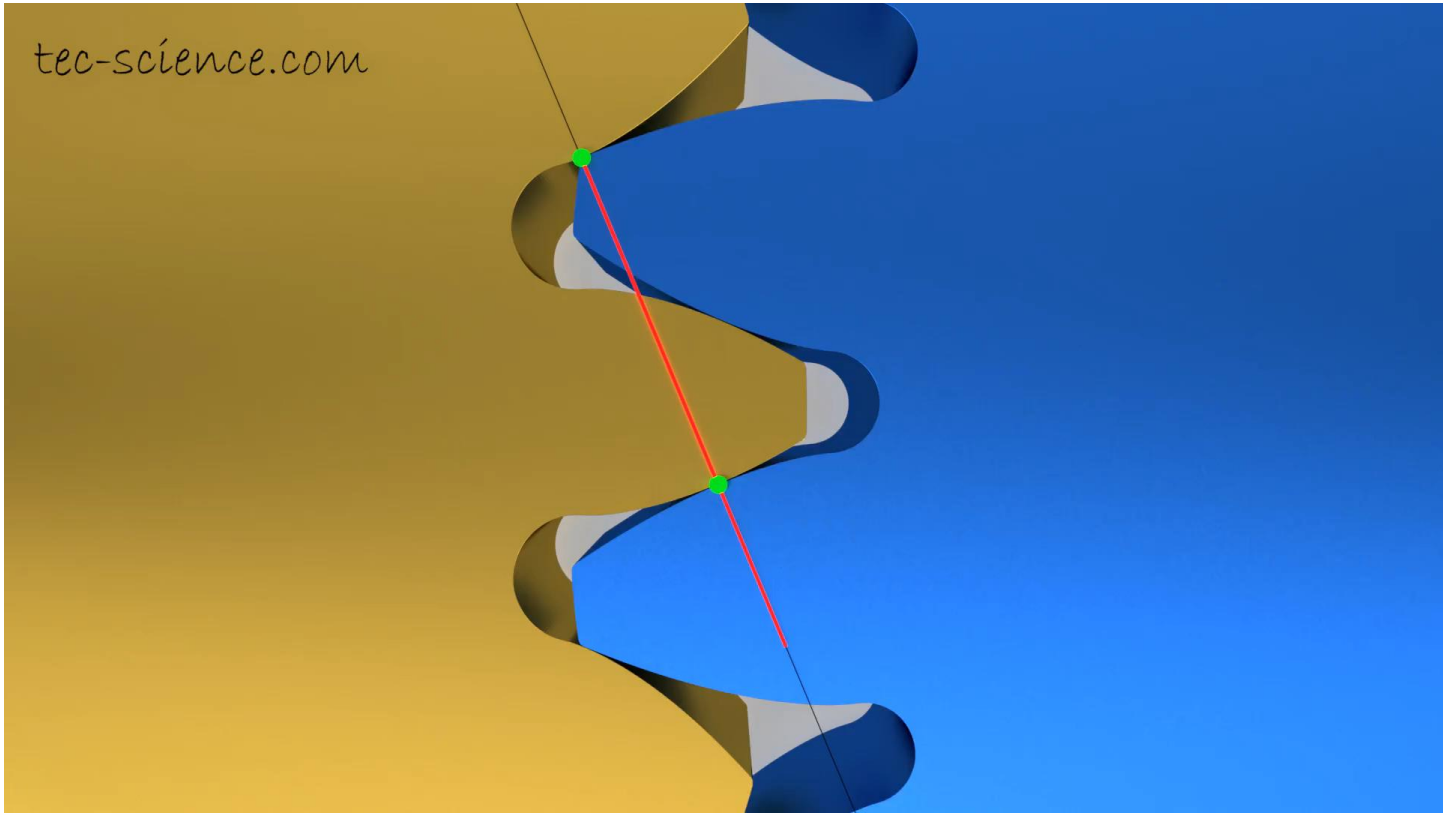
14.2.3 Verzahnungsgesetz



Quelle:
bs-wiki.com

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.3 Verzahnungsgesetz



14.2 Zahnradgetriebe

14.2.3 Verzahnungsgesetz

- Voraussetzung: konstant bleibende Übersetzung $i = \frac{\omega_1}{\omega_2}$.
- $\omega = \frac{v}{r} \rightarrow i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{v_1}{r_1} \cdot \frac{r_2}{v_2}$

  → da i=konstant muss $\frac{r_2}{v_2}$ im gleichen Maß kleiner werden wie $\frac{v_1}{r_1}$ größer wird.

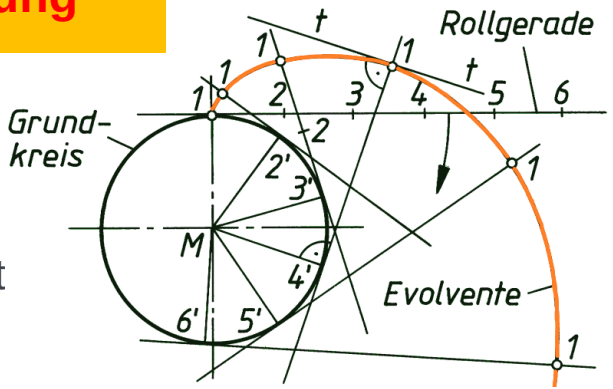
  Im Wälzpunkt C gilt: $v_1 = v_2 \rightarrow i = \frac{r_2}{r_1}$
- Verzahnungsgesetz:
  Die Zahnnormale eines Eingriffspunktes muss stets durch den Wälzpunkt C gehen.
- Merke:
  Mit Hilfe des Verzahnungsgesetzes kann zu jeder beliebigen Zahnflanke eine Gegenflanke bestimmt werden.

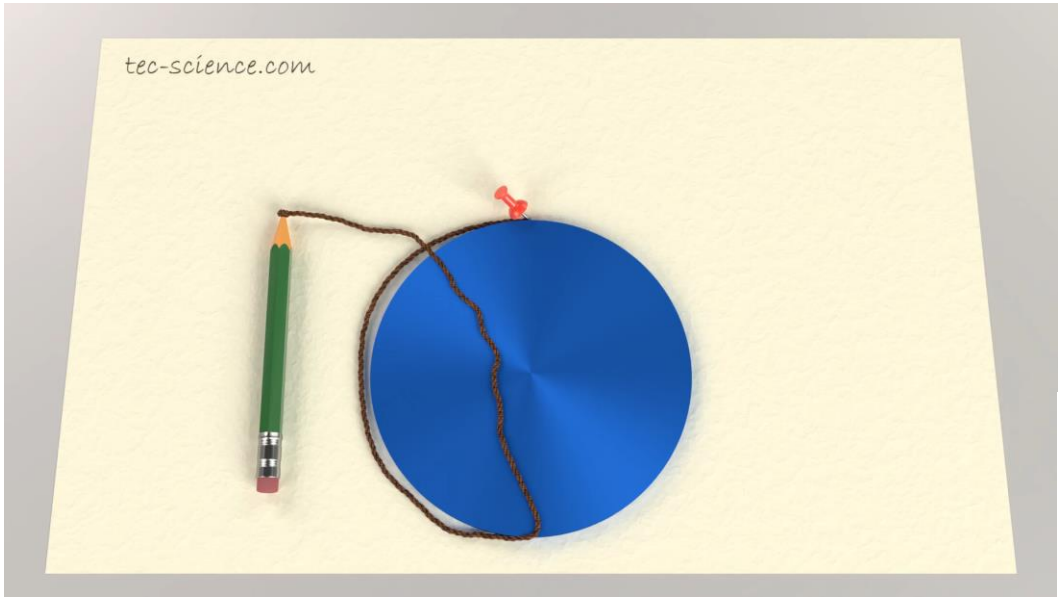
14.2 Zahnradgetriebe

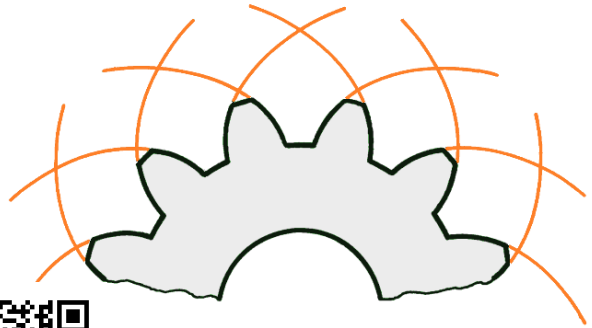
14.2.4 Evolventenverzahnung

Wiederholung

- Definition: Evolvente
- Wird ein Faden von einem (Grundkreis-)Zylinder abgewickelt so beschreibt sein Ende eine Kreisevolvente





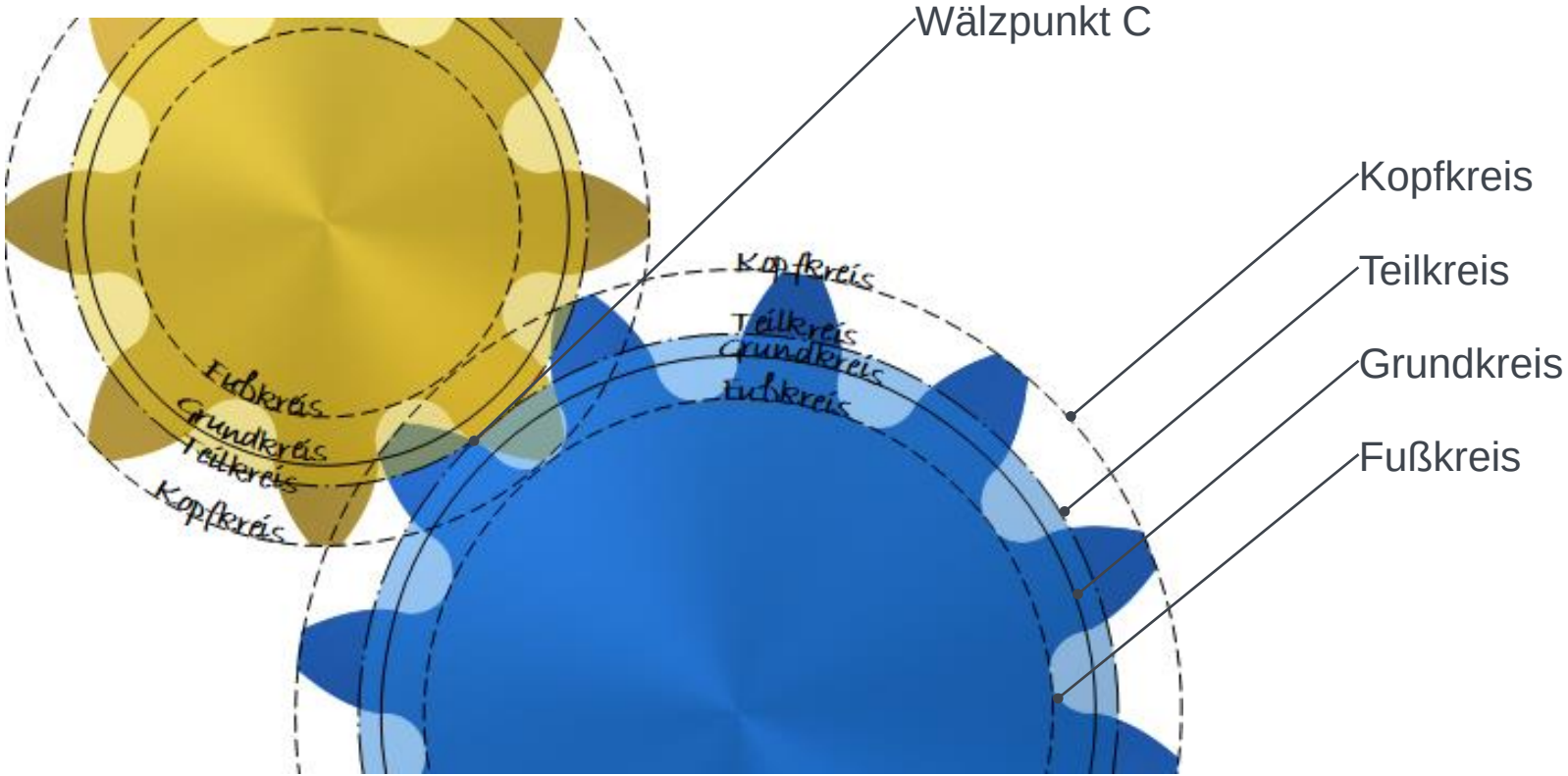


Evolventen am Stirnrad

Quelle:
tec-science.com, Matek

14.2 Zahnradgetriebe

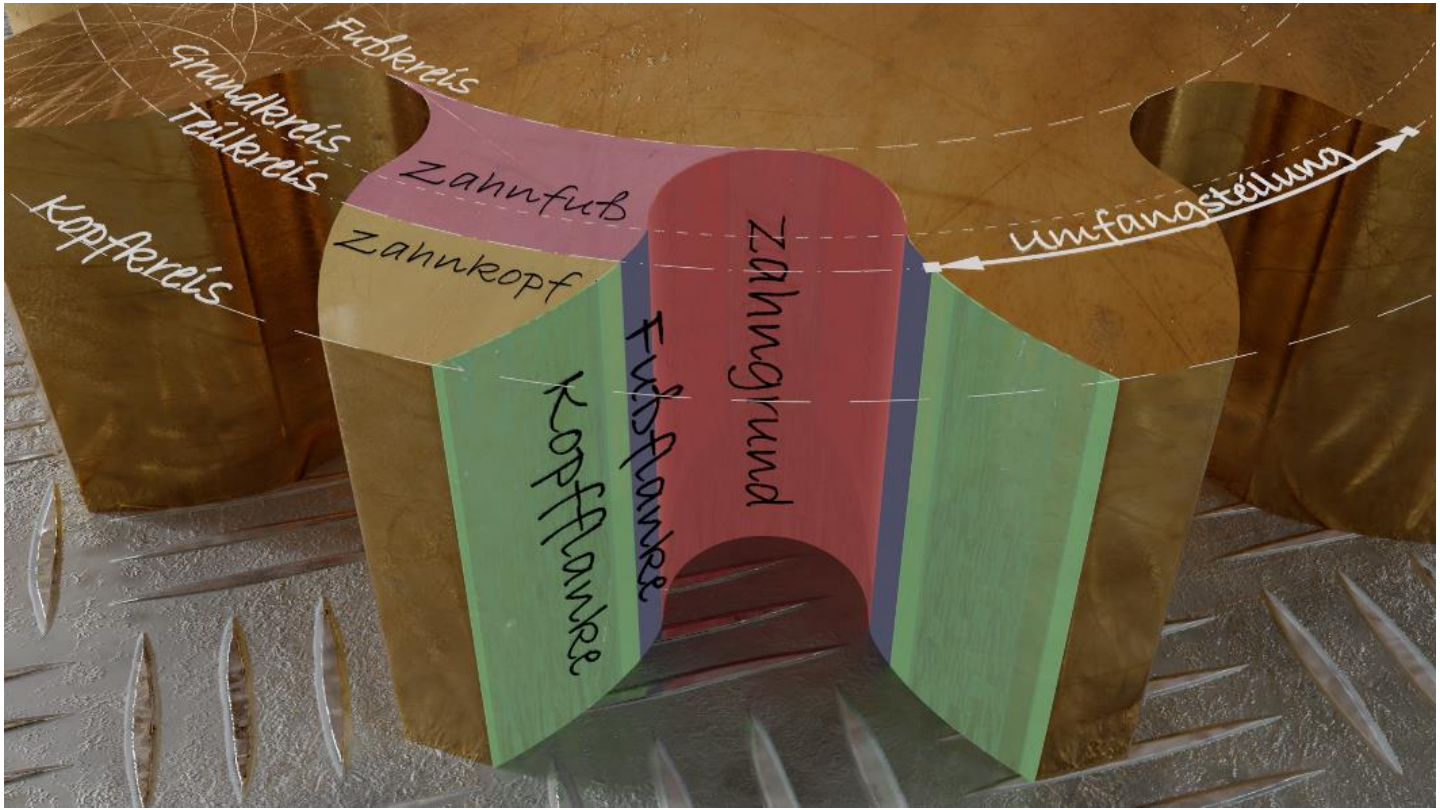
14.2.4.1 Nomenklatur



Quelle:
tec-science.com

14.2 Zahnradgetriebe

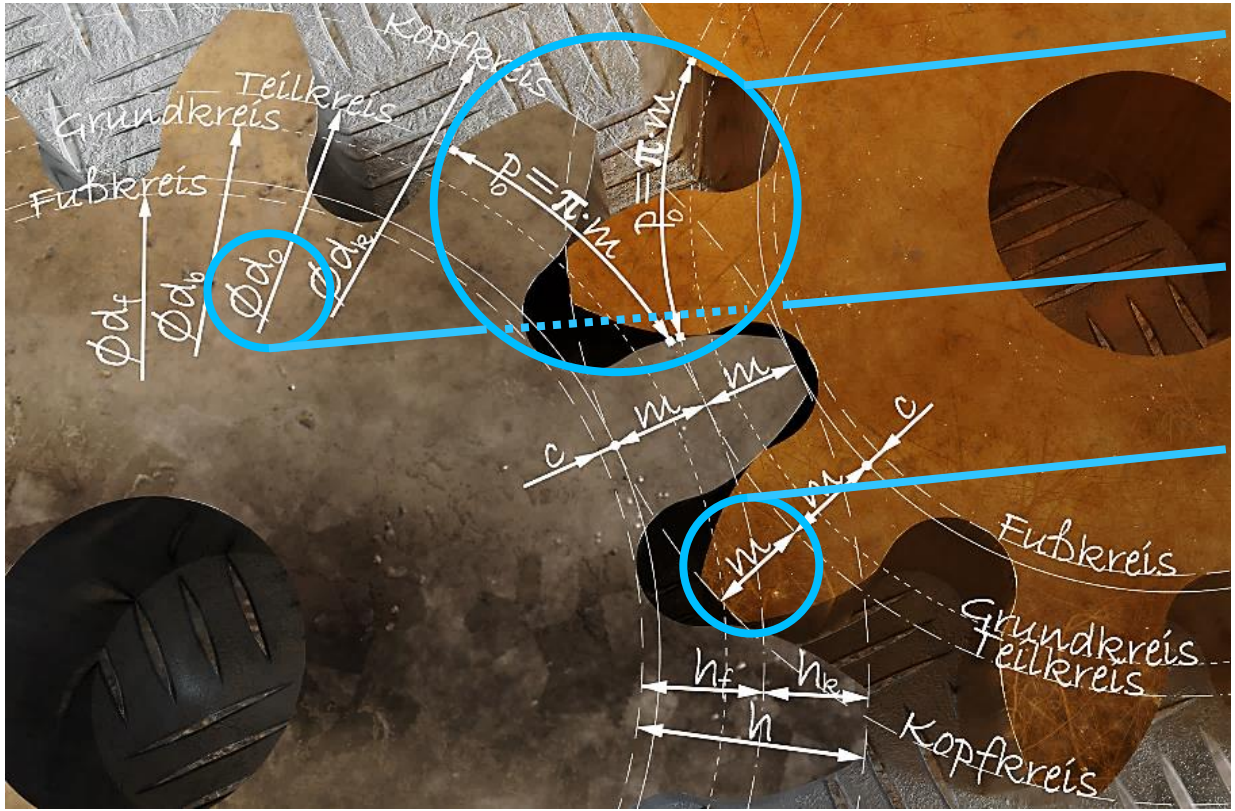
14.2.4.1 Nomenklatur



Quelle:
tec-science.com

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.4.2 Evolventenverzahnung: Geometrische Zusammenhänge

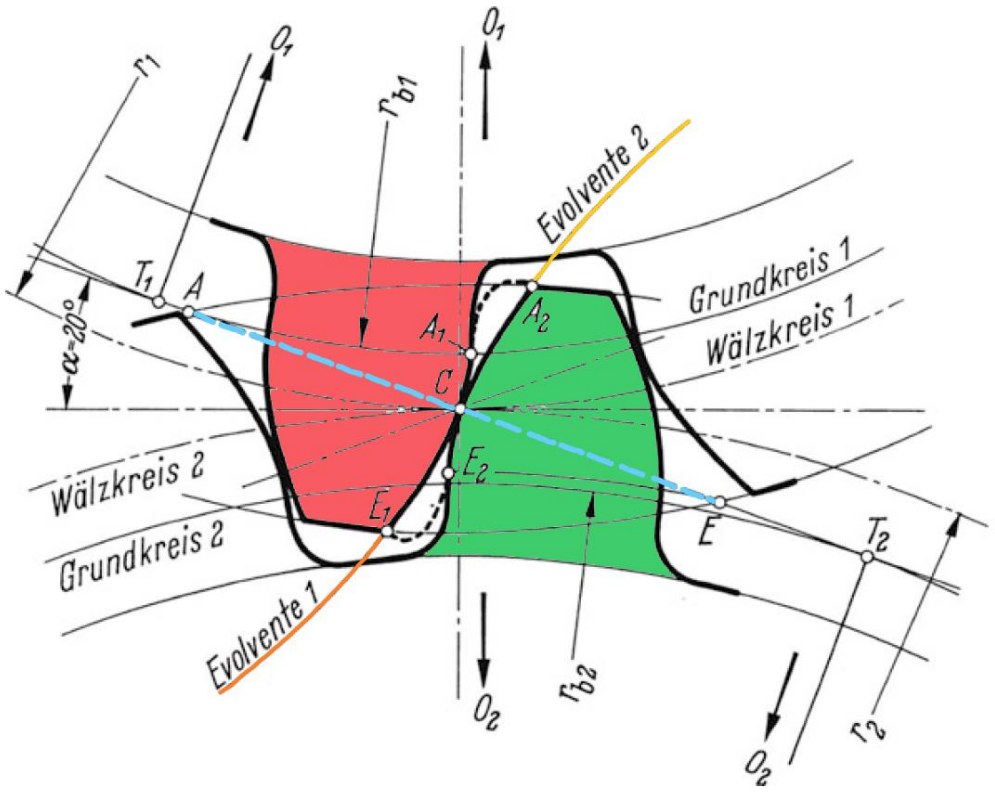


- Teilung p: Kreisbogenlänge zwischen zwei aufeinanderfolgenden Rechts- oder Linksflanken.
- Teilkreis d_0: der Zahn wird vom Teilkreisdurchmesser sozusagen auf halber Höhe „geteilt“.
- Modul m: Ein Maß für die Zahngröße eins Zahnrades.

Quelle:
tec-science.com

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.4.2 Evolventenverzahnung: Geometrische Zusammenhänge



- Eingriffslinie
  - Berührungspunkte B wandern von A über C zu E.
    AE: Eingriffsgerade unter Winkel α
  - $\cos\alpha = \frac{r_b}{r} = \frac{\text{Grundkreis}}{\text{Wälzkreis}}$
  - Nullverzahnung: $\alpha = 20°$ (links im Bild)

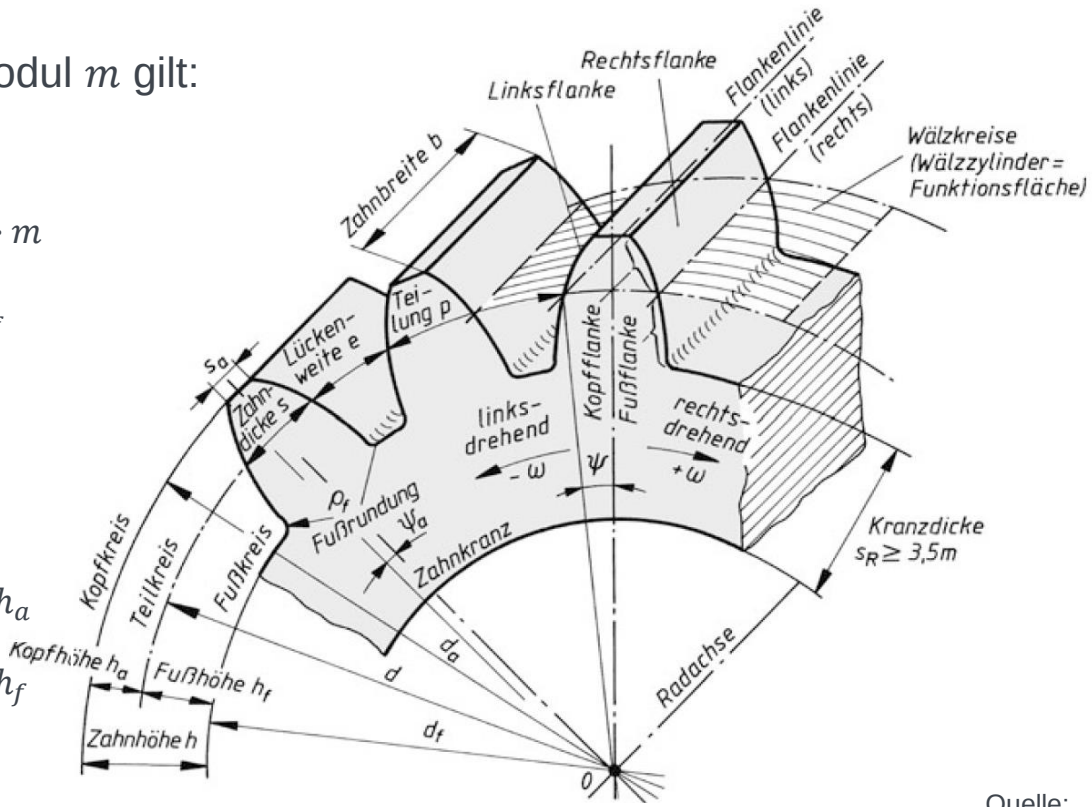
Quelle: Springer

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.4.2 Evolventenverzahnung: Geometrische Zusammenhänge

- Ausgehend von Zähnezahl z und Modul m gilt:

Teilung	$p = \pi \cdot m$
Teilkreisdurchmesser	$d = z \cdot \frac{p}{\pi} = z \cdot m$
Zahnhöhe	$h = h_a + h_f$
Kopfhöhe → Kopfflanke (außerhalb d)	$h_a = m$
Fußhöhe → Fußflanke (innerhalb d, mit Kopfspiel c)	$h_f = m + c$
Kopfkreisdurchmesser	$d_a = d + 2 \cdot h_a$
Fußkreisdurchmesser	$d_f = d - 2 \cdot h_f$
Zahndicke s und Zahnlücke e am Teilkreis	$p = s + e$



Quelle: Matek

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.4.2 Evolventenverzahnung: Geometrische Zusammenhänge

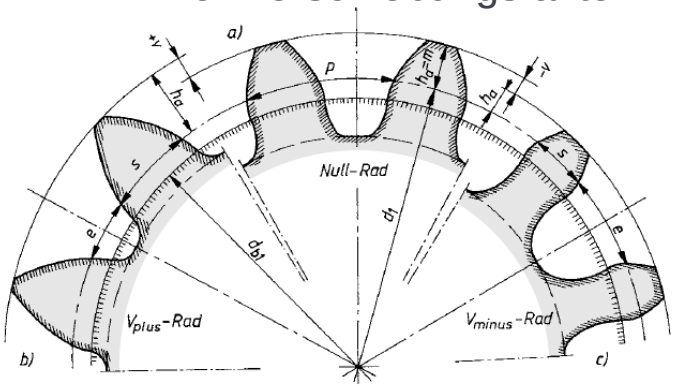
- Achsabstand:

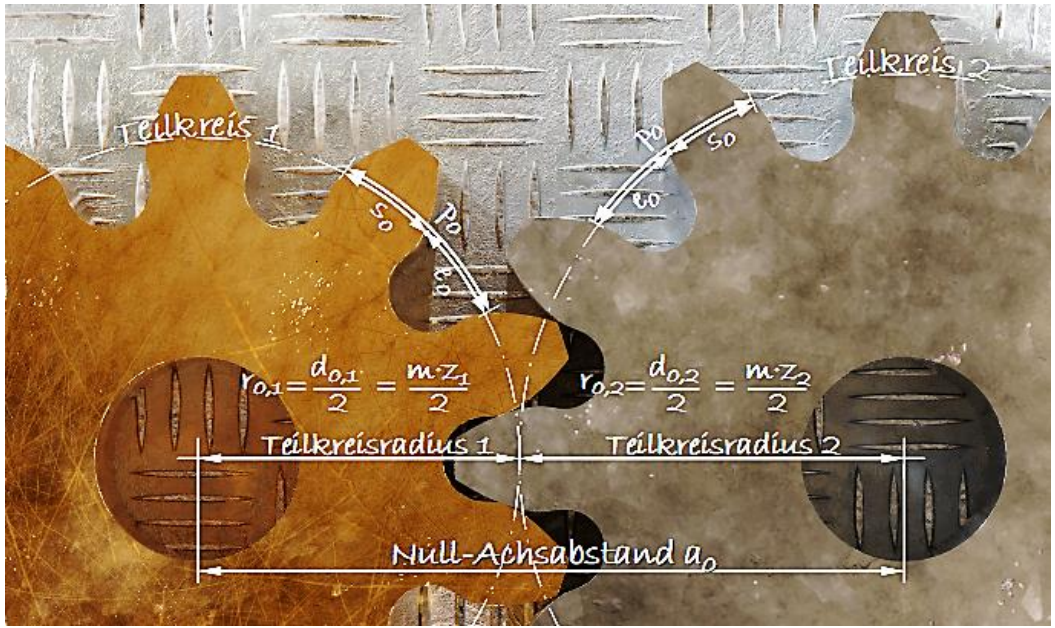
$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)$$

- Profilverschiebung V

$$V = x \cdot m$$

Profilverschiebungsfaktor x





Quelle:
tec-science.com

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.4.2 Evolventenverzahnung: Geometrische Zusammenhänge

- Profilverschiebung

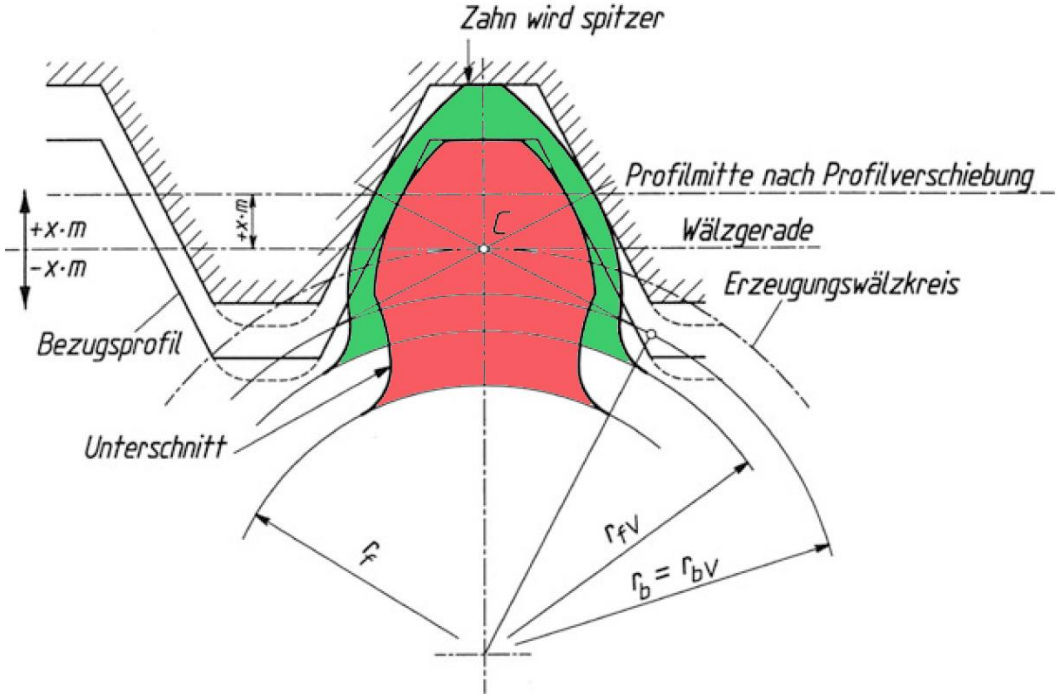
Zur Vermeidung eines Unterschnitts bei kleinen Zähnezahlen.

Verschiebung des Werkzeugs:

$$V = x \cdot m$$

$x > 0$ bei Verschiebung nach außen

$x < 0$ bei Verschiebung nach innen



- Zahnräder
  - mit Profilverschiebung: *V-Räder*
  - ohne Profilverschiebung: *Nullräder*

Quelle: Springer

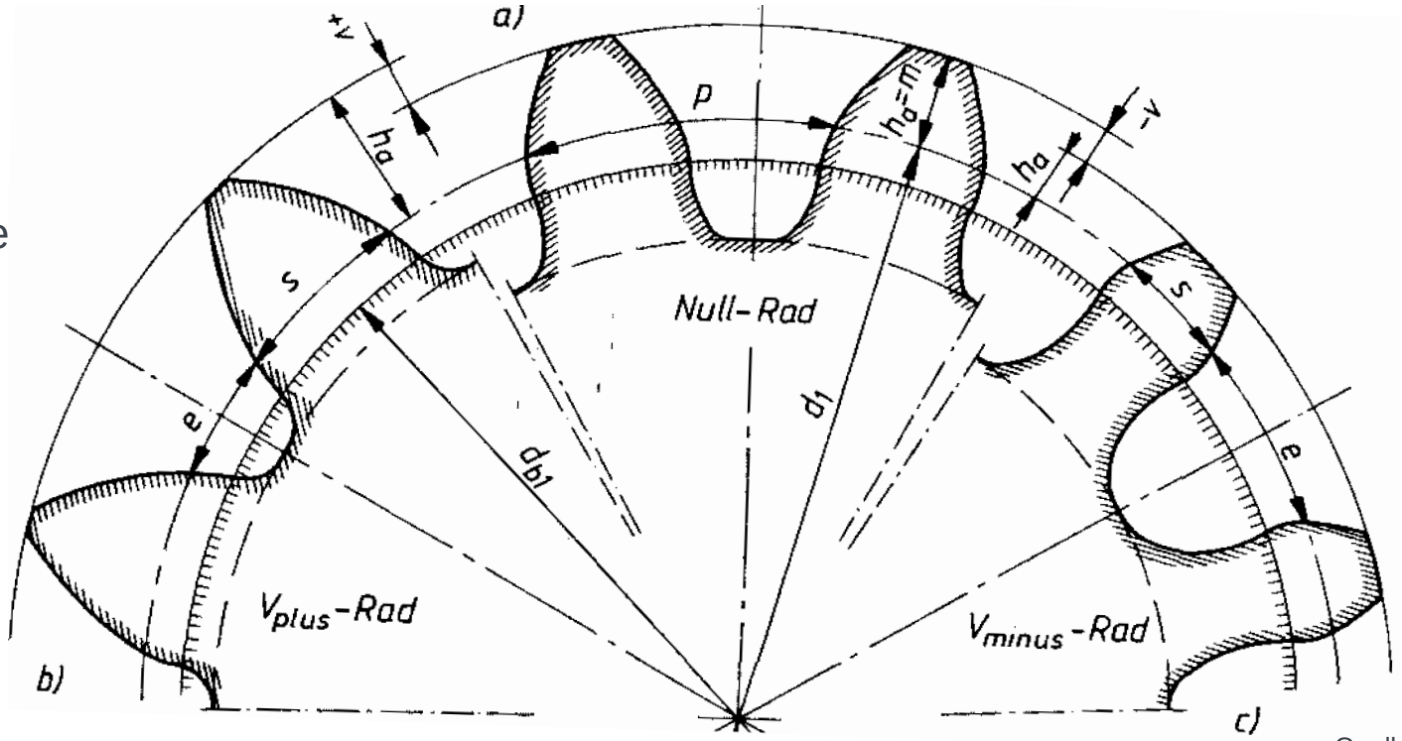
14.2 Zahnradgetriebe

14.2.4.2 Evolventenverzahnung: Geometrische Zusammenhänge

a. Nullrad: Keine Profilverschiebung

b. V_{plus}-Rad: positive Profilverschiebung

c. V_{minus}-Rad: negative Profilverschiebung



Quelle: hs-münchen

14.2 Zahnradgetriebe

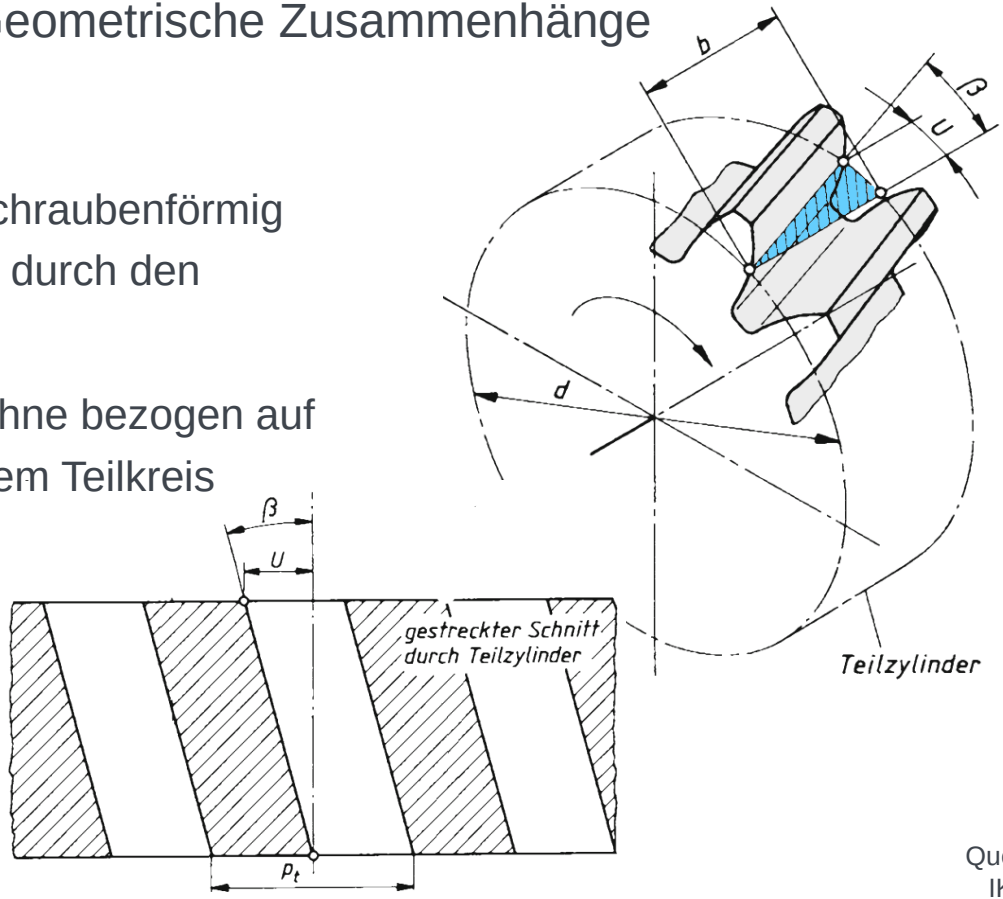
14.2.4.2 Evolventenverzahnung: Geometrische Zusammenhänge

- Schrägverzahnung

Die Zähne sind auf dem Radzylinder schraubenförmig gewunden. Der Flankenlinienverlauf ist durch den Schrägungswinkel β bestimmt.

Das Maß für die Schrägstellung der Zähne bezogen auf die Radbreite b ist der als Bogen auf dem Teilkreis gemessene Sprung U.

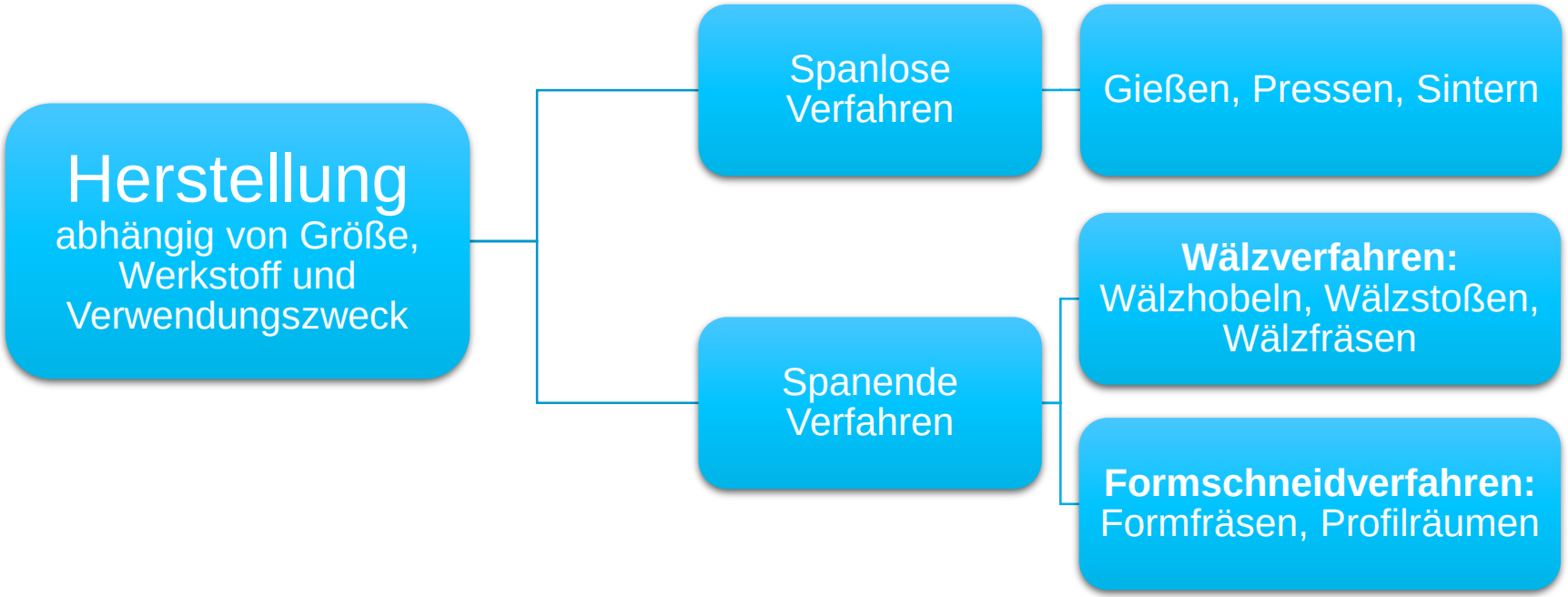
$$U = b \cdot \tan \beta$$



Quelle: IKTD

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.4.3 Herstellverfahren



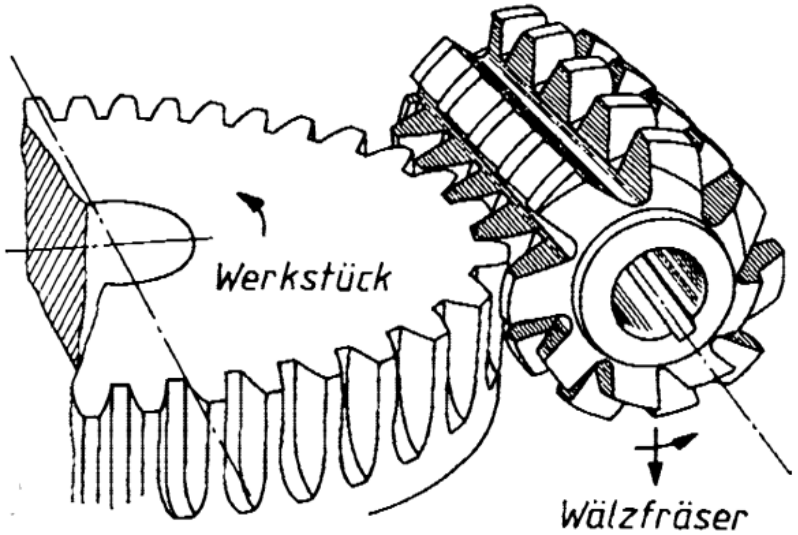
14.2 Zahnradgetriebe

14.2.4.3.1 Herstellverfahren - Wälzverfahren

Werkzeuge und Werkstück wälzen so miteinander wie zwei ihnen entsprechende fertigverzahnte Räder in einem Getriebe. Das Werkzeug erzeugt dadurch im Werkstück die Zahnlücken.

(1) Wälzfräsen

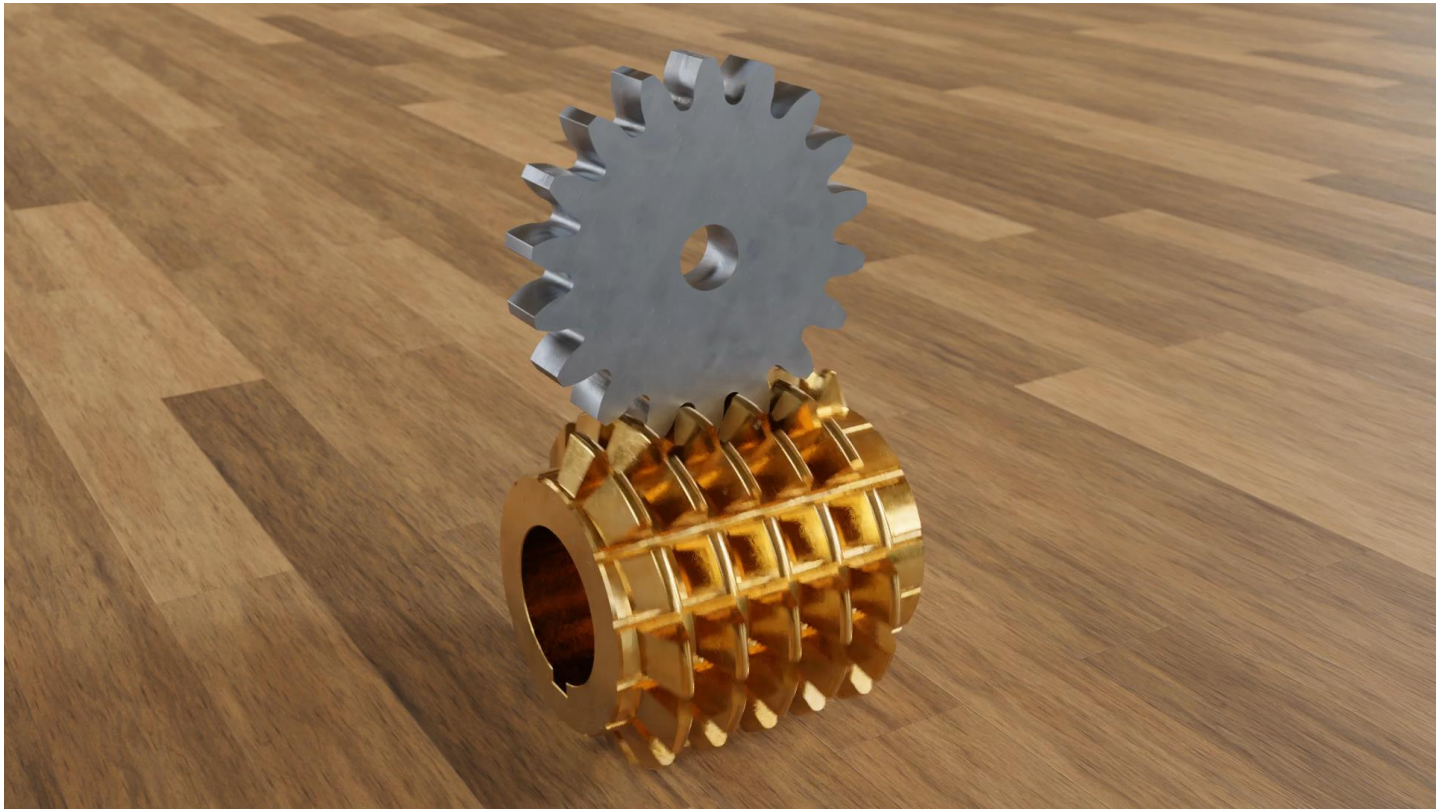
Wälzfräser mit geradflankigen Schneiden, die sich analog zu einem Gewinde spiralförmig um das Fräswerkzeug winden.
Während sich das Zahnrad dreht, fräsen sich die Zähne des ebenfalls rotierenden Wälzfräsers mit der Zeit immer weiter nach innen in das Zahnrad.



Quelle:
Matek

14.2 Zahnradgetriebe

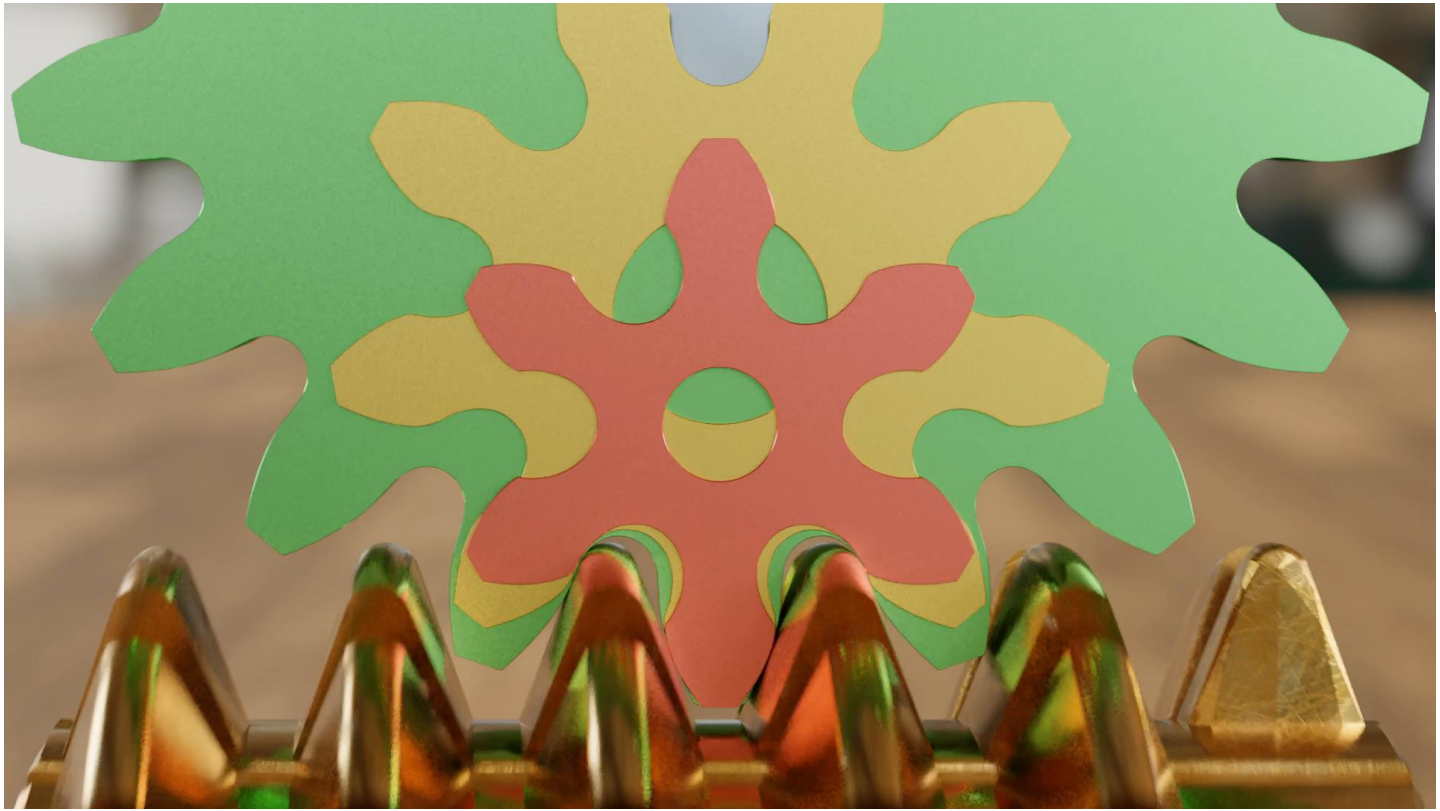
14.2.4.3 Herstellverfahren - Wälzverfahren



Quelle:
tec-science.com

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.4.3 Herstellverfahren - Wälzverfahren



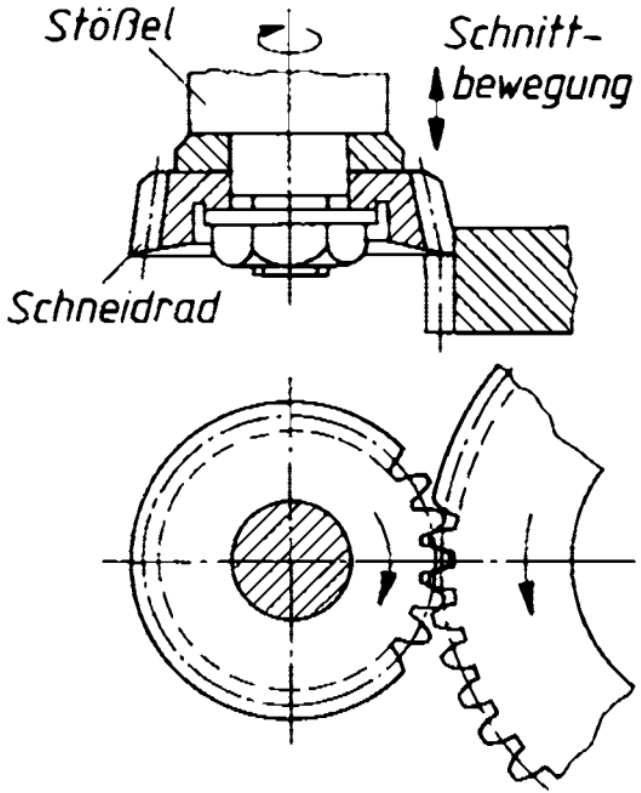
Quelle:
tec-science.com

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.4.3 Herstellverfahren - Wälzverfahren

(2) Wälzstoßen

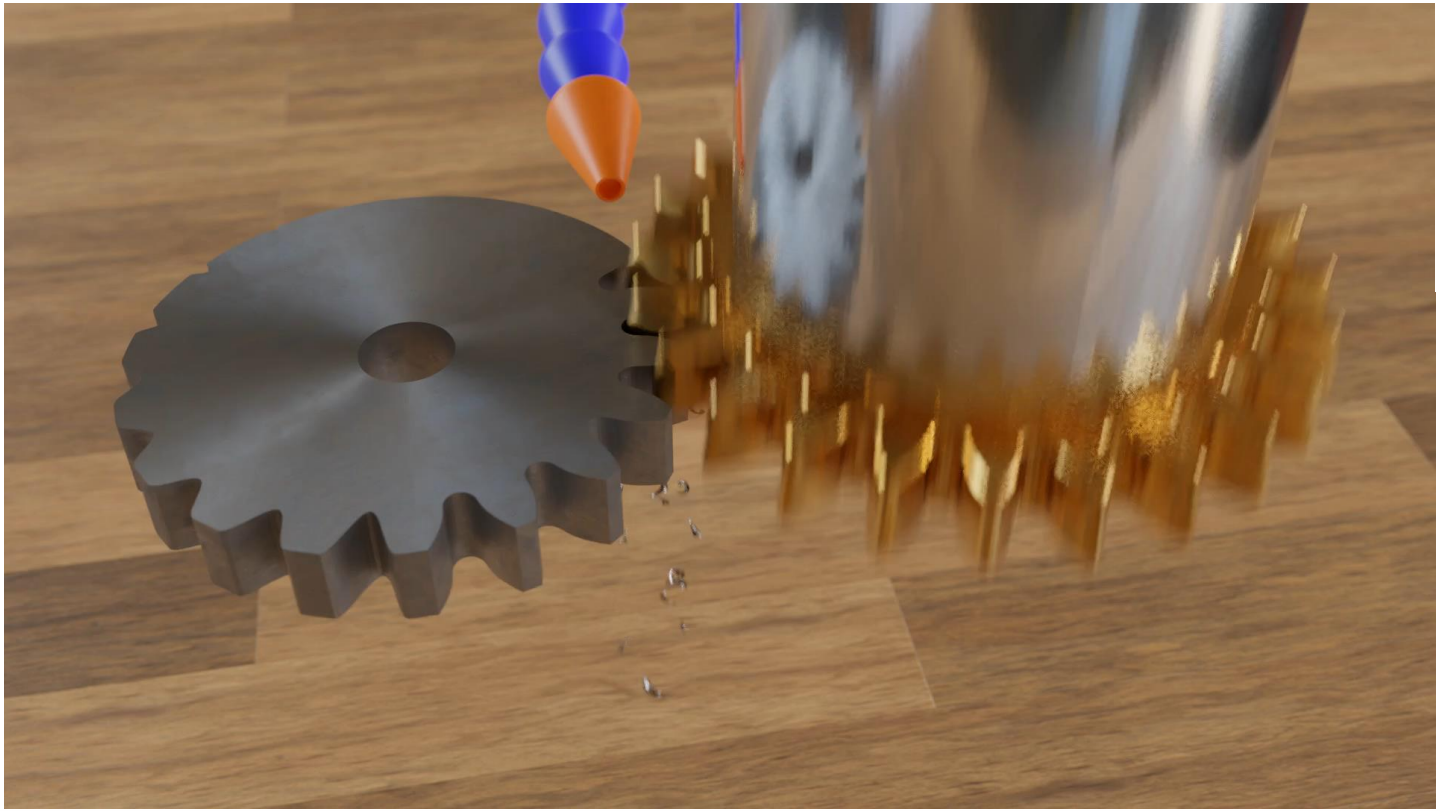
Zerspanung durch geradlinige Stoßbewegung des Werkzeugs.
Die Schneiden mit evolventenförmigen Flanken sind wie Zähne um den Umfang eines Werkzeugs angeordnet.



Quelle:
Matek

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.4.3 Herstellverfahren - Wälzverfahren



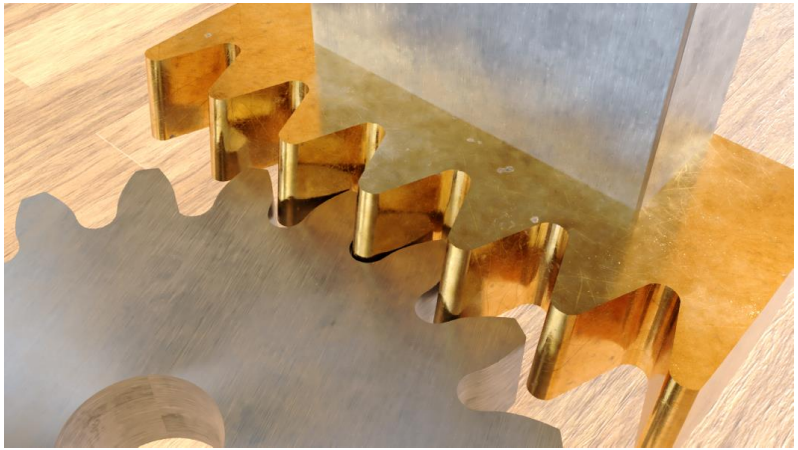
Quelle:
tec-science.com

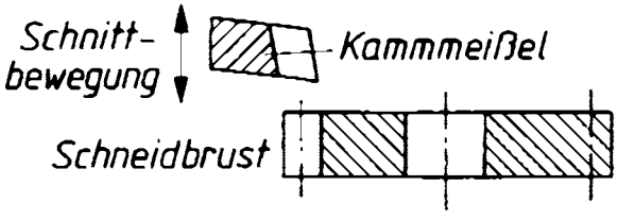
14.2 Zahnradgetriebe

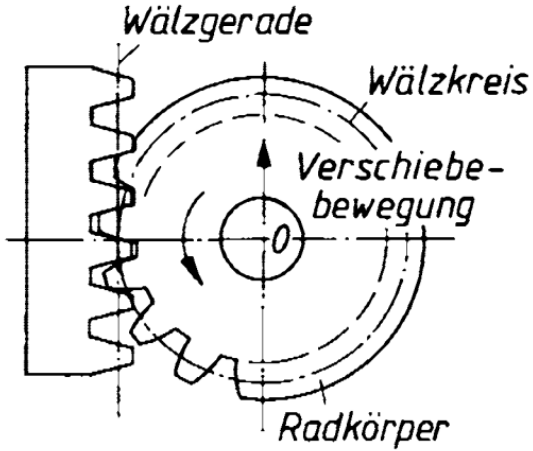
14.2.4.3 Herstellverfahren - Wälzverfahren

(3) Wälzhobeln

Ähnlich zum Wälzstoßen. Werkzeug hier „zahnstangenförmig“ mit geradflankigen Schneiden.







Quelle:
Matek, tec-science.com

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.4.3.2 Herstellverfahren - Formschneidverfahren

(4) Profilräumen

Mehrere axial hintereinander angeordnete evolventenförmige Schneiden.



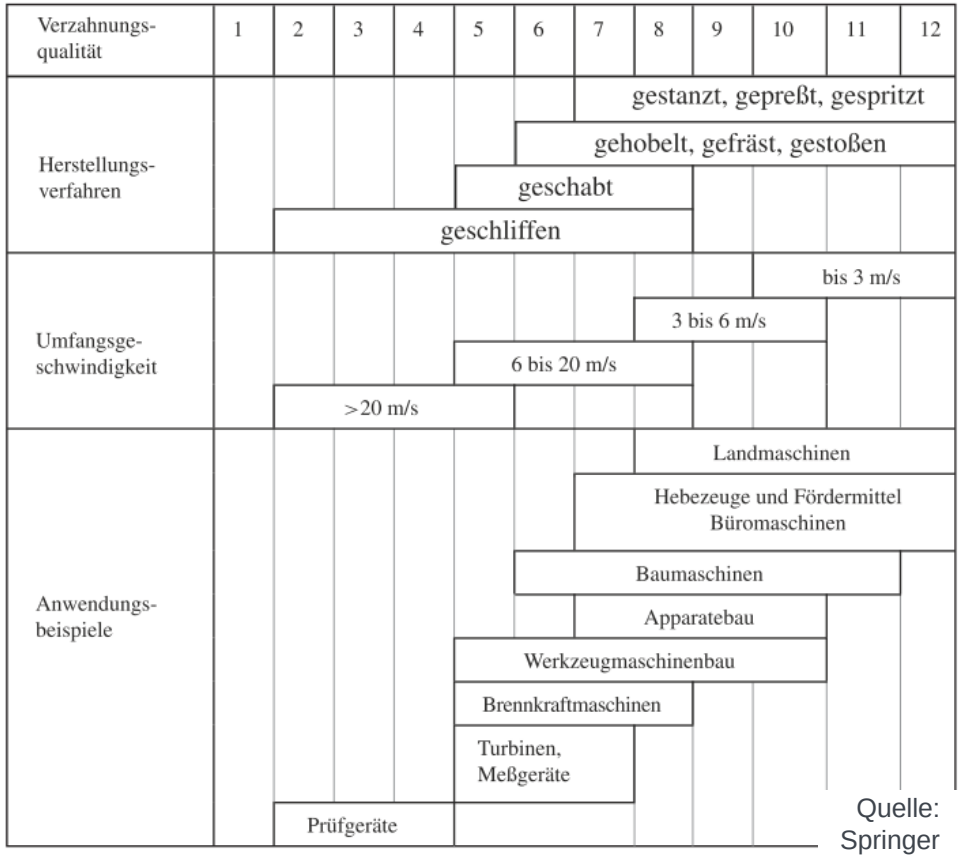
Quelle:
tec-science.com

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.4.4 Verzahnungsqualität

- Abhängig vom Herstellverfahren treten bei der Fertigung Maßabweichungen auf. (Einen groben Überblick bietet die Tabelle)

- Für die Toleranzen der Abweichungen werden unterschieden:
  - Flankenspiel
  - Achsenabstandstoleranz
  - Zahndickentoleranz

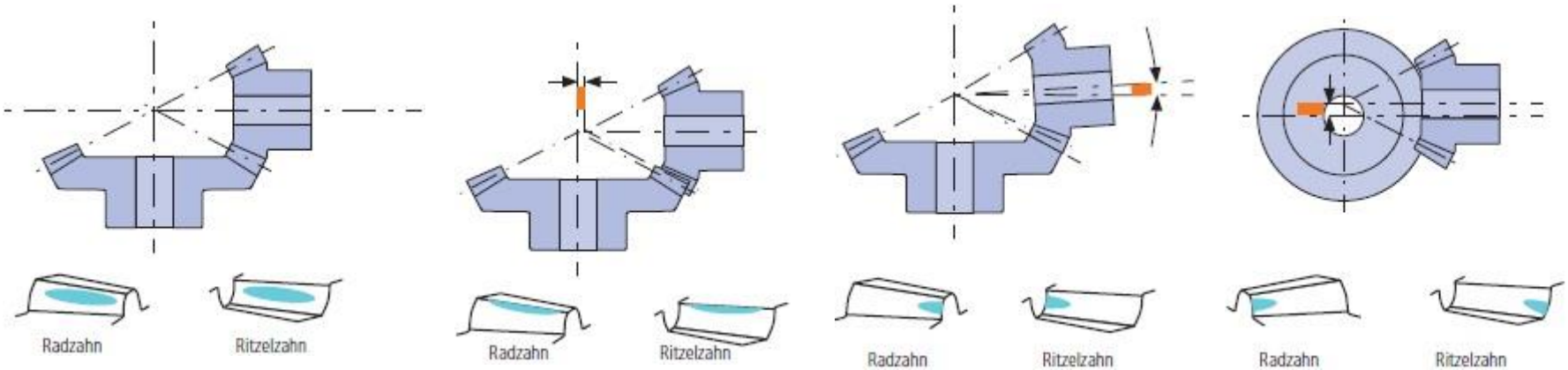


Quelle: Springer

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.4.4 Verzahnungsqualität

Beispiel: Kegelrad – Auswirkungen von Fertigungs- und Einbautoleranzen



Gutes Tragbild | Einbaudistanz zu groß | Achswinkel zu groß | Achsen schneiden sich nicht

Quelle: ludwigmeister.de

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.5.1 Kräfte am Gerad-Stirnradpaar

Zahnkraft F_{bn1} ←→ Gegenkraft F_{bn2}

Aufteilung in Tangential- und Radialkomponenten. Tangentialkomponenten wirken als Umfangkraft: $M_{t1,2} = \frac{F_{tn1,2} \cdot d_{1,2}}{2}$

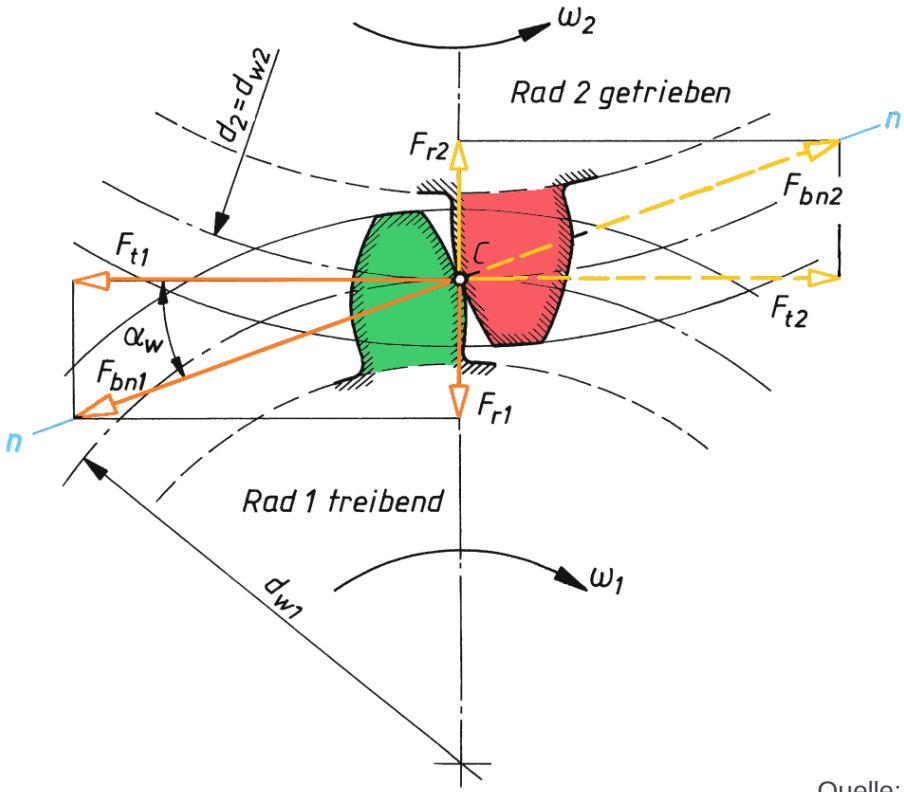
$$F_{t1,2} = F_{b1,2} \cdot \cos(\alpha) = \frac{2 \cdot M_{t1,2}}{d_{1,2}}$$

$$F_{r1,2} = F_{t1,2} \cdot \tan \alpha$$

mit $M_t = 9550 \cdot \frac{P}{n_{60}}$

P [kw]: Leistung

n_{60} $\left[\frac{1}{\min}\right]$: Drehzahl



Quelle: Matek

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.5.2 Kräfte am Schräg-Stirnradpaar

F_{bn} schneidet die Radachse unter dem Winkel $90° - \beta$.

→ Aufteilung in drei senkrecht zueinander stehende Komponenten: F_t, F_r, F_a

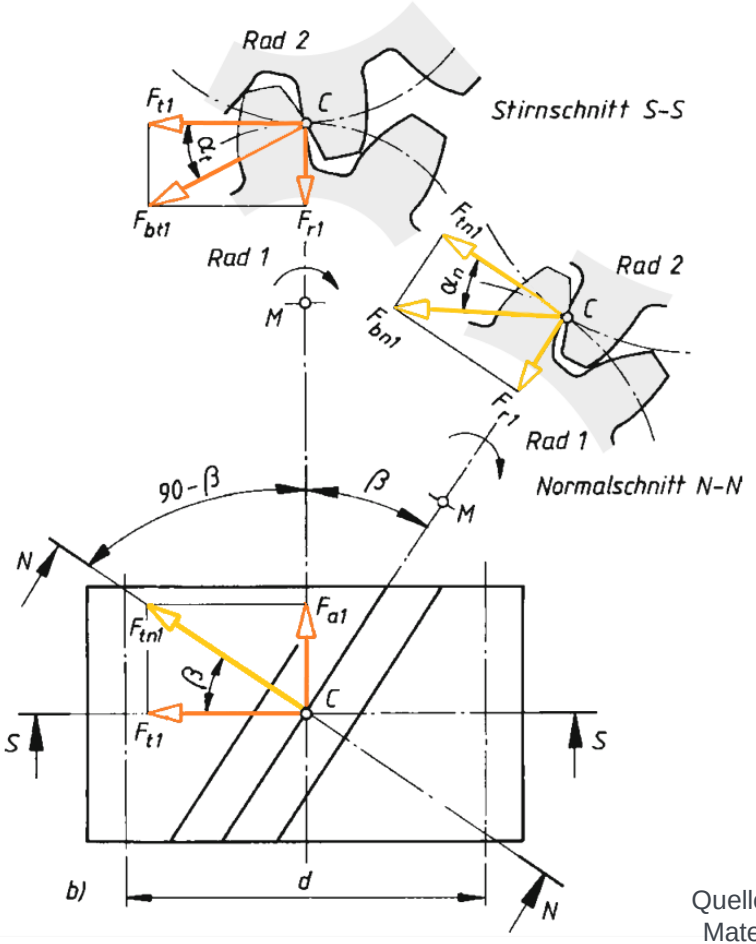
$$F_{t1,2} = \frac{2 \cdot M_{t1,2}}{d_{1,2}}$$

$$F_{r1,2} = F_{tn1,2} \cdot \tan \alpha_n = \frac{F_{t1,2} \cdot \tan \alpha_n}{\cos \beta}$$

$$F_{a1,2} = F_{t1,2} \cdot \tan \beta$$

→ Bei Schrägverzahnten Zahnrädern entsteht eine Kraft in Achsrichtung mit dem Abstand $r_{\text{Wälzkreis}}$

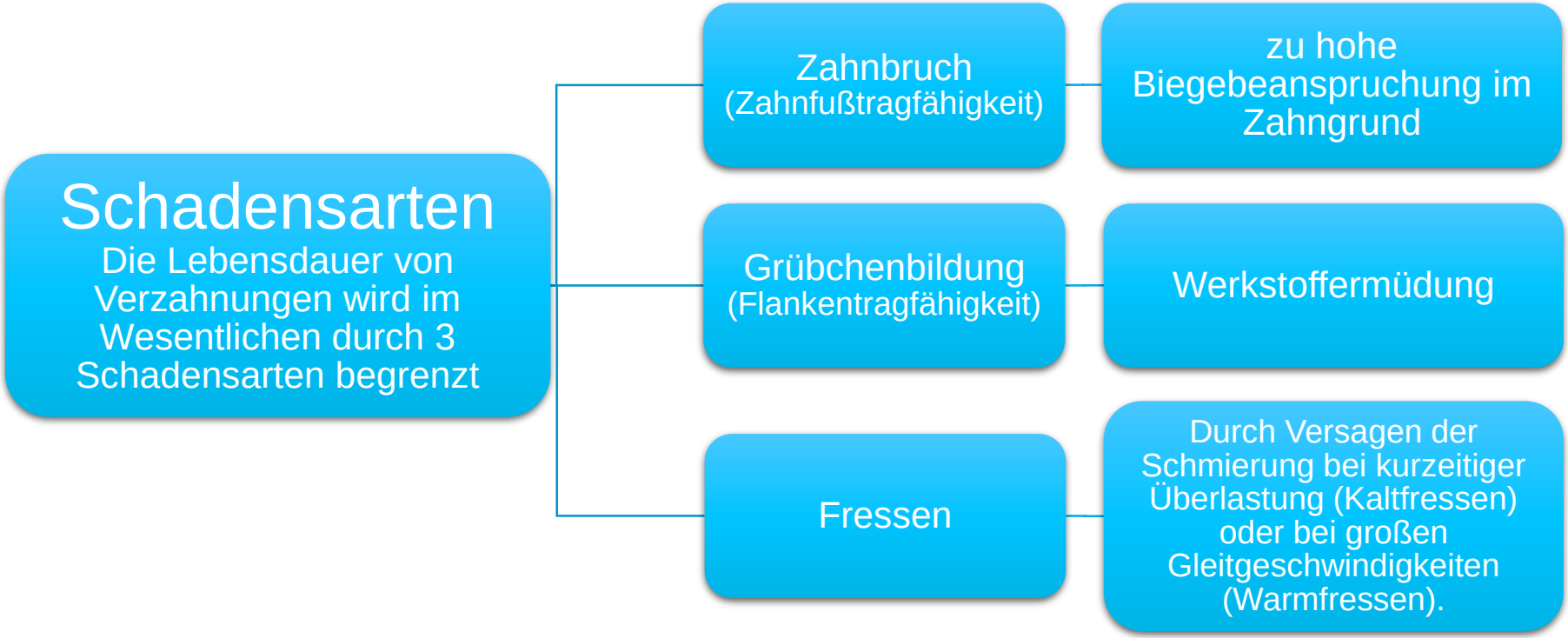
→ zusätzliches Biegemoment auf der Welle.



Quelle: Matek

14.2 Zahnradgetriebe

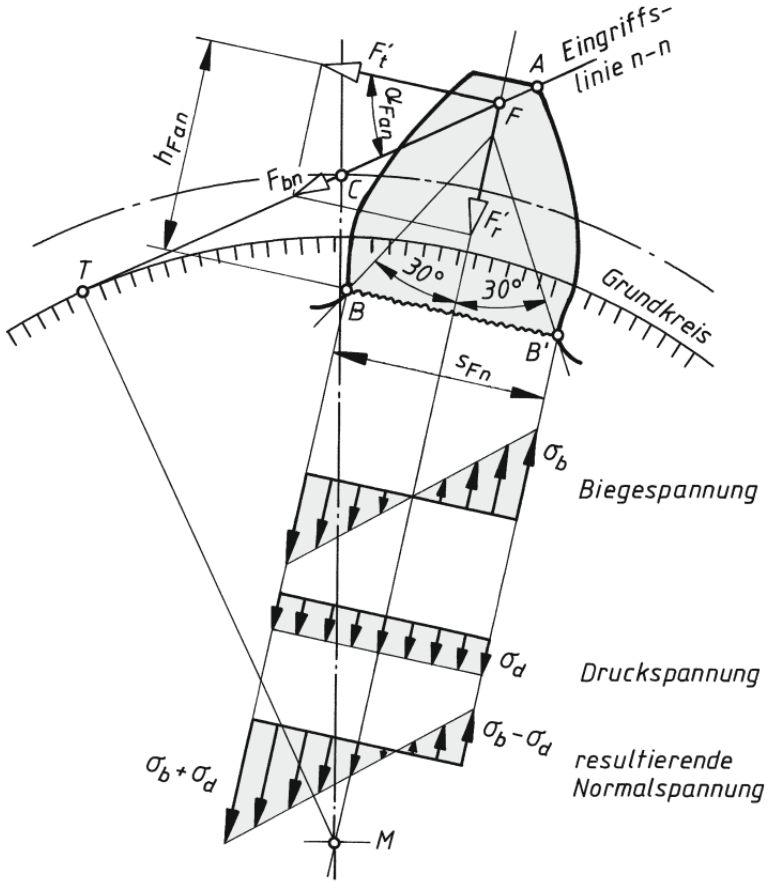
14.2.6 Schadensarten



14.2 Zahnradgetriebe

14.2.6.1 Schadensarten - Zahnbruch

- Ausschlaggebend: Biegespannung am Zahnfuß
- Unterscheidung:
  - Gewaltbruch (extreme Überlastung: z.B. Stoß)
  - Dauerbruch (durch längere Laufzeit oberhalb der Dauerfestigkeit)
- Gegenmaßnahmen:
  - Vergrößerung des Bruchquerschnitts
    - Größeres Modul
    - Breitere Zähne
    - Positive Profilverschiebung
  - Verringerung der Kerbwirkung



Verlauf der Normalspannungen am Zahnfuß bei Kraftangriff am Zahnkopf

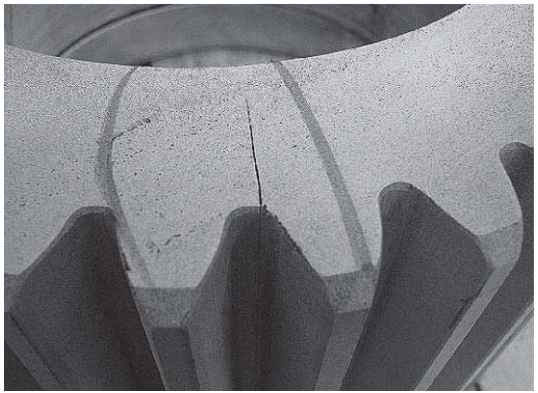
Quelle: Matek

14.2 Zahnradgetriebe

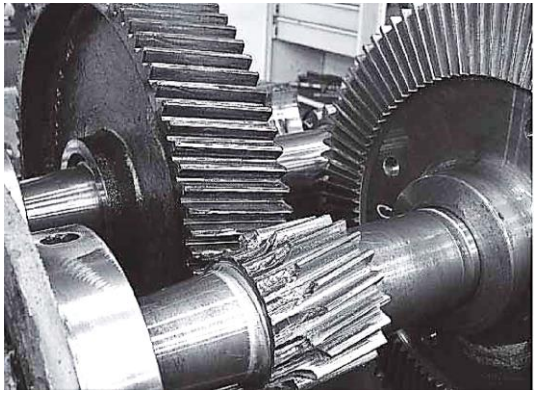
14.2.6.1 Schadensarten - Zahnbruch



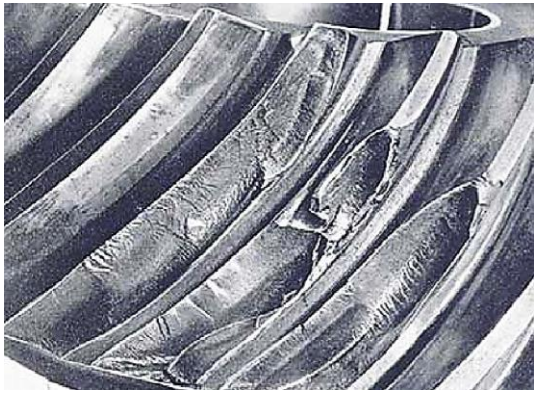
Gewaltbruch am Zahnfuß (Sprödbruch)



Ermüdungsbruch an drei Zähnen



Gewaltbruch am Zahnfuß (Verformungsbruch)



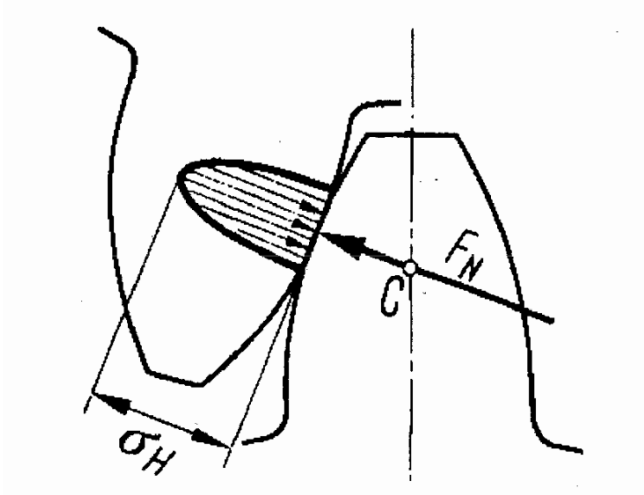
Ermüdungsbruch am Radkranz

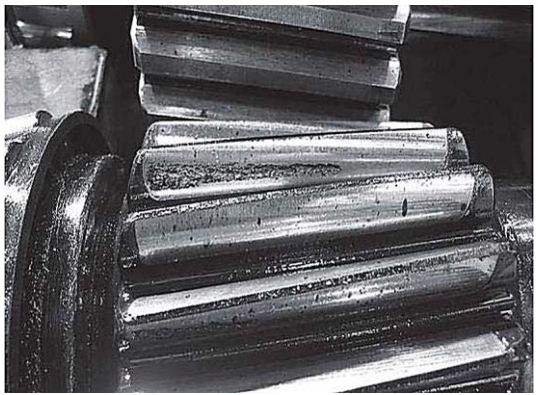
Quelle: hs-anhalt

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.6.2 Schadensarten - Grübchenbildung

- Als Folge der Hertzschen Pressung
- Gegenmaßnahmen:
  - Hohe Flankenhärte
  - Kleine Moduln
  - Positive Profilverschiebung bei kleinen Zähnezahlen





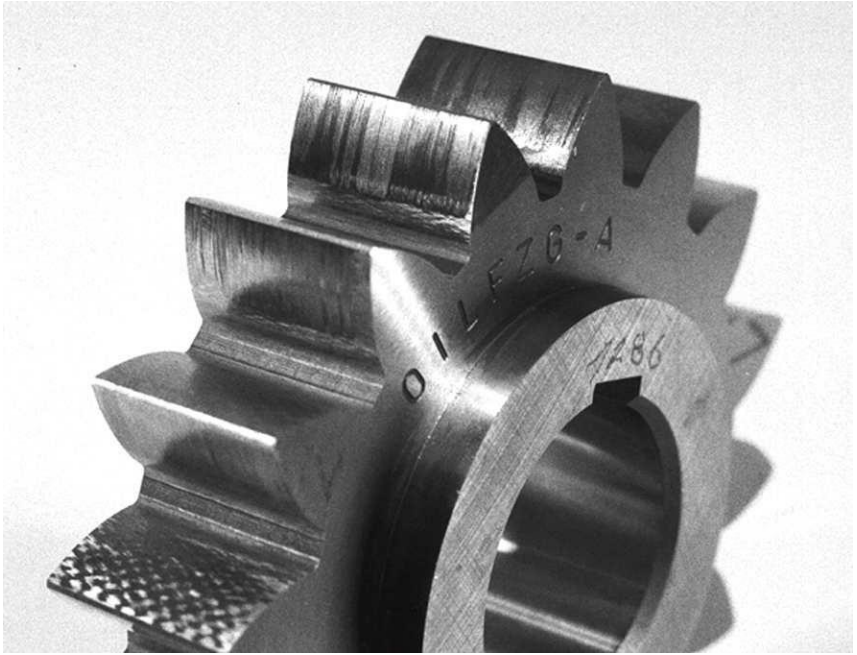


Quelle:
hs-münchen, hs-anhalt

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.6.3 Schadensarten - Fressen

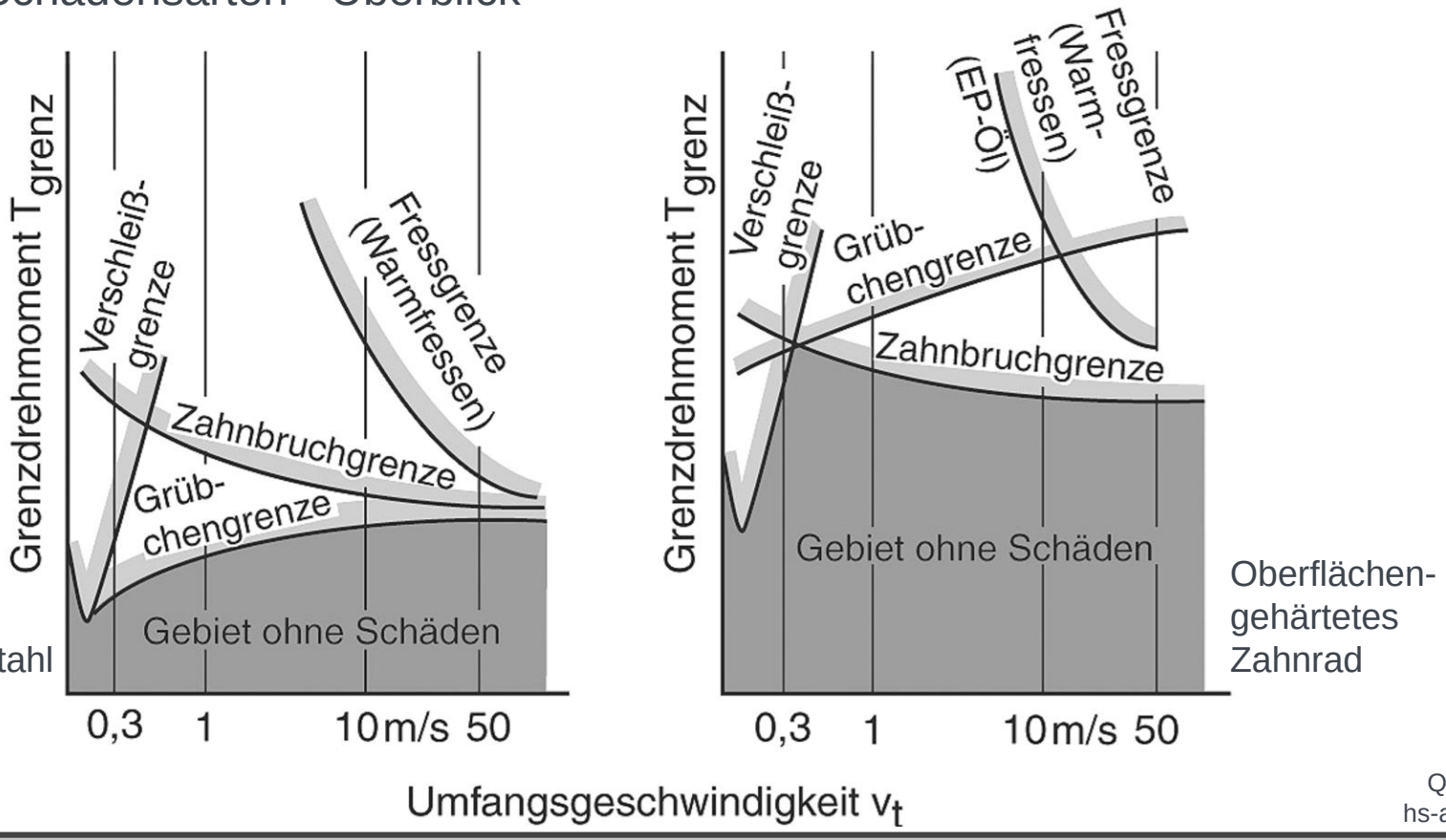
- Schmierfehler lässt metallische Flächen unmittelbar aufeinander reiben
  → kurzzeitige örtliche Verschweißungen
- Unterscheidung
  - Warmfressen
  - Kaltfressen ($v < 4\frac{m}{s}$)
- Gegenmaßnahmen
  - Gute Schmierung
  - Geeignete Werkstoffwahl
  - Sorgfältige Wartung



Quelle:
uni-bochum

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.6.4 Schadensarten - Überblick



Zahnrad aus Vergütungsstahl

Oberflächen-gehärtetes Zahnrad

Quelle: hs-anhalt

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.7 Wirkungsgrad

$$\eta = \frac{\text{abgegebene Leistung}}{\text{zugeführte Leistung}} = \frac{P_{ab}}{P_{an}} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{P_2}{P_2 + P_V} = \frac{M_{t2} \cdot \omega_2}{M_{t1} \cdot \omega_1} = \frac{M_{t2}}{M_{t1} \cdot i_{ges}} < 1$$

- Verluste entstehen durch
  - Gleiten der Zahnflanken η_z

Verzahnungsart	η_z bis
Gerad-Stirnradgetriebe	0,99
Kegelradgetriebe	0,98
Stirnradschraubgetriebe	0,5...0,95
Schneckengetriebe	0,2…0,97

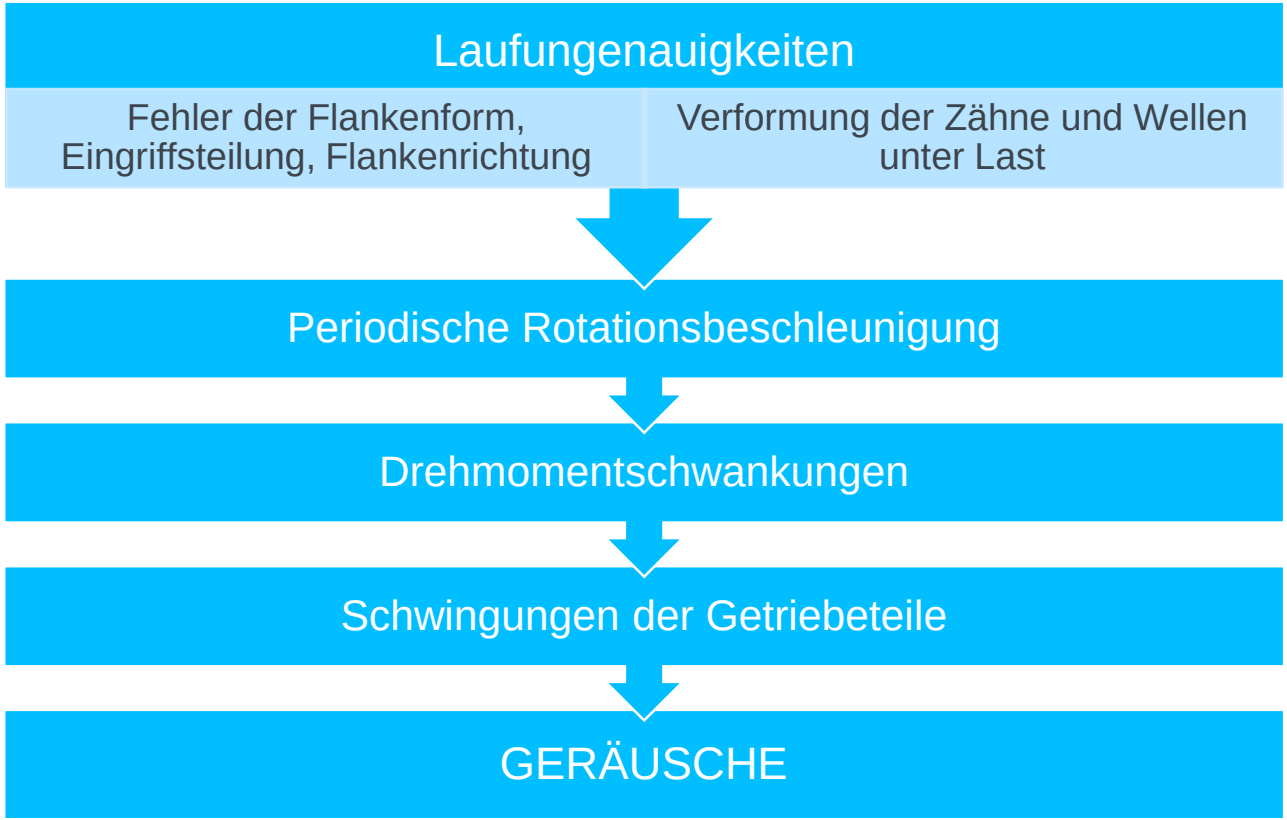
  - Lagerreibung η_L (mit zwei Wälzlagern/Gleitlager: ≈ 0,99/0,97)
  - Wellendichtungen η_D ($\approx 0{,}98$)
  - Schmierung

$$\eta_{ges} = \eta_{z,ges} \cdot \eta_{L,ges} \cdot \eta_{D,ges}$$

Quelle:

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.8.1 Gestaltung - Laufgeräusche



14.2 Zahnradgetriebe

14.2.8.1 Gestaltung - Laufgeräusche

Gegenmaßnahmen

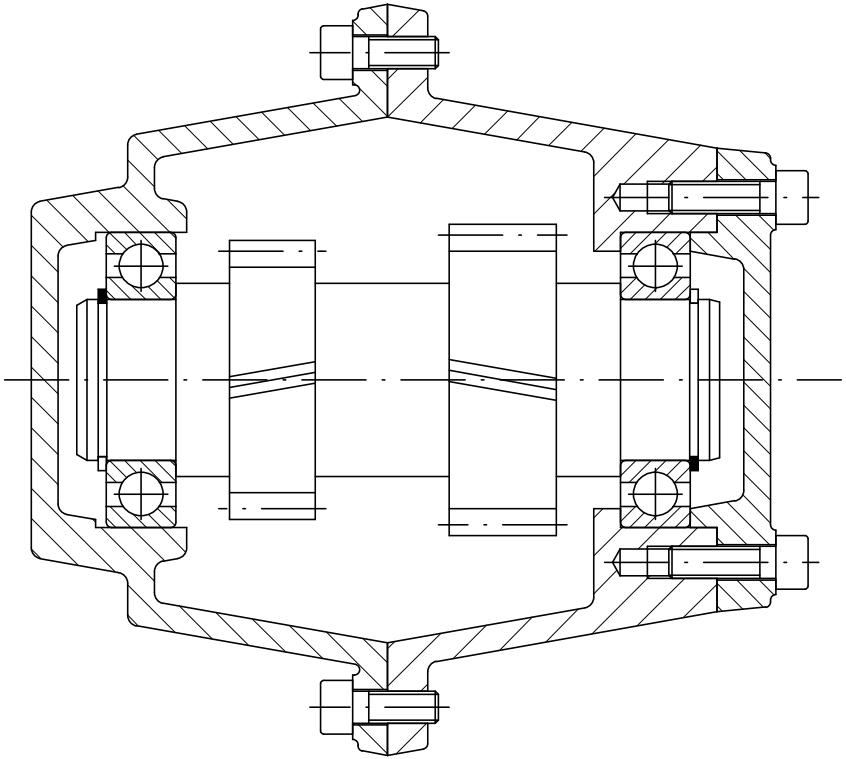
Ballige Zähne	→	Sanfter Eingriff
Wahl der Zähnezahlen als Primzahlen	→	Vermeidung periodisches Zusammentreffen bestimmter Verzahnungsfehler
Bei kleinen Moduln, große Zähnezahl	→	Vergrößerung Profilabdeckung
Verwendung Schräg- / Bogenverzahnung	→	Keine Plötzliche Be- und Entlastung der Zähne
Einsatz dämpfender Radwerkstoffe (duro- /thermoplastische Kunststoffe)	→	Schalldämpfung
Füllen der Radfelgen mit schalldämpfendem Material		
Versteifen der Getriebegehäuse durch Rippen, Stege und dergleichen	→	Verminderung der Schwingungsfähigkeit

14.2 Zahnradgetriebe

14.2.8.2 Gestaltung - Gehäuse

Funktionen

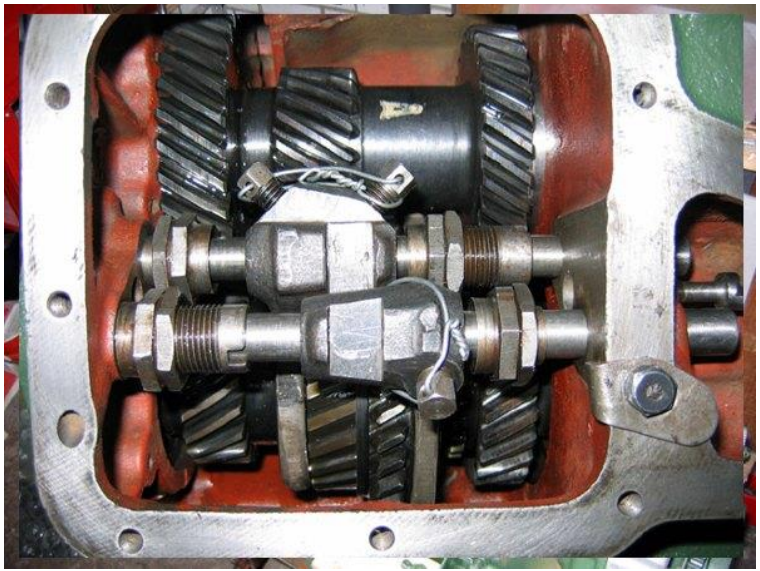
- Lagerkräfte aufnehmen
- Wärme abführen
- Ölvorrat speichern (bei Tauchschmierung)
- Öl leiten (Ölfangtaschen, Bohrungen zur Beölung der Lager)
- Geräusche dämpfen
- Anbauaggregate aufnehmen



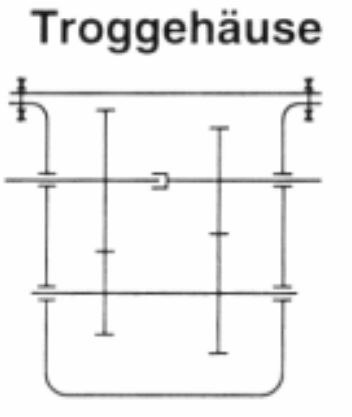
14.2 Zahnradgetriebe

14.2.8.2 Gestaltung - Gehäuse

(1) Troggehäuse



Blick von oben in ein Troggehäuse



Vorteile:	Nachteile:
• einfache Fertigung der Lagerbohrungen • genaue Fertigung in einer Aufspannung	• ungünstige Montage-bedingungen • keine automatisierte Montage möglich

Quelle:
IMA (Uni Stuttgart), fendt-oldtimer.de

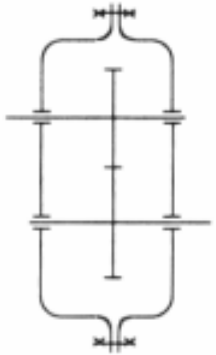
14.2 Zahnradgetriebe

14.2.8.2 Gestaltung - Gehäuse

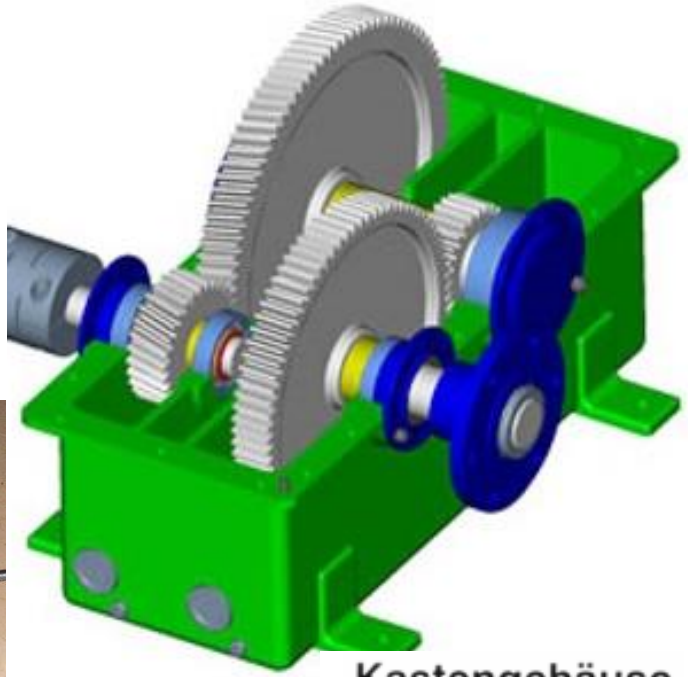
(2) Geteiltes Gehäuse

- Unterscheidung: quer- und längsgeteilt

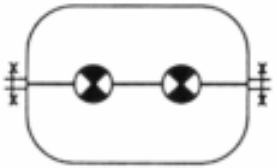
Topfgehäuse
quergeteilt







Kastengehäuse
längsgeteilt



Quelle:
Uni Linz, de.wiktionary.org, IMA (Uni Stuttgart)

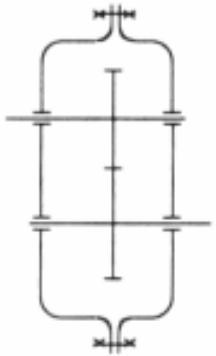
14.2 Zahnradgetriebe

14.2.8.2 Gestaltung - Gehäuse

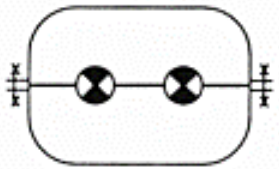
(2) Geteiltes Gehäuse

- Unterscheidung:
  quer- und längsgeteilt

Topfgehäuse
quergeteilt



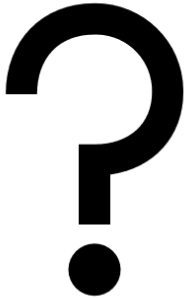
Kastengehäuse
längsgeteilt



Vorteile:	Nachteile:
• gut montierbar • Montage automatisierbar • <u>Topfgehäuse:</u> • Steifes Gehäuse • <u>Kastengehäuse:</u> • genaue Fertigung in einer Aufspannung	<u>Topfgehäuse</u> • Teure Fertigungseinrichtung • Kritische Bohrungen in zwei Aufspannungen • <u>Kastengehäuse</u> • Teilflächenbearbeitung teuer • Keine hohe Steifigkeit

Quelle:
IMA (Uni Stuttgart)

Kontrollfragen



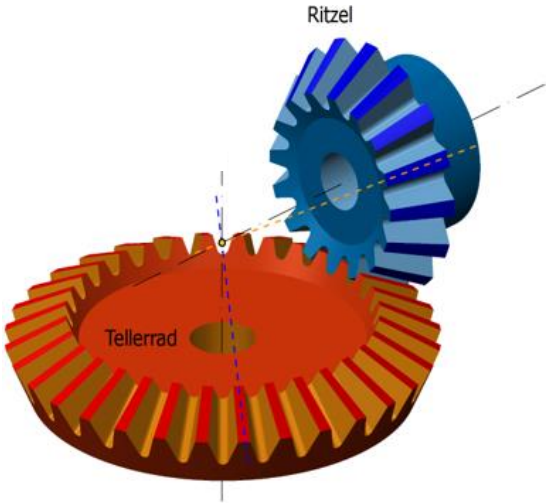
1. Welche Aufgaben haben Zahnräder?
2. Beschreibe die Entstehung von Evolventen.
3. Welche Vorteile haben Zahnräder mit Evolventenverzahnung?
4. Wie lautet das Grundgesetz der Verzahnung? Welche geometrischen Kurven erfüllen als Zahnflanken dieses Gesetz und werden in welchen technischen Bereichen hauptsächlich angewendet?
5. Was ist ein "Achsabstand"?
6. Ist es ein Problem, Zahnräder ohne Flankenspiel zu benutzen?

14.3 Kegelrad- und Hypoidradgetriebe

Wiederholung

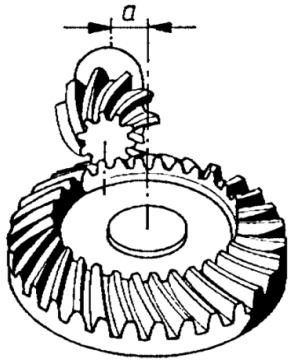
- Kegelräder

Übertragung von Drehzahl und Drehmoment zwischen Achsen, die sich schneiden.



- Hypoidräder

Übertragung von Drehzahl und Drehmoment zwischen Achsen, die sich bei kleinem Achsversatz kreuzen.



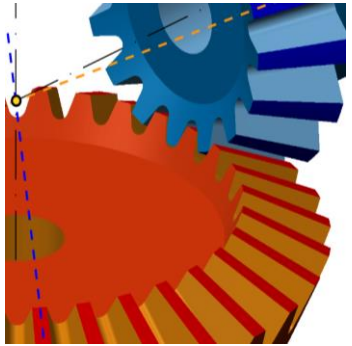
Kegelradschraubgetriebe (Hypoidradpaar)

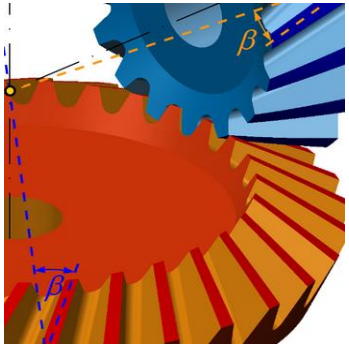
Quelle: ahoefler.de, Matek

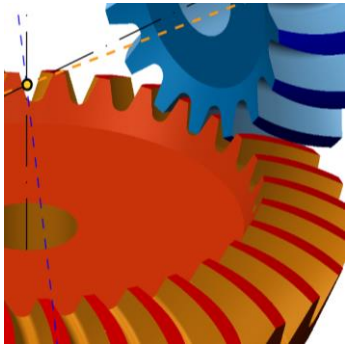
14.3 Kegelrad- und Hypoidradgetriebe

14.3.1 Kegelradgetriebe

- Geradverzahnte Kegelräder ①
  - Verwendung bei kleinen Drehzahlen
  - $v_t = 6 - 20 \frac{m}{s}$
- Schrägverzahnte Kegelräder ②
  - Laufen ruhiger und geräuschärmer als geradverzahnte Kegelräder
  - Einsatz bei höheren Leistungen und Drehzahlen
  - $v_t = 40 - 60 \frac{m}{s}$
- Bogenverzahnte Kegelräder ③
  - Einsatz bei besonders hohen Anforderungen an Zahnfußtragfähigkeit und Laufruhe
  - $v_t = 30 - 60 \frac{m}{s}$

① 

② 

③ 

Quelle: ahoefler.de

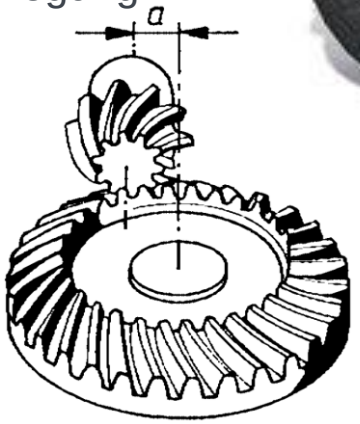
14.3 Kegelrad- und Hypoidradgetriebe

14.3.2 Hypoidradgetriebe



- Einsatz bei kleinen Achsversetzungen
  (große Achsversetzungen werden mit Schraubstirnrädern oder Schneckengetrieben realisiert)
- Keine wälzende, sondern schraubende Bewegung
- Ritzel → kegelförmiges Schraubenrad:
  Schraubenkegelrad oder Hypoidrad



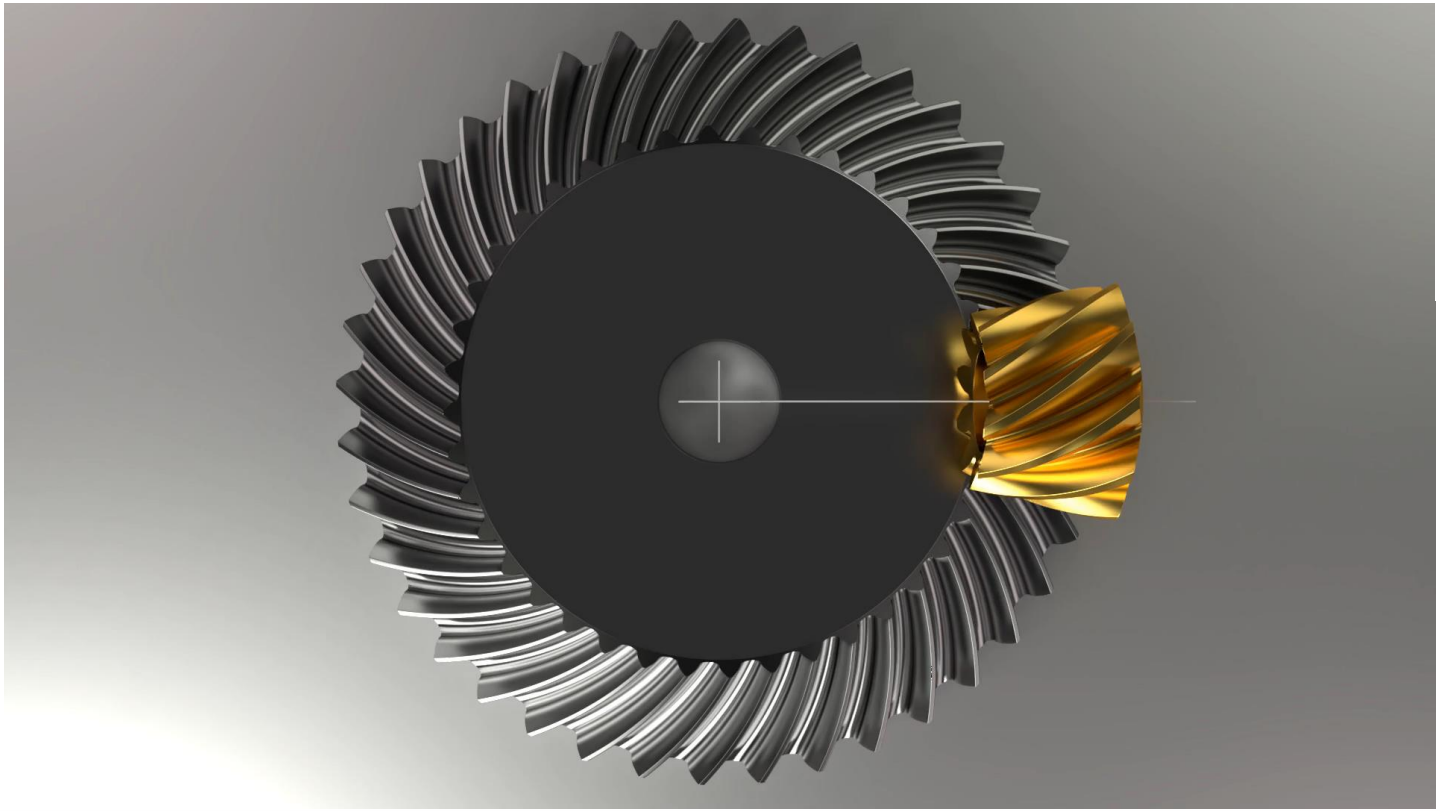


Kegelradschraubgetriebe
(Hypoidradpaar)

Quelle:
Matek & BMW R51

14.3 Kegelrad- und Hypoidradgetriebe

14.3.2 Hypoidradgetriebe



Quelle:
tec-science.com

14.3 Kegelrad- und Hypoidradgetriebe

14.3.2 Hypoidradgetriebe

- Spiralwinkel

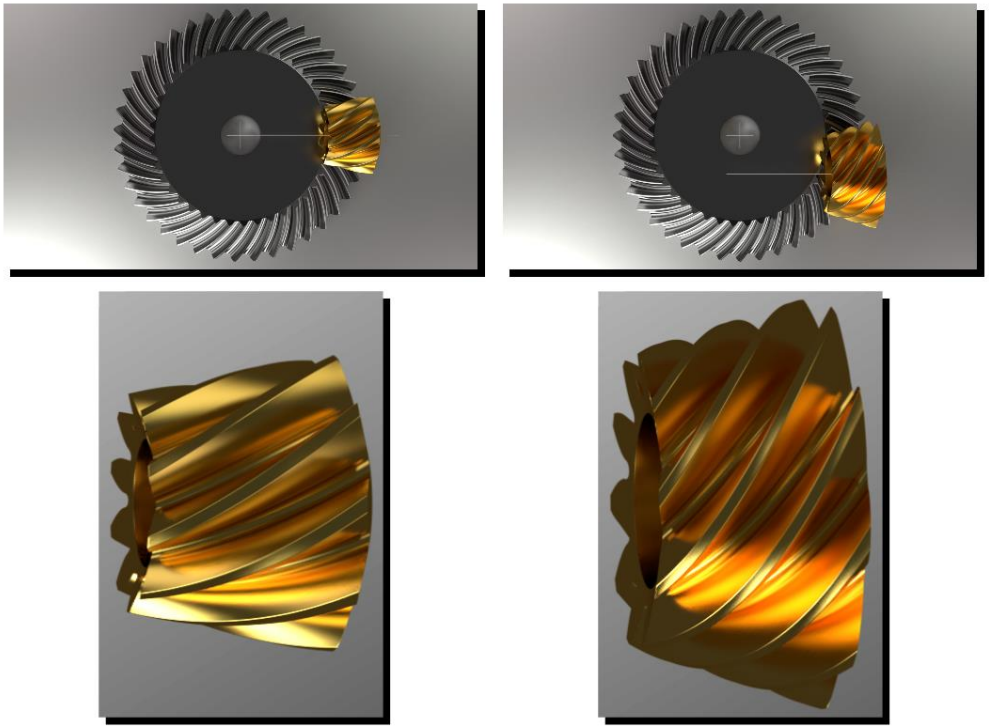
Positiver Achsversatz:
Flankenlinien des Ritzels stärker gewunden (erhöhter Spiralwinkel)

↓

Mehr Zähne gleichzeitig im Eingriff

↓

Größere Drehmomente realisierbar bei weniger Geräuschentwicklung



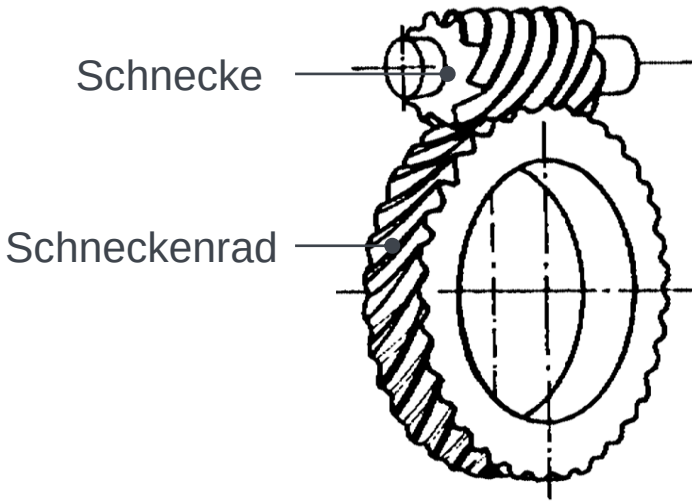
Quelle:
tec-science.com

14.4 Schneckengetriebe

14.4.1 Funktionsweise

- Sonderfall eines schrägverzahnten Stirnrads
- „Zähnezahl“ = Gangzahl

- Übersetzungsverhältnis
  - $i = \frac{z_{Schneckenrad}}{z_{Schnecke}}$
  - Die Schnecke wird mit sehr kleinen Zähnezahlen ausgeführt: $z_{Schnecke} = 1 \dots 4$
    (Üblich sind eingängige Schnecken $z_{Schnecke} = 1$)
    → Übersetzungsverhältnisse von über 100 möglich

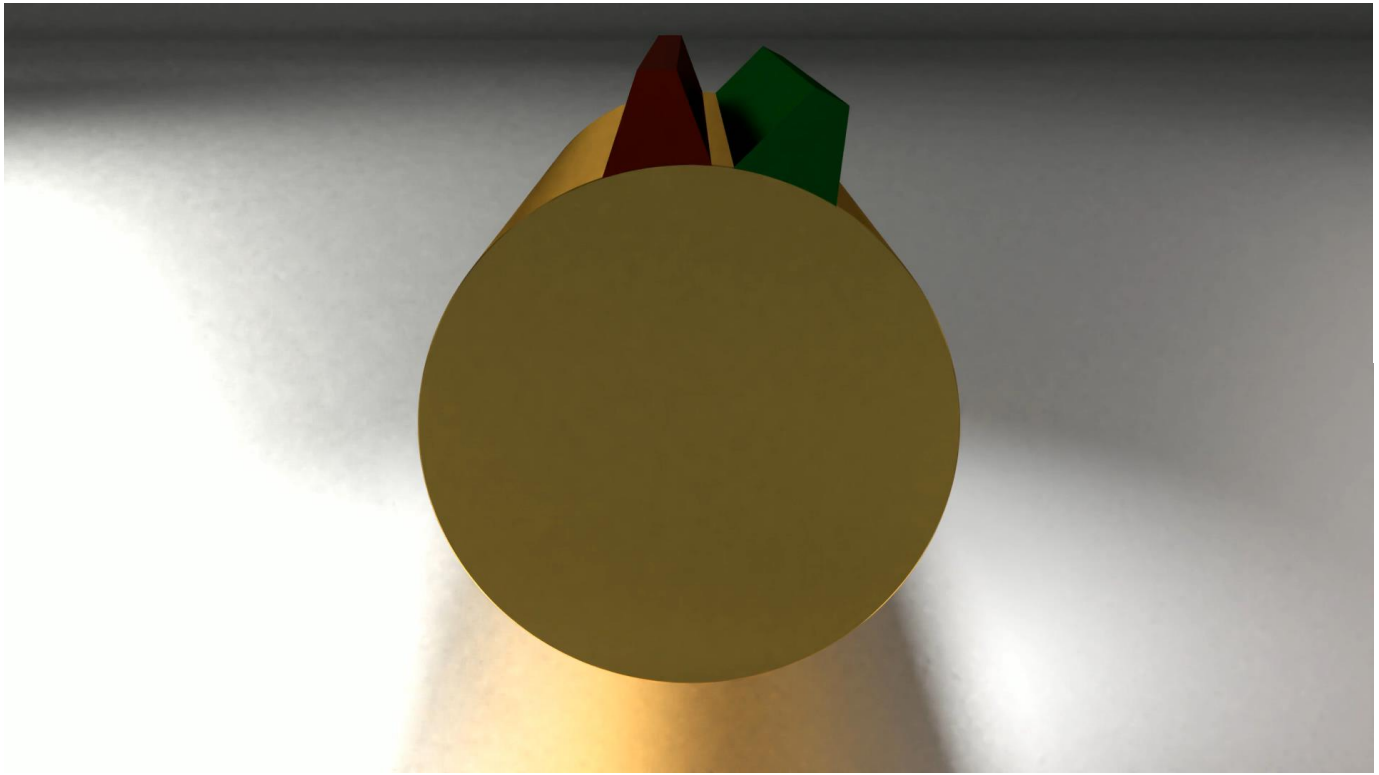


Zylinderschnecken-Getrieberad

Quelle:
Matek

14.4 Schneckengetriebe

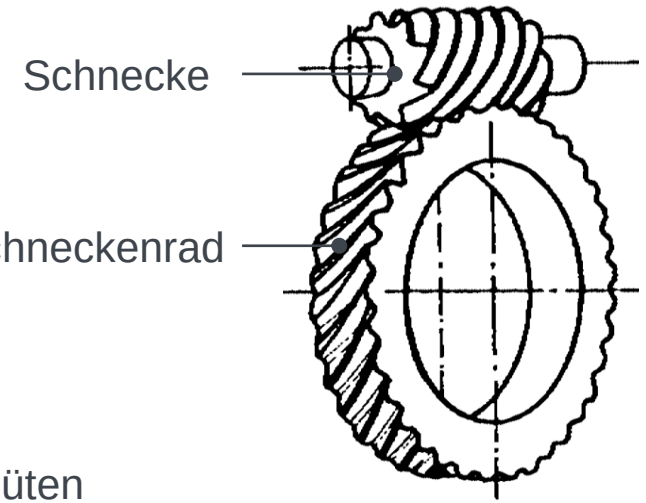
14.4.1 Funktionsweise



Quelle:
tec-science.com

14.4 Schneckengetriebe

14.4.1 Funktionsweise



Zylinderschnecken-Getrieberad

- Linienförmiger Flankenkontakt
  → 👍 Erhöhte Flankentragfähigkeit
  → 🚫 Höhere Reibungsverluste
- Anforderungen
  - hohe Herstellungsgenauigkeiten und Oberflächengüten
  - geeignete Werkstoffpaarungen
  - starre Lagerung und genaueste Montage
  - sehr gute Schmierung und ausreichende Wärmeabfuhr

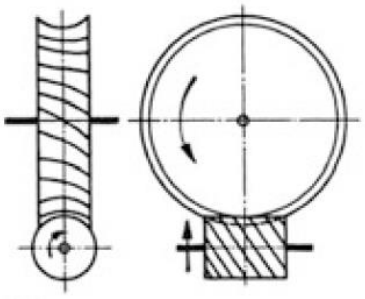
→ Hochleistungsschneckengetriebe mit Wirkungsgrad bis 96% realisierbar (ohne Selbsthemmung!)

Quelle:
Matek

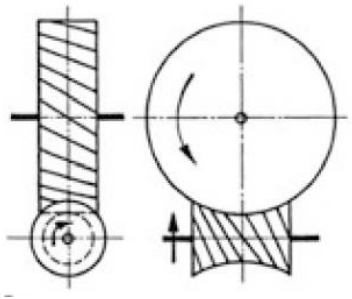
14.4 Schneckengetriebe

14.4.2 Bauformen

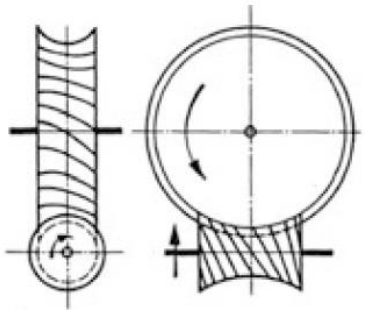
Nach der Paarung verschieden gestalteter Radkörper (zylindrisch oder globoidförmig) unterscheidet man die in dargestellten prinzipiellen Bauarten.

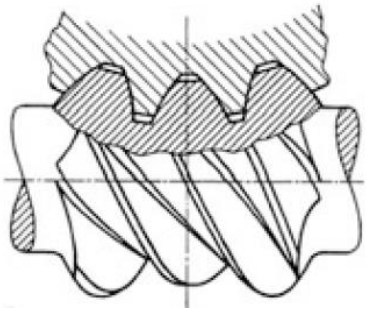


Zylinderschnecken-getriebe



Globoidschnecke und Schrägstirnrad





Globoidschneckengetriebe

Quelle: Springer

14.4 Schneckengetriebe

14.4.3 Selbsthemmung und Wirkungsgrad

Drehmomentübertragung in nur eine Richtung → An- und Abtrieb sind fest vorgegeben

- Beim Schneckengetriebe: Selbsthemmung durch die Anpresskraft der Schneckenradflanke an die Gewindeflanke der Schnecke bei geringem Steigungswinkel
  → hohe Reibungskraft
  Antrieb: Schnecke
  Abtrieb: Schneckenrad

- Unterscheidung:
  - Statische Selbsthemmung: „Selbsthemmung im Ruhezustand“ (Haftreibung wird nicht überwunden)
  - Dynamische Selbsthemmung: „Selbstbremsung aus dem Betriebszustand“ (Gleitreibung wirkt bremsend)

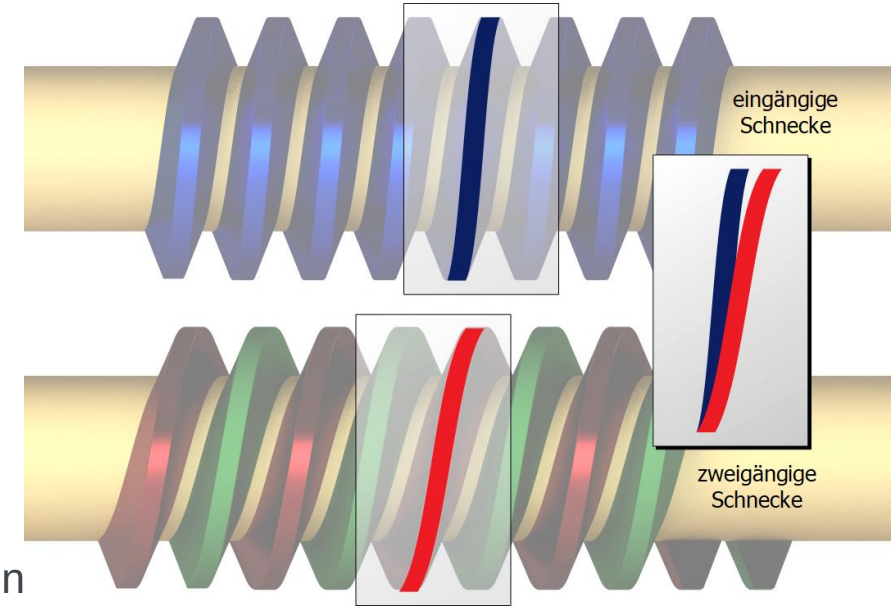


Quelle:
RamoMorat

14.4 Schneckengetriebe

14.4.3 Selbsthemmung und Wirkungsgrad

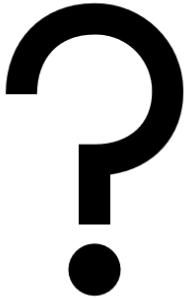
- Selbsthemmung durch Reibung
  → wenn Wirkungsgrad $\eta < 0{,}5$
  - Forderung:
    hoher Wirkungsgrad + Selbsthemmung
    → Feststellbremse erforderlich
- Mehrgängige Schnecken haben einen größeren Steigungswinkel
  → geringere Selbsthemmung → höherer Wirkungsgrad
- Achtung: Massenträgheit der Elemente vor und nach dem Getriebe beachten



eingängige Schnecken:
geringerer Steigungswinkel als mehrgängige Schnecken → winden sich stärker und sind deshalb häufiger selbsthemmend als mehrgängige.

Quelle:
tec-science.com

Kontrollfragen



1. Wie kann der Wirkungsgrad eines Getriebes definiert werden?
2. Wann tritt bei einem Schneckengetriebe mit treibendem Schneckenrad Selbsthemmung ein?
3. Welche Ausführungsformen für das Ritzel können vorgesehen werden, um eine möglichst kleine Bauweise zu erreichen?
4. Wann werden Hypoidradgetriebe eingesetzt?

14.5 Umlaufgetriebe

- **Definition:**
  Getriebe, die gegenüber Standgetrieben Räder mit beweglichen geometrischen Achsen haben.

- **Planetengetriebe:**
  Umlaufgetriebe mit Freiheitsgrad F = 1;
  haben nur eine Antriebs- und Abtriebswelle

- **Differentialgetriebe:**
  Umlaufgetriebe mit Freiheitsgrad F = 2;
  entweder zwei Antriebs- oder zwei Abtriebswellen



Quelle: Hazet, Alibaba

14.5 Umlaufgetriebe

14.5.1 Planetengetriebe (Wiederholung)

- Standgetriebe

1. Getriebestufe: $i_1 = \frac{z_{Zw}}{z_{An}}$.

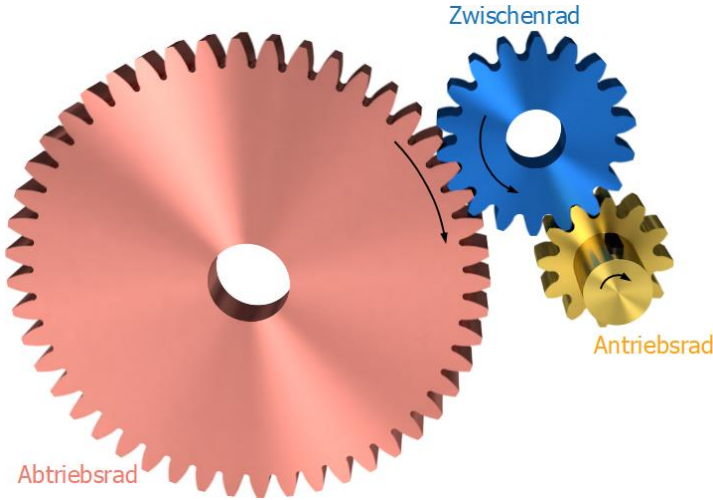
2. Getriebestufe: $i_2 = \frac{z_{Ab}}{z_{Zw}}$.

$$i_{ges} = i_1 \cdot i_2 = \frac{z_{Zw}}{z_{An}} \cdot \frac{z_{Ab}}{z_{Zw}} = \frac{z_{Ab}}{z_{An}}$$

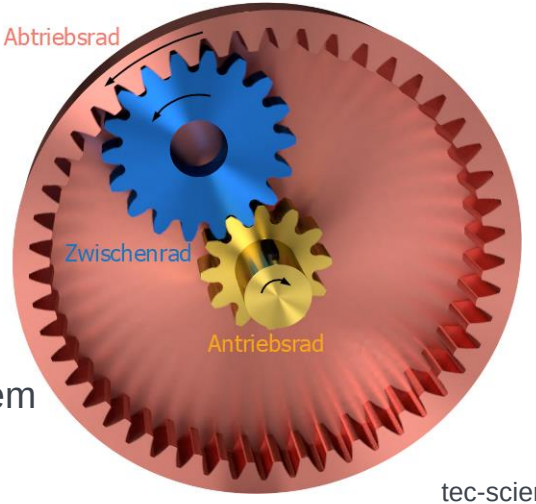
- Hohlrad als Abtriebsrad

Abtriebs- und Antriebswelle auf gemeinsamer Drehachse

2-stufiges Standgetriebe mit drei Zahnrädern



Standgetriebe mit innenverzahntem Abtriebsrad



Quelle: tec-science.com

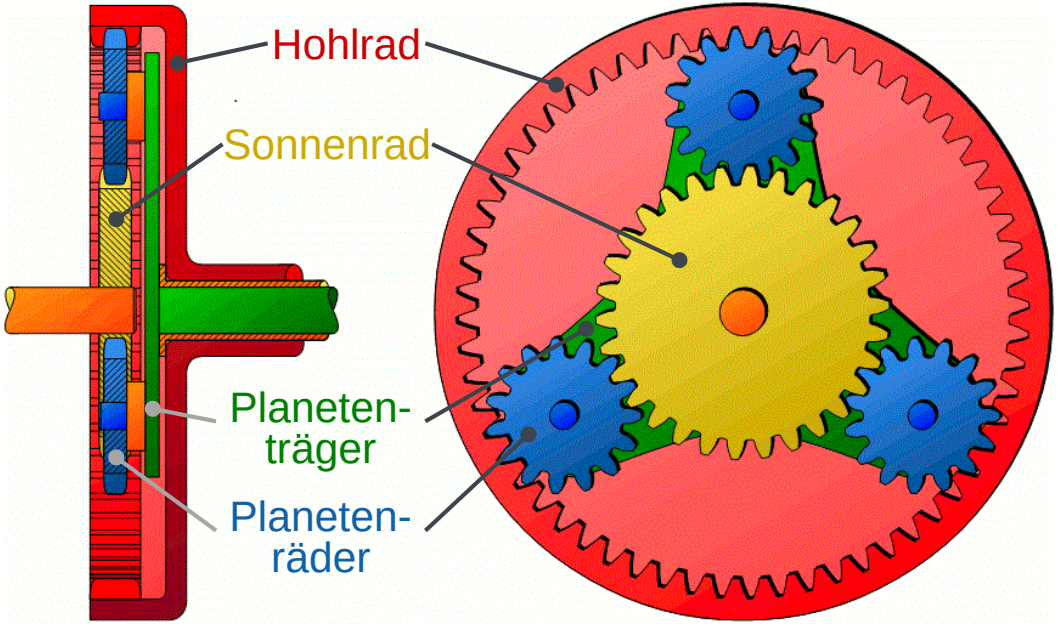
14.5 Umlaufgetriebe

14.5.1 Planetengetriebe (Wiederholung)

Achtung: Biegebeanspruchung für Antriebs- und Abtriebswelle
→ Drei Zwischenräder

Mit Zufügen einer Trägerplatte ist das Planetengetriebe vollständig

- Planetengetriebe
  - Hier können Antriebs- und Abtriebswelle frei gewählt werden.
  - Umlaufende Achsen → Umlaufgetriebe

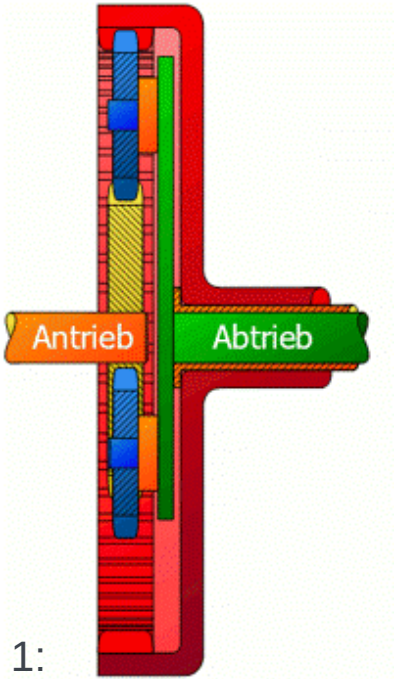


Quelle:
ahoefler.de

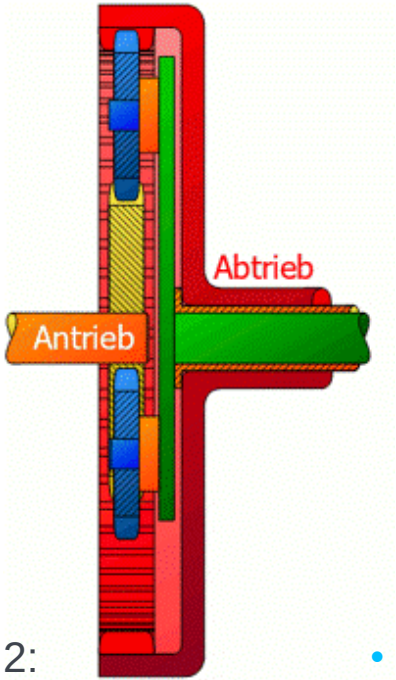
Quelle:
ahoefler.de

14.5 Umlaufgetriebe

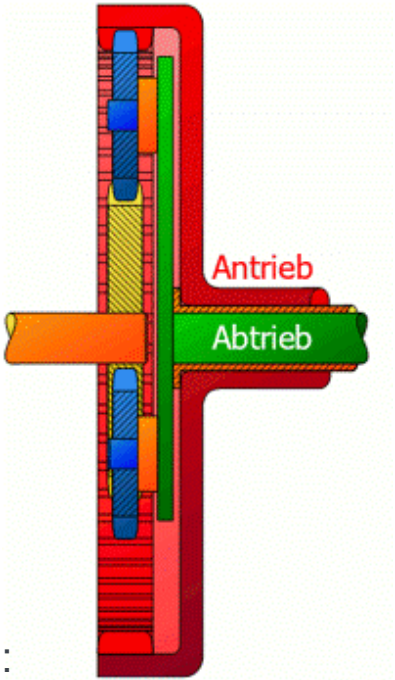
14.5.1 Planetengetriebe (Wiederholung)



- Variante 1:
  - Antrieb: Sonnenrad
  - Abtrieb: Planetenträger



- Variante 2:
  - Antrieb: Sonnenrad
  - Abtrieb: Hohlrad



- Variante 3:
  - Antrieb: Hohlrad
  - Abtrieb: Planetenträger

14.5 Umlaufgetriebe

14.5.1 Planetengetriebe (Wiederholung)

- Je nachdem an welchen Wellen der An- und Abtrieb erfolgt können verschiedene Übersetzungsverhältnisse realisiert werden:

Variante	1	2	3
Antrieb	Sonnenrad	Sonnenrad	Hohlrad
Abtrieb	Planetenträger	Hohlrad	Planetenträger
Übersetzungs-verhältnis	$i = 1 + \frac{z_H}{z_S}$	$i = -\frac{z_H}{z_S}$	$i = 1 + \frac{z_S}{z_H}$
Übersetzungs-verhältnis am Beispiel	3,0	-2,0	1,5

→ In Schaltgetrieben kann zwischen verschiedenen Übersetzungsverhältnissen gewechselt werden

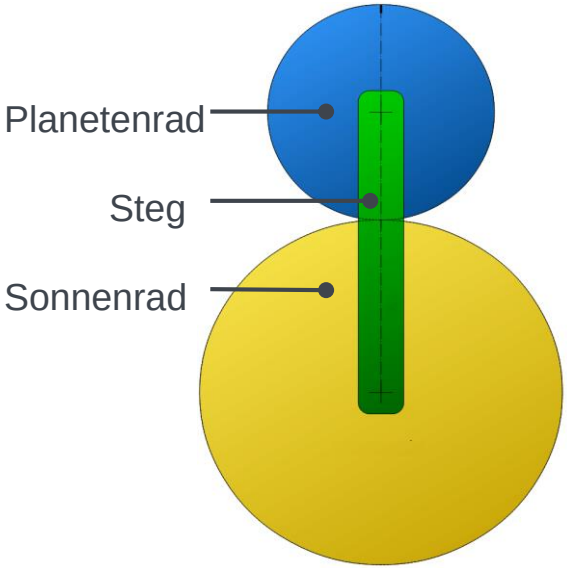
14.5 Umlaufgetriebe

14.5.2 Willis-Gleichung – Grundgleichung der Umlaufgetriebe

- Die Bewegung eines umlaufenden Planetenrades lässt sich auf die Überlagerung dreier getrennt zu betrachtender Bewegungen zurückführen:
  - Rotation des Steges um das Sonnenrad
  - Rotation des Planetenrades um den eigenen Schwerpunkt
  - Rotation des Sonnenrades.

Daraus ergibt sich folgende Gleichung:

$$n_P \cdot z_P = n_T \cdot (z_P + z_S) - n_S \cdot z_S$$



Quelle: tec-science.com

n $[\frac{1}{s}]$: Drehzahl

z [1]: Zähnezahl

Indizes: P: Planetenrad, T: Planetenträger (Steg), S: Sonnenrad,

14.5 Umlaufgetriebe

14.5.2 Willis-Gleichung – Grundgleichung der Umlaufgetriebe

- Für Planetengetriebe gilt:

$$n_H \cdot z_H = n_T \cdot (z_H + z_S) - n_S \cdot z_S$$

mit Standübersetzung $i_0 = -\frac{z_H}{z_S}$ ergibt sich

$$n_S = n_T \cdot (1 - i_0) + n_H \cdot i_0$$



Quelle: Moteg

i_0 [1]: „Standübersetzung“: Variante 2, $-\infty < i_0 < -1$

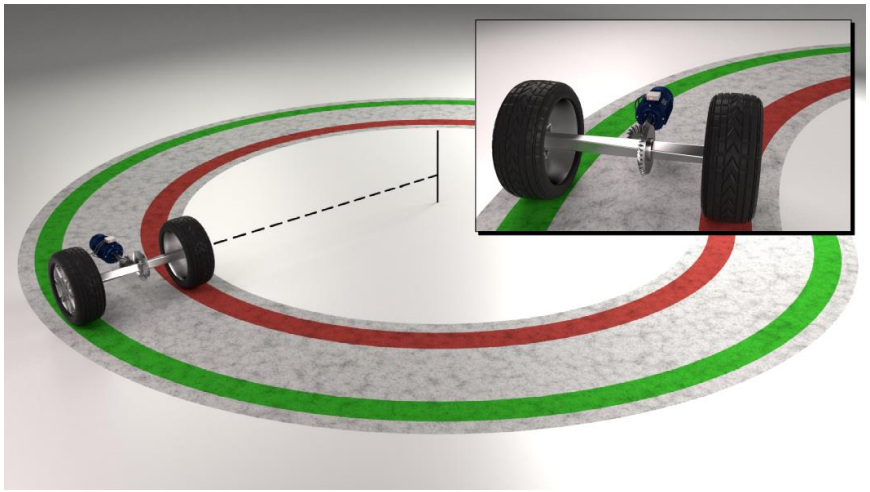
Indizes: H: Hohlrad

14.5 Umlaufgetriebe

14.5.3.1 Differentialgetriebe - Funktionsweise

- Einleitung
  - Radantrieb im Auto:
    Bei Kurvenfahrten muss das äußere Rad schneller rotieren als das innere Rad!
    → 🚫 Durchrutschen der Räder

→ Differentialgetriebe

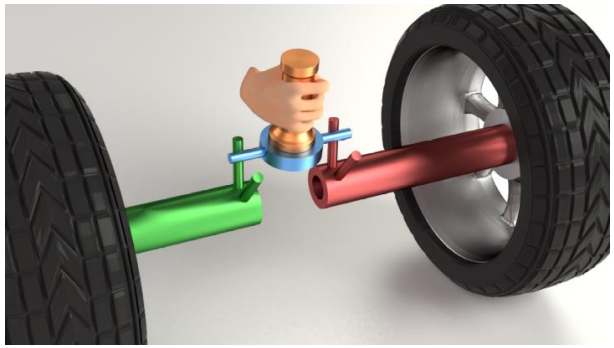


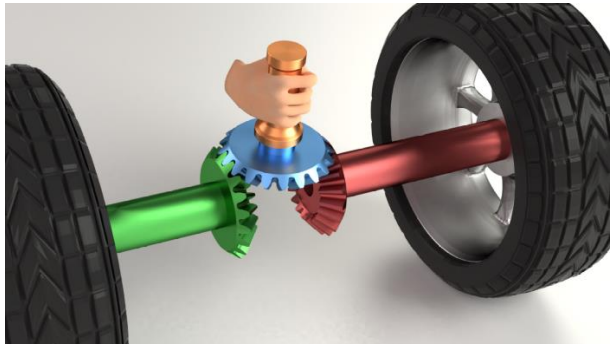
Quelle:
tec-science.com

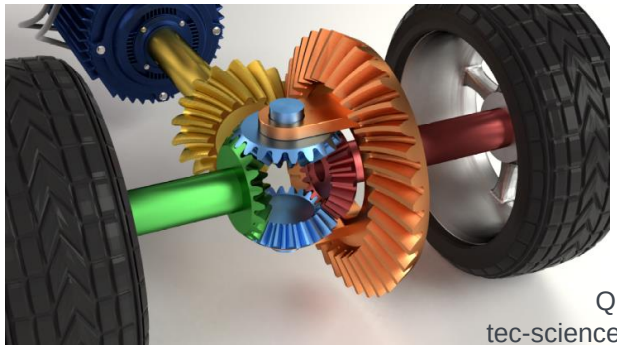
14.5 Umlaufgetriebe

14.5.3.1 Differentialgetriebe - Funktionsweise

1. Trennung der gemeinsamen Antriebswelle.
2. Antrieb der Wellen über mehrere Stifte und frei rotierbare Stäbe.
3. Ersetzen der Stifte und Stäbe durch Kegelräder (blaues Kegelrad = Umlaufkegelrad)
4. Antrieb der Wellen über weitere Kegelräder. (gelb: Ritzel, orange: Umlaufradträger)
5. Symmetrische Anordnung der Kegelräder zur Vermeidung von Biegebeanspruchungen. (180°)



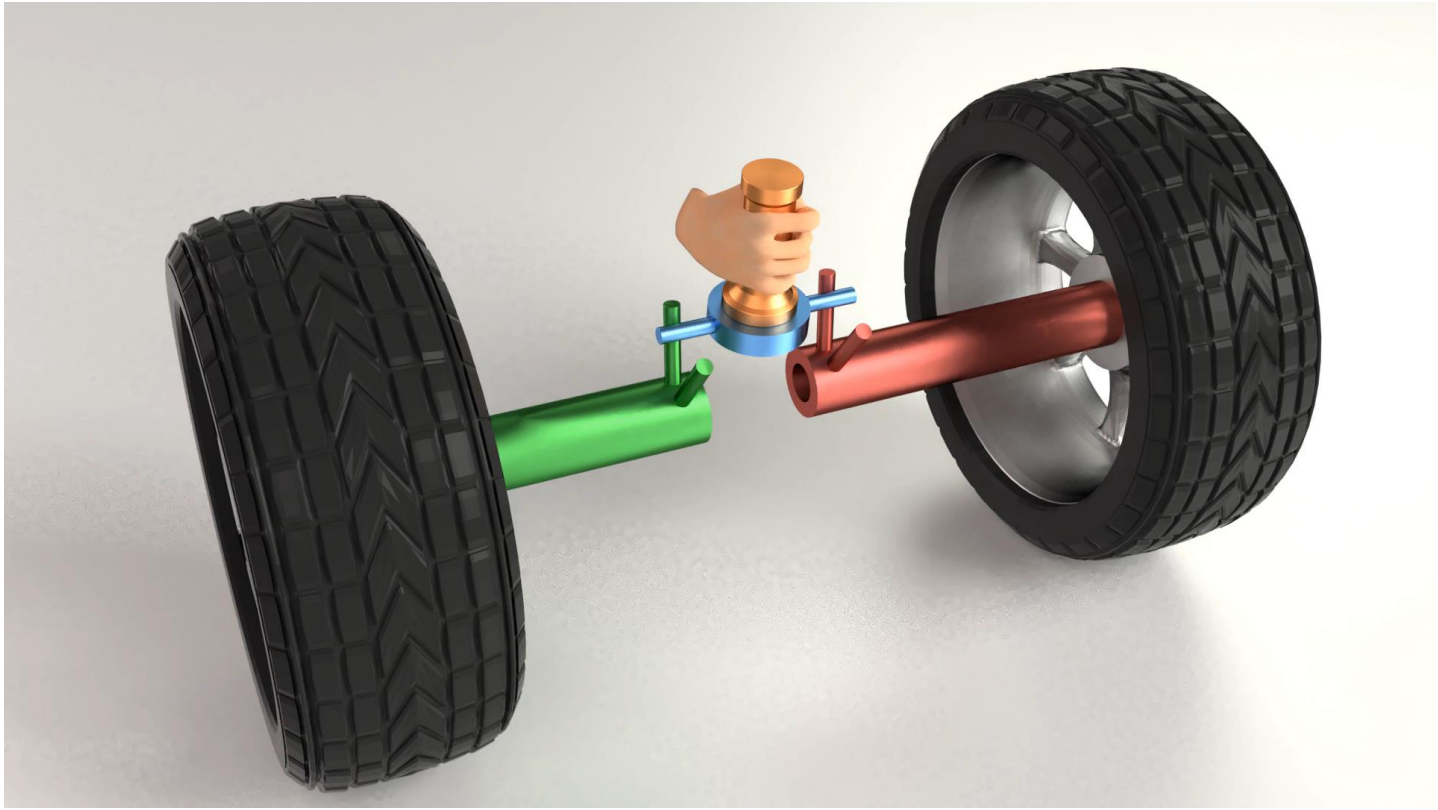




Quelle: tec-science.com

14.5 Umlaufgetriebe

14.5.3.1 Differentialgetriebe - Funktionsweise



Quelle:
tec-science.com

14.5 Umlaufgetriebe

14.5.3.2 Differentialgetriebe – Drehzahl und Drehmoment

- Die Drehzahl der Räder ist in Kurven unterschiedlich.
- Das Drehmoment ist gleich.
  Bei Getrieben ergibt sich Drehmomentänderung über Verhältnis der Zähnezahlen der Zahnräder. Symmetrie → gleiche Zähnezahl → gleiches Drehmoment
- Leistung $P = 2 \cdot \pi \cdot M \cdot n$
  Abhängig von Drehzahl → unterschiedliche Leistung
- **Eine Differentialgetriebe teilt zwar die Drehzahlen und damit die Motorleistung auf die unterschiedlichen Räder auf, das Drehmoment ist jedoch an beiden Rädern identisch!**

Quelle:
tec-science.com

14.5 Umlaufgetriebe

14.5.3.3 Differentialgetriebe – Sonderform des Planetengetriebes

Auch hier gilt: $n_S = n_T \cdot (1 - i_0) + n_H \cdot i_0$

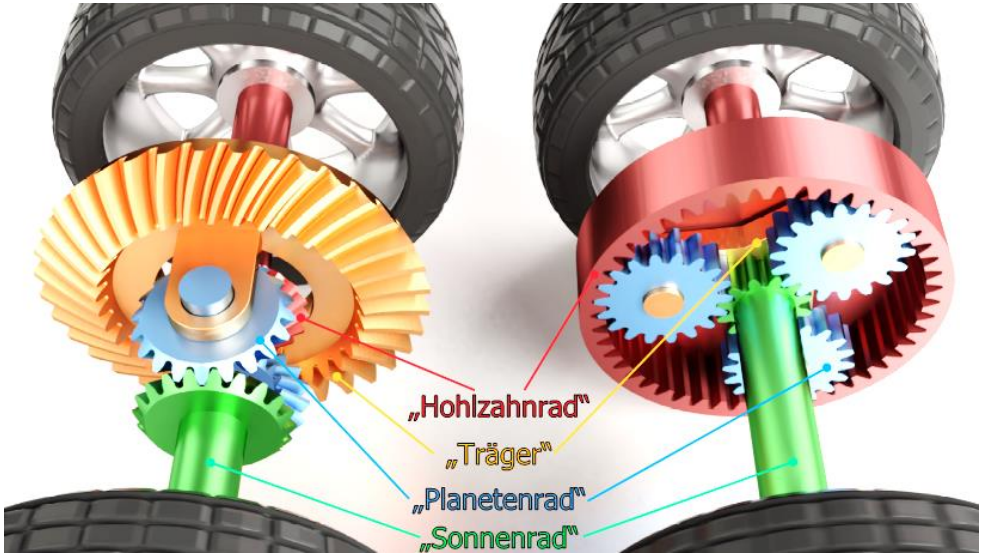
Standübersetzung: Stillstehender Umlaufradträger.

$i_0 = -1$

$$n_H + n_S = n_T \cdot 2$$

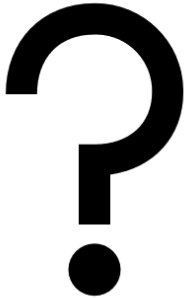
Mit $n_H = n_1$ und $n_S = n_2$ ergibt sich

$$n_T = \frac{n_1 + n_2}{2}$$



Quelle:
tec-science.com

Kontrollfragen



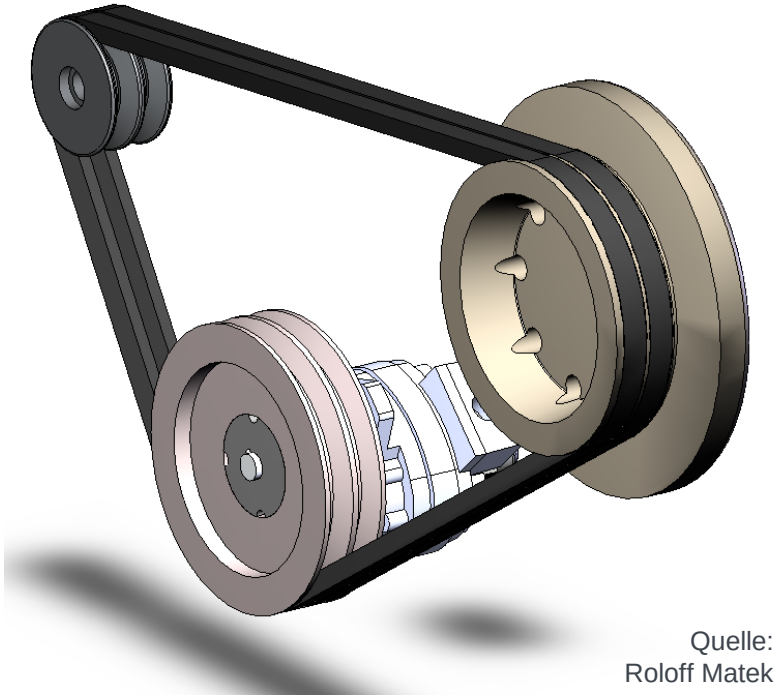
1. Unter welchen Bedingungen wirkt ein Planetengetriebe als Standgetriebe?
2. Nennen Sie Vor- und Nachteile eines Planetengetriebes
3. Was sind die Aufgaben eines Differenzialgetriebes und wo kommt es zum Einsatz?

14.7 Riemengetriebe

14.7.1 Riemenaufbau und Riemenwerkstoff

Geforderte Kriterien hinsichtlich der Antriebs- und Abtriebsbedingungen:

- Hohe Zerreißfestigkeit
- Gutes Reibverhalten
- Unempfindlichkeit gegenüber Umwelteinflüsse



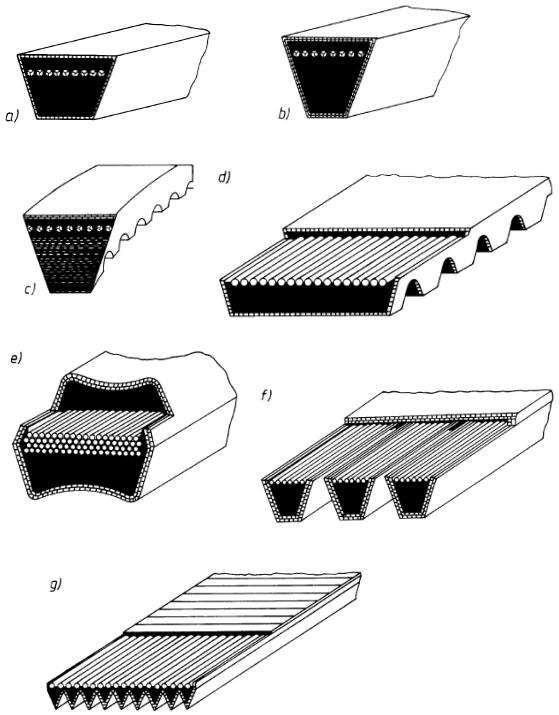
Quelle:
Roloff Matek

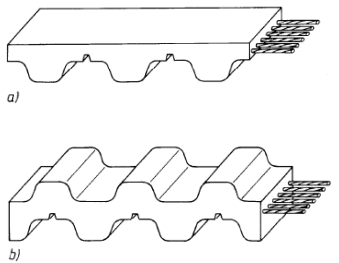
14.7 Riemengetriebe

14.7.1 Riemenaufbau und Riemenwerkstoff

- Antriebsriemen
  - Flachriemen
    - Lederriemen
    - Geweberiemen (Textielriemen)
    - Kunststoffriemen
    - Mehrschicht- oder Verbundriemen
  - Keilriemen
    - a) Normalkeilriemen
    - b) Schmalkeilriemen
    - c) Schmalkeilriemen flankenoffen, gezahnt
    - d) Breitkeilriemen (gezahnt)
    - e) Doppelkeilriemen
    - f) Verbundkeilriemen
    - g) Keilrippenriemen
  - Synchronriemen
    - a) Einfachverzahnt
    - b) Doppelverzahnt







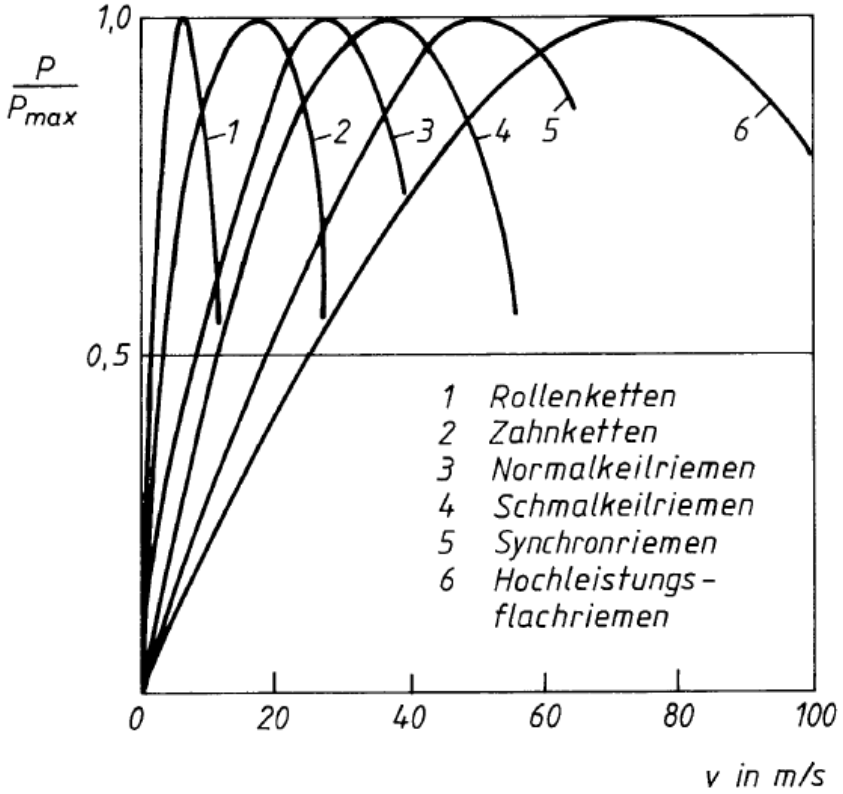
Quelle:
Roloff Matek

14.7 Riemengetriebe

14.7.2 Gestalten und Entwerfen

Wahl der Riemenart:

Einsatzbereiche der Zugmittel in Abhängigkeit von der Umfangsgeschwindigkeit



Quelle:
Rolof Matek

14.7 Riemengetriebe

14.7.2 Gestalten und Entwerfen

Riemenführung:

a) offenes Riemengetriebe

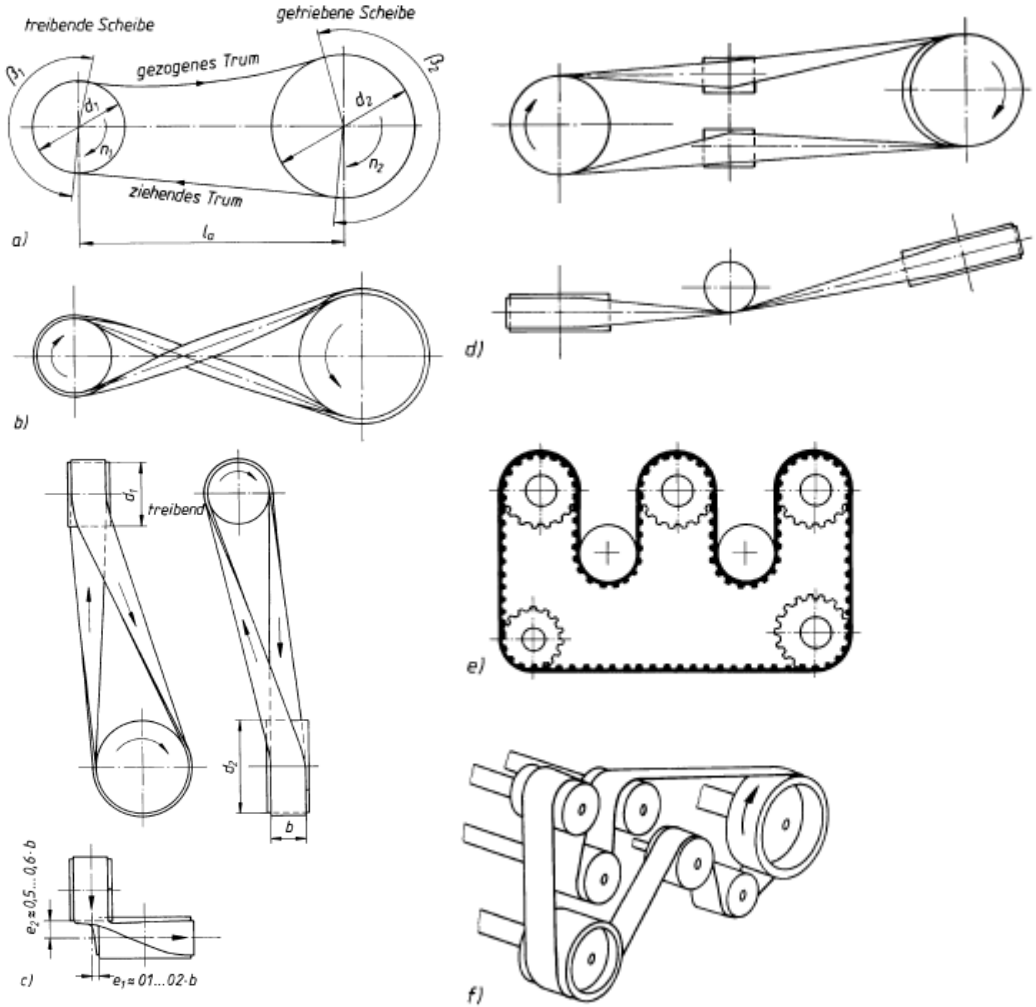
b) gekreuztes Riemengetriebe

c) halbgekreuztes (geschränktes) Riemengetriebe

d) Winkelgetreibe

e) Mehrfachantriebe

f) Mehrfachantriebe



Quelle:
Rolof Matek

14.7 Riemengetriebe

14.7.2 Gestalten und Entwerfen

Vorspannmöglichkeiten bei Riemengetriebe:

a) Dehnungsspannung

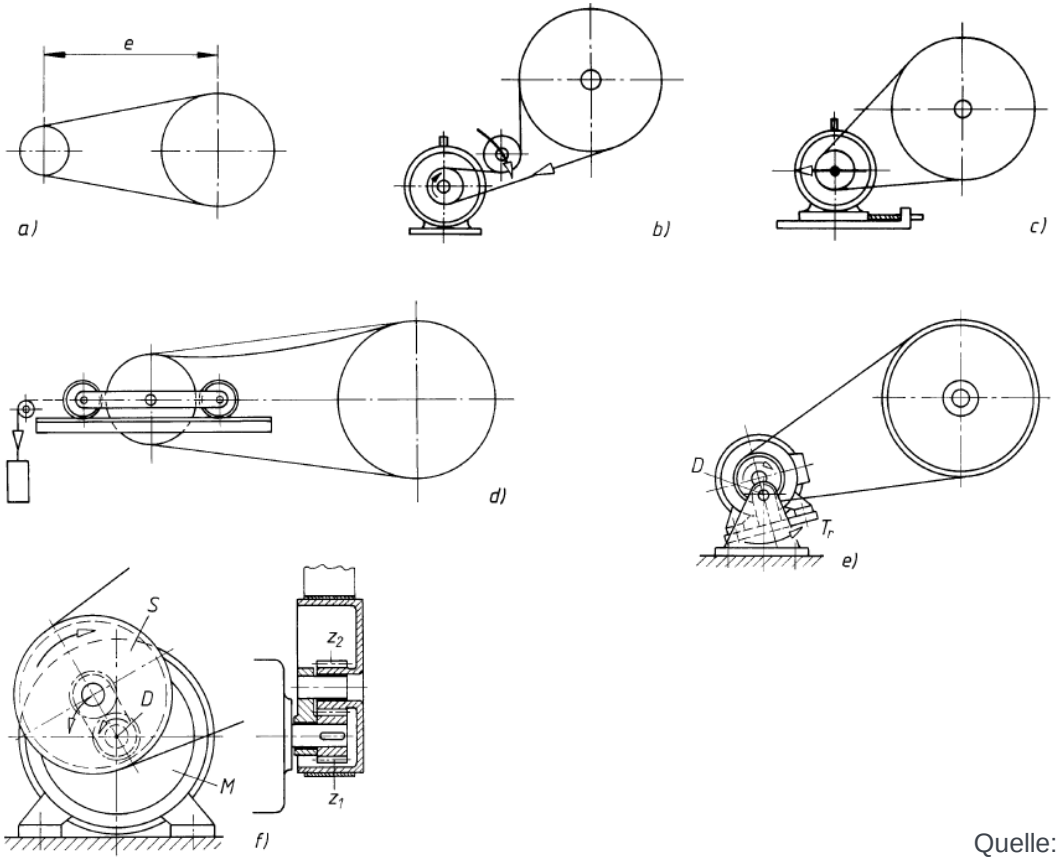
b) Spannrollen

c) Motor mit Spannschiene

d) Spannschlitten

e) Riemenspannung durch Wippen

f) Riemenspannung durch Schwenkscheibe



Quelle:
Rolof Matek

14.7 Riemengetriebe

14.7.3 Auslegung der Riemengetriebe

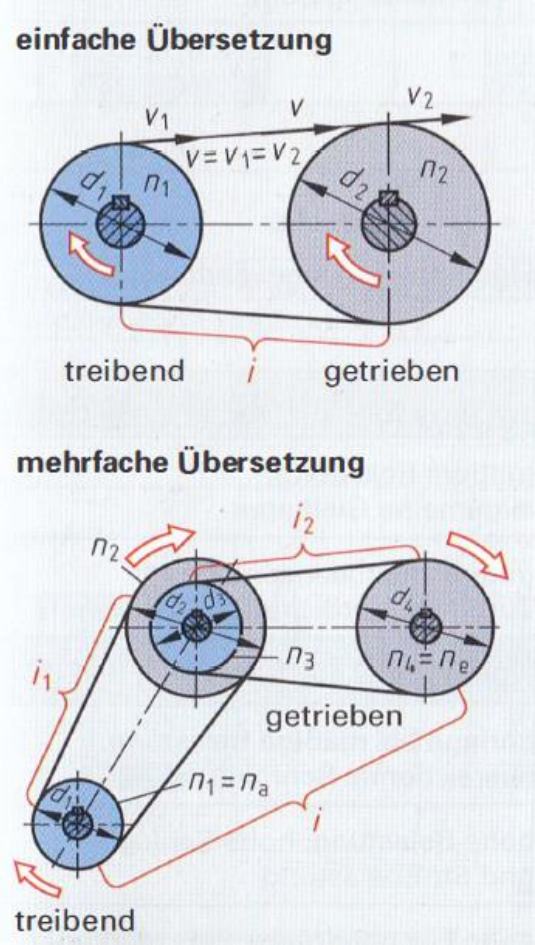
Allgemein:

- Geschwindigkeit: $v = const.$
- Antriebsformel: $n_1 \cdot d_1 = n_2 \cdot d_2$
- Übersetzungsverhältnis:

$$i = \frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{n_a}{n_e}$$

- Gesamtübersetzungsverhältnis:

$$i = \frac{d_2 \cdot d_4 \cdot d_6 \ \ldots}{d_1 \cdot d_3 \cdot d_5 \ \ldots} = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \ \ldots$$



Europa Lehrmittel Tabellenbuch Metall

14.7 Riemengetriebe

14.7.3 Auslegung der Riemengetriebe

Kräfte am Riemengetriebe

Riemengetriebe können eine Leistung nur dann übertragen, wenn die Reibkraft FR zwischen Riemen und Scheibe mindestens gleich oder größer ist als die zu übertragende Umfangskraft Ft.

$$F_R = \mu \cdot F_N \geq F_t$$

μ → Reibungszahl für den umspannten Scheibenbogen, abhängig von der Riemenart und der Scheibenoberfläche

FN → notwendige Anpresskraft (Normalkraft)

Wird die treibende Scheibe d1 durch ein Drehmoment T angetrieben, dann ist die von der Scheibe auf den Riemen zu übertragende Umfangskraft F_t gleich:

$$F_t = F_1 - F_2 = 2 \cdot \frac{T}{d}$$

14.7 Riemengetriebe

14.7.3 Auslegung der Riemengetriebe

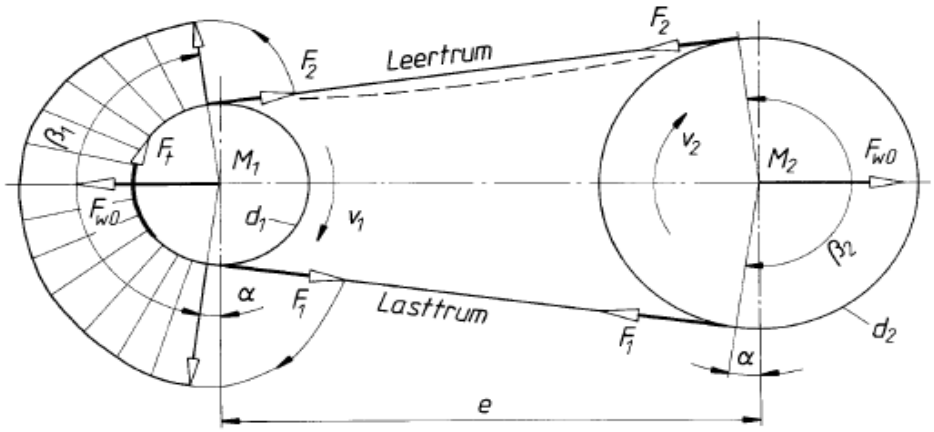
Kräfte am Riemengetriebe

Theoretische Wellenbelastung:

$$F_{w0} = F_w + F_Z = k \cdot F_t + F_z$$

Fliehkraft F_Z: $F_Z = A_S \cdot \rho \cdot v^2$

- A_S Riemenquerschnitt
- ρ Dichte des Riemenwerkstoffs
- v Riemengeschwindigkeit



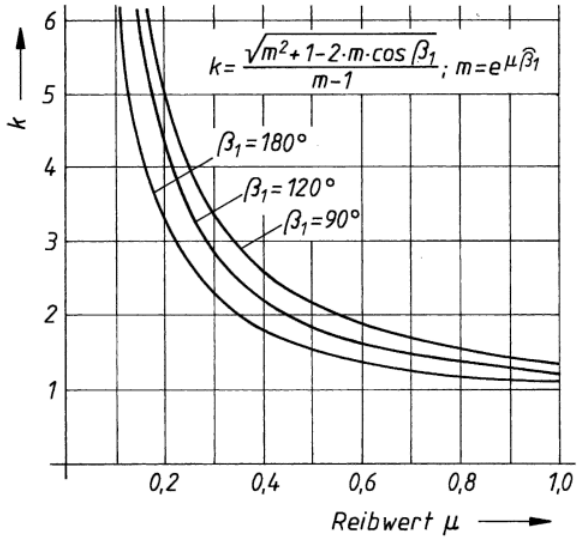
Kräfte am offenen Riemengetriebe

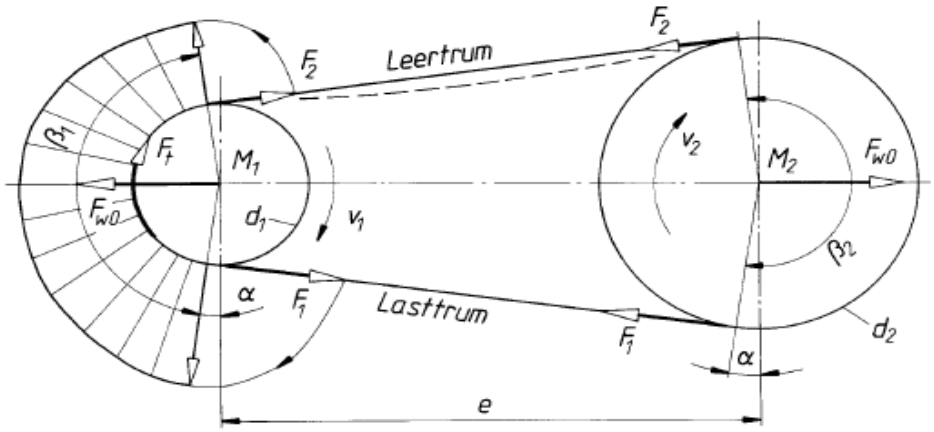
14.7 Riemengetriebe

14.7.3 Auslegung der Riemengetriebe

Kräfte am Riemengetriebe

Faktor k zur Ermittlung der Wellenbelastung für Flachriemengetriebe. Gilt näherungsweise auch für Keil- und Keilrippenriemen.





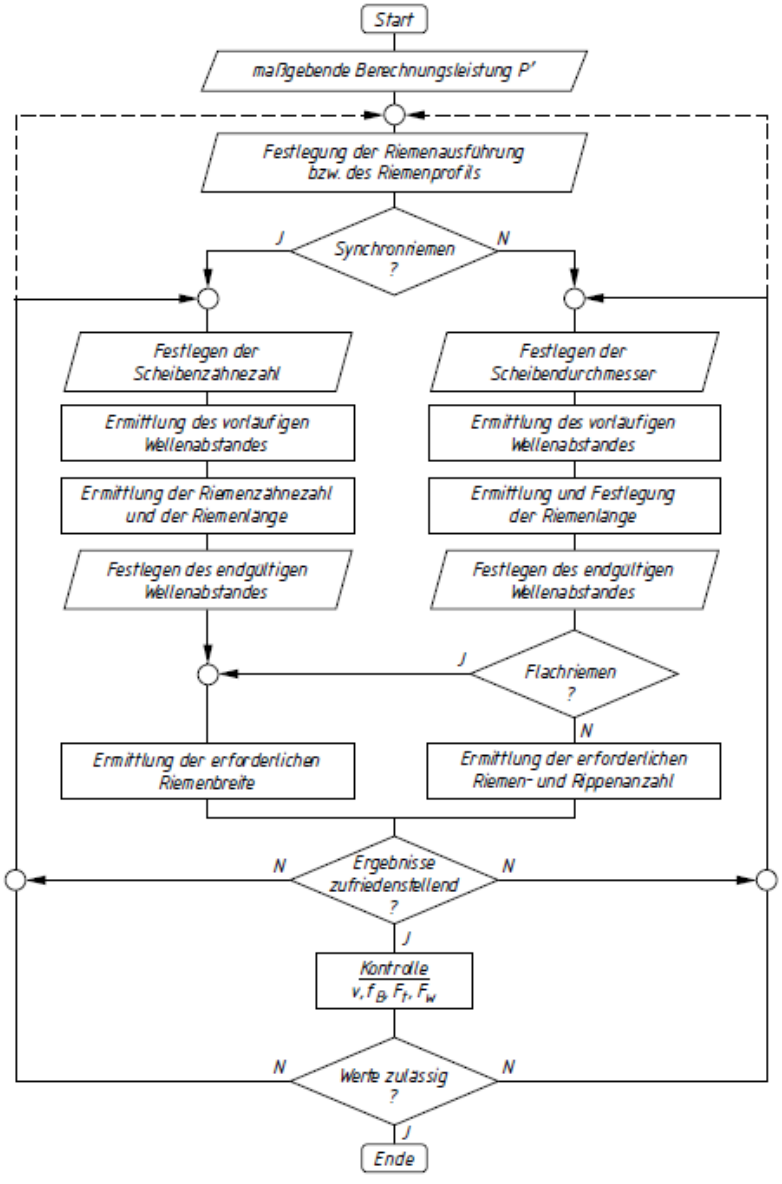
Kräfte am offenen Riemengetriebe

14.7 Riemengetriebe

14.7.3 Praktische Berechnung der Riemengetriebe

Ablaufplan zum Berechnen von Riemengetrieben

1. Riemenwahl
2. Geometrische und kinematische Beziehung
3. Leistungsberechnung
4. Vorspannung; Wellenbelastung
5. Kontrollabfrage



14.7 Riemengetriebe

14.7.3 Praktische Berechnung der Riemengetriebe

Wellenabstand

Grenzwerte:

- bei Flachriemen $0{,}7 \cdot (d_g + d_k) \leq e' \leq 2 \cdot (d_g + d_k)$
- bei Keil und Keilrippenriemen $0{,}7 \cdot (d_g + d_k) \leq e' \leq 2 \cdot (d_g + d_k)$
- bei Zahnriemen $0{,}5 \cdot (d_g + d_k) + 15\,mm \leq e' \leq 2 \cdot (d_g + d_k)$

Nach festgelegten Riemenlänge ergibt sich die endgültige Riemenlänge:

$$e \approx \frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{dg} + d_{dk}) + \sqrt{\left[\frac{L_d}{4} - \frac{\pi}{8} \cdot (d_{dg} + d_{dk})\right]^2 - \frac{(d_{dg} - d_{dk})^2}{8}}$$

14.7 Riemengetriebe

14.7.3 Praktische Berechnung der Riemengetriebe

Riemenlänge

- Flachriemen $L' = 2 \cdot e' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_g + d_k) + \frac{(d_g + d_k)^2}{4 \cdot e'}$
- Übrige Riemen $L' = 2 \cdot e' + \frac{\pi}{2} \cdot (d_{dg} + d_{dk}) + \frac{(d_g + d_k)^2}{4 \cdot e'}$

Umschlingungswinkel

Bei vorgegebenen Scheibendurchmesser und Wellenabständen ergibt sich der Umschlingungswinkel aus:

$$\beta_k = 2 \cdot arc\ cos\left(\frac{d_g - d_k}{2 \cdot e}\right) = 2 \cdot arc\ cos\left(\frac{d_{dg} - d_{dk}}{2 \cdot e}\right) = 2 \cdot arc\ cos\left(\frac{p/\pi \cdot (z_g - z_k)}{2 \cdot e}\right)$$

14.7 Riemengetriebe

14.7.3 Praktische Berechnung der Riemengetriebe

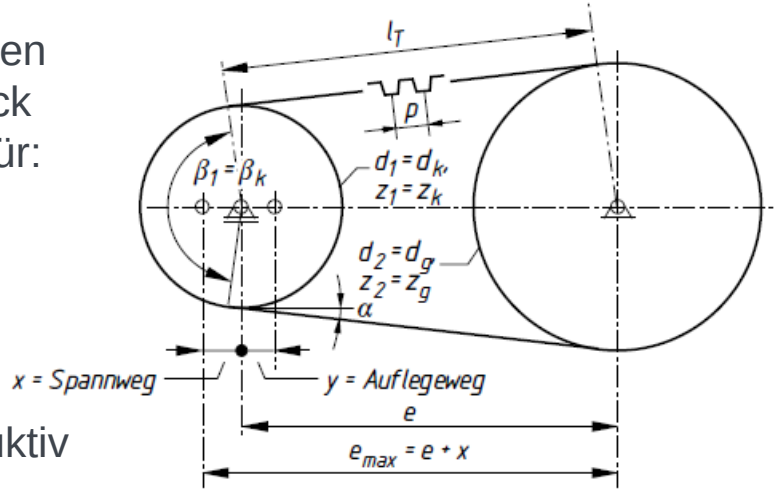
Spann- und Verstellwege x, y

Zur Übertragung des Drehmoments muss durch Dehnen (Spannen) des Riemens der erforderliche Anpressdruck aufgebracht werden. Der Verstellweg x wird ermittelt für:

- Flachriemen $x \geq 0{,}03 \cdot L$
- Keil-, Keilrippenriemen $x \geq 0{,}03 \cdot L_d$
- Synchronriemen $x \geq 0{,}005 \cdot L_d$

Zum zwanglosen Auflegen des Riemens muss konstruktiv eine Verringerung des Wellenabstandes um den Auflegeweg y vorgesehen werden:

- Flachriemen $y \geq 0{,}0015 \cdot L$
- Keil-, Keilrippenriemen $y \geq 0{,}0015 \cdot L_d$
- Synchronriemen $y \geq (1 \ldots 2{,}5) \cdot p$



14.7 Riemengetriebe

14.7.3 Praktische Berechnung der Riemengetriebe

Leistungsberechnung

Umfangskraft: $F_t = \frac{P'}{v} = \frac{K_A \cdot P_{nenn}}{v} = \frac{K_A \cdot T_{nenn}}{(d_d/2)}$

Riemenbreite: $b' = F_t / F'_t$

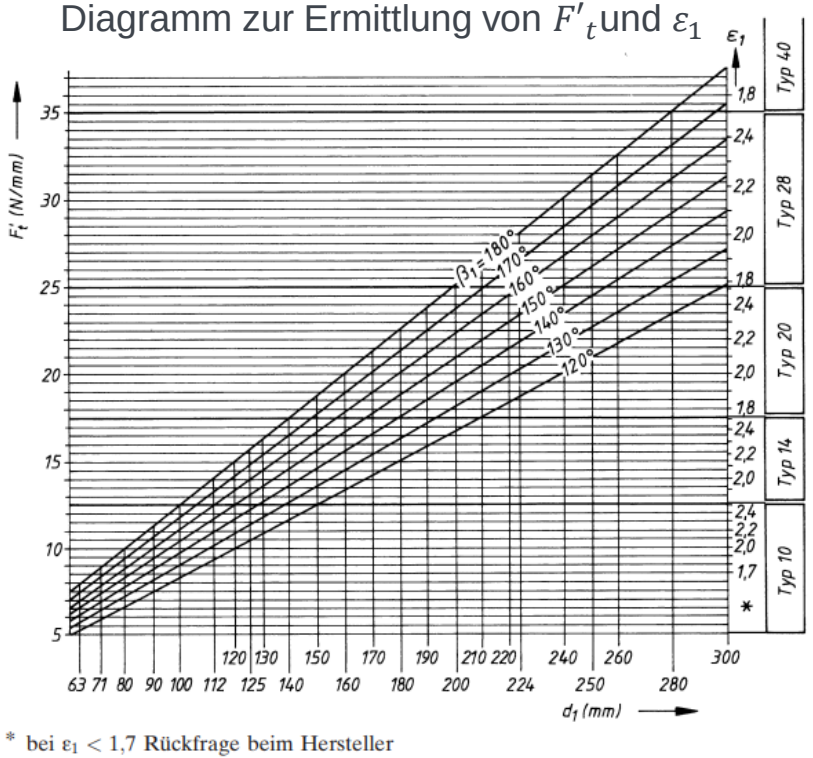
Erforderliche Anzahl der Keilriemen bzw. die erforderliche Rippenanzahl:

$$z \geq \frac{P'}{(P_N + \ddot{U}_z) \cdot c_1 \cdot c_1} = \frac{K_A \cdot P_{nenn}}{(P_N + \ddot{U}_z) \cdot c_1 \cdot c_1}$$

Wellenbelastung:

$$F_{w0} = \varepsilon_{ges} \cdot k_1 \cdot b' = (\varepsilon_1 + \varepsilon_2) \cdot k_1 \cdot b'$$

Diagramm zur Ermittlung von F'_t und ε_1



* bei $\varepsilon_1 < 1{,}7$ Rückfrage beim Hersteller

Roloff Matek

14.7 Riemengetriebe

14.7.3 Praktische Berechnung der Riemengetriebe

Kontrollabfrage

Riemengeschwindigkeit:

$$v = d_W \cdot \pi \cdot n \leq v_{max}$$

Biegefrequenz:

$$f_B = \frac{v \cdot z}{L_d} \leq f_{B\,zul}$$

Riemenwerkstoff Riemensorte		Elastizitätsmodul E_z | E_b N/mm²		Dichte ϱ kg/dm³	zul. Riemenspannung σ_{zzul} N/mm²	max. Verhältnis t/d –	max. Biegehäufigkeit $f_{B\,max}$ [5] 1/s	zul. Nennumfangskraft $F'_{t\,max}$ N/mm	Riemengeschwindigkeit v_{max} [5] m/s	Reibungszahl μ [6] –	Temperatur ϑ_{max} °C
Leder-	Standard S	250	50 … 90	1,0	3,6 … 4,1	0,033	5	–	30	*Fleischseite* $(0{,}25 + 0{,}02\sqrt{v})$ *Haarseite* $(0{,}33 + 0{,}02\sqrt{v})$	35
	Geschmeidig G	350	40 … 80	0,95	4,3 … 5	0,04	10	–	40		
	Hochgeschmeidig HGL	450	30 … 70	0,9	4,3 … 6,5	0,05	25	–	50		45
	Hochgeschmeidig HGC				4,3 … 7,5						70
Gewebe-	*einlagig:* Gummi-, Polyamid- bzw. Polyesterfasern	350 … 1200		1,1 … 1,4	3,3 … 5,4	0,35	10 … 50	100	80	(0,5)	–20 … 100
	mehrlagig: Gummi-, Polyamid- bzw. Polyester- oder Baumwollfasern	900 … 1500					10 … 20	300	20 … 50		
Textil-	Baumwolle	500 … 1400	40	1,3	2,3 … 5	0,05	40	–	50	(0,3)	–
	Kunstseide (imprägniert)	–		1,0	3,3 … 5	0,04		–		(0,35)	–
	Nylon, Perlon	500 … 1400		1,1	9	0,07	80	–	60	(0,3)	70
Mehrschicht-	Kordfäden aus Polyamid oder Polyester in Gummi gebettet [1] [3]	600 … 700	300	1,1 … 1,4	14 … 25	0,008 … 0,025	100	200	60 … 120	(0,7)	–20 … 100
	Kordfäden aus Polyamid oder Polyester in Gummi gebettet [2] [3]	500 … 600	250		4 … 12	0,01 … 0,035		400		(0,6)	
	ein oder mehrere Polyamidbänder geschichtet und vorgereckt [1] [4]	500 … 600	250		6 … 18	0,008 … 0,025		800	60 (80)	(0,7)	
	ein oder mehrere Polyamidbänder geschichtet und vorgereckt [2] [4]	400 … 500	200		4 … 15	0,01 … 0,035				(0,6)	

Roloff Matek

Kontrollfragen



1. Die Art und Weise der Kraftübertragung bei Flach- und Keilriemen einerseits und Zahnriemen andererseits ist zu erläutern.
2. Welche nachteiligen Folgen ergeben sich bei einem kraftschlüssigen Riementrieb, wenn dieser nicht genügend vorgespannt ist?
3. Es ist eine qualitative Aussage zur Belastung der Wellen bei Flach-, Keil- und Zahnriementrieben zu treffen und die Begründung hierfür anzugeben.
4. Von welchen Größen ist die Kraftübertragung eines Riementriebs im wesentlichen abhängig?

14.7 Literaturverzeichnis

- Matek, W.: u.a.: Roloff / Matek Maschinenelemente, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 2017
- Horst Haberhauer: Maschinenelemente, Springer Vieweg, 2018
- Tec-science: Getriebetechnik unter:
  https//www.tec-science.com/de/category/getriebe-technik
  (Abgerufen am 01.04.2019)
- Prof. Dr.-Ing. H. Gruss: Antriebstechnik 1, Hochschule Anhalt unter
  https://www.hs-anhalt.de/fileadmin/Dateien/FB6/personen/voigt_st/Lehrunterlagen/02_MA_FMB/AnTe_03.pdf
  (Abgerufen am 02.04.2019)

Universität Stuttgart

Konstruktion in der Medizingeräte-technik 2

SoSe 2020

15. Bolzen- und Stiftverbindungen

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

Prof. Dr.
Peter P. Pott
und Mitarbeiter

15. Bolzen- und Stiftverbindungen

Inhalt

15.1 Allgemeines

15.1.1 Definition

15.1.2 Einteilung

15.1.3 Verwendung

15.2 Stifte

15.2.1 Kegelstifte

15.2.2 Zylinderstifte

15.2.3 Kerbstifte

15.2.4 Spannstifte

15.2.5 Berechnung

15. Bolzen- und Stiftverbindungen

Inhalt

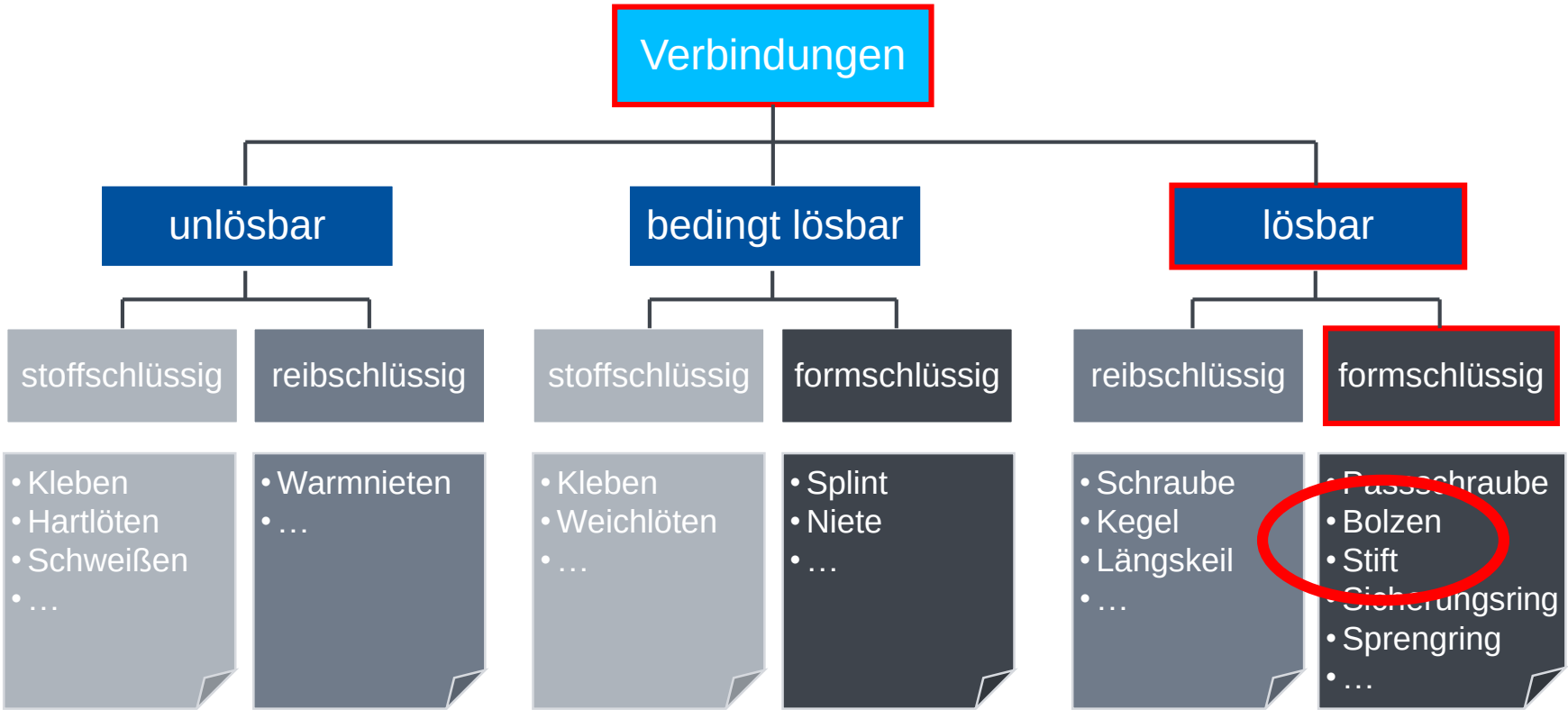
15.3 Bolzen

- 15.3.1 Formen
- 15.3.2 Berechnung
- 15.3.3 Sicherung
- 15.3.4 Herstellung
- 15.3.5 Anwendungsbeispiele

15.4 Literaturverzeichnis

15.1 Allgemeines

15.1.1 Definition



15.1 Allgemeines

15.1.1 Definition

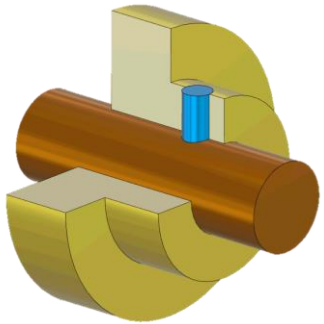
- Einfache und billige Verbindung von zwei oder mehreren Bauteilen.
- Gehören zu ältesten Verbindungen und sind weitestgehend genormt.

Bolzen- und Stiftverbindungen



Bolzen werden für **bewegliche** Verbindungen von Bauteilen genutzt

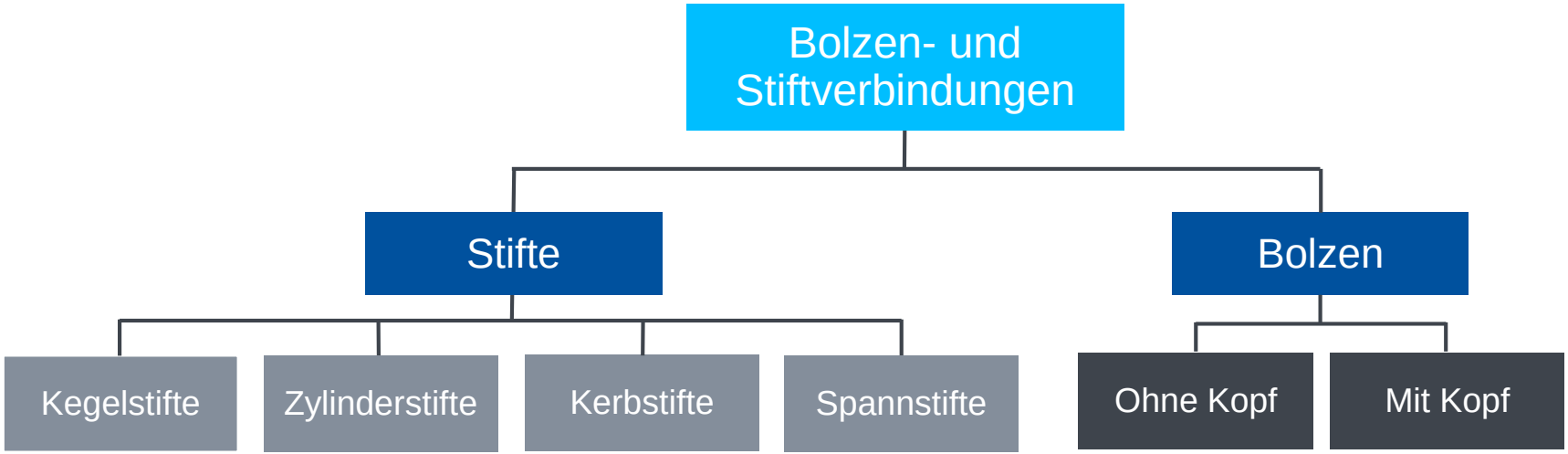
Stifte verbinden Bauteile **fest** miteinander (Presspassung)



Quellen:
preis.de, konstruktionsatlas.de

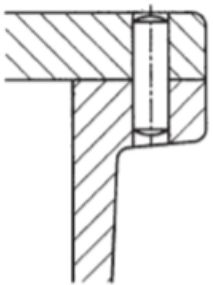
15.1 Allgemeines

15.1.2 Einteilung

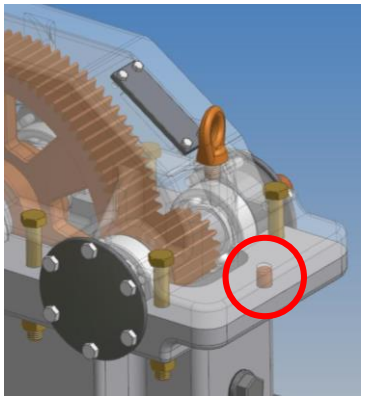


15.1 Allgemeines

15.1.3 Verwendung



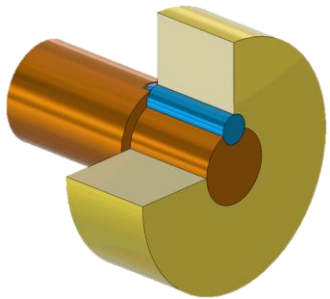
Positionierung



Stifte



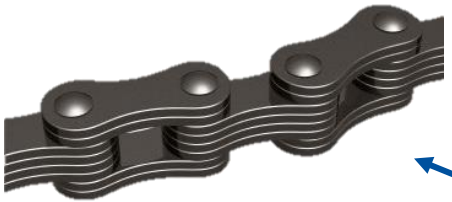
Kraftübertragung



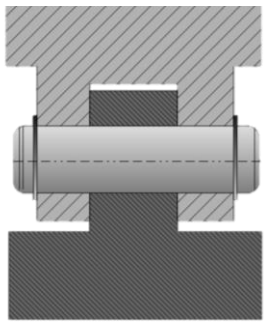
Quellen:
Haberhauer, H., Fahrzeug-instandhaltung.ch,
Wikipedia.org, konstruktionsatlas.de

15.1 Allgemeines

15.1.3 Verwendung



Gelenkverbindungen



Bolzen



Achse für Lagerung



Quellen:
helpster.de, preis.de,
ingenieurkurse.de, rosinski-hebezeuge.de

15.2 Stifte

15.2.1 Kegelstifte

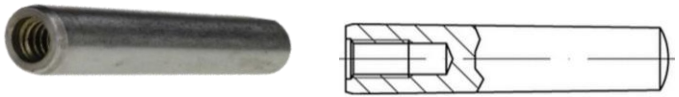
- Einsatz als **Passstifte zur Lagesicherung**
- Ausgleich von auftretender Abnutzung oder Lochaufweitung
- **kostspielig** aufgrund erforderlicher Bohrungen
- Leicht **zu lösen**, nicht rüttelfest

- **Innengewinde** oder **Gewindezapfen** zum Lösen aus Sacklöchern

Kegelstift



Kegelstift mit Innengewinde



Kegelstift mit Gewindezapfen



Quellen:
werkzeug-profi-shop.de,schraubenhandel24.de,
reidl.de, schrauben-jaeger.de

15.2 Stifte

15.2.2 Zylinderstifte

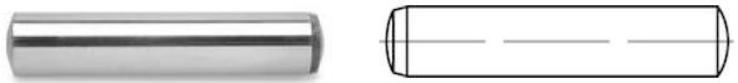
- Anwendung wie Kegelstifte
- **Schwerer lösbar** als Kegelstifte, nicht rüttelfest

- **Gehärtete** Zylinderstifte zum Verbinden und Fixieren **starkbeanspruchter Teile**
- Wenn der Zylinderstift nicht rausgeschlagen werden kann, wird ein **Innengewinde** zum Ausziehen genutzt.

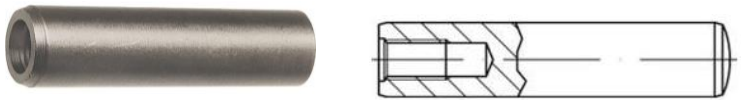
Zylinderstifte



Zylinderstift, gehärtet



Zylinderstift mit Innengewinde



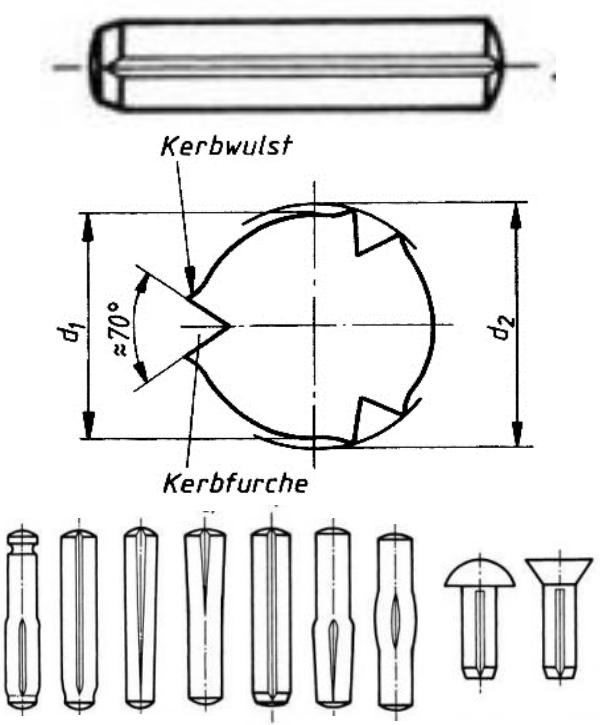
Quellen:
werkzeug-profi-shop.de,schraubenhandel24.de, pegnitz-schrauben.de, shop.eriks.lu, Webshop.schachermayer.com, contorion.de

15.2 Stifte

15.2.3 Kerbstifte

- Drei um **120° versetzte Längskerben**
- Beim Einschlagen werden die **Kerbwulste** in **Kerbfurche** hereingedrängt
- **Radiale Verspannung** hält Kerbstift rüttelfest
- **Einfache** und **wirtschaftliche** Arbeitsweise

- Verwendung als **Befestigungs-, Pass- und Sicherungsstift** oder als **Lager- bzw. Gelenkbolzen**



Quelle: Matek

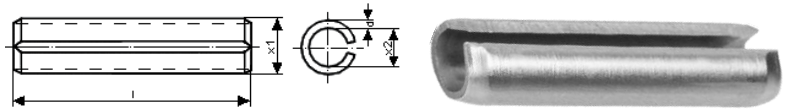
15.2 Stifte

15.2.4 Spannstifte

- In Längsrichtung **geschlitzte Hülsen**
- **Leichte oder schwere Ausführung** je nach Wanddicke
- **Elastizität** führt zu besonders **festem Sitz** und erfordert keine besonders präzise Bohrung

- Verwendung als **Pass-, Befestigungs- und Sicherungsstifte** oder als **Schrauben- und Bolzenhülsen** (Scherhülsen)

Spannstift



Spiral-Spannstift



Connex-Spannstift



Quellen:
spannhuelse.de, norelem.de, zamro.de, directindustry.de, mekom.se

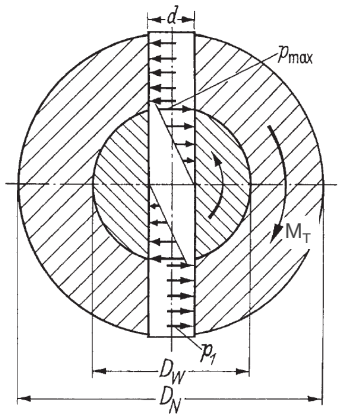
15.2 Stifte

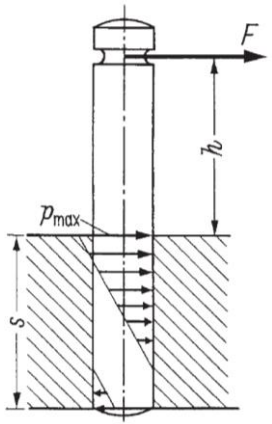
15.2.5 Berechnung

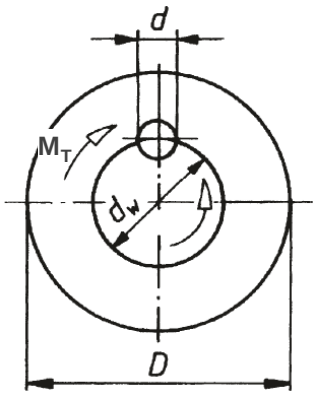
- Stiftverbindungen für Zentrierung und Lagesicherung werden nicht berechnet
- Stiftdurchmesser wird an Größe der zu verbindenden Teile angepasst

- Drei verschiedene Berechnungsfälle:

(1) Querstift-Verbindungen *(2) Steckstift-Verbindungen* *(3) Längsstift-Verbindungen*







Quellen:
Haberhauer, H.,, Matek

15.2 Stifte

15.2.5 Berechnung

(1) Querstift-Verbindungen

- Drehmomentübertragung
- Prüfung auf:

a) Scherung:

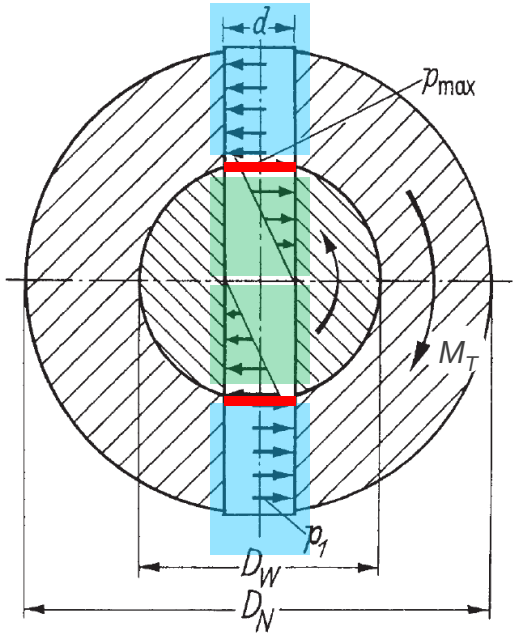
$$\tau_s = \frac{4 \cdot M_T}{D_W \cdot \pi \cdot d^2} \leq \tau_{s,zul}$$

b) Pressung in Wellenbohrung:

$$p_{max} = \frac{6 \cdot M_T}{d \cdot D_W^2} \leq p_{zul}$$

c) Pressung in Nabenbohrung:

$$p_1 = \frac{4 \cdot M_T}{d(D_N^2 - D_W^2)} \leq p_{zul}$$



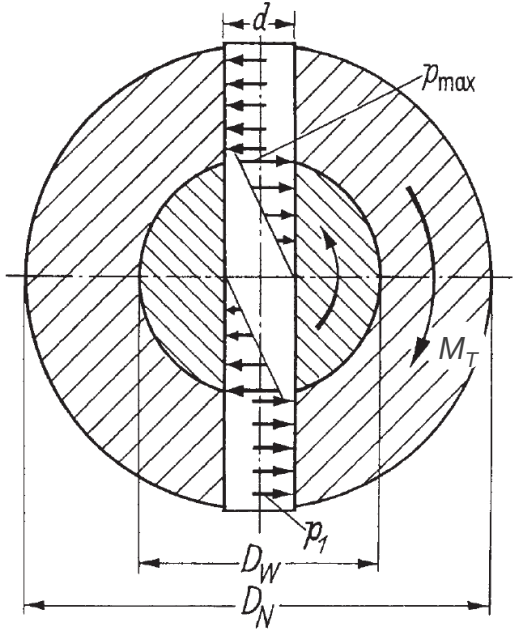
Quelle:
Haberhauer, H.

15.2 Stifte

15.2.5 Berechnung

(1) Querstift-Verbindungen

- Gestaltung von Querstiftverbindungen:
  - Stiftdurchmesser $d \approx (0{,}2 \ \ldots 0{,}3) \cdot D_W$
  - Nabendurchmesser:
    - (a) Für St-Naben: $D_N \approx 2{,}0 \cdot D_W$
    - (b) Für GG-Naben: $D_N \approx 2{,}5 \cdot D_W$



Quelle:
Haberhauer, H.

15.2 Stifte

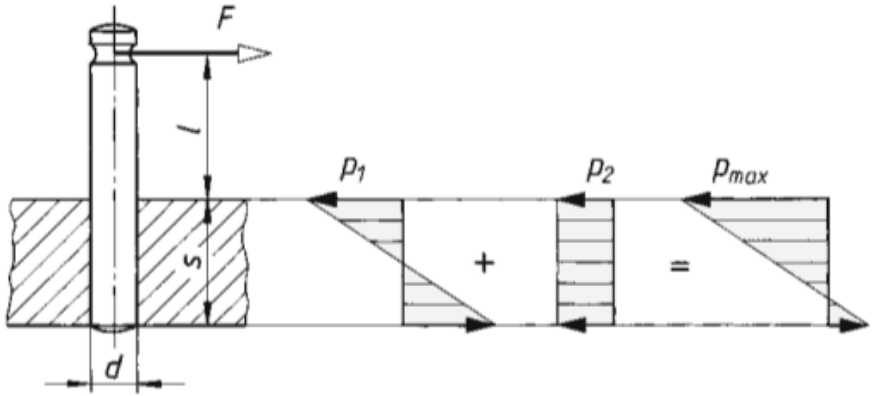
15.2.5 Berechnung

(2) Steckstift-Verbindungen

- Beanspruchung auf Biegung, Flächenpressung und Schub (kann vernachlässigt werden):

$$\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{F \cdot l}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \sigma_{b,zul}$$

$$p_{max} = \frac{F}{d \cdot s}\left(1 + 6 \cdot \frac{l + s/2}{s}\right) \leq p_{zul}$$



Quelle: Matek

15.2 Stifte

15.2.5 Berechnung

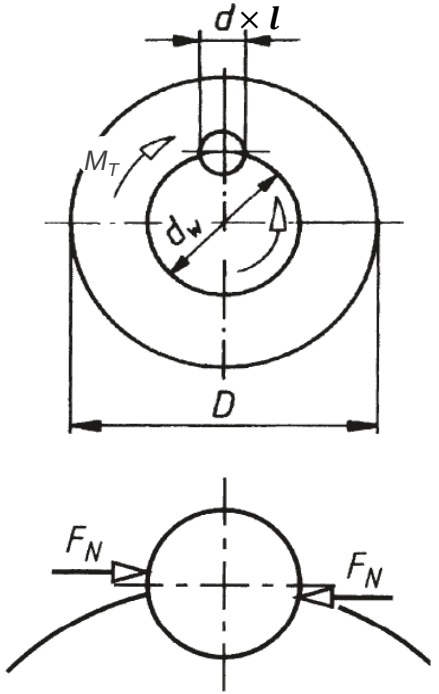
(3) Längsstift-Verbindungen

- Übertragung eines Drehmomentes
- Beanspruchung auf Flächenpressung und Abscherung

$$p = \frac{4 \cdot M_T}{d_W \cdot d \cdot l} \leq p_{zul}$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_T}{d_W \cdot d \cdot l} = 0{,}5 \cdot p$$

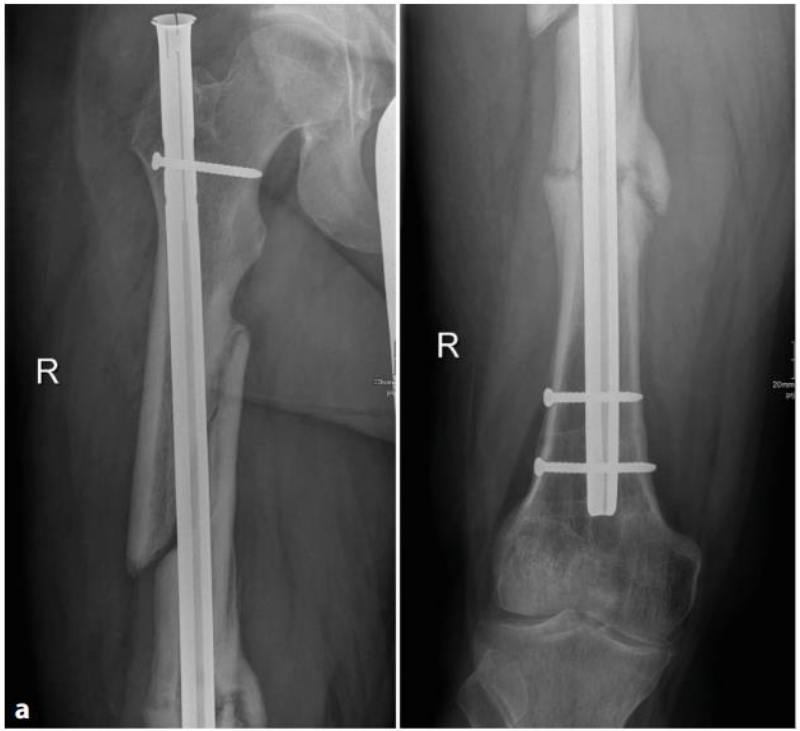
- Abscherung ist immer halb so groß wie Flächenpressung
  → kann vernachlässigt werden



Quelle: Matek

15.2 Stifte

Anwendungsbeispiel:





Quellen:

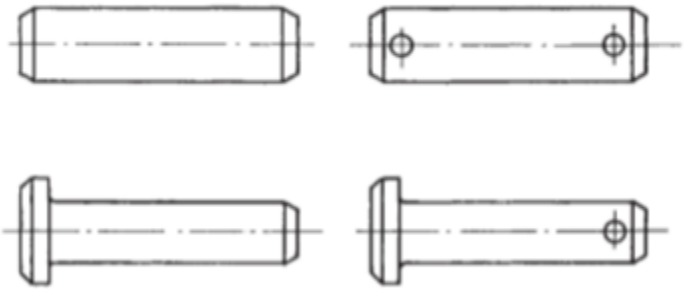
C. Hierholzer et al.; Entwicklung und Prinzipien der Verriegelungsmarknagelung; CME Zertifizierte Fortbildung; 2018

15.3 Bolzen

15.3.1 Formen

Bolzen ohne oder mit Kopf

- Ohne und mit Splintloch genormt
- Vorwiegend eingesetzt als Gelenkbolzen



Bolzen mit Kopf und Gewindezapfen

- Festsitzende Lager- und Achsbolzen



Quelle:
Haberhauer, H.

15.3 Bolzen

15.3.2 Berechnung

Bei Gelenkverbindungen wird das Biegemoment durch die Einspannbedingungen bestimmt:

(a) Bolzen mit Spiel in Gabel und Stange

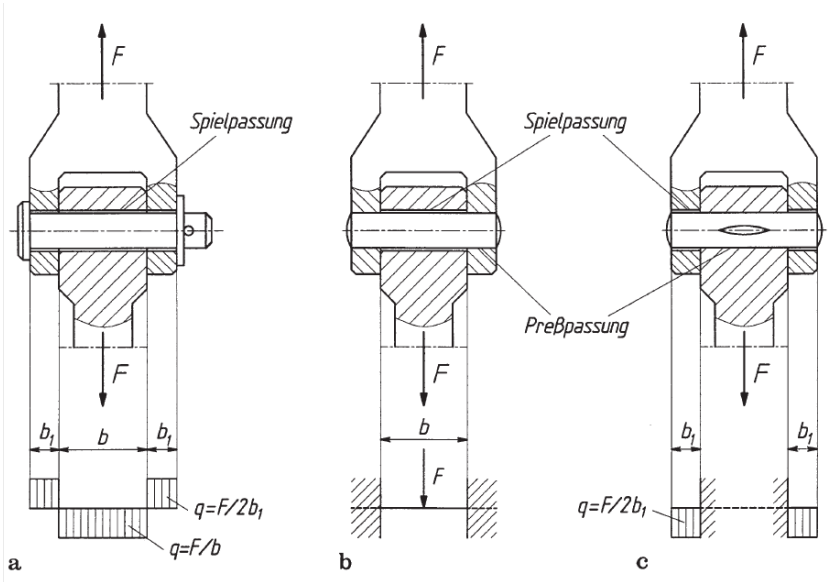
$$M_{b,max} = \frac{F\,(b + 2b_1)}{8}$$

(b) Bolzen mit Spiel in Stange

$$M_{b,max} = \frac{F \cdot b}{8}$$

(c) Bolzen mit Spiel in Gabel

$$M_{b,max} = \frac{F \cdot b_1}{8}$$



Quelle:
Haberhauer, H.

15.3 Bolzen

15.3.2 Berechnung

Festigkeitsnachweis: Prüfung der Spannungen der einzelnen Beanspruchungen und keine Bildung einer Vergleichsspannung

1. Flächenpressung Gabel: $$p_{Gabel} = \frac{F}{2 \cdot b_1 \cdot d} \leq p_{Gabel,zul}$$

2. Flächenpressung Stange: $$p_{Stange} = \frac{F}{b \cdot d} \leq p_{Stange,zul}$$

3. Biegespannung: $$\sigma_{b,max} = \frac{M_{b,max}}{W_b} \leq \sigma_{b,zul}$$

   Abhängig von Einspannbedingung: siehe Tabelle auf folgender Folie

4. Scherspannung *(i = Scherflächen)*: $$\tau_s = \frac{F}{i \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4}} \leq \tau_{s,zul}$$

   Im Allgemeinen: i =2

15.3 Bolzen

15.3.2 Berechnung

- Wahl des Bolzendurchmessers abhängig vom Einbaufall:

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

- Zulässige Belastungen (ruhend/schwellend/wechselnd):

$$\sigma_{b,zul} = 0{,}3 \,/\, 0{,}2 \,/\, 0{,}15 \cdot R_m$$
$$p_{zul} = 0{,}35 \,/\, 0{,}25 \cdot R_m$$
$$\tau_{s,zul} = 0{,}2 \,/\, 0{,}15 \,/\, 0{,}1 \cdot R_m$$

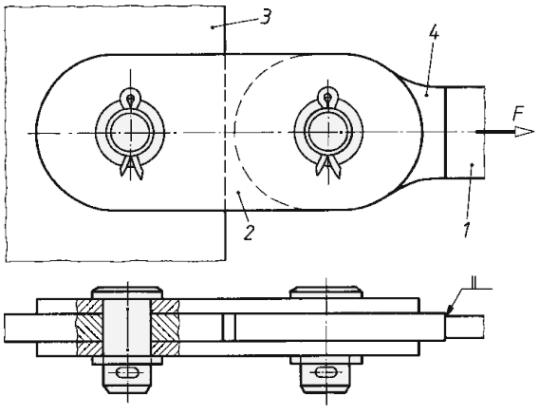
Einbaufall	**k** für Flächen:	
	nicht gleitend	gleitend
a Bolzen lose in Stange und Gabel	1,6	1,9
b Bolzen mit Übermaßpassung in der Gabel	1,1	1,4
c Bolzen mit Übermaßpassung in der Gabel	1,1	1,2

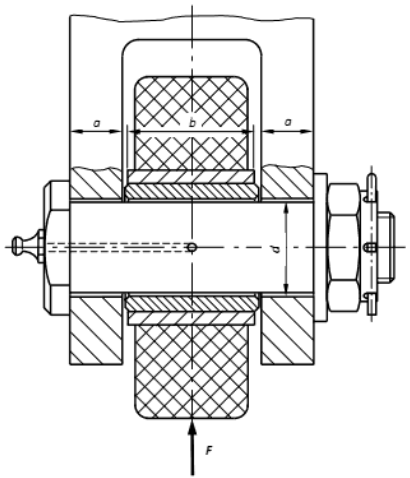
15.3 Bolzen

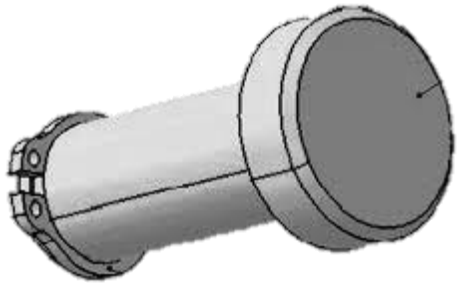
15.3.3 Sicherung



- Sichern der Bolzen gegen Herausrutschen in Gelenkverbindung
- Einfachste Lösung: **Splint mit Scheibe**
- Alternativ: Nutzung der Bolzen mit **Gewindezapfen** und **Kronenmutter**, **Sicherungsringe** oder **Scheiben mit Senkschrauben**







Quellen:
Matek, eassitant.eu, springer.com, Wikipedia

https://imt.participoll.com/

Live-Voting

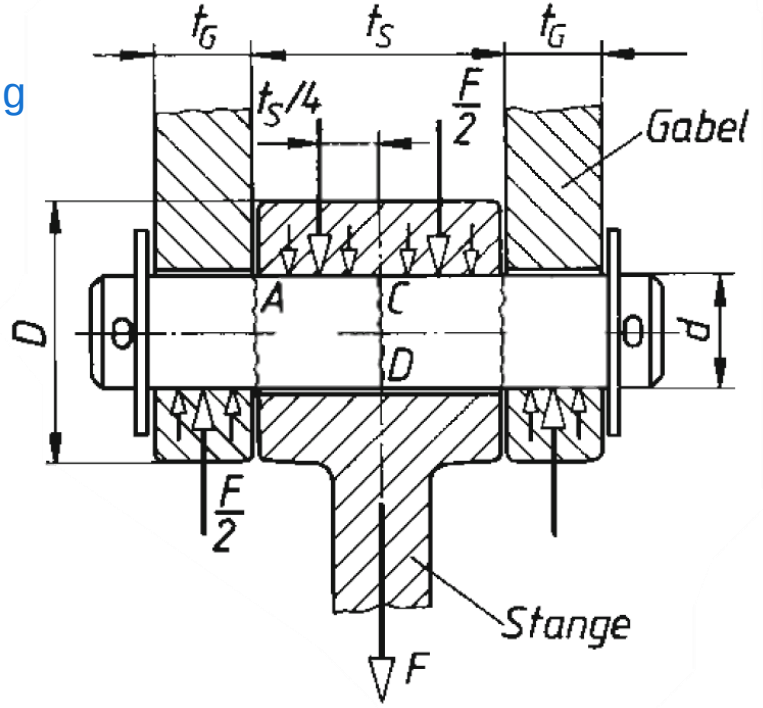
Auf was wird der Bolzen nicht beansprucht?

A Flächenpressung

B Zug

C Biegung

D Schub



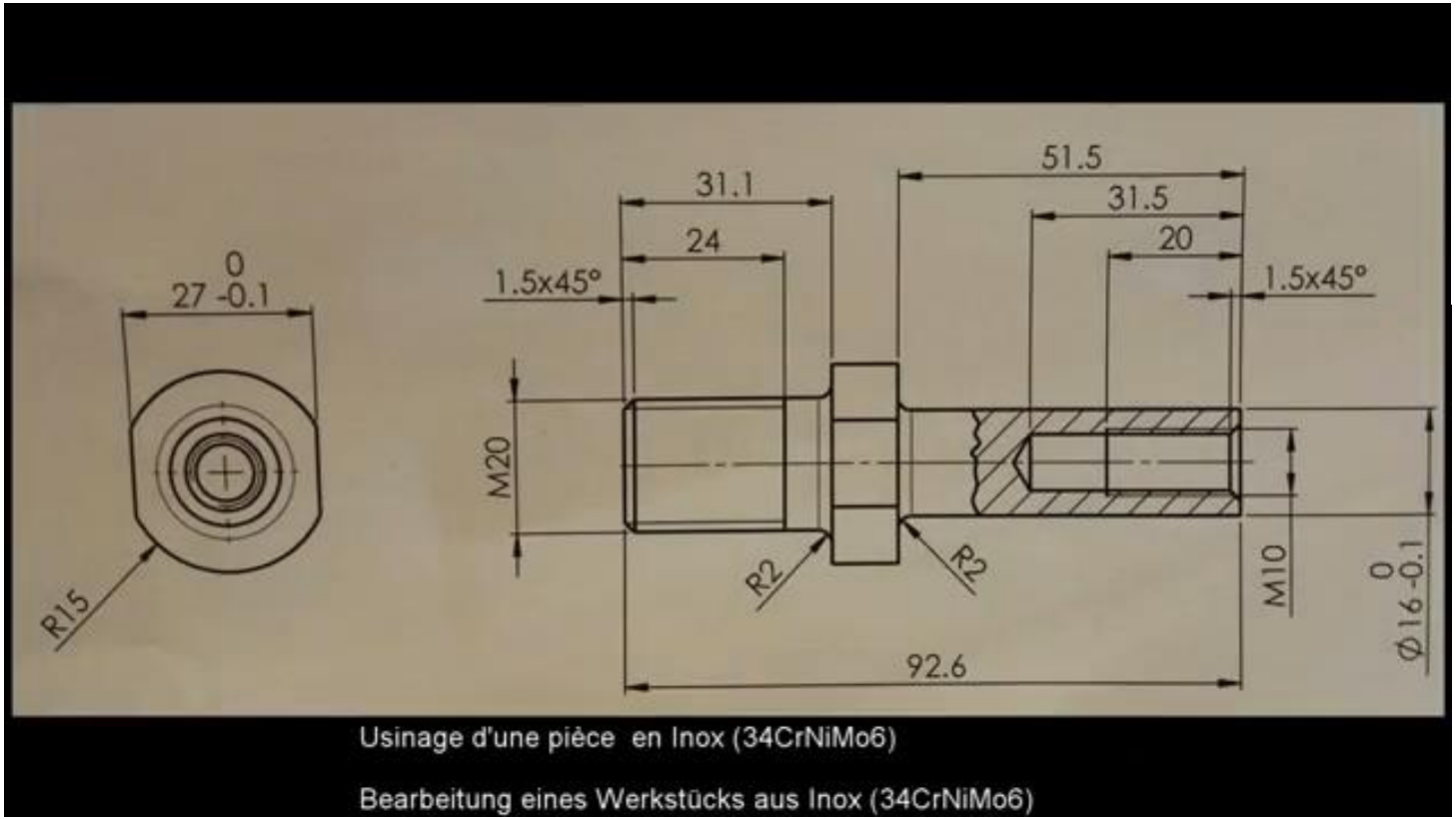
A B C D

vote at imt.participoll.com

Quelle: Matek

15.3 Bolzen

15.3.4 Anwendungsbeispiele



Usinage d'une pièce en Inox (34CrNiMo6)

Bearbeitung eines Werkstücks aus Inox (34CrNiMo6)

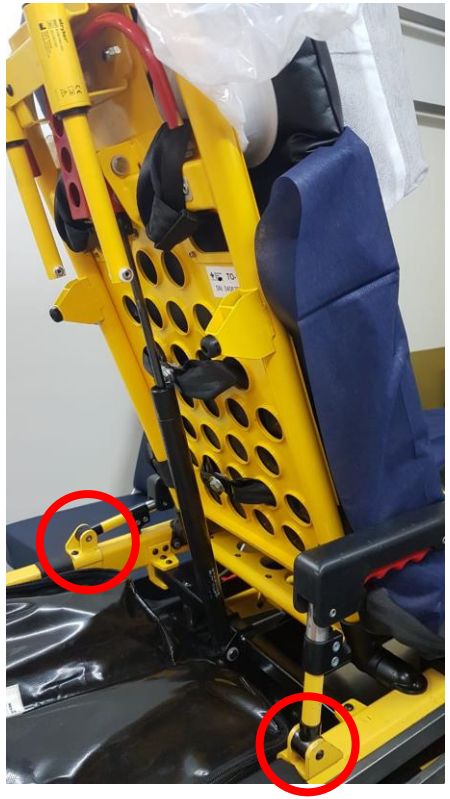
Quelle:
Frimeca Berufsbildung (youtube.de)

15.3 Bolzen

15.3.4 Anwendungsbeispiele

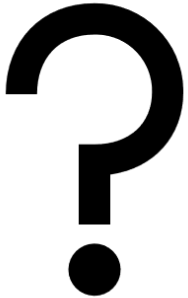






Quellen:
de.aliexpress.com, blaudental.de, eigene Aufnahme

Kontrollfragen



1. Wie werden die Bolzen in Gelenkverbindungen beansprucht?
2. Wie unterscheiden sich die Bolzenverbindungen von den Niet- und Schraubenverbindungen in der Art der Kraftübertragung?
3. Welche Möglichkeiten für axiales sichern eines Bolzen gibt es?
4. Welche Funktion haben Passstifte?
5. Welche Stifte werden hauptsächlich als Passstifte verwendet?
6. Welche Einbaufälle für eine Bolzenverbindung gibt es?

15.4 Literatur

- Haberhauer, H. & Bodenstein, F.: Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung, 17. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2014
- Wittel, H., Jannasch, D., Voßiek, J.& Spura, C.: Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung, 14. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2018
- Wittel, H., Muhs D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 23. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2017

Universität Stuttgart

Konstruktion in der Medizin-gerätetechnik 2

SoSe 2020

16. Schrauben-verbindungen

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier

Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

Prof. Dr.
Peter P. Pott
und Mitarbeiter

16. Schraubenverbindungen

Inhalt

16.1 Allgemeines

16.1.1 Definition

16.1.2 Einteilung

16.1.3 Einsatzmöglichkeiten

16.2 Grundlagen

16.2.1 Schraubenlinie

16.2.2 Gewindearten

16.2.3 Schraubenarten

16.2.4 Ausführung von Muttern

16.2.5 Scheiben und Schraubensicherungen

16. Schraubenverbindungen

Inhalt

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

- 16.3.1 Modellbildung
- 16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung
- 16.3.3 Betriebskraft als Längskraft
- 16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor
- 16.3.5 Betriebskraft als Querkraft
- 16.3.6 Anziehdrehmoment
- 16.3.7 Flächenpressung
- 16.3.8 Spannungen in Schraubverbindungen
- 16.3.9 Systematische Berechnung der Schraubenverbindung

16. Schraubenverbindungen

Inhalt

16.4 Konstruktive Hinweise

16.4.1 Gestaltung der Schraube

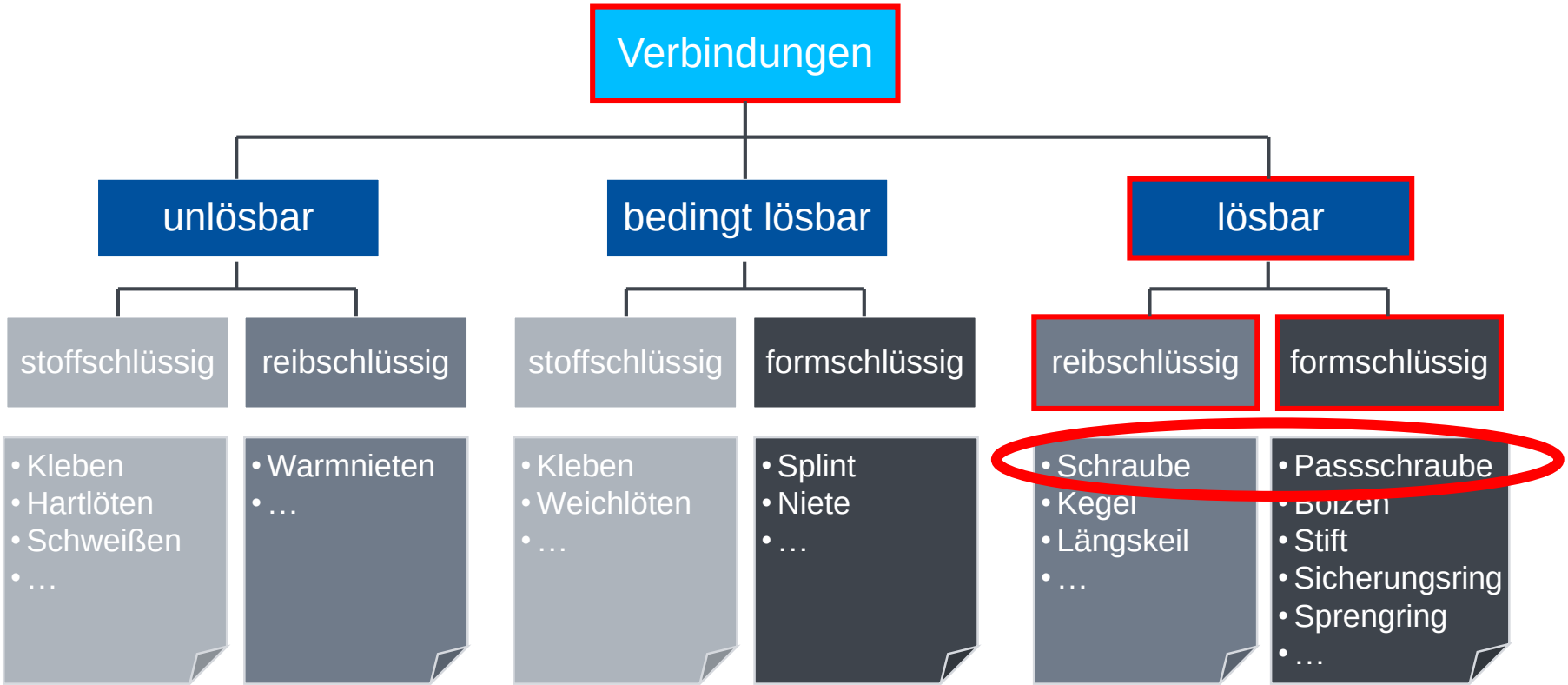
16.4.2 Anordnung der Schraubenverbindung

16.5 Bewegungsschrauben

16.6 Literaturverzeichnis

16.1 Allgemeines

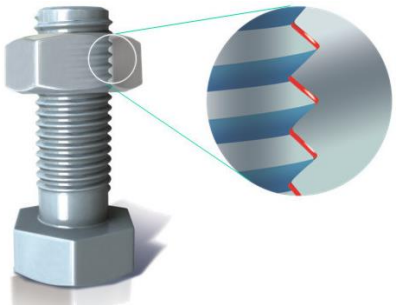
16.1.1 Definition

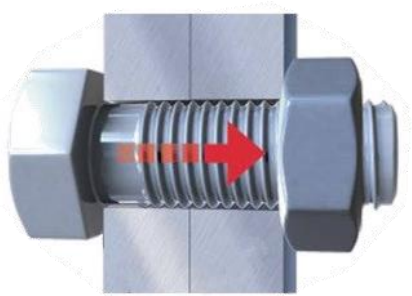


16.1 Allgemeines

16.1.1 Definition

- Schrauben zählen zu den am häufigsten verwendeten Maschinen- und Verbindungselementen
- Die Schraubenverbindung beruht auf der Paarung einer Schraube bzw. eines Gewindestifts mit Außengewinde und einem Bauteil mit Innengewinde (z.B. Mutter)
- Befestigungsschrauben verbinden Bauelemente durch Vorspannkraft
- Die verbundenen Bauteile lassen sich zerstörungsfrei voneinander lösen

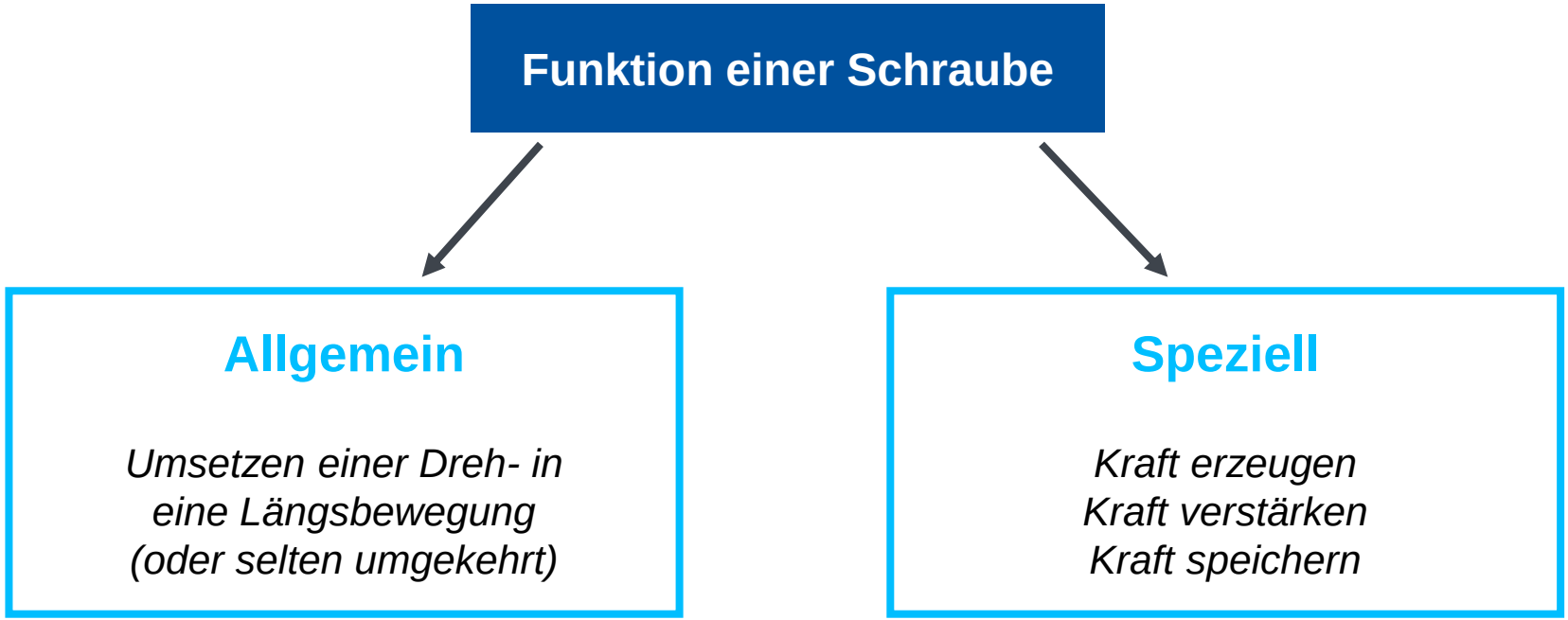




Quellen:
www.konstruktionspraxis.vogel.de

16.1 Allgemeines

16.1.1 Definition



16.1 Allgemeines

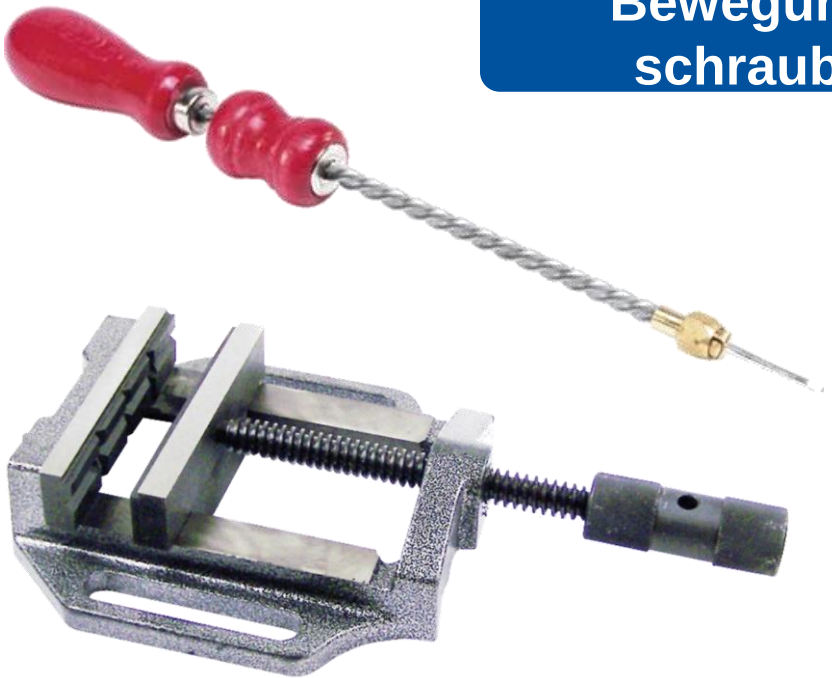
16.1.2 Einteilung



- Einteilung nach:
  - Gestaltung
    - Kopfform
    - Schaftform
    - Ende
    - Anzieh-möglichkeiten
  - Einsatzmöglichkeiten
    - Bewegungsschrauben
    - Befestigungsschrauben
    - Schrauben ohne Betriebsbelastung

Quelle: Obi.ch

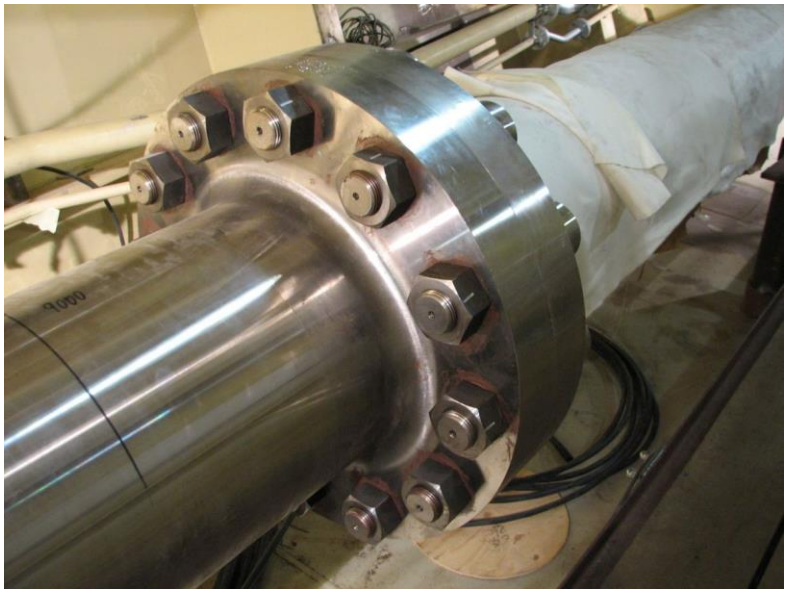
Bewegungs-schrauben





Quellen:
Hornbach.de, voelkner.de, inomed.de, gutefrage.net

Befestigungs-schrauben





Quelle:
Wikipedia.org, Medicalexpo

Schrauben ohne Betriebsbelastung







Quellen:
Wikiwand.com, duran-group.com, wartungsanleitung-online.de, amazon.de

Knochenschraube







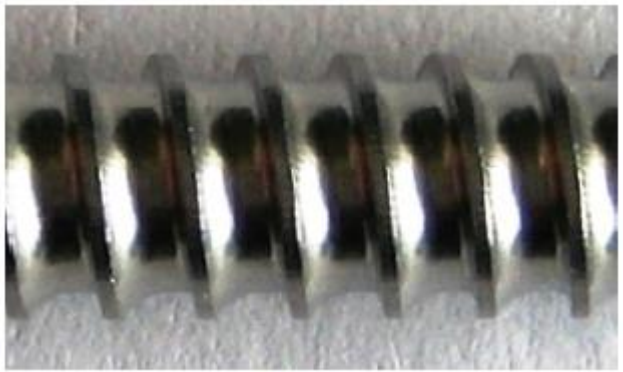
Quellen:
Devicemed.de, maschinenmarkt.ch, sky-junkies.de

16.1 Allgemeines

16.1.2 Einsatzmöglichkeiten

Knochenschraube

- **Kortikalis Schraube**



- **Spongiosa Schraube**



Quellen:
Devicemed.de, maschinenmarkt.ch, sky-junkies.de

16.1 Allgemeines

16.1.2 Einsatzmöglichkeiten

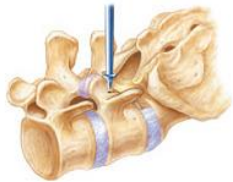


Pedikelschraube





Platzierungen der Pedikelschrauben



Eröffnung des Pedikels



Austasten des Pedikels mit spezieller Sonde



Einbringen der Pedikel-schrauben und Lagekon-trolle mit Röntgen

Quellen:
Spinenet, Renovis Surgical, wirbelsäule-berlin.de

16.2 Grundlagen

16.2.1 Schraubenlinie

Funktion und Wirkung:

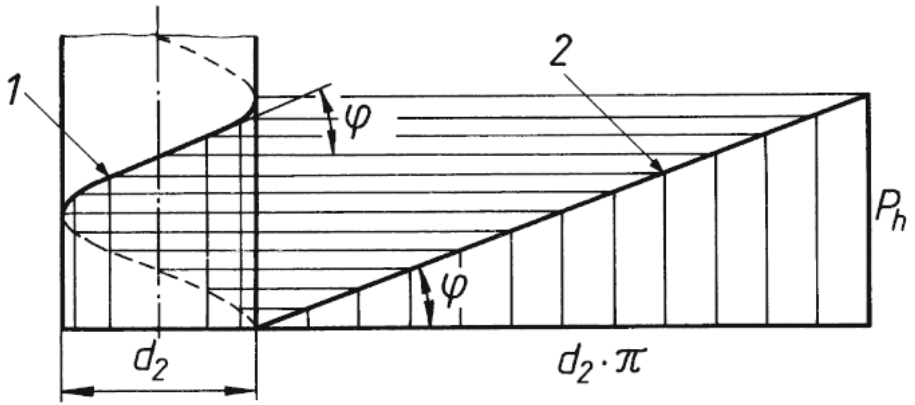
- **Gewinde**: profilierte Einkerbung, die längs einer um Zylinder gewundenen Linie verläuft
- **Schraubenlinie** hat konstante Steigung: proportionaler Zusammenhang zwischen Drehwinkel und Fortschritt in Achsrichtung

d_2: Flankendurchmesser

P_h: Steigung des Gewindes/Ganghöhe

φ: Steigungswinkel

$$\tan \varphi = \frac{P_h}{d_2 \cdot \pi}$$



1: Schraubenlinie
2: Abgewickelte Schraubenlinie

Quelle: Matek

16.2 Grundlagen

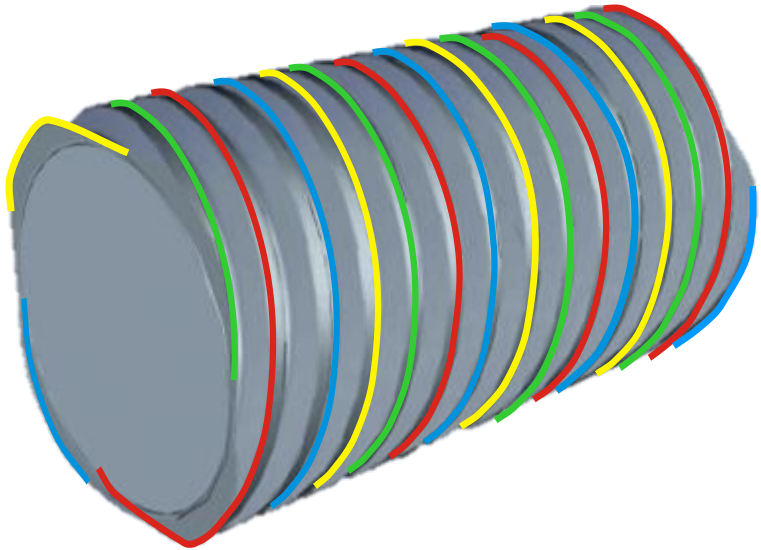
16.2.1 Schraubenlinie

- **Mehrgängiges Gewinde**: Gewinde wird aus mehreren Schraubengängen gebildet

  n: Anzahl der Gänge

  P : Teilung; Abstand zwischen einzelnen Gängen auf Zylindermantellinie:

$$P = \frac{P_h}{n}$$

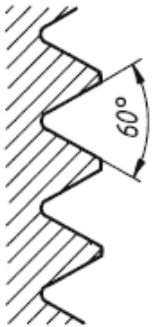


Quelle:
TU-Dresden

16.2 Grundlagen

16.2.2 Gewindearten

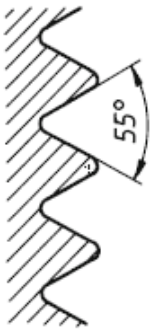
- Bestimmung der Art des Gewindes nach:
  - Profilform
  - Steigung
  - Gangzahl
  - Windungssinn
- Grundformen der gebräuchlichsten Gewinde:



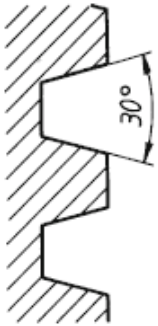
Metrisches Gewinde



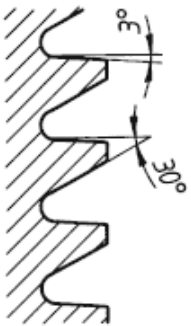
Rohrgewinde



Trapezgewinde



Sägegewinde





Halbrundgewinde

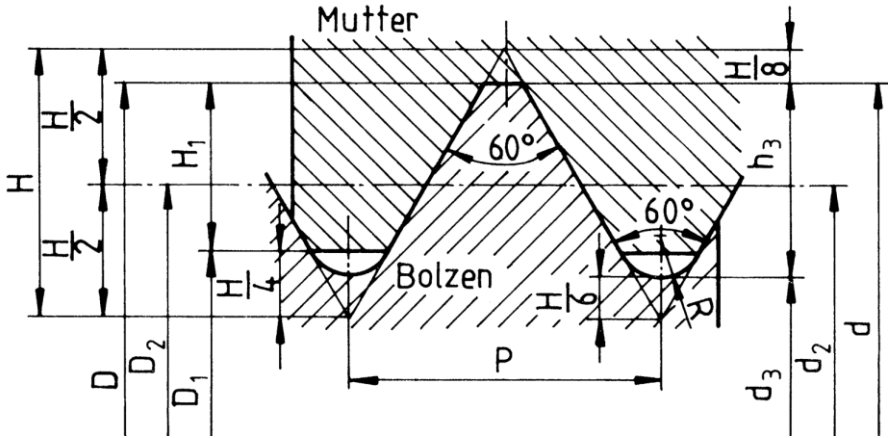
Quelle: Matek, beleuchtungdirekt.de

16.2 Grundlagen

16.2.2 Gewindearten

(1) Metrisches Gewinde (Spitzgewinde)

- Am häufigsten eingesetztes Gewinde bei Befestigungsschrauben
- DIN 13: Grundprofil und Fertigungsprofil mit Flankenwinkel 60°
- Je nach Größe der Steigung: Regel (grobe)- oder Feingewinde (kleine Steigung)



d = D = Gewinde-Nenn-∅
P = Steigung
d_2 = D_2 = Flanken-∅
D_1 = Kern-∅ der Mutter
d_3 = Kern-∅ des Bolzens
H = Höhe Profildreieck
H_1 = Flankenüberdeckung an der Mutter
h_3 = Gewindetiefe am Bolzen

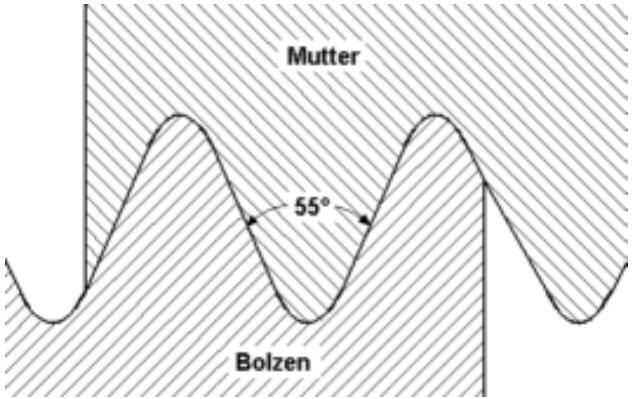
Quelle: Fachlexika.de

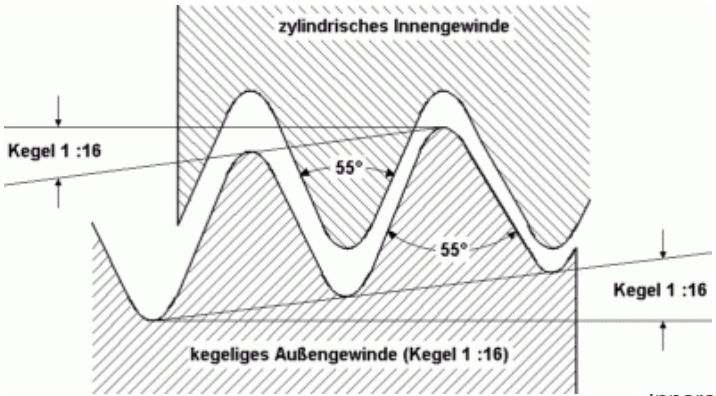
16.2 Grundlagen

16.2.2 Gewindearten

(2) Rohrgewinde

- DIN EN ISO 228: Für nicht im Gewinde dichtende Verbindungen:
  → Zylindrisches Innen- und Außengewinde zur mechanischen Verbindung
- DIN EN 10226/DIN 3858: druckdichte Verbindung/ im Gewinde dichtend:
  → kegeliges Außengewinde mit zylindrischen Innengewinde (mit Dichtmittel)

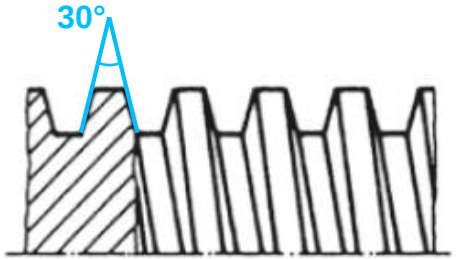




Quellen:
innorat.ch, gueldner.com

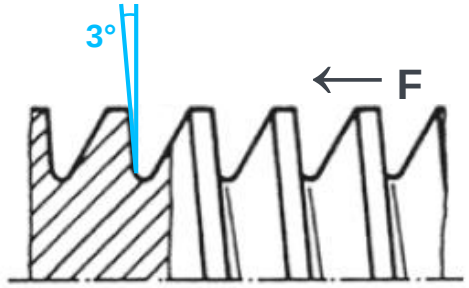
(3) Trapezgewinde (symmetrischer Trapez)

- DIN 103: Öffnungswinkel von 30°
- bevorzugtes Bewegungsgewinde
- Kraftgewinde bei niedriger Beanspruchung oder unbestimmter Kraftrichtung



(4) Sägengewinde (unsymmetrischer Trapez)

- DIN 513/DIN 2781: Neigung von 3° gegen Achsnormale
- Kraftgewinde bei hoher einseitiger Belastung



Quelle:
Albers, A.

https://imt.participoll.com/

Live-Voting

Für welche der folgenden Anwendungen wird üblicherweise ein rechtsgängiges Gewinde verwendet?

A Verschraubung von Gasleitungen

B Befestigung des rechten Fahrradpedals

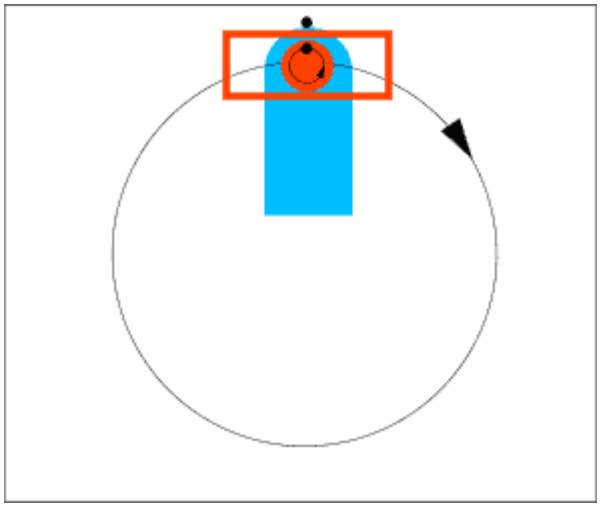
C Befestigung des linken Fahrradpedals

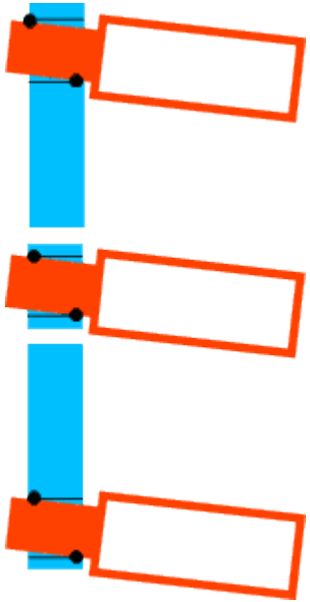


vote at imt.participoll.com

Live-Voting

Erklärung





http://www.fahrradladen.de/pedgew.htm#beispiel

Am rechten Kurbelarm vollführt das Pedal relativ zum Arm eine Linksrotation, die die Schraube mit Rechtsgewinde öffnen würde.

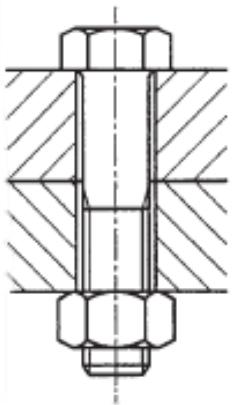
Das Drehmoment ist aber viel zu klein, als dass dies tatsächlich vorkommen könnte.

Die Ansicht von hinten zeigt, dass die exzentrisch angreifende Kraft des Fußes den Gewindezapfen in eine Taumelbewegung zwingt, die „rechts herum“ dreht.

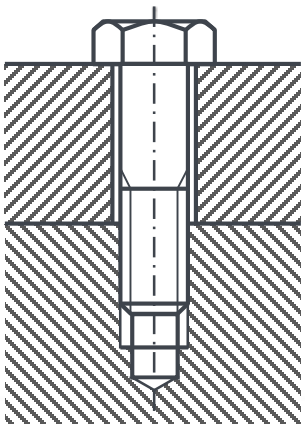
Daher ist am rechten Kurbelarm doch ein Rechtsgewinde

Unterscheidung nach
Ausführungsform der Schraube

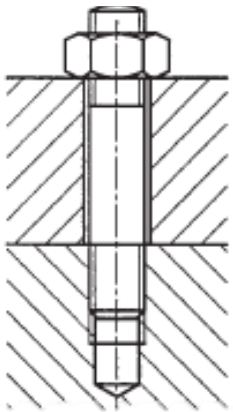
Durchsteck-verbindung



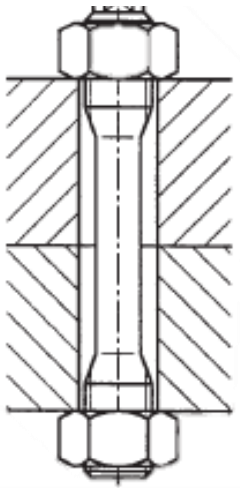
Einschraub-verbindung



Einschraub-verbindung mit Stiftschraube



Dehnschrauben-verbindung



Quelle:
Haberhauer, H.

16.2 Grundlagen

16.2.3 Schraubenarten

(1) Kopfschraube



(2) Blechschraube



(3) Gewindeschneidende Schraube



(4) Holzschraube



Unterscheidung nach **Gestaltung**

(5) Stiftschraube



(6) Gewindestift



(7) Schraubenbolzen



(8) Dehnschraube



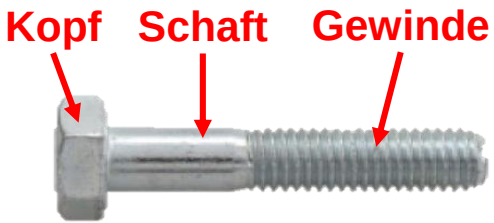
Quellen:
Eht-triptis.de, hornbach.de, egger-burgdorf.ch, hornbach.de, ebay.de, edelstahlrohrshop.com, kaiserspezial.de, Gueldner.com

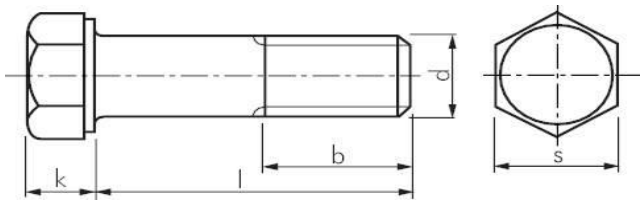
16.2 Grundlagen

16.2.3 Schraubenarten

(1) Kopfschrauben

- Am meisten angewendete Gestaltungsart für Befestigungsschrauben
- Unterteilung in Kopf, Schaft, Gewinde
- Funktion des Kopfes:
  - überträgt Schraubenkraft auf Bauteile
  - dient Aufbringen des Anzugsmoments durch außen und innen angreifende Schlüssel





- Für Durchsteck- oder Einschraubverbindungen: Schrauben mit metrischem Gewinde
- Für hohe dynamische Belastung: Dehnschraube

Quellen:
Eht-triptis.de, Pneumatikshop-online.de

16.2 Grundlagen

16.2.3 Schraubenarten

(1) Kopfschrauben

- Einteilung nach **Kopfform**:

Sechskant-schraube



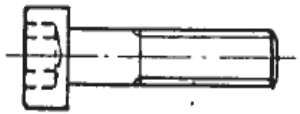
Vierkant-schraube



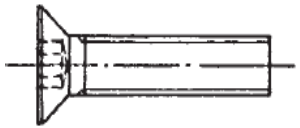
Flachkopf-schraube



Zylinder-schraube

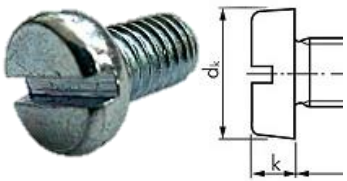


Senkkopf-schraube

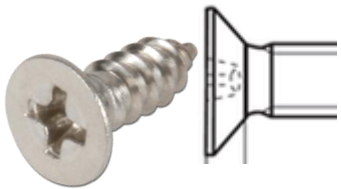


- Einteilung der Senkkopf- und Zylinderschrauben nach **Form der Werkzeugsangriffsfläche:**

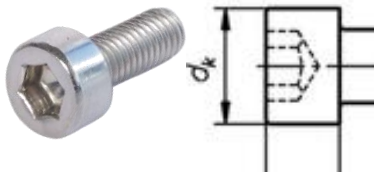
Schlitz



Kreuzschlitz



Inbus™ (Innensechskant)



Torx™ (Innensechsrund)



Quellen:
Albers, A.
Schlitz: esska.de, Kreuzschlitz: techni-translate.de, Proselect-schrauben.de, Innensechskant: theo-schrauben.de, nineka.de, Torx: r2-bike.com

16.2 Grundlagen

16.2.3 Schraubenarten

(2) Blechschrauben

- Verbinden von Blechen und dünnwandigen Profilen
- Nicht für beanspruchte Verbindungen (Schrauben können sich leicht lösen)



ISO 1479

(3) Gewindeschneidende Schrauben

- Hauptsächlich in Kunststoff oder in Leichtmetall (gewinde*furchend*)
- Aus Kostengründen wird auf Gewindeschneiden verzichtet



DIN 7513
DIN 7516

(4) Holzschrauben

- Scharfe, dornartige Spitze
- Keine Bohrung notwendig



DIN 571
(95 … 97,
7995 … 7997)

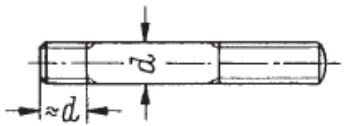
Quelle:
Haberhauer, H.

16.2 Grundlagen

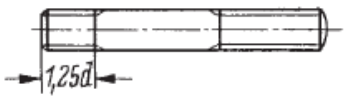
16.2.3 Schraubenarten

(5) Stiftschrauben

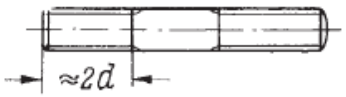
- Anwendung vorwiegend für Gehäuseverschraubungen
- Beim Lösen der Verschraubung wird Mutter abgeschraubt: fester Sitz des Einschraubgewindes erforderlich
- Verschiedene Stiftschraubentypen je nach Metall:



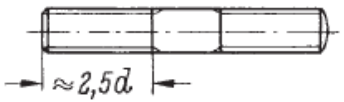
DIN 938 *Stiftschraube für Stahl*



DIN 939 *Stiftschraube für GG*



DIN 835 *Stiftschraube für Al*



DIN 940 *Stiftschraube für Weichmetall*

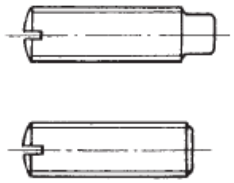
Quelle:
Haberhauer, H.

16.2 Grundlagen

16.2.3 Schraubenarten

(6) Gewindestifte

- Gewinde auf ganzer Länge, versehen mit Schlitz oder Innensechskant
- Anwendung zur Lagesicherung

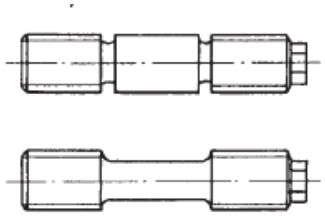


DIN EN ISO 7435 *Gewindestift mit Zapfen*

DIN EN ISO 4766 *Gewindestifte*
DIN EN ISO 7434
DIN EN ISO 7436

(7) Schraubenbolzen

- Glatter Schaft mit beidseitigem Gewindeende
- Verbindung von Teilen, die beidseitig unabhängig voneinander lösbar sein sollen



DIN 2509 *Schraubenbolzen*

DIN 2510 *Schraubenbolzen mit Dehnschaft*

Quelle:
Haberhauer, H.

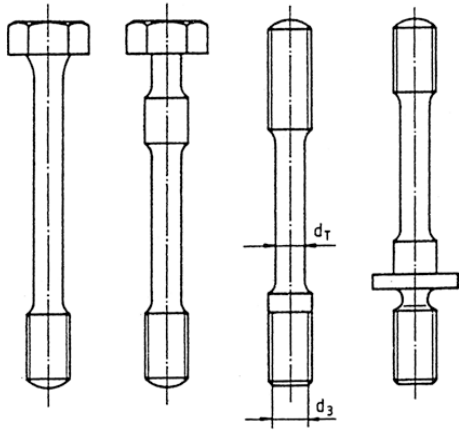
16.2 Grundlagen

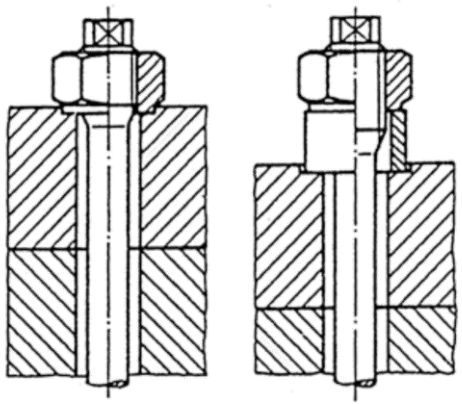
16.2.3 Schraubenarten

(8) Dehnschrauben

- Für hohe dynamische Belastung
- Anwendungsspezifisch, keine Normteile
- verjüngter Schaft: deswegen auch Dünnschaftschrauben genannt
- Dehnschrauben als Kopfschraube oder Schraubenbolzen ausführbar





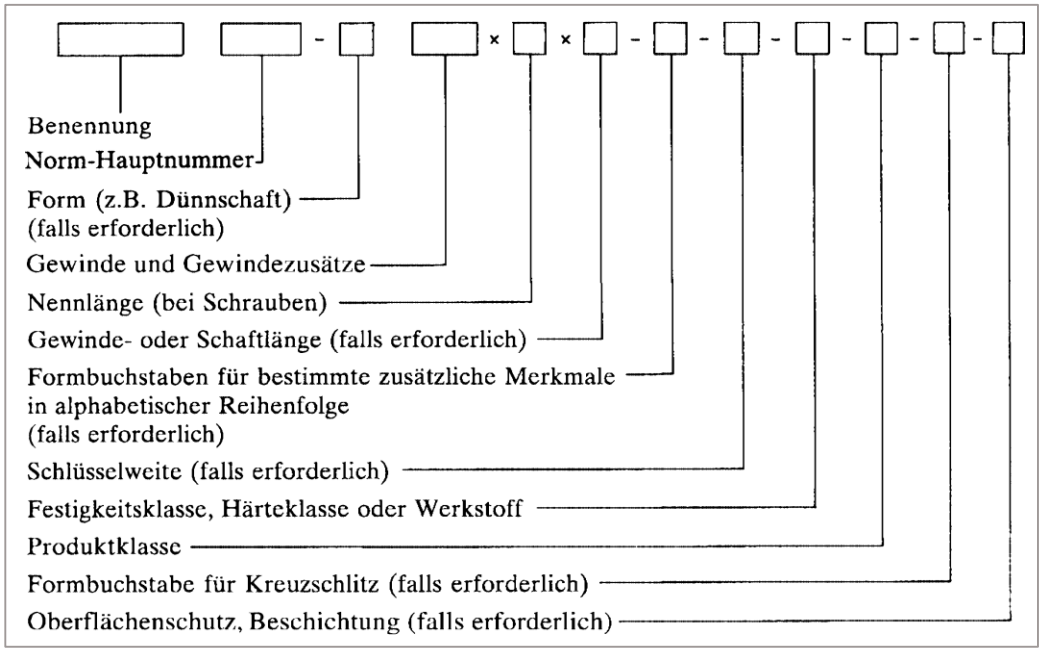


Quellen:
Gueldner.com, Albers, A.

16.2 Grundlagen

16.2.3 Schraubenarten

- Bezeichnung genormter Schrauben (gilt auch für Muttern):



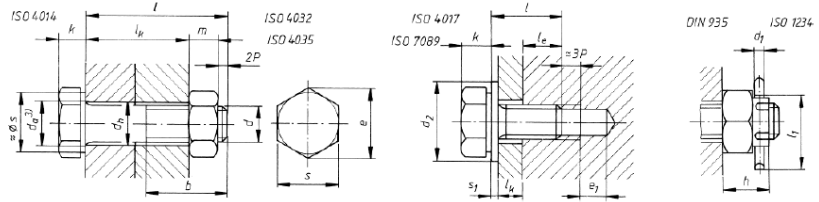
Bezeichnungsbeispiel:
Sechskantschraube nach DIN EN ISO 4014 mit Gewinde M12, Nennlänge 50mm mit Festigkeitsklasse 8.8

Sechskantschraube ISO 4014 – M12 x 50 – 8.8

Quelle: Matek

16.2 Grundlagen

16.2.3 Schraubenarten



Sechskantschraube
ISO 4014 – M12 x 50 – 8.8

Festigkeitsklasse

$$1.\,\text{Zahl} = 8 = \frac{R_m}{100} \rightarrow R_m = 800\ \text{N/mm}^2$$

$$2.\,\text{Zahl} = 0.8 = \frac{R_e}{R_m} \rightarrow R_e = 640\ \text{N/mm}^2$$

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
DIN EN ISO DIN EN DIN	4014, 4032 u.a. 475, ISO 272		4014	4014	4017	4014	4014	4032	4035	935	1234	7089, 7090	
Gewinde	Schlüsselweite SW	Eckenmaß	Kopfhöhe	Nennlängenbereich	Nennlängenbereich	Gewindelänge für $l \leq 125$mm	Gewindelänge für $l > 125$ bis 200mm	Mutterhöhe Typ I	Mutterhöhe niedrige Form	Kronenmutter	Splint	Scheiben	
d	*s*	*e*	*k*	*l*[1)]	*l*[1)]	*b*	*b*	*m*[2)]	*m*	*h*	$d_1 \times l_1$	d_2	s_1
M3	5,5	6,01	2	20…30	6…30	12	18	2,4	1,8	-	-	7	0,5
M4	7	7,66	2,8	25…40	8…40	14	20	3,2	2,2	5	1×10	9	0,8
M5	8	8,79	3,5	25…50	10…50	16	22	4,7	2,7	6	1,2×12	10	1
M6	10	11,05	4	30…60	12…60	18	24	5,2	3,2	7,5	1,6×14	12	1,6
M8	13	14,38	5,3	40…80	16…80	22	28	6,8	4	9,5	2×16	16	1,6
M10	16	17,77	6,4	45…100	20…100	26	32	8,4	5	12	2,5×20	20	2
M12	18	20,03	7,5	50…120	25…120	30	36	10,8	6	15	3,2×22	24	2,5
M14	21	23,38	8,8	60…140	30…140	34	40	12,8	7	16	3,2×25	28	2,5
M16	24	26,75	10	65…160	30…200	38	44	14,8	8	19	4×28	30	3
M20	30	33,53	12,5	80…200	40…200	46	52	18	10	22	4×36	37	3
M24	36	39,98	15	90…240	50…200	54	60	21,5	12	27	5×40	44	4
M30	46	51,28	18,7	110…300	60…200	66	72	25,6	15	33	6,3×50	56	4
M36	55	61,31	22,5	140…360	70…200	-	84	31	18	38	6,3×63	66	5

Quelle:
Matek

https://imt.participoll.com/

Live-Voting

Gegeben: Sechskantschraube ISO 4014 – M8 x 24 – 8.8
Frage: Wie lang ist die gesamte Schraube?

A 21,3 mm

B 24 mm

C 29,3 mm

D 34 mm



16.2 Grundlagen

16.2.4 Ausführung von Muttern

- Scheibenförmige Bauteile mit Innengewinde und außenliegenden Angriffsflächen für Anziehwerkzeug
- Nutzung für Durchsteckverbindungen

- **Werkstoffwahl** wichtig: bei Überbeanspruchung sollte die Schraube versagen
- **Festigkeitsmäßige Zuordnung** von Schraube und Mutter (Festigkeitsklassen müssen übereinstimmen)
  - z.B.: Schraube 10.9 → Mutter 10
- **Kritische Mutterhöhe** genormter, voll belastbarer Muttern: $m \geq 0{,}9 \cdot d$

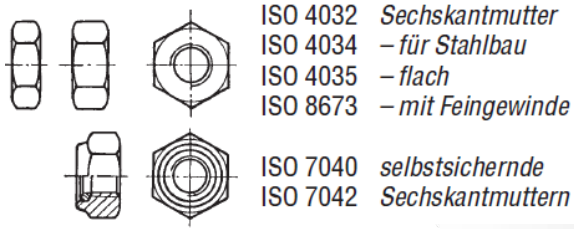
Quelle:
Haberhauer, H.

16.2 Grundlagen

16.2.4 Ausführung von Muttern

(1) Sechskantmuttern

- Häufigste Verwendung
- Nutzung mit Sechskantschrauben





(2) Vierkantmuttern

- Nutzung mit Flachrund- oder Sechskantschrauben
- Verschraubung von Holzteilen

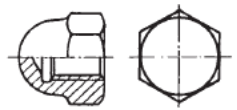




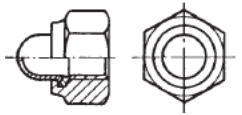
Quellen:
Haberhauer, H., hafen-muttern.de

(3) Hutmuttern

- Dichte Abschließung der Verschraubung nach außen
- Schützen vor Beschädigung des Gewindes



DIN 1587 *Hutmutter hohe Form*

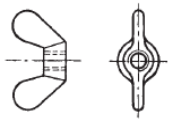


DIN 986 *Hutmutter selbstsichernd*

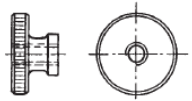


(4) Flügelmuttern und Rändelmuttern

- Für häufig zu lösende Verbindungen
- Lösbar mit Hand



DIN 315 *Flügelmutter*



DIN 466 *hohe Rändelmutter*





Quellen:
Haberhauer, H., amazon.de, eBay.de, fotoschraubenshop.de, norelem.de

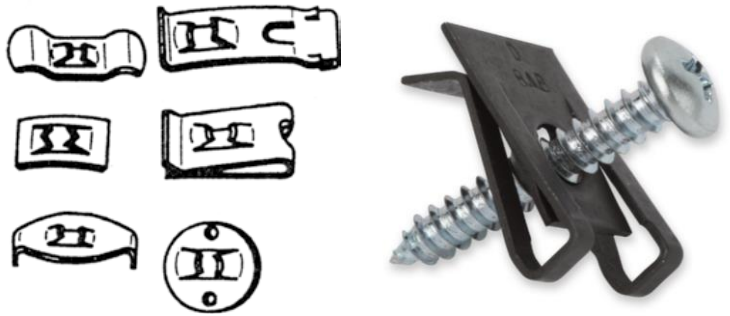
(5) Schlitz-, Zweiloch-, Kreuzloch und Nutmuttern

- Einbau bei beschränkten Platzverhältnissen



(6) Blechmuttern

- Muttergewinde: ausgestanztes Loch und zwei hochgebogene Blechkappen
- Blechkappen stemmen Schraube beim Anziehen in Gewindegrund

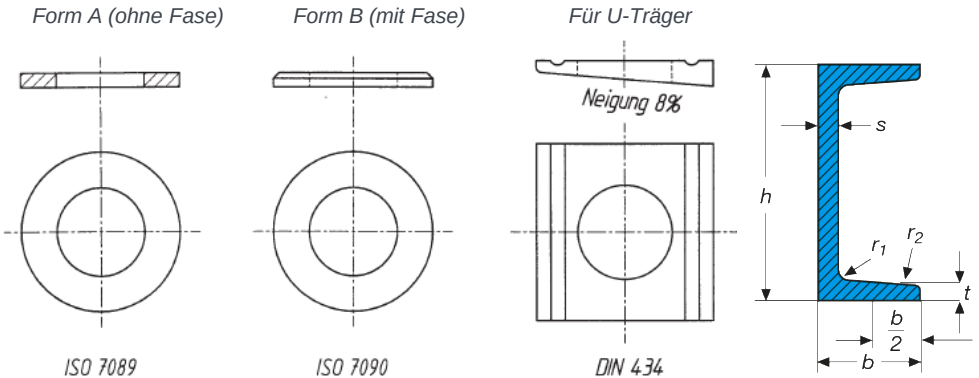


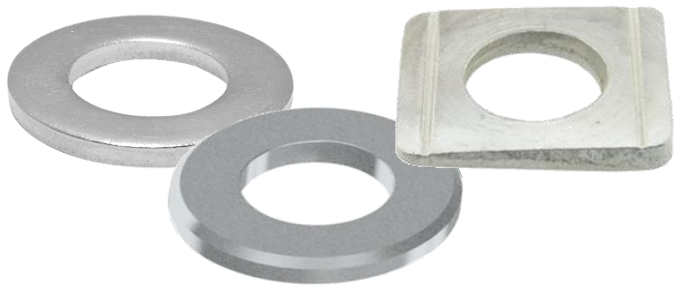
Quellen:
Haberhauer, H., eshop.wuerth.de, zweirad-store.com, befestigungsfuchs.de, ganter-griff.de, Albers, A., araymond-industrial.de

16.2 Grundlagen

16.2.5 Scheiben und Schraubensicherung

- Mitverspannte Elemente: überwiegend genormt
- **Scheiben** zwischen Schraubenkopf bzw. Mutter und Auflagefläche
  - Benötigt bei großen Durchgangslöchern und Langlöchern, wenn Auflage weich ist oder sie nicht senkrecht zur Schraubenachse steht
  - Schutz der Werkstückoberfläche
  - Gleichmäßige Verteilung der Auflagekraft der Schraube





Quellen:
Dittmar-stahl.de, Haberhauer, H., Werkzeug-profi-shop.de, foerch.de, schraubengigant.de

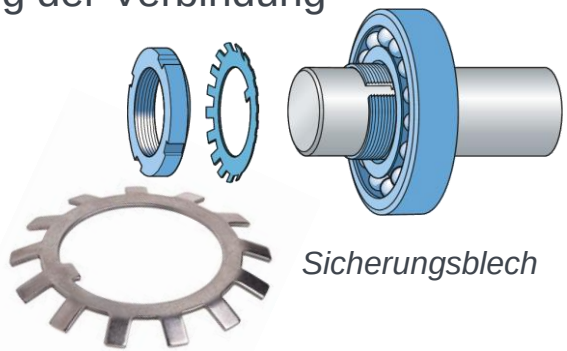
16.2 Grundlagen

16.2.5 Scheiben und Schraubensicherung

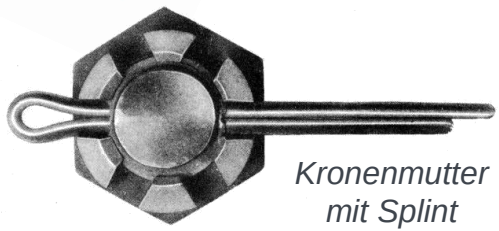
- **Schraubensicherungen** für Erhaltung der Funktion unter beliebig lange wirkender Beanspruchung
- Notwendigkeit abhängig von Art der Ausführung und Belastung der Verbindung
- Zusammenfassung nach Wirkprinzip:

(1) Mitverspannte **federnde Sicherungselemente** zur axiale Federung
  - Tellerfedern, Spannscheiben

(2) **Formschlüssige Sicherungselemente**: legen durch Form bzw. Verformung Schraubenkopf oder Mutter fest
  - Mitverspannt: Sicherungsbleche
  - Nicht mitverspannt: Kronenmutter mit Splint/Stift



Sicherungsblech



Kronenmutter mit Splint

Quellen:
Skf.com, Maedler.de, trabitechnik.com

16.2 Grundlagen

16.2.5 Scheiben und Schraubensicherung

(3) **Klemmende Sicherungselemente**: axiale oder radiale Anpresskraft auf Gewindeflanken

- Ganzmetallmuttern mit an 3 Punkten nach innen verformten Kragen
- Sechskantmuttern mit Klemmteil mit nichtmetallischem Einsatz

(4) **Sperrende Sicherungselemente**: verhindern Losdrehen durch Verzahnung

- Sperrverzahnschraube
- Federkopfschrauben Keilsicherungsscheiben

(5) **Stoffschlüssige Sicherungselemente**: Verkleben der Gewinde



Sperrverzahnschraube



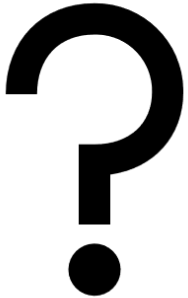
Keilsicherungsscheibe



Schraubenkleber

Quellen:
Cat.renusol.com, Powtech.de, industriehandel.de

Kontrollfragen

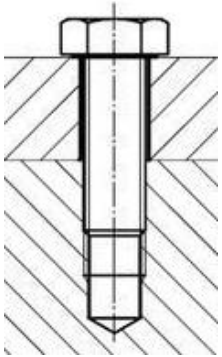


1. Was für Verwendungszecke von Gewinde gibt es ?
2. Was für Gewindeprofile gibt es ?
3. Was verstehen Sie unter der Selbsthemmung eines Gewindes?
4. Welche Gewindearten eignen sich für Befestigungsschrauben bzw. Bewegungsschrauben?
5. Begründen Sie, warum eine Spongiosaschraube ein größeres Verhältnis von Kern- zu Außendurchmesser besitzt als eine Kortikalisschraube.
6. Was sind Dehnschrauben und nennen Sie ein paar Anwendungsbeispiele ?
7. Wann werden Linksgewinde eingesetzt?

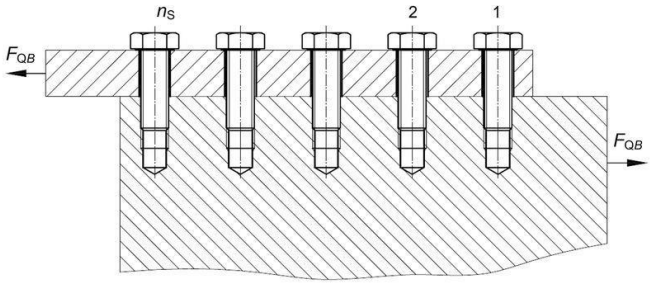
16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.1 Modellbildung

- Berechnung hochbelasteter Schrauben nach **VDI 2230**
- Weitere Richtlinien für spezielle Anwendungsfelder



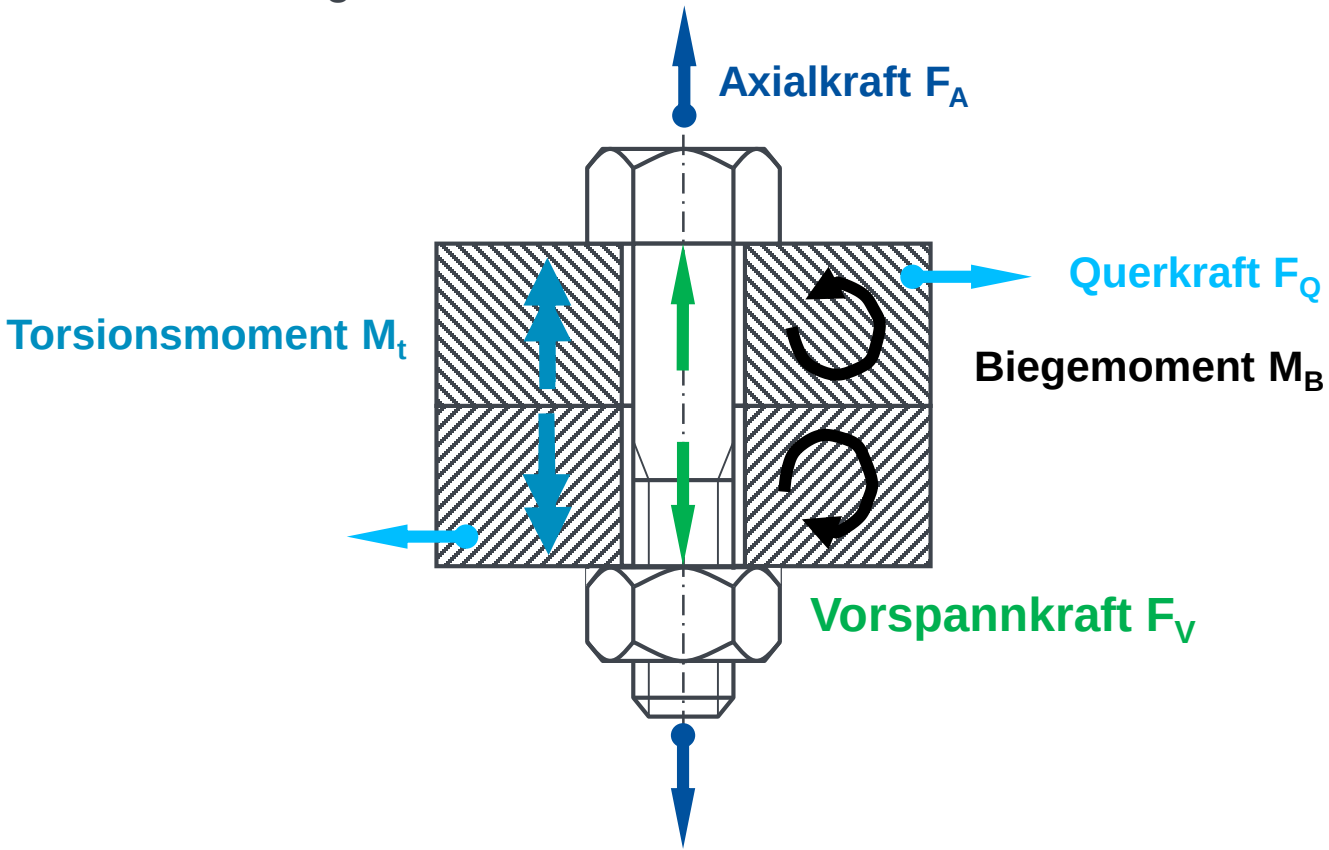
- Berechnung einer **zylindrischen Einschraubverbindung**
  - Nur zentrisch vorgespannt und belastet
- Viele aufwändige **Mehrschraubenverbindungen** können wie eine einzelne Schraubverbindung berechnet werden



Quelle:
Konstruktionspraxis.vogel.de

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

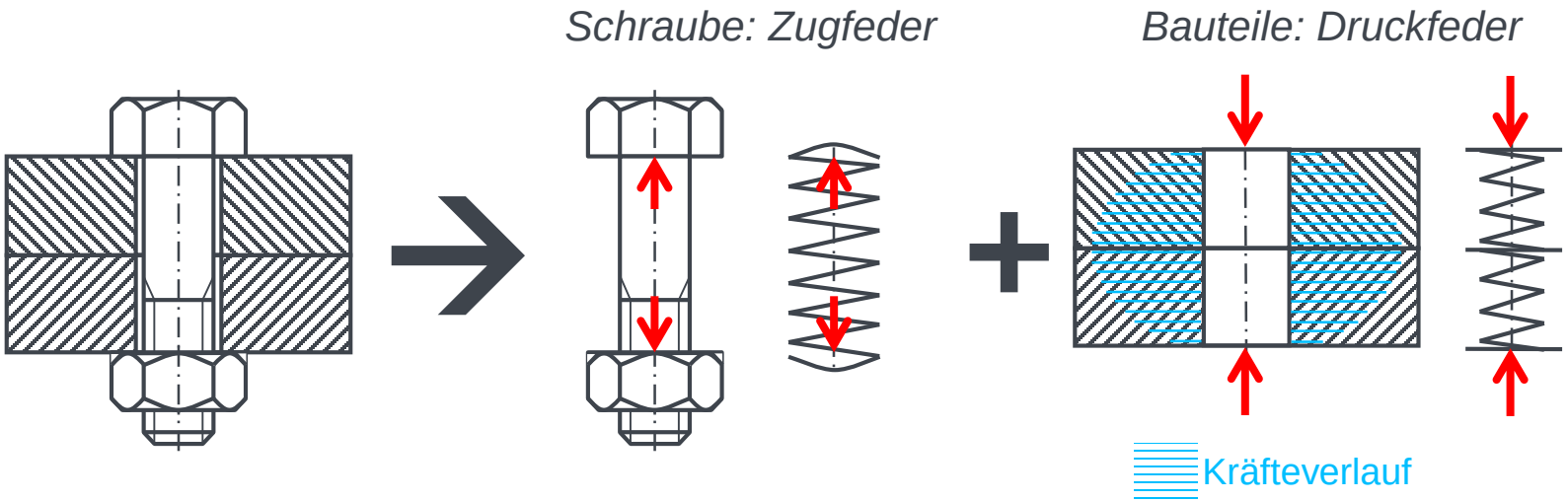
16.3.1 Modellbildung



16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.1 Modellbildung

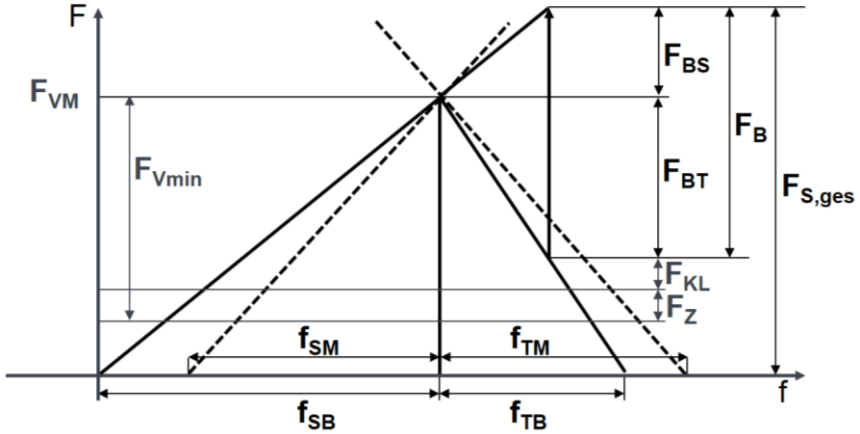
- **Federmodell**: elastische Verformung unter Krafteinwirkung
- Federnd verspanntes System aus Schraube und Hülse



16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

- Verspannungsschaubild:
  - Kräfte-Verlängerungs-Diagramm
  - Darstellung von Federkennlinien von Schrauben und Teilen im verspannten Zustand
  - Ergänzung vieler verschiedener Faktoren möglich:

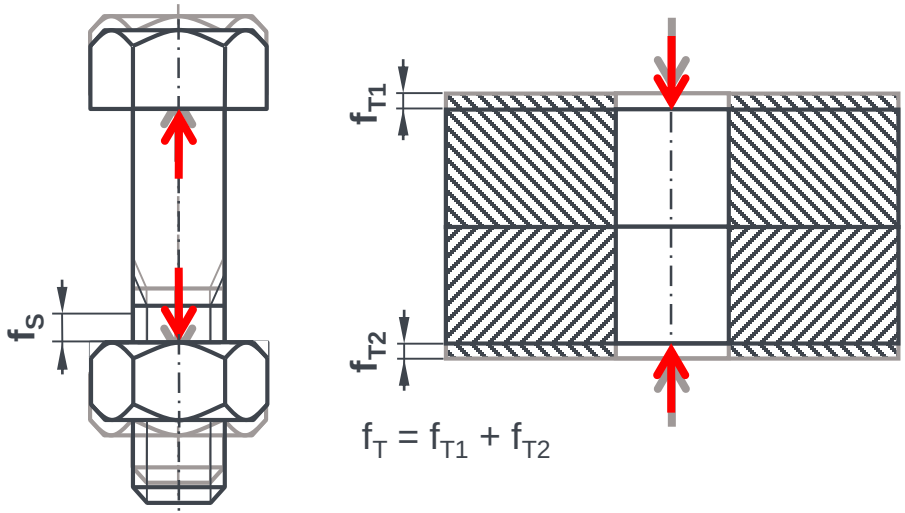


→ Schrittweise Berechnung und Ergänzung

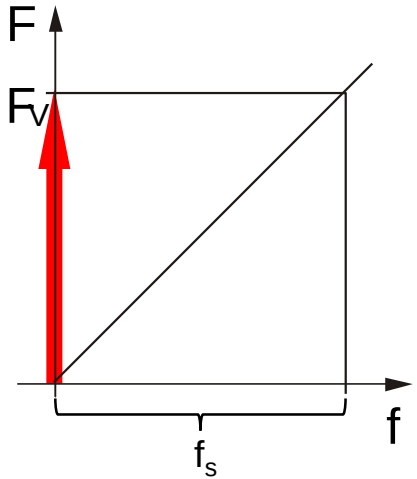
16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

- *Verspannungsschaubild I – Federkennlinie der Verschraubung*

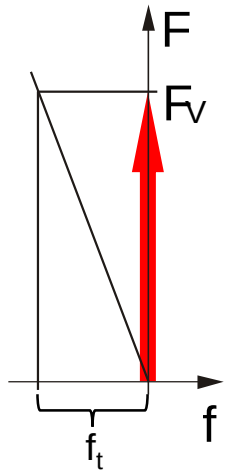


Schraubenkennlinie



Verlängerung

Plattenkennlinie

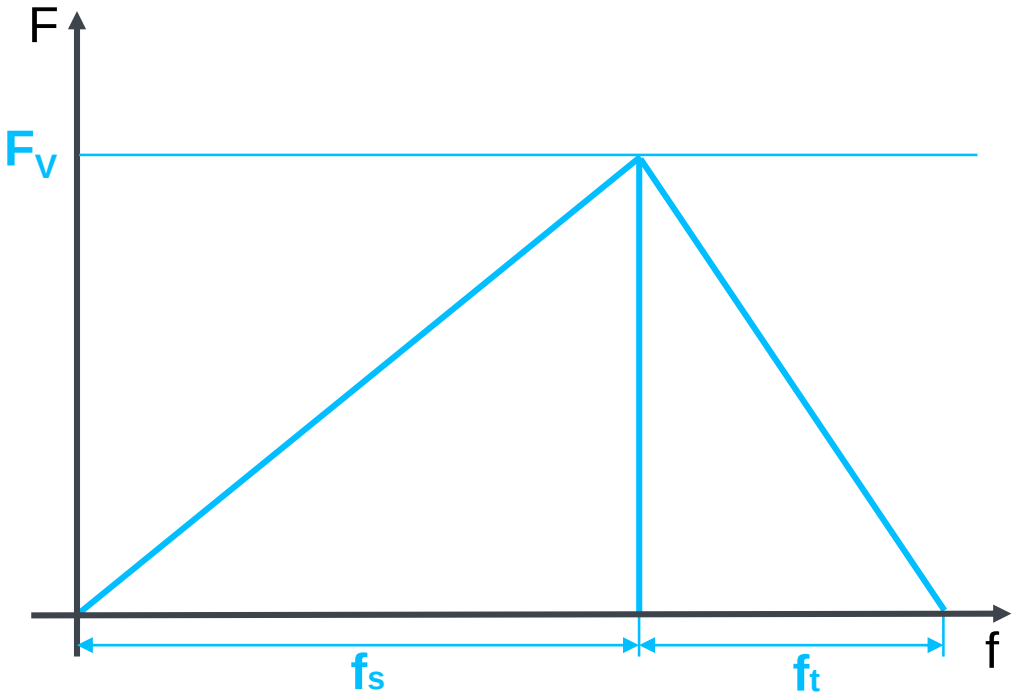


Verkürzung

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

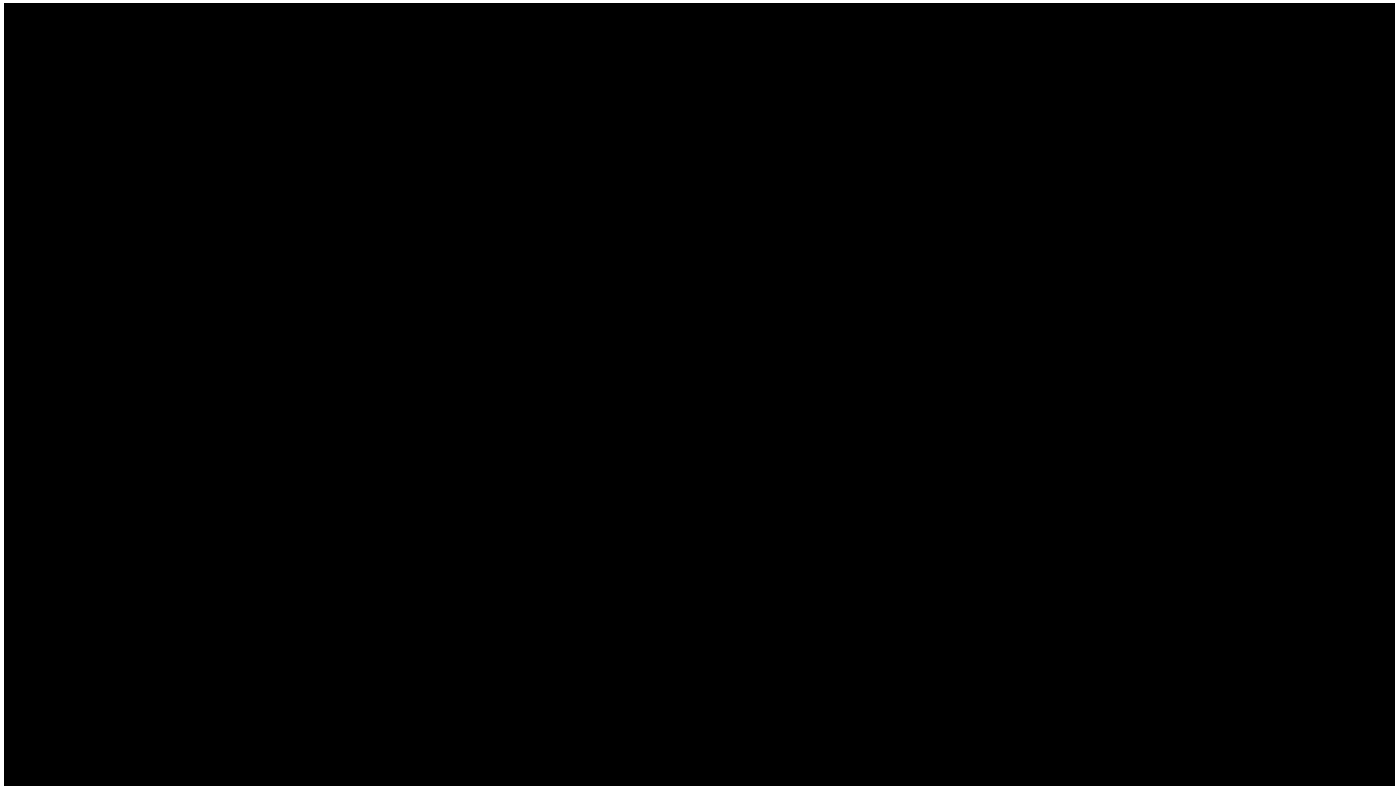
16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

- *Verspannungsschaubild I – Federkennlinie der Verschraubung*



16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung



Quelle:
MGINEER3D (youtube.de)

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

- **Elastische Längenänderung** für zylindrischen Körper (nach dem Hookeschen Gesetz):

$$f = \frac{F \cdot l}{E \cdot A}$$

A: Querschnitt
l: wirksame Länge
E: Elastizitätsmodul

- **Elastische Nachgiebigkeit:**

$$\delta = \frac{1}{c} = \frac{f}{F} = \frac{l}{E \cdot A}$$

c: Federsteifigkeit

→ Fähigkeit der Bauteile, sich unter Krafteinwirkung elastisch zu verformen

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

- Die **Nachgiebigkeit der Schraube** ergibt sich aus der Summe aller Nachgiebigkeiten der Einzelelemente:

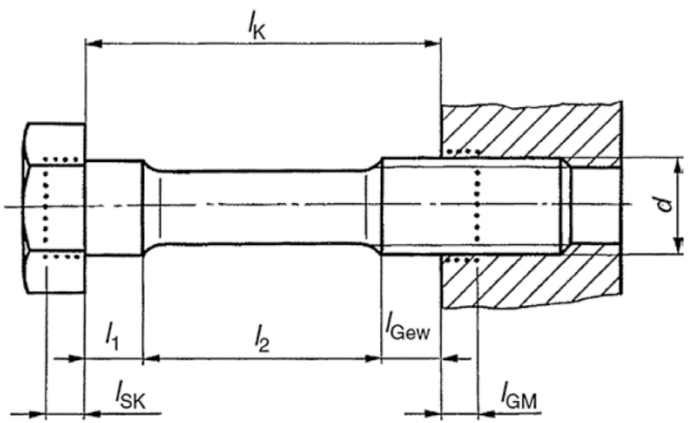
$$\delta_s = \delta_{SK} + \delta_{GM} + \delta_{Gew} + \sum_{i=1}^{n} \delta_i$$

- Für die **Nachgiebigkeit des Kopfes** gilt:

$$\delta_{SK} = \frac{0{,}5 \cdot d}{E_S \cdot A_N} \quad \text{bzw.} \; \delta_{SK} = \frac{0{,}4 \cdot d}{E_S \cdot A_N} \; (\text{Zylinderschr.})$$

- Mit A_N = Nennquerschnitt:

$$A_N = A_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$



l_K: Klemmlänge
l_{SK}: Länge des Schraubenkopfes
l_{Gew}: Gewindelänge außerhalb des Muttergewindes
l_{GM}: Länge des Muttergewindes
d: Gewindeaußendurchmesser (Nenndurchmesser)

Quelle: Albers, A.

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

- δ_{GM}: **Nachgiebigkeit im Einschraubbereich**

$$\delta_{GM} = \delta_G + \delta_M$$

- δ_G: Nachgiebigkeit des eingeschraubten Schraubengewindekerns

$$\delta_G = \frac{l_G}{E_S \cdot A_3}$$

$l_G = 0{,}5 \cdot d$

Gewindequerschnitt $A_3 = \frac{\pi \cdot d_3^2}{4}$

d_3: Kerndurchmesser

- δ_M: die Nachgiebigkeit der Mutterverschiebung

$$\delta_M = \frac{l_M}{E_M \cdot A_N}$$

$l_M = 0{,}4 \cdot d$

(bzw. $0{,}33 \cdot d$ für Einschraubverbindungen)

- δ_{Gew}: **Nachgiebigkeit des nicht eingeschraubten Gewindeteils**

$$\delta_{Gew} = \frac{l_{Gew}}{E_S \cdot A_3}$$

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.2 Vorgespannte Einschraubverbindung

- **Nachgiebigkeit der verspannten Teile**: Druckkörper wird durch Hohlzylinder mit annähernd gleicher Verformung ersetzt

$$\delta_T = \frac{f_T}{F_V} = \frac{l_k}{A_{ers} \cdot E_T}$$

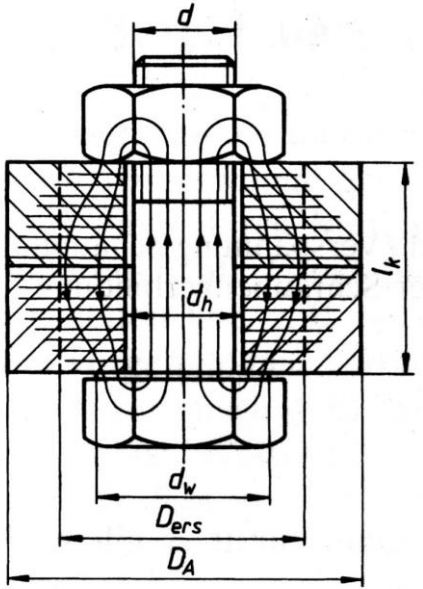
- Für den **Ersatzquerschnitt** gilt
  - *Für* $D_A \geq d_w + l_k$*:*

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4}\left(d_w^2 - d_h^2\right) + \frac{\pi}{8} d_w (D_A - d_w) \cdot [(x+1)^2 - 1]$$

$$\text{mit } x = \sqrt[3]{\frac{l_k \cdot d_w}{D_A^2}}$$

  - *Für* $D_A < d_w + l_k$:

$$A_{ers} = \frac{\pi}{4}\left(D_A^2 - d_h^2\right)$$



l_K: Klemmlänge
d_w: Außendurchmesser der ebenen Kopfauflage
d_h: Durchmesser des Durchgangsloches
D_A: Außendurchmesser der verspannten Teile

Quelle: Matek

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.3 Betriebskraft als Längskraft

- Längskraftbelastung führt zu **Zugbelastung aller Bauteile**:
  → Entlastung der Hülse (Entlastungskraft F_{BT})
  → Zusätzliche Belastung für Schraube (Zusatzkraft F_{BS})

- **Restklemmkraft**: $F_{Kl} = F_V - F_{BT}$

- **Gesamtschraubenkraft**: $F_{S\,ges} = F_V + F_{BS}$

- **Betriebskraft:** $F_B = F_{BT} + F_{BS}$

mit $F_{BS} = F_B \cdot \phi$ ϕ: Kraftverhältnis

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

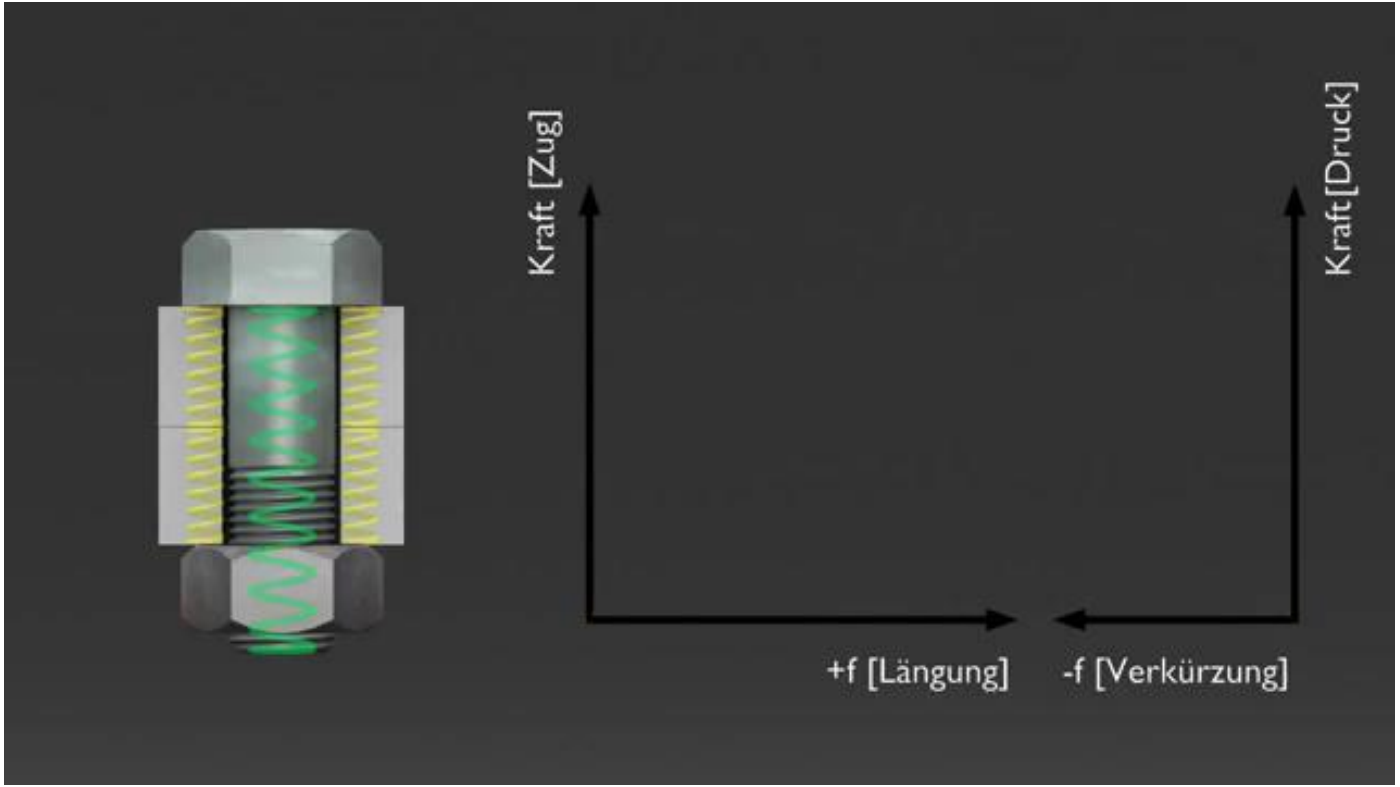
16.3.3 Betriebskraft als Längskraft

- *Verspannungsschaubild II: Zusatzkraft durch äußere Belastung*

Live-Inhalt

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.3 Betriebskraft als Längskraft



Quelle:
MGINEER3D (youtube.de)

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.3 Betriebskraft als Längskraft

- **Dynamische Belastung**

1) *Dynamische Zugkraft:*
   - Betriebskraft schwankt zwischen 0 (F_{Bu}) und oberen Grenzwert F_{Bo}
2) Wechselnde Zug-Druckkräfte:
   - Unterer Grenzwert $F_{Bu} < 0$ und oberer Grenzwert $F_{Bo} > 0$

- Daraus ergibt sich die **Ausschlagkraft F_a**:

$$F_a = \pm \frac{F_{BSo} - F_{BSu}}{2} = \pm \frac{F_{Bo} - F_{Bu}}{2} \cdot \phi$$

F_{BSo}: Oberer Grenzwert der Schraubenbetriebskraft

F_{BSu}: Unterer Grenzwert der Schraubenbetriebskraft

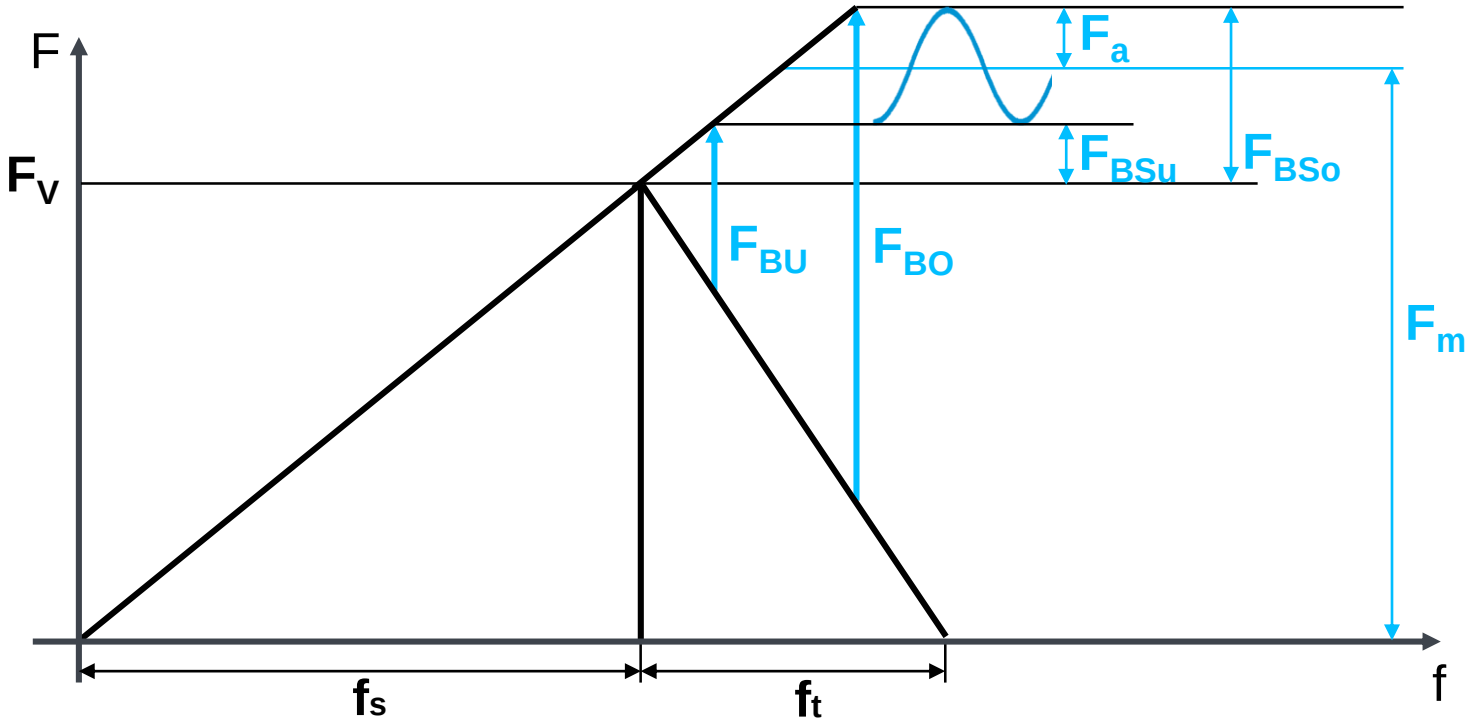
- Ruhend gedachte **Mittelkraft F_m**:

$$F_m = F_V + \frac{F_{Bo} + F_{Bu}}{2} \cdot \phi$$

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.3 Betriebskraft als Längskraft

- *Verspannungsschaubild III: Zusatzkraft durch schwingende äußere Belastung*



16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor

- **Kraftverhältnis** in Schraubenverbindung:

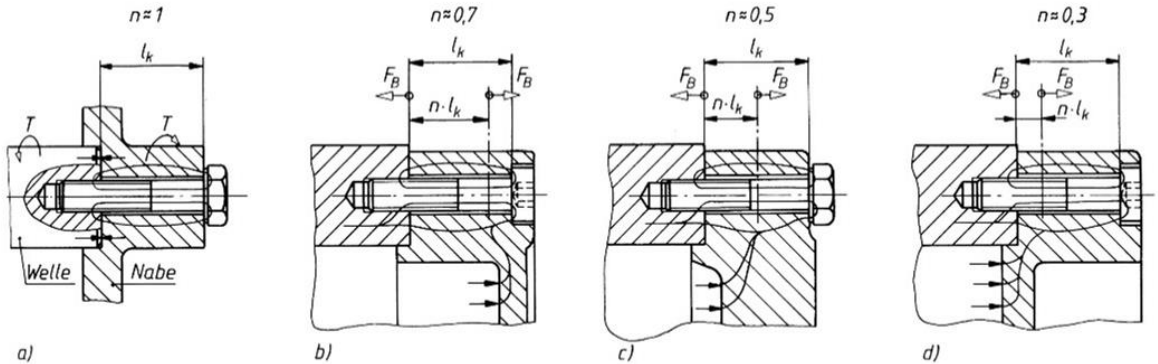
$$\phi_K = \frac{\delta_T}{\delta_T + \delta_S}$$

δ_T: Nachgiebigkeit der Teile
δ_S: Nachgiebigkeit der Schraube

- Minderung des Kraftverhältnisses durch **Krafteinleitungsfaktor n:**

$$\phi = n \cdot \phi_K = \frac{F_{BS}}{F_S}$$

→ n gibt eine Abschätzung über die Krafteinleitungshöhe an



Quelle: Matek

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor

- Für die Verformung der Teile mit Beachtung der Krafteinleitung gilt:
  - **Montagezustand:**

$$f_{SM} = \delta_S \cdot F_V$$
$$f_{TM} = \delta_T \cdot F_V$$

  - **Betriebszustand:**

$$f_{SB} = [\delta_S + (1 - n) \cdot \delta_T] \cdot F_V$$
$$f_{TB} = n \cdot \delta_T \cdot F_V$$

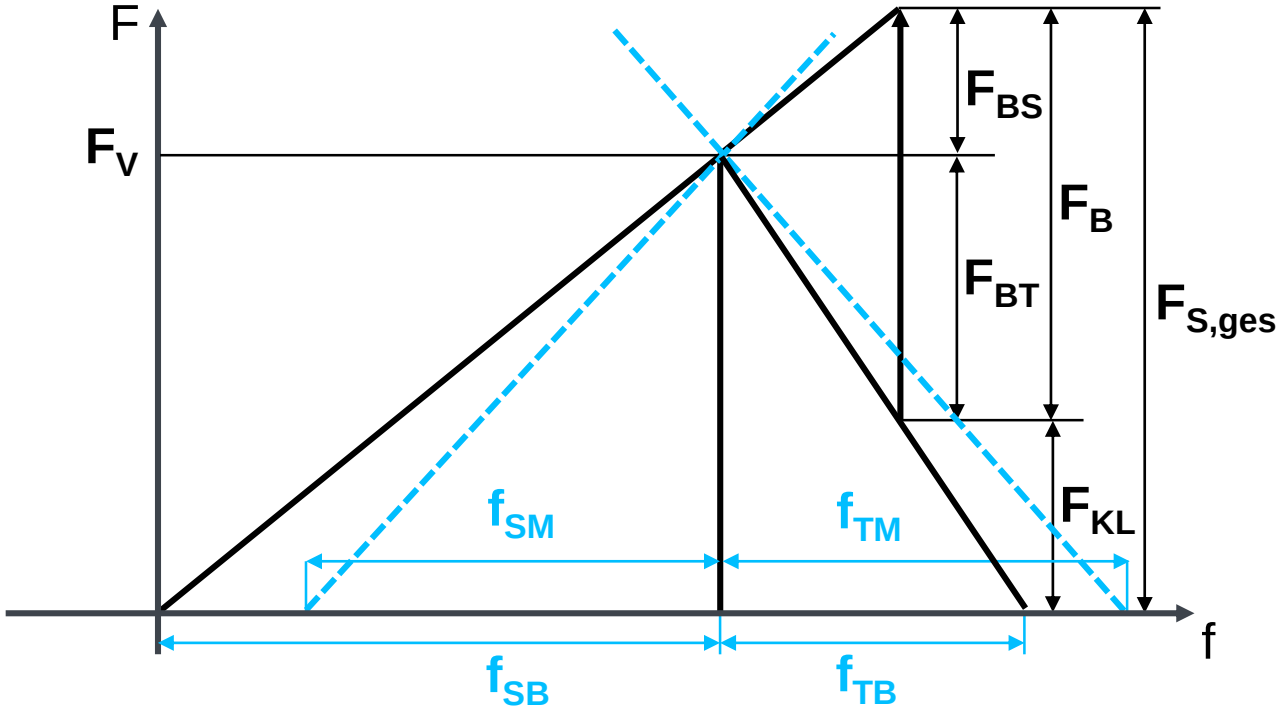
- Wichtig: Verformungen beziehen sich hier auf die Vorspannkraft

Quelle: Matek

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor

- *Verspannungsschaubild IV: Beachtung der Krafteinleitung*



16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor

- **Setzen**: Plastische Verformungen der Rauheitsspitzen in Kontaktflächen nach Fügen
- Setzvorgang ist zeitabhängig und führt zu Verlust an elastischem Spannweg f_Z
- Vorspannkraftverlust durch Setzen:

$$F_Z = \frac{f_Z \cdot \phi_K}{\delta_T} = \frac{f_Z}{\delta_T + \delta_S}$$

- Für f_Z gilt näherungsweise:

$$f_Z = 3{,}29 \cdot \left(\frac{l_k}{d}\right)^{0{,}34} \cdot 10^{-3}$$

l_K: Klemmlänge
d: Nenndurchmesser

  - Alternativ: Wert aus Tabelle ablesen

Rautiefe der Oberfläche *Rz* in µm		Längskraft			Querkraft		
		<10	10 … <40	40 … <160	<10	10 …<40	40 …<160
f_z in µm	Im Gewinde	3	3	3	3	3	3
	Je Kopf- oder Mutterauflage	2,5	3	4	3	4,5	6,5
	Je innereTrennfuge	1,5	2	3	2	2,5	3,5
	Summe[1)]	9,5	11	14	11	14,5	19,5

Quelle: Matek

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor

- Große Streuung der Vorspannkraft bei Montage der Schrauben durch:
  - Ungenauigkeit des Montagewerkzeuges
  - Streuung der Reibwerte im Gewinde und unter dem Schraubenkopf
- Berücksichtigung durch **Anziehfaktor $\mathbf{k_A}$** (Maß für Streuung der Vorspannkraft):

$$k_A = \frac{F_{V\,max}}{F_{V\,min}} > 1$$

- Daraus ergibt sich die **Montagevorspannkraft $\mathbf{F_{VM}}$**:

$$F_{VM} = k_A \cdot F_{V\,min} = k_A \cdot [F_{Kl} + F_B \cdot (1 - \phi) + F_Z]$$

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor

- **Anziehfaktor** (*Maß für Streuung der Vorspannkraft*):

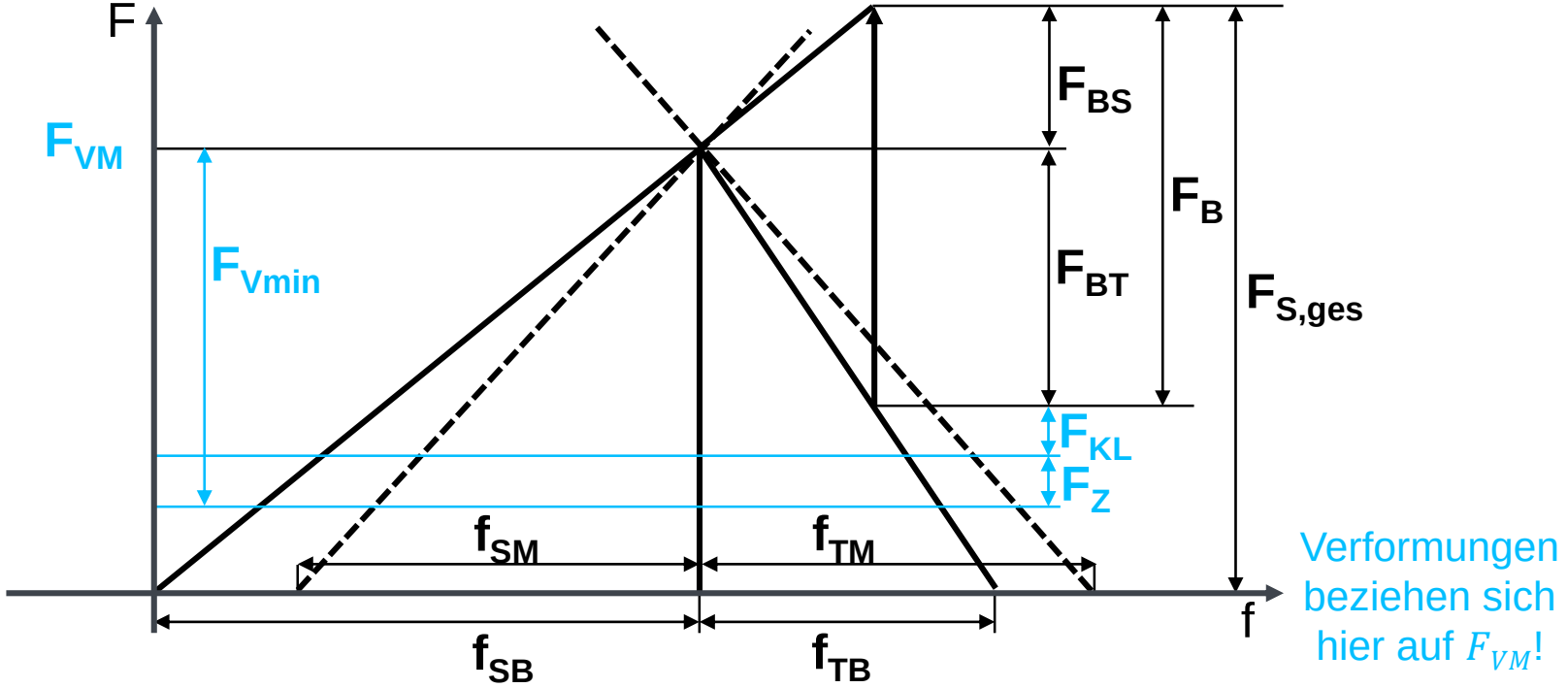
Anziehverfahren	Streuung der Vorspannkräfte	Bemerkung	Anziehfaktor k_A
Streckgrenzgesteuertes oder drehwinkelgesteuertes Anziehen von Hand oder motorisch	±9 % bis ±17 %	Schrauben werden mit $F_{V\,min}$ berechnet, d.h. $F_{V\,min} = F_{V\,M}$	1,2 bis 1,4
Hydraulisches Anziehen	±9 % bis ±23 %	kleinerer Wert für Schrauben $l_k/d \geq 5$ größerer Wert für Schrauben $l_k/d \leq 2$	1,2 bis 1,6
Drehmomentgesteuertes Anziehen mit Drehmomentschlüssel, signalgebendem Schlüssel oder Drehschrauber mit dynamischer Drehmomentmessung und versuchsmäßiger Bestimmung der Anziehdrehmomente am Originalverschraubungsteil	±17 % bis ±23 %	Kleinerer Wert für große Anzahl von Einstell- und Kontrollversuchen (z.B. 20) und geringe Streuung des abgegebenen Momentes	1,4 bis 1,6
Anziehen mit Schlagschrauber oder Impulsschrauber Anziehen von Hand ohne Messung des Anziehmomentes	±43 % bis ±60 %	Kleinerer Wert für große Anzahl von Einstellversuchen (Nachziehmoment), spielfreie Impulsübertragung	2,5 bis 4,0

Quelle: Matek

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.4 Krafteinleitung, Setzen, Anziehfaktor

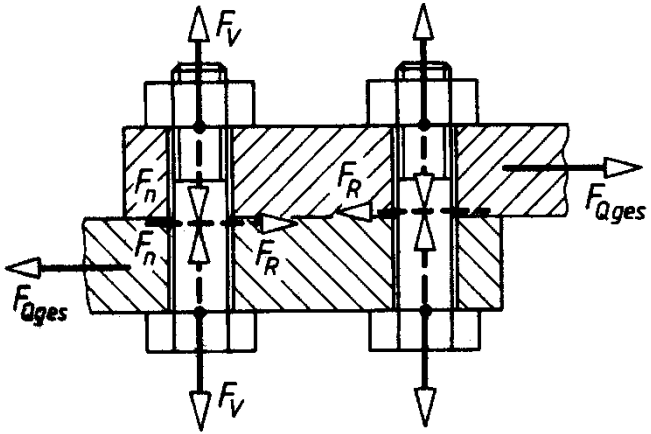
- *Verspannungsschaubild V: Einbezug aller Faktoren*



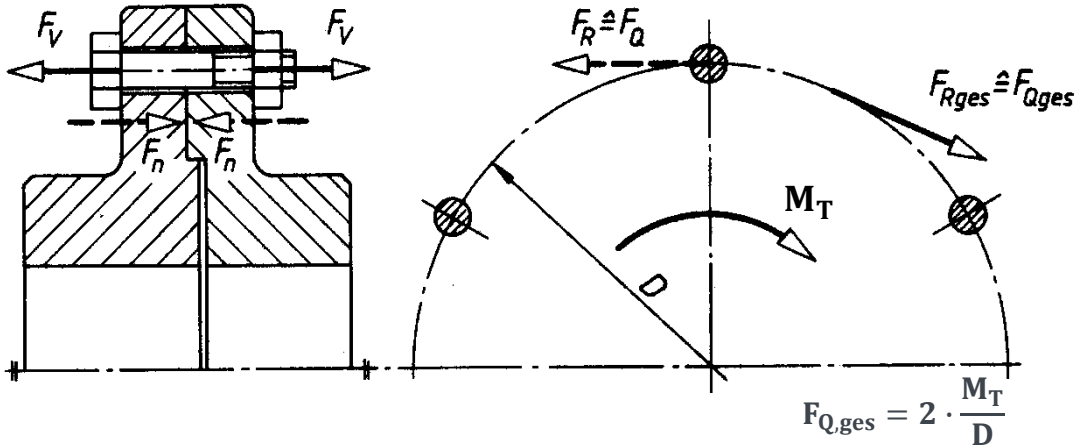
16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.5 Betriebskraft als Querkraft

Allgemeiner Fall



Drehmomentübertragung



→ Aufnahme der Querkraft durch Reibschluss: $F_R \geq F_Q$

Quelle: Matek

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.5 Betriebskraft als Querkraft

- Erforderliche Klemmkraft bei querbeanspruchten reibschlüssigen Verbindungen:

$$F_{Kl} = \frac{F_{Q,ges}}{\mu_T \cdot z}$$

- z: Anzahl der Schrauben
- μ_T: Haftreibungszahl in der Trennfuge:

Stoffpaarung		Stahl-Stahl/ GS	Stahl-Stahl[1)]	Stahl-Stahl[2)]	Stahl-GJL	Stahl-GJL[1)]	Stahl-GJS
Haftreibungs-zahl μ_T	trocken	0,1…0,3	0,15…0,40	0,04…0,15	0,11…0,24	0,26…0,31	0,1…0,23
	geschmiert	0,07…0,12			0,06…0,1		

Stoffpaarung		Stahl-GJS[1)]	GJL-GJL	GJL-GJL[3)]	GJS-GJS	GJS-GJS[3)]	GJL-GJS
Haftreibungs-zahl μ_T	trocken	0,2…0,26	0,15…0,3	0,09…0,36	0,25…0,52	0,08…0,25	0,13…0,26
	geschmiert		0,06…0,2		0,08…0,12		

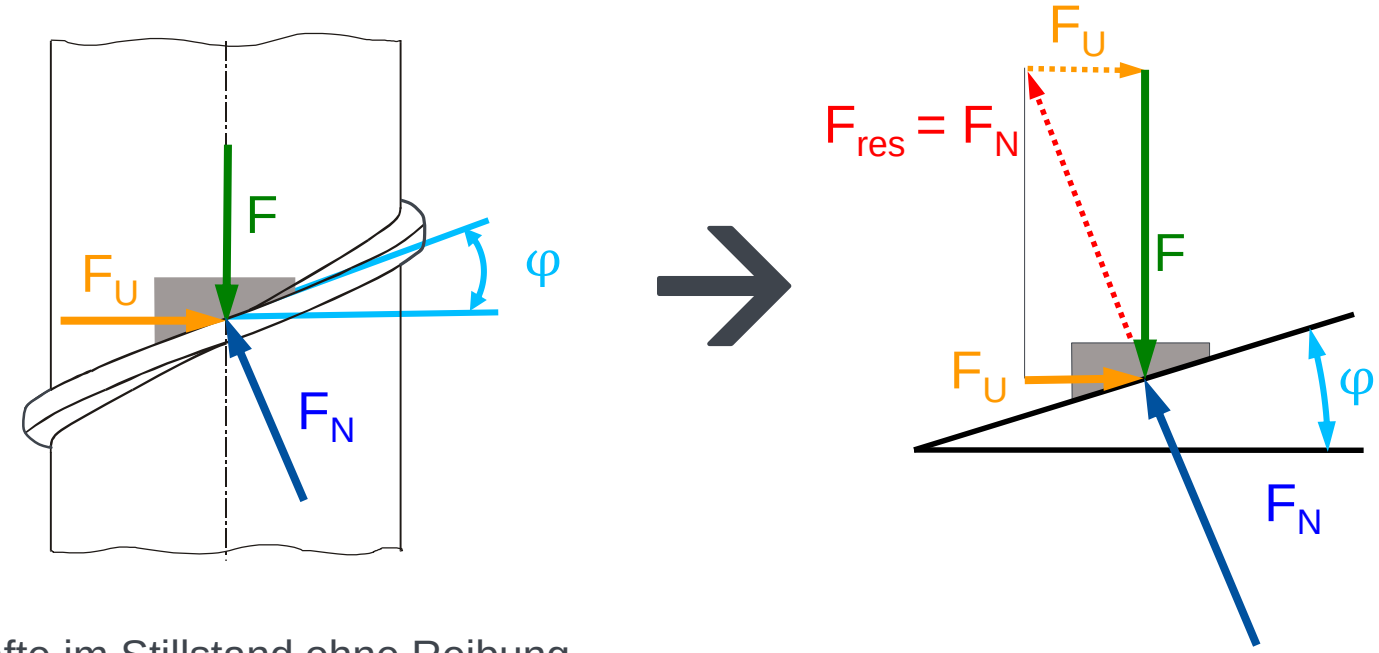
Stoffpaarung		Stahl-Bronze	GJL-Bronze	Stahl-Cu-Leg.	Stahl-Al-Leg.	Alu-Alu	Alu-Alu[3)]
Haftreibungs-zahl μ_T	trocken	0,12…0,28	0,28	0,07…0,25	0,7…0,28	0,19…0,41	0,1…0,32
	geschmiert	0,18	0,15…0,2		0,05…0,18	0,07…0,12	

Quelle: Matek

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.6 Anziehdrehmoment

- Genormtes Flachgewinde
- Muttergewinde wird durch Gleitkörper ersetzt, an dem Kräfte angreifen:



- Kräfte im Stillstand ohne Reibung

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.6 Anziehdrehmoment

- Reibungskraft: $F_R = \mu_G \cdot F_N$
- Gewindereibungszahl ablesen

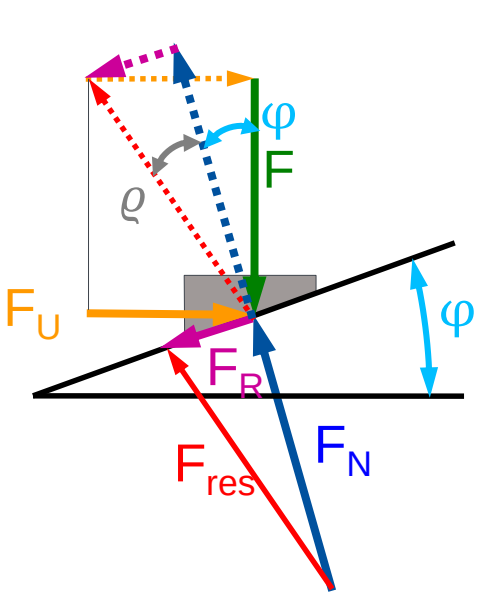
(1) Last heben (Festdrehen)

$$F_U = F \cdot \tan(\varphi + \varrho)$$

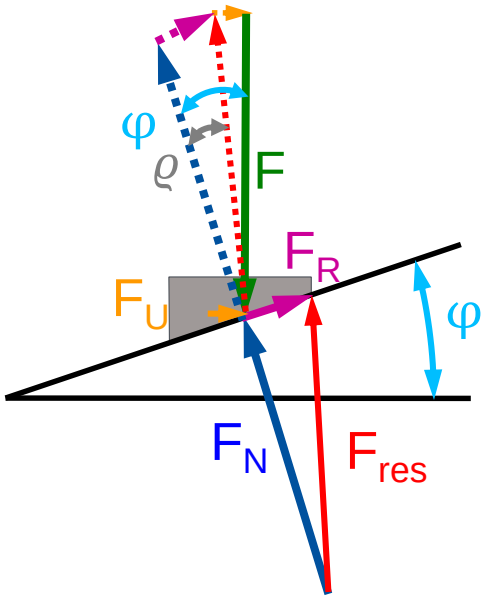
(2) Last senken (Lösen)

$$F_U = F \cdot \tan(\varphi - \varrho)$$

(1) Last heben



(2) Last senken



ϱ: Gewindereibungswinkel

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.6 Anziehdrehmoment

- Für Nicht-Flachgewinde muss die Reibungszahl durch die „**Gewinde-Reibungszahl**“ ersetzt werden:

$$\mu'_G = \mu_G / \cos(\beta/2) = \tan(\varrho')$$

β: Flankenwinkel
($\beta = 60°$ für metrische Gewinde)

- Für das **Gewindemoment M_G** ergibt sich:

$$M_G = F_U \cdot \frac{d_2}{2} = F_{VM} \cdot \tan(\varphi \pm \varrho') \cdot \frac{d_2}{2}$$

d_2: Flankendurchmesser des Gewindes

- Daraus ergibt sich **Anziehdrehmoment**:

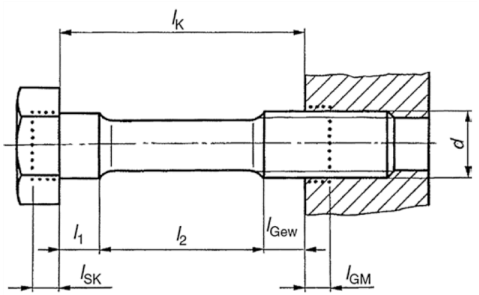
$$M_A = M_G + M_{RA} = F_{VM} \cdot \left[\frac{d_2}{2} \cdot \tan(\varphi \pm \varrho') + \mu_K \cdot \frac{d_K}{2}\right]$$

$$d_K = \frac{d_W + d_h}{2}$$

M_{RA}: Auflagereibungsmoment
μ_K: Reibungszahl für Auflagefläche (Kopfreibung)
d_K: wirksamer Reibungsdurchmesser

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.7 Spannungen in Schraubverbindungen



- Die Montagevorspannkraft bewirkt eine **Montagezugspannung**:

$$\sigma_M = \frac{F_{VM} + F_{BS}}{A_S}$$

- Für Dehnschrauben gilt: Spannungsquerschnitt $A_S = A_T$
- Das Gewindemoment bewirkt zusätzlich eine **Torsionsspannung**:

$$\tau_t = \frac{M_G}{W_T} \qquad \text{mit } W_T = \pi \cdot \frac{d_0^3}{16}$$

- **Vergleichsspannung** (reduzierte Spannung) mit der Gestaltänderungsenergie-Hypothese:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_t^2}$$

Quelle:
Albers, A.

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.8 Flächenpressung

- Flächenpressung kann zu Fließvorgängen und damit Setzerscheinungen führen
- **Flächenpressung** unter der Kopfauflage für elastische Anziehverfahren:

$$p = \frac{F_{sp} + \phi \cdot F_B}{A_P}$$

- F_{sp} ist die **Spannkraft** der Schraube bei 90%iger Ausnutzung der Mindestdehngrenze
  - Ablesen aus der Tabelle bzw. berechnen:

$$\frac{F_{sp\ x.x}}{Re_{x.x}} = \frac{F_{sp\ y.y}}{Re_{y.y}}$$

- A_P: **Fläche der Schrauben-/Mutterkopfauflage**:

$$A_P = \frac{\pi}{4} \cdot \left(d_W^2 - d_n^2\right)$$

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.9 Systematische Berechnung der Schraubenverbindung

- Vorgabe: Festlegung der Verbindungsart und Zahl der Schrauben
- Ziel: Dimensionierung der Schraube und Gewährleistung der Funktion

- Vorgehen: 1) **Vordimensionierung**
  2) **Berechnung** der Schraubenverbindung
  3) *Evtl.* **Korrektur**
  4) *Evtl.* neue Durchrechnung nach Schritt 2)

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.9 Systematische Berechnung der Schraubenverbindung

2) Berechnung

- (2.1) Bestimmung der **Montagevorspannkraft**
  - Festigkeitsbedingung: $F_{VM} \leq F_{SP}$
- (2.2) Bestimmung des erforderlichen **Anziehmoments**
  - Festigkeitsbedingung: $M_A \leq M_{SP}$
- (2.3) Ermittlung der **Betriebsbeanspruchung** (statisch)
  - Festigkeitsbedingung: $\sigma_{red} \leq \sigma_{zul}$
- (2.4) Überprüfung der **Flächenpressung** unter dem Schraubkopf
  - Festigkeitsbedingung: $p \leq p_G$

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.9 Systematische Berechnung der Schraubenverbindung

2) Berechnung

(2.1) Bestimmung der Montagevorspannkraft

$$F_{VM} = k_A \cdot F_{V\,min} = k_A * [F_{Kl} + F_B \cdot (1 - \phi) + F_Z]$$

- Anziehfaktor: *Ablesen aus der Tabelle*
- Klemmkraft: *gegeben*
- Setzkraft:

$$F_Z = \frac{f_Z \cdot \phi_K}{\delta_T} = \frac{f_Z}{\delta_T + \delta_S}$$

- Kraftverhältnis:

$$\phi = n \cdot \phi_K = n \cdot \frac{\delta_T}{\delta_T + \delta_S}$$

- Spannkraft: *Ablesen aus der Tabelle oder ggf. berechnen*

→ Überprüfen der Festigkeitsbedingung: $F_{VM} \leq F_{SP}$

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.9 Systematische Berechnung der Schraubenverbindung

2) Berechnung

(2.2) Bestimmung des erforderlichen Anziehmoments:

- Anziehmoment:

$$M_A = F_{VM} \cdot \left[0{,}159P + 0{,}577 \cdot \mu_G \cdot d_2 + \mu_K \cdot \frac{d_K}{2}\right]$$

P = Gewindesteigung

(Gilt für metrisches ISO-Gewinde mit Flankenwinkel von 60°)

- Spannmoment: *Ablesen aus der Tabelle oder ggf. berechnen (siehe Spannkraft)*

→ Überprüfen der Festigkeitsbedingung: $M_A \leq M_{SP}$

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.9 Systematische Berechnung der Schraubenverbindung

2) Berechnung

(2.3) Ermittlung der Betriebsbeanspruchung/ Überprüfung der Schraube

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_M^2 + 3 \cdot \tau_t^2} \leq \sigma_{zul} = 0{,}9 \cdot (R_{p0,2} \text{ bzw. } R_e)$$

→ *90%ige Auslastung der Mindestdehngrenze*

(2.4) Überprüfen der Flächenpressung unter dem Schraubkopf

$$p = \frac{F_{sp} + \phi \cdot F_B}{A_P} \leq p_G$$

p_G*: Grenzflächenpressung (ablesen)*

16.3 Berechnung von Befestigungsschrauben

16.3.9 Systematische Berechnung der Schraubenverbindung

3) Korrektur

→ *Wenn einer der Festigkeitsbedingungen nicht erfüllt ist*

- Wahl einer neuen Schraube:
  - Höhere Festigkeitsklasse
  - Größerer Nenndurchmesser

Festigkeits-klasse	Nenndurchmesser in mm für Schaftschrauben bei Kraft je Schraube[1)] F_B bzw. F_Q in kN bis												
	stat. axial dyn. axial quer	1,6 1 0,32	2,5 1,6 0,5	4 2,5 0,8	6,3 4,0 1,25	10 6,3 2	16 10 3,15	25 16 5	40 25 8	63 40 12,5	100 63 20	160 100 31,5	250 160 50
4.6		6	8	10	12	16	20	24	27	33	-	-	-
4.8, 5.6		5	6	8	10	12	16	20	24	30	-	-	-
5.8, 6.8		4	5	6	8	10	12	14	18	22	27	-	-
8.8		4	5	6	8	8	10	14	16	20	24	30	-
10.9		-	4	5	6	8	10	12	14	16	20	27	30
12.9		-	4	5	5	8	8	10	12	16	20	24	30

- Alternativ kann auch die Schraubenanordnung geändert werden

4) Erneute Berechnung

Quelle: Matek

https://imt.participoll.com/

Live-Voting

Aus der Reihe „Worte die wir am IMT richtig benutzen wollen…“

Fle·xi·bi·li·tät …

A ... ist die Eigenschaft eines Materials sich sehr stark elastisch zu verformen ohne dabei zerstört zu werden.

B … ist die Eigenschaft eines Materials sich sehr stark plastisch zu verformen ohne dabei zerstört zu werden.

C ... ist ein Maß für die Bruchdehnung eines Materials.

D … ist die Eigenschaft eines Systems, sich an wechselnde Randbedingungen anzupassen.



Live-Voting

Fle·xi·bi·li·tät



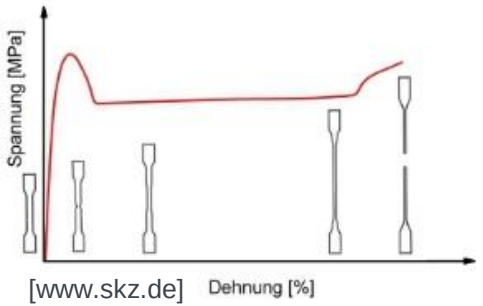
[Yoga Vidya Wiki]

≠



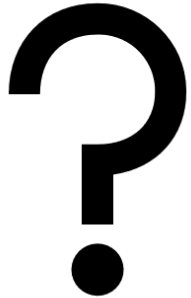
[gettyimages/Stas_V]

=



[www.skz.de]

Kontrollfragen



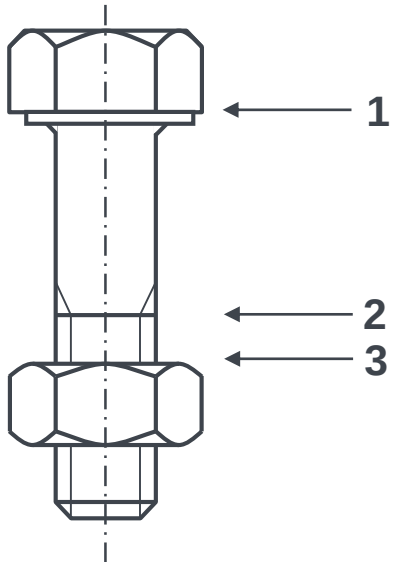
1. Was ist unter den Begriff „Setzen“ zu verstehen?
2. Was ist der Unterschied zwischen einer Federsteifigkeit und deren Nachgiebigkeit?
3. Wie groß ist der Elastizitätsmodul einer typischen Stahl-Schraube?
4. Was ist eine stat. Betriebskraft?
5. Was bewirkt eine positive stat. Betriebskraft in der Schraube und was in den Flanschen?
6. Was ist eine Restklemmkraft?
7. Was ist eine Vorspannkraft?
8. Was ist ein Vorspannungsverlust, wodurch entsteht er?
9. Auf welchem physikalischen Prinzip beruht die Funktion eines Gewindes?

16.4 Konstruktive Hinweise

16.4.1 Gestaltung der Schraube

Bruchgefährdete Stellen der Schraube:

1. **Übergang von Schaft zum Kopf**
   - Kerbwirkung und Umlenkung der Kraftlinien
2. **Übergang vom Schaft zum Gewinde**
   - Kerbwirkung
3. **Erster tragender Gewindegang**
   - Lastkonzentration
   - Größtes Gefahrenpotential



16.4 Konstruktive Hinweise

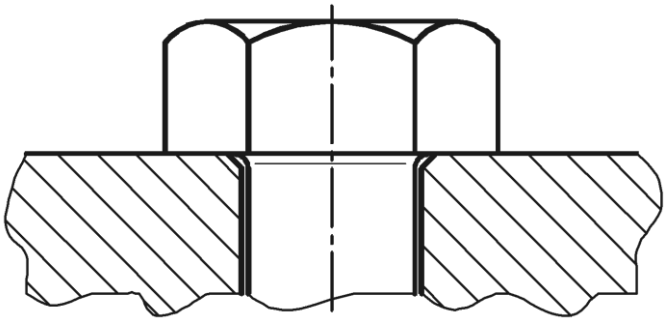
16.4.1 Gestaltung der Schraube

Maßnahmen:

1. **Übergang von Schaft zum Kopf**
   - Kerbwirkung und Umlenkung der Kraftlinien

   →Sorgfältig ausrunden

   →Bohrlochkante anfasen



16.4 Konstruktive Hinweise

16.4.1 Gestaltung der Schraube

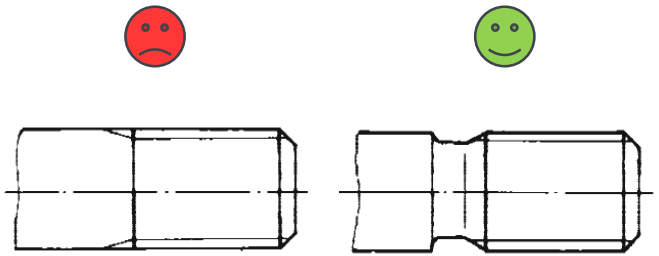
Maßnahmen:

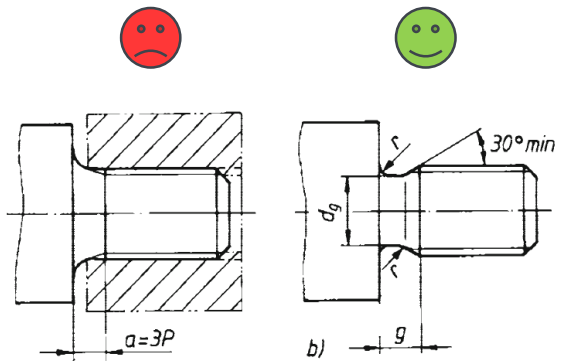
2. Übergang vom Schaft zum Gewinde

- Kerbwirkung

→Sorgfältig ausrunden (Gewindefreistich)

→Schaftdurchmesser = Kerndurchmesser





Quelle: Matek

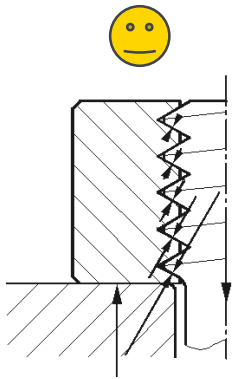
16.4 Konstruktive Hinweise

16.4.1 Gestaltung der Schraube

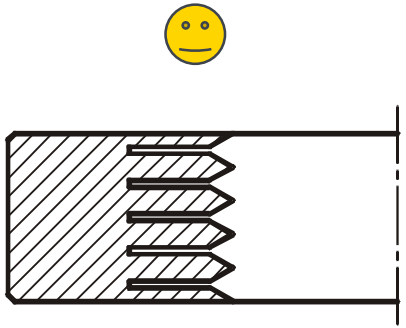
Maßnahmen:

3. Erster tragender Gewindegang

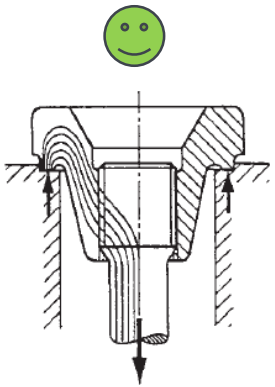
- Gewindesteigung der Schraube nimmt zu, die der Mutter ab
- 1. tragender Gewindegang überträgt > 30% der Schraubenkraft



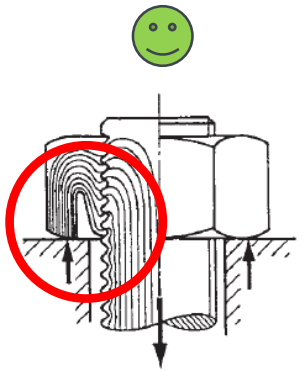
Mutter mit größerer Steigung



federnde Gewindegänge



Zugmutter



Entlastungskerbe

Quelle: Haberhauer, H.

16.4 Konstruktive Hinweise

16.4.2 Anordnung von Schraubverbindungen

Bestimmend: gegebene Werkstoffe, Platzverhältnisse, Montagemöglichkeiten

Ziele: 1) Keine Zusatzbeanspruchung

2) Einfache, kostengünstige Fertigung und sichere Montage

Praxis: Übernahme erprobter Vorgängerlösungen

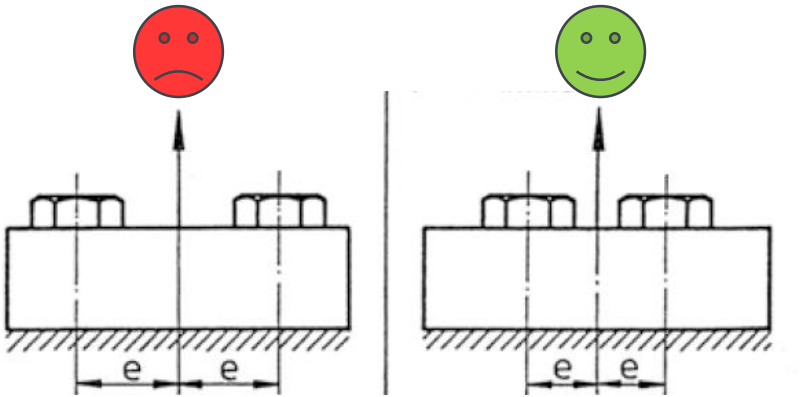
Maßnahmen: Verschiedene Maßnahmen zu beachten:

a) Krafteinleitung und Schraubenachse sollten konzentrisch liegen
b) Kraftfluss sollte gleichmäßig sein
c) Reduzierung der Bauteilabmessung
d) Senkrecht liegende Auflagefläche zur Schraubenachse
e) Platz für Schraubenschlüssel oder Schraubwerkzeug vorsehen

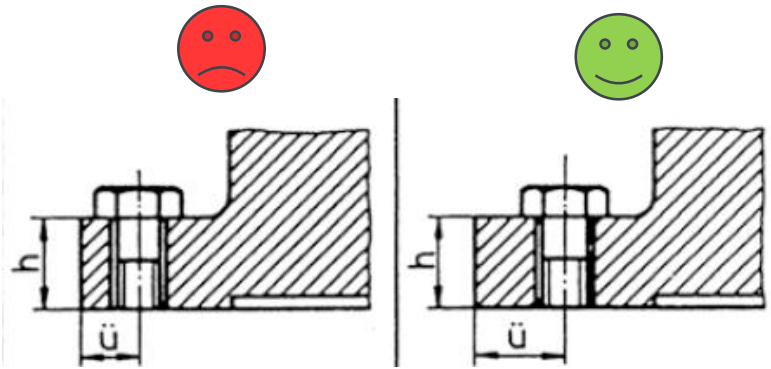
16.4 Konstruktive Hinweise

16.4.2 Anordnung von Schraubverbindungen

(a) Krafteinleitung und Schraubenachse sollten möglichst konzentrisch liegen



Balkenverbindung



$ü \approx h$

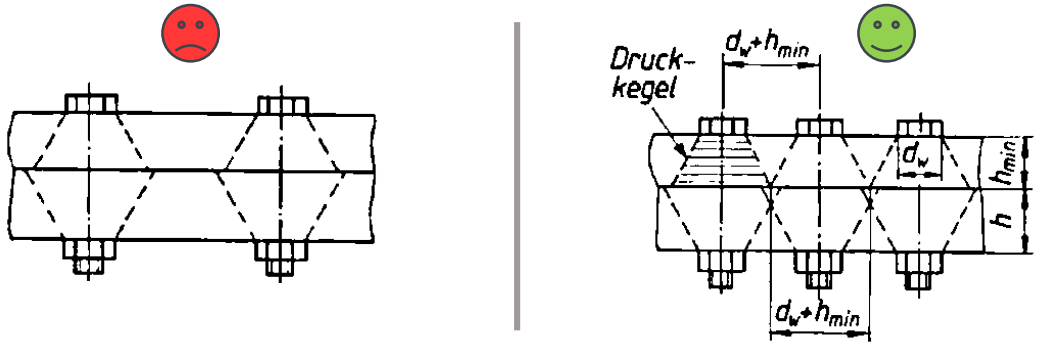
rotationsymmetrische Mehrschraubenverbindung

Quelle: Albers, A.

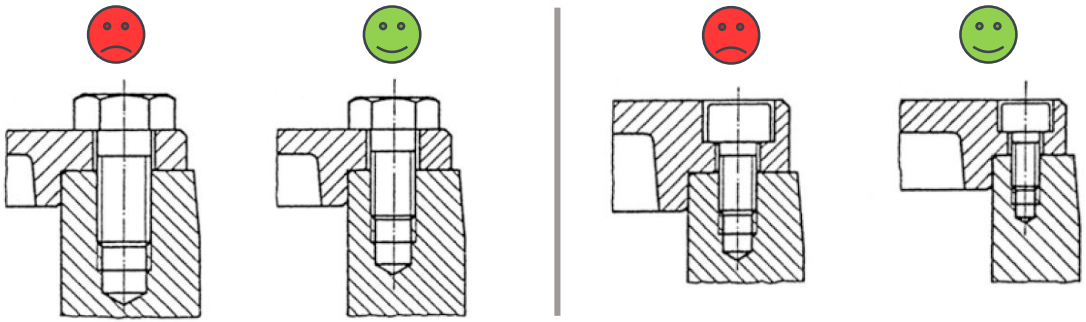
16.4 Konstruktive Hinweise

16.4.2 Anordnung von Schraubverbindungen

(b) Möglichst gleichmäßiger Kraftfluss; Druckkegel sollten sich überlappen



(c) Reduzierung der Bauteilabmessung durch Verwendung hochfester Schrauben

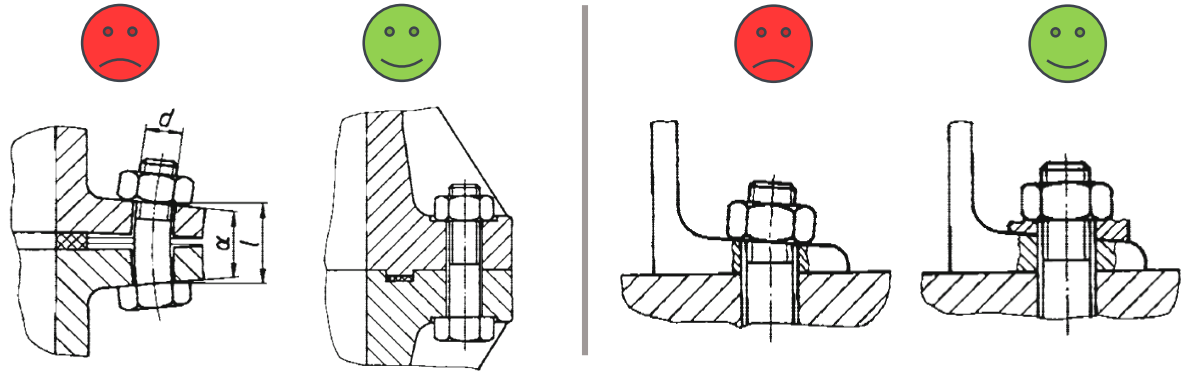


Quelle:
F2.hs-hannover.de, Albers, A.

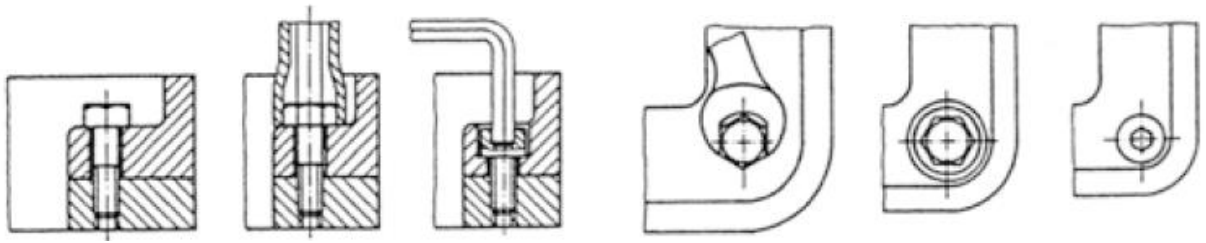
16.4 Konstruktive Hinweise

16.4.2 Anordnung von Schraubverbindungen

(d) Senkrechte Auflagefläche von Schraubenköpfen/Muttern erzeugen



(e) Platz für Schraubenschlüssel oder Schraubwerkzeug vorsehen



Quelle:
Matek

16.5 Bewegungsschrauben

- **Aufgabe:** Umformen von Dreh- in Längsbewegungen oder Erzeugung von großen Kräften

- **Gestaltung:** *1) Gewinde*

  - **Trapezgewinde** für Gewinde, die sich bewegen sollen
  - **Rundgewinde** in Ausnahmefällen bei rauem Betrieb mit stoßartiger Beanspruchung
    (z.B. Kupplungsspindel von Schienenfahrzeugen)
  - **Sägengewinde** bei in einer Richtung beanspruchte Hubspindel (z.B. Hebebühne, Kraftgewinde in Pressen)

  2) Werkstoffe:

  - E295 und E335

Sonderschrauben für den Maschinenbau

Nicht klausur-relevant !



DIN 875
Für versetzte Löcher

DIN 876
Bei einseitig fehlendem Platz für Schraubenkopf

DIN 877
Für zu groß gesenkte Löcher

DIN 878
Für schräg gebohrte Löcher

DIN 879
Für Löcher die auf Der falschen Seite angesenkt wurden

DIN 880
Schrauben in Feldstecher Form für doppelt gebohrte Löcher

DIN 881
Montageschraube für zu große Löcher

DIN 882
Montageschraube für zu tief gesenkte Bohrungen

DIN 883
Sonderschraube zur Verringerung der Montagezeit

DIN 884
Teleskopschraube wenn Zweifel über die Länge bestehen

DIN 885
Für wechselnde Winkelfehler

DIN 886
Für Schlüsselweite 13, 17 und 19



DIN 887
Sonderschraube für M5 – M10

DIN 888
Wie DIN 887 M5 – M10 jedoch Auch für Zoll und seltene Zwischengrößen z.B. M8.7

DIN 889
Für Gabel und Ringschlüssel von SW12 - 17

DIN 890
Flügel – 6Kt-Schlitz – Inbus – Torx Kreuzschlitz - Schraube

DIN 891
Magnet – Schraubenkopf Zum schnellen Vortäuschen einer Verschraubung

DIN 892
Magnet – Schraubenkopf Zum schnellen Vortäuschen Einer Verschraubung auch von hinten

DIN 893
Sonderschraube mit Vorbereitung für eine Notsprengung

DIN UNF
Einwegschraube (Ratschenefektschraube)

DIN 895
Räumschraube Zum Säubern von Bohrungen

Abziehhilfe f .doppels. Klebeband

DIN 896
Klebe – Schraubenkopf Zum schnellen Vortäuschen einer Verschraubung für alle nichtmagnetischen Werkstoffe

Abziehhilfe f .doppels. Klebeband

DIN 897
Wie DIN 896 jedoch auch von hinten

DIN 898
Schlagschraube Bei Bohrungen ohne Gewinde



DIN 899
Flügelkorkschraube

DIN 900
Drehmomentschraube

DIN 901
Rechtsgewindeschraube für Linksgewinde

DIN 902
Noppenerkennungs – schraube (M10) für blinde Mitarbeiter

DIN 903
Bohrsenkgewindeschneidschraube

DIN 904
Rohrzangen – kopfschraube

DIN 905
Zwillingsschraube

Schraubenkopf auswechselbar

DIN 906
Vario-nogelschraube zum Vortäuschen stabiler mechanischer Verbindungen

DIN 907
Ausweichschraube

DIN 908
Getriebeschraube nur in Verwendung mit Getriebeschraubenschlüssel

DIN 909
Sonderschraube mit Passfeder als Ausdrehsicherung

Quelle: http://ftec.cfasp.de/bre/spezial-schrauben.htm

16.6 Literaturverzeichnis

- Albers, A., Deters, L., Feldhusen, J., Leidich, E., & Linke, H.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen, 9. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2016
- Haberhauer, H. & Bodenstein, F.: Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung, 17. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2014
- Wittel, H., Jannasch, D., Voßiek, J.& Spura, C.: Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung, 14. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2018
- Wittel, H., Muhs D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 23. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2017

Universität Stuttgart

Konstruktion in der Medizingeräte-technik 2

SoSe 2020

17. Federn

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

Prof. Dr.
Peter P. Pott
und Mitarbeiter

17. Federn

Inhalt

17.1 Allgemeines
- 17.1.1 Definition
- 17.1.2 Einteilung
- 17.1.3 Verwendungszweck

17.2 Federeigenschaften
- 17.2.1 Kenngrößen
- 17.2.2 Gekoppelte Federn

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern
- 17.3.1 Stabfedern
- 17.3.2 Zylindrische Schraubenfedern
- 17.3.3 Tellerfedern
- 17.3.4 Werkstoffe und zulässige Beanspruchung

17. Federn

Inhalt

17.4 Gummifedern
- 17.4.1 Eigenschaften
- 17.4.2 Anwendung

17.5 Gasfedern
- 17.5.1 Eigenschaften
- 17.5.2 Anwendung

17.6 Literaturverzeichnis

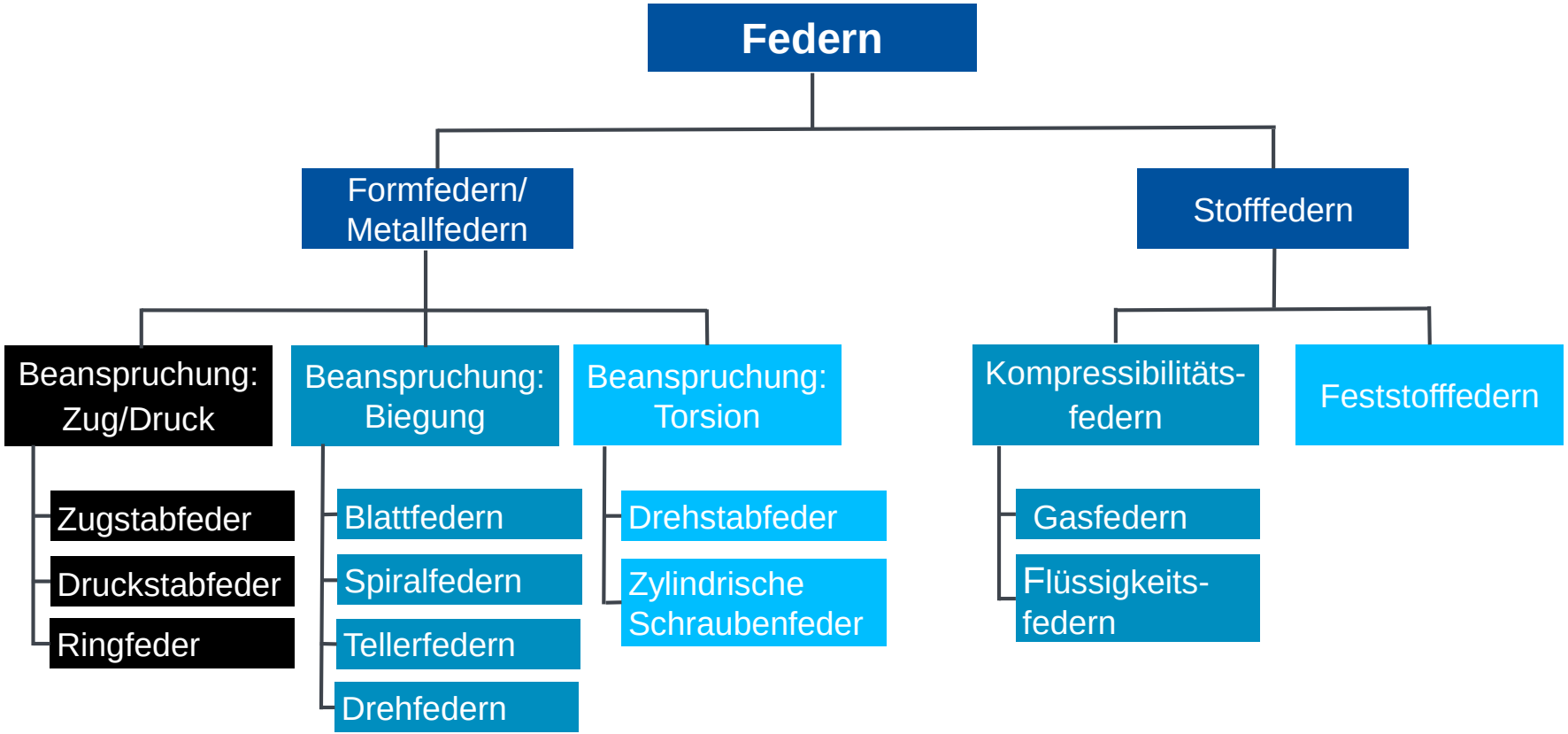
17.1 Allgemeines

17.1.1 Definition

- Können durch Dehnung, Biegung und Torsion Kraft aufnehmen und in Form von potentieller Energie speichern – und diese wieder abgeben.
- Federn sind elastische Bauelemente
- Je nach Gestalt wird unterschieden in z.B.
  - Schraubenfedern
  - Tellerfedern
  - Stabfedern
  - Ringfedern
  - Spiralfedern
- Mehrere Federn können zu Federsystemen zusammengeschaltet werden

17.1 Allgemeines

17.1.2 Einteilung



17.1 Allgemeines

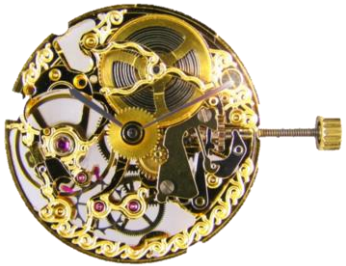
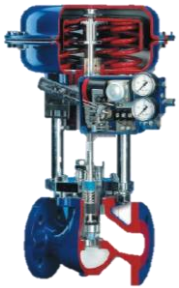
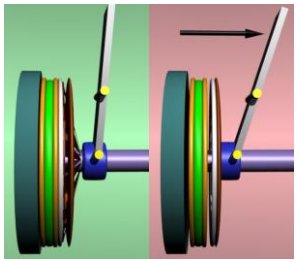
17.1.2 Einteilung der Formfedern

Schraubenfedern	Tellerfeder	Stabfedern	Spiralfeder	Ringfeder
Druckfeder		Blattfeder		
				
Zugfeder		Drehfeder		
				
Torsion	Biegung, Zug	Biegung	Biegung	Zug/Druck

Quellen: blog.federnshop.com, www.me-lrt.de, www.federnwerk-bischoff.de, www.directindustry.it, www.sodemann-federn.de

17.1 Allgemeines

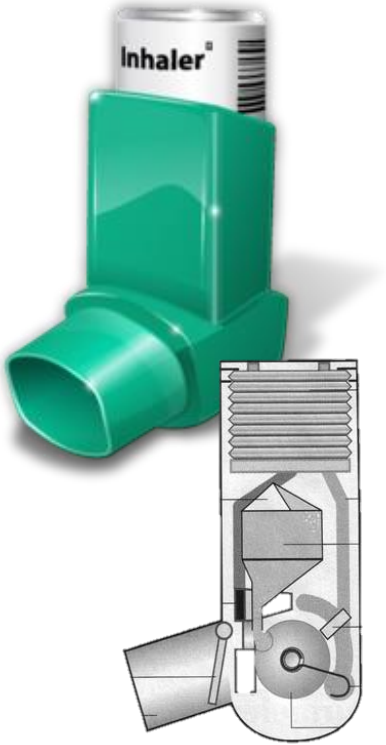
17.1.3 Verwendungszweck

Arbeitsspeicher Uhrwerk	**Kraftmesser** Federwaage	**Stoßmilderer** Fahrzeugfederung	**Lastverteilung** Polsterfederung
			
Kraftbegrenzung Presse	**Regelung** Überdruckbegrenzung	**Schwingungselement** Rüttelsiebe	**Vorspannung** Kraftschluss: Kupplung
			

Quellen: schmuckunduhren.de, pesola.com. Mein-autolexikon.de, raumausstattung.de, christiani.de, wagner-armaturen.de, vibrotech.de, wikipedia.org

17.1 Allgemeines

17.1.3 Verwendungszweck





Verwendung in der Medizintechnik



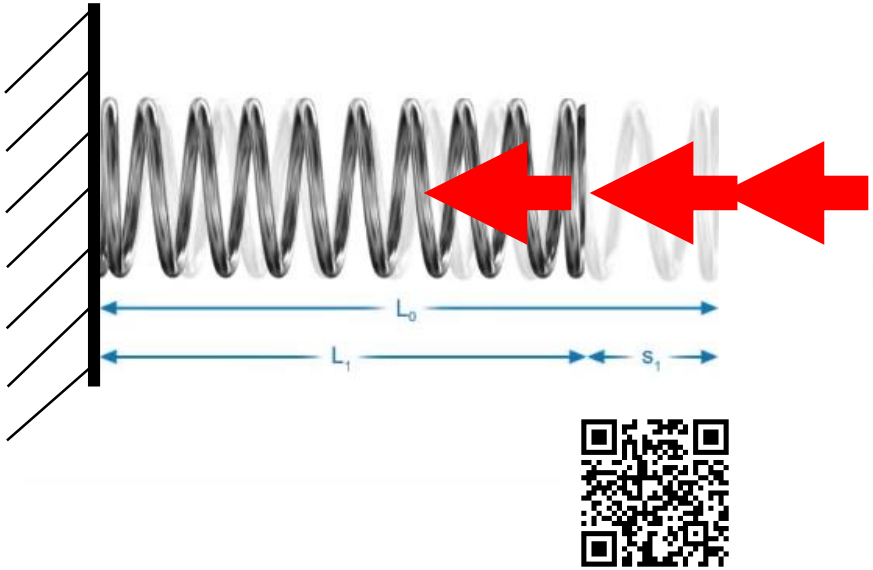


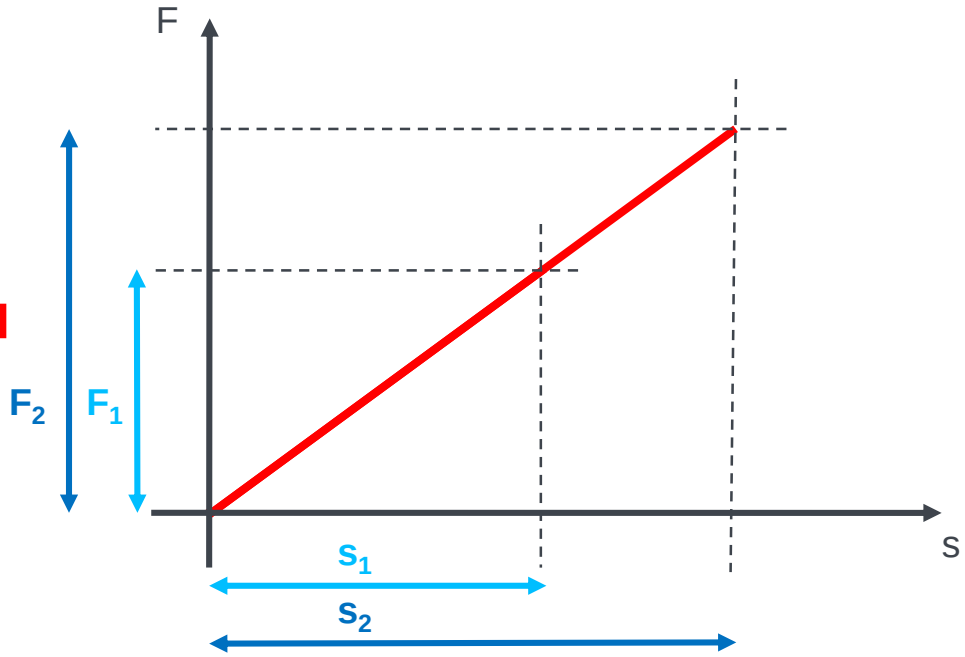
Quellen:
kfo-lauf.de,
Hopak.com, Docplayer.org, allwinmedical.com, Medtec.scherdel.com, bbraun.de

17.2 Federeigenschaften

17.2.1 Kenngrößen

Die **Federkennlinie** gibt den Zusammenhang zwischen Kraft F und Verformung s an bzw. für Drehbewegungen zwischen Moment M und Drehwinkel φ.





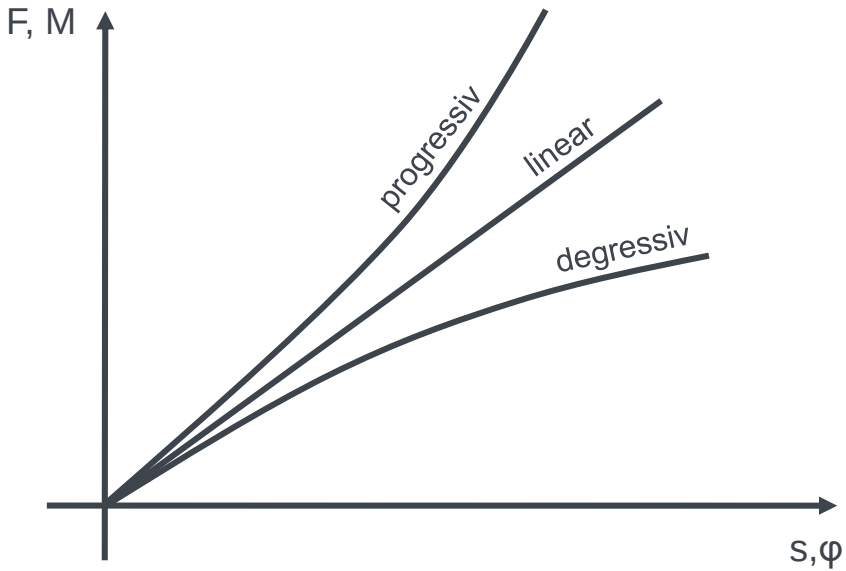
Quelle:
Gutekunst Federn (youtube.de)

17.2 Federeigenschaften

17.2.1 Kenngrößen

Die **Federkennlinie** gibt den Zusammenhang zwischen Kraft F und Verformung s an bzw. für Drehbewegungen zwischen Moment M und Drehwinkel φ.

- **Progressiv:**
  - Wird mit zunehmender Belastung härter
  - verhindert Durchschlagen
- **Linear:**
  - Konstante Abstände zwischen Ablesemarken: Federwaage
- **Degressiv:**
  - Federsteifigkeit nimmt zulaufend ab
  - Limitieren von Kräften (Puffer)



17.2 Federeigenschaften

17.2.1 Kenngrößen

Zusammenhang zwischen Verformung (Federweg) und Kraft bestimmt das Verhalten einer Feder beim Be- und Entlasten

- **Federweg**: Differenz der Länge im unbelastetem (l_0) und belastetem Zustand (l_F)

$$s = l_0 - l_F$$

- **Federrate**: Verhältnis von Kraft und Federweg für Federn mit linearer Kennlinie;

$$R = \frac{F}{s} \qquad (\text{bzw. } F = R \cdot s)$$

Für Drehbewegungen gilt:

$$R_t = \frac{M}{\varphi} \qquad (\text{bzw. } M = R_t \cdot \varphi)$$

→ desto kleiner die Federrate, desto „weicher“ die Feder

17.2 Federeigenschaften

17.2.2 Gekoppelte Federn

(a) Parallel geschaltete Federn

- Der Federweg ist bei allen Federn gleich

$$s = s_1 = s_2 = \ldots = s_n$$

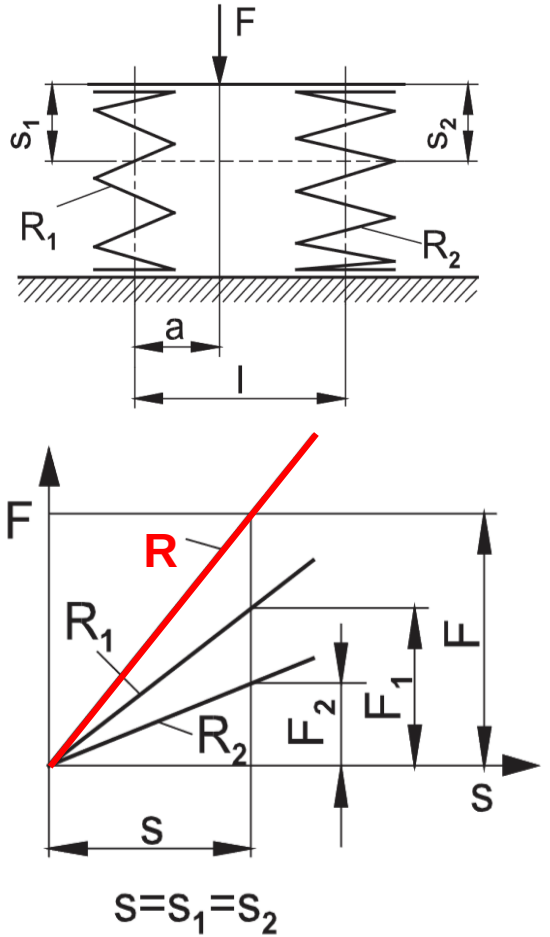
- Die Gesamtkraft ergibt sich aus Addition der einzelnen Kräfte

$$F = F_1 + F_2 + \ldots + F_n$$

- Für die **Gesamtfederrate** gilt dann:

$$R = \frac{F}{s} = \frac{F_1 + F_2 + \ldots + F_n}{s}$$

$$= R_1 + R_2 + \ldots + R_n = \sum_{i=1}^{n} R_i$$



Quelle: Meissner, M.

17.2 Federeigenschaften

17.2.2 Gekoppelte Federn

(b) Hintereinander geschaltete Federn

- Die Federkraft ist bei allen Federn gleich

$$F = F_1 = F_2 = \ldots = F_n$$

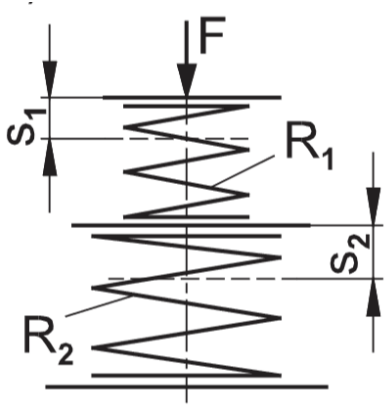
- Der Gesamtweg ergibt sich aus Addition der einzelnen Federwege:

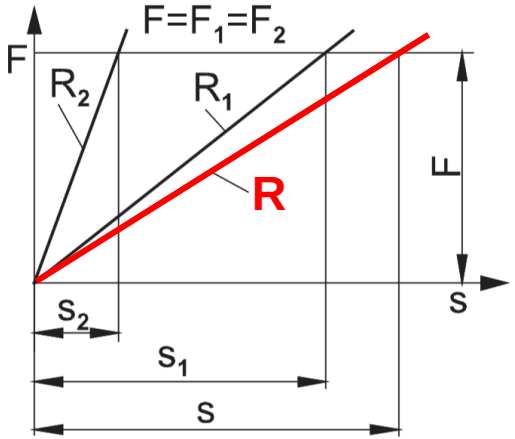
$$s = s_1 + s_2 + \ldots + s_n$$

- Für die **reziproke Gesamtfederrate** gilt dann:

$$s = \frac{F}{R} = \frac{F}{R_1} + \frac{F}{R_2} + \ldots + \frac{F}{R_n}$$

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \ldots + \frac{1}{R_n} = \sum_{i=1}^{n} \frac{1}{R_i}$$





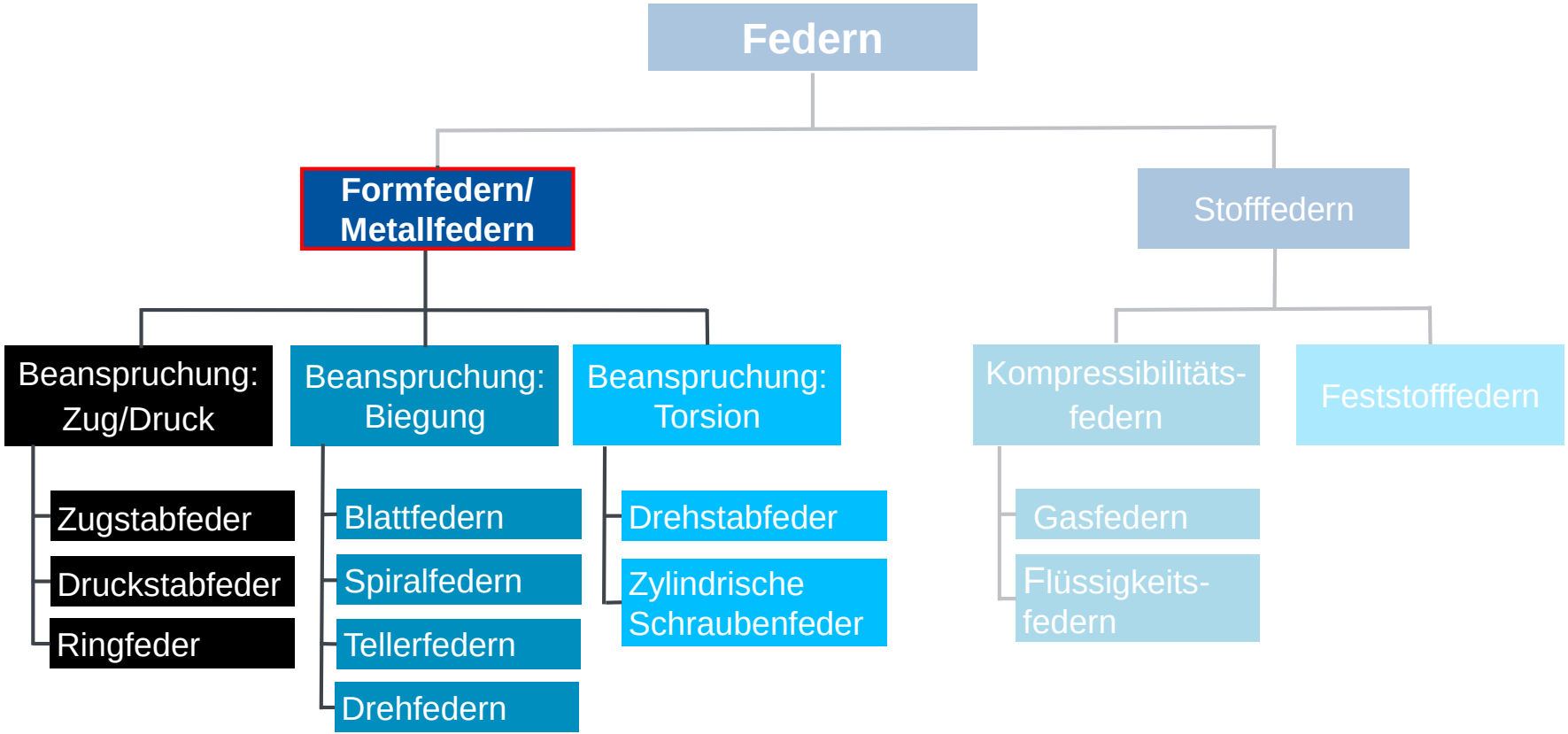
Quelle:
Meissner, M.

17.2 Federeigenschaften

17.2.2 Gekoppelte Feder

Live-Inhalt

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern



17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

17.3.1 Stabfedern

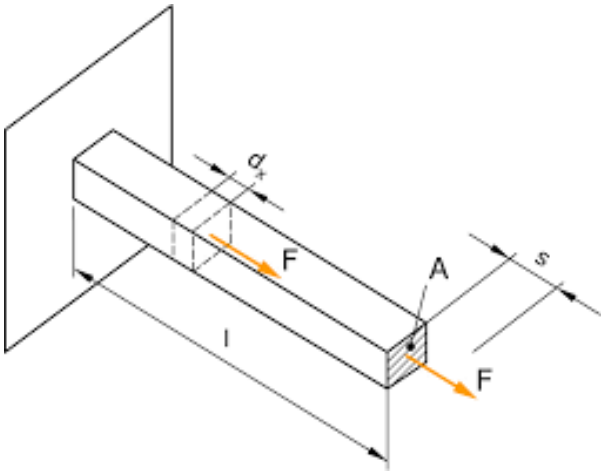
(a) Zug- und Druckstabfedern

- Gleichmäßige Beanspruchung im ganzen Federvolumen:

$$F = A \cdot \sigma$$

- Federweg (Hookesches Gesetz):

$$s = l \cdot \varepsilon = \frac{l \cdot \sigma}{E} = \frac{l \cdot F}{E \cdot A}$$



- Hohe Steifigkeit: Zug- und Druckstabfedern spielen keine große Rolle in der Technik

Quelle:
n.ethz.ch

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

17.3.1 Stabfedern

(b) Biegestabfedern

- Eingespannter Stab mit konstantem Querschnitt
- Lineare Biegespannungsverteilung:
  (gilt nur für relativ kleine Auslenkungen)

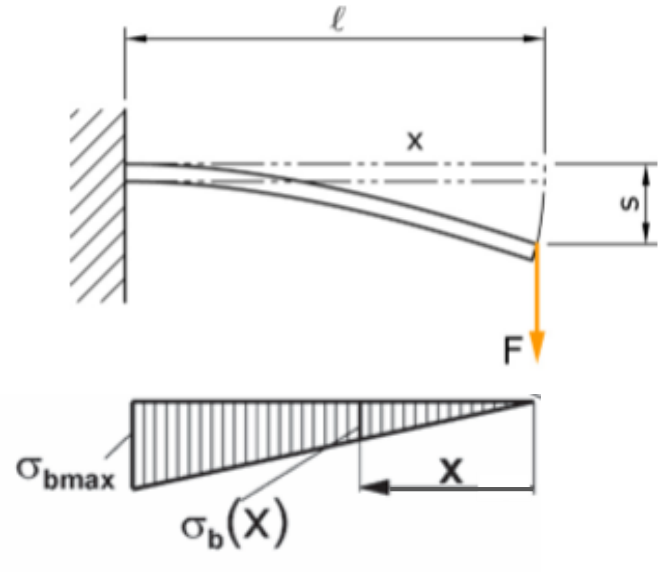
$$\sigma_b(x) = \frac{M_b}{W_b} = \frac{F \cdot x}{W_b}$$

- Zulässige Kraft:

$$F_{zul} = \frac{\sigma_{zul} \cdot W_b}{l} = \frac{\sigma_{zul} \cdot b \cdot h^2}{6 \cdot l}$$

- Federweg:

$$s = \frac{F \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot I}$$



Quelle:
n.ethz.ch

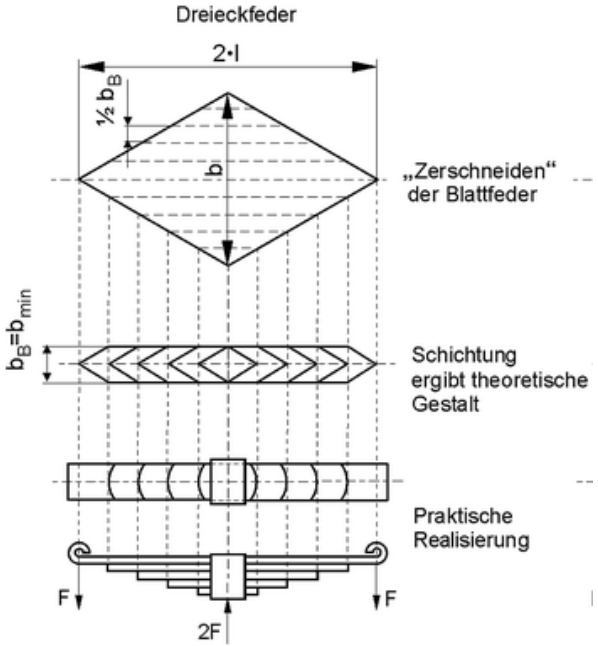
17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

17.3.1 Stabfedern

(b) Biegestabfedern: Blattfedern

- Blattfedern sind besser an Verlauf des Biegemoments angepasst im Vergleich zum einfachen Biegestab

- gleichbreite, geschichtete Streifen
- Ausführung als Dreiecks- oder Trapezfedern
  - Dreiecksspitzen eher ungünstig (großer Verschleiß)



Quellen:
Albers, A.

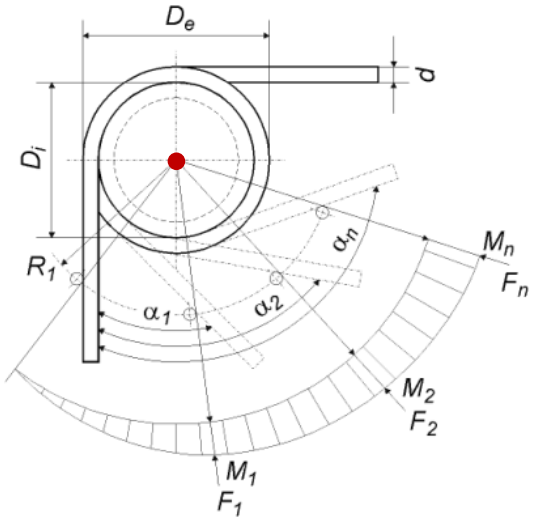
17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

17.3.1 Stabfedern

(b) Biegestabfedern: Drehfedern

- Gleiche Form wie zylindrische Schraubenfeder, aber mit Schenkel
- (Meist) runder Draht, der um Achse gewickelt ist
- Drehfeder wirkt entgegen einem Drehmoment um Längsachse





Quellen:
klinkmann-federn.de, Albers, A.

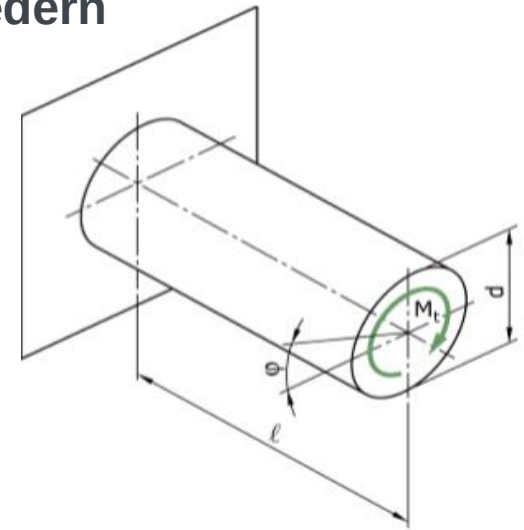
17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

17.3.1 Stabfedern

(c) Drehstabfedern

- Kreis- oder Rechteckquerschnitt
- Verdrehwinkel für runden Vollquerschnitt:

$$\varphi = \frac{M_t \cdot l}{G \cdot I_t} = \frac{M_t \cdot l \cdot 32}{G \cdot \pi \cdot d^4}$$



- Max. Spannung für runden Vollquerschnitt:

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot d^3}$$



Achsaufhängung von einem VW Käfer

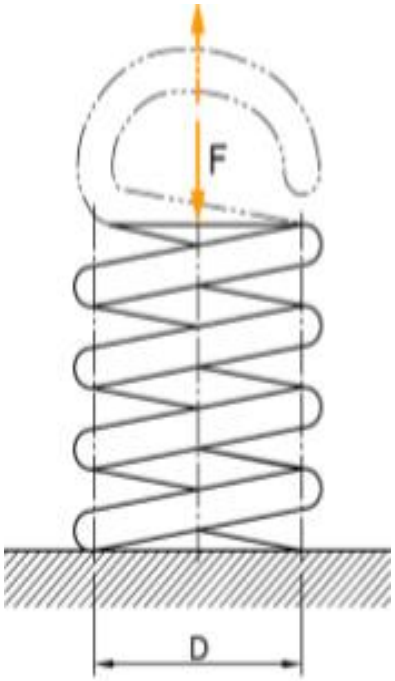
Quelle: n.ethz.ch

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

17.3.2 Zylindrische Schraubenfedern

- Am häufigsten eingesetzter Federtyp
- Gute Werkstoffausnutzung: großer Federweg bei geringer Bauhöhe
- Lineare Kennlinie

- Zentrisch auftretende Kräfte
  - Belastung: **Zug & Druck**
  - Beanspruchung: **Torsion**





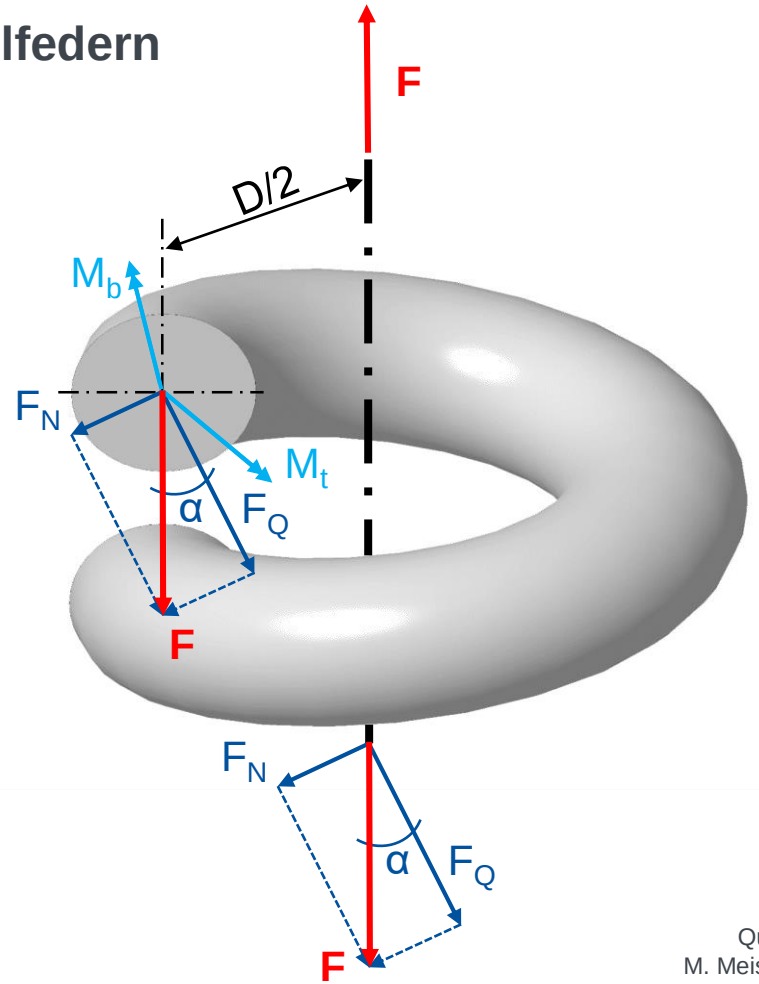
Quellen:
n.ethz.ch, hennlich.at

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

17.3.2 Zylindrischen Schraubenfedern

- Beanspruchung im Drahtquerschnitt senkrecht zur Schraubenlinie
- Steigungswinkel α sehr klein
- Querkräfte vernachlässigbar
- **Auslegung der Schraubenfeder nur auf Torsion**

$$M_t = F \cdot \cos\alpha \cdot \frac{D}{2} \approx F \cdot \frac{D}{2}$$



Quelle:
M. Meissner

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

17.3.2 Zylindrischen Schraubenfedern

- Krümmung des Federdrahtes führt zu nicht konstanter Torsionsspannungsverteilung und wird als **Korrekturfaktor k** berücksichtigt:

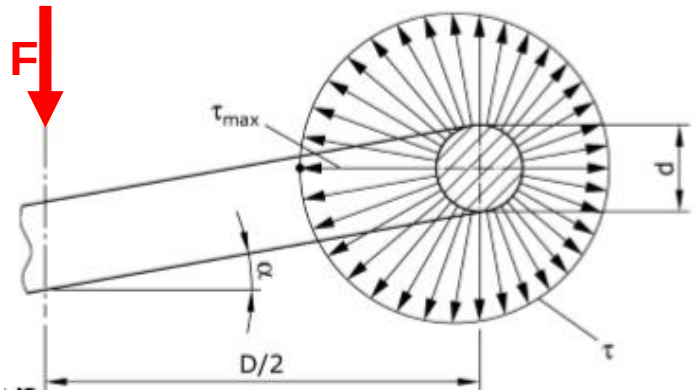
$$k = \frac{w + 0{,}5}{w - 0{,}75} \qquad \text{mit } w = \frac{D}{d}$$

- **Max. Torsionsspannung** am Innendurchmesser:

$$\tau_{t,max} = \frac{M_t}{W_t} = \frac{F \cdot \frac{D}{2}}{\pi \cdot \frac{d^3}{16}} = \frac{8 \cdot F \cdot D \cdot k}{\pi \cdot d^3}$$

- Für den **Drahtdurchmesser** folgt:

$$d = \sqrt[3]{k \cdot \frac{8 \cdot F \cdot D}{\pi \cdot \tau_{zul}}}$$



Quelle: n.ethz.ch

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

17.3.2 Zylindrischen Schraubenfedern

- Die **Länge der Feder** ist die federnde Länge des Federdrahtes:

$$l = \pi \cdot D \cdot n$$

(n: Anzahl der federnden Windungen)

- Der **axiale Federweg** ergibt sich aus dem Verdrehwinkel φ und dem Federradius:

$$s = \varphi \cdot \frac{D}{2} = \frac{8 \cdot F \cdot D^3 \cdot n}{G \cdot d^4}$$

- Der Federweg einer Druckfeder ist durch das Aufliegen der Windungen begrenzt (Blocklänge L_B). Die **Länge der unbelasteten Feder** berechnet sich daher zu:

$$L_0 = L_B + S_a + s$$

$S_a = (0{,}1 \ \ldots 0{,}3) \cdot d \cdot n$ *(Summe der Mindestabstände der Windungen)*

- Die **Federrate** ist schließlich: $R = \frac{F}{s} = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n}$

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

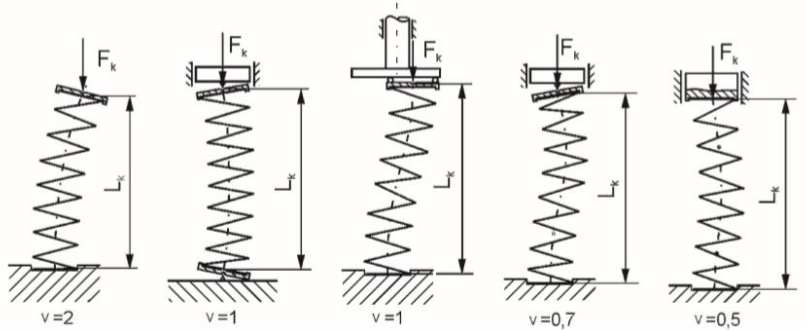
17.3.2 Zylindrischen Schraubenfedern



- Gestaltung von Zylindrischen Schraubendruckfedern:
  - Kalt- (kleine) oder warmgeformt (große Drahtdurchmesser)
  - Führungselemente (Dorn, Hülse) und Federteller zur Federaufnahme
  - Federenden meist plangeschliffen

- Hohe Knickgefahr kann durch Beachtung des Schlankheitsgrad s_k behoben werden:

$$s_k = \frac{L_0}{s \cdot (1 - G/E)} \cdot \left[1 - \sqrt{1 - \left[\frac{1 - \frac{G}{E}}{0{,}5 + \frac{G}{E}} \cdot \left(\frac{\pi \cdot D}{\upsilon \cdot L_0}\right)^2\right]}\right]$$



- Es muss gelten: $s_k > s$

Quelle:
toogoo.de, Albers, A.

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

17.3.2 Zylindrischen Schraubenfedern

- Gestaltung von Zylindrischen Schraubenzugfedern
  - Kalt- (kleine) oder warmgeformt (große Drahtdurchmesser)
  - Federenden übertragen Federkraft:



  - Federenden nehmen viel Platz ein: erhöhte Vorspannung notwendig

Quelle:
Matek

https://imt.participoll.com/

Live-Voting

Aus der Reihe „Worte die wir am IMT richtig benutzen wollen…“

Här·te …

A … ist die Eigenschaft einer Oberfläche, dem Eindringen eines Prüfkörpers einen Widerstand entgegen zu setzen.

B … beschreibt, welche spezifische Festigkeit ein Werkstoff hat.

C … ist eine werkstoffspezifische Größe für die Nachgiebigkeit bzw. Steifigkeit eines Materials.

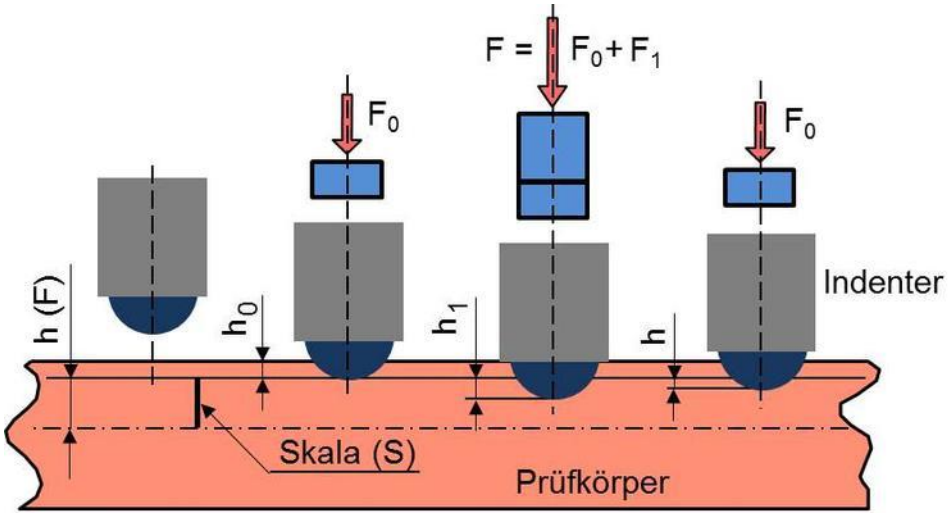
D … ist die Eigenschaft einer Oberfläche bei stoßartiger Belastung ein sprödes Verhalten aufzuweisen

A B C D

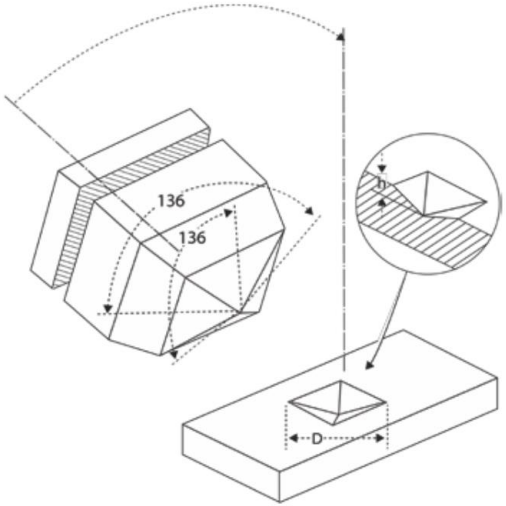
vote at imt.participoll.com

Live-Voting

Här·te



[https://wiki.polymerservice-merseburg.de/]



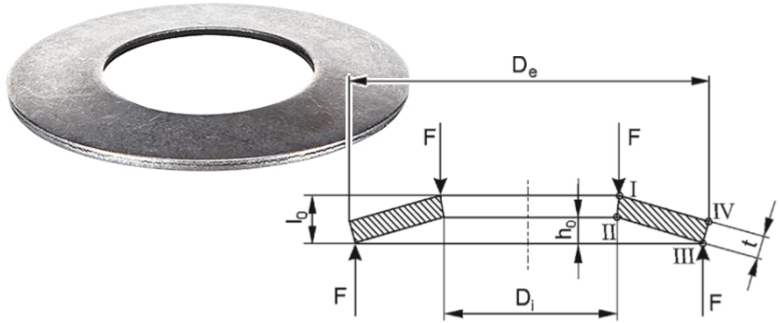
[www.buehler-met.de]

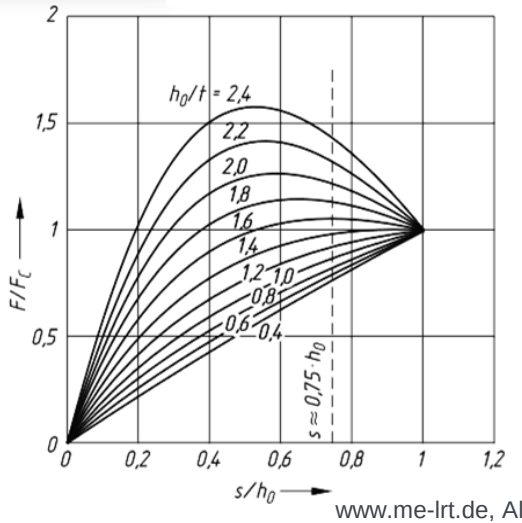
17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

17.3.3 Tellerfedern

- Schalenförmige Ringscheiben
- Belastung durch Federkraft F in Achsrichtung
  → **Biegebeansprucht**
- Geringer Raumbedarf und kleine Federwege, trotz Aufnahme von großen Kräften

- Beeinflussung der **Federkennlinie** durch Tellerhöhe h_0 und Tellerdicke t
  - $h_0/t < 0{,}6$: Federkennlinie nahezu linear
  - Teilweise waagerechte Kennlinien möglich



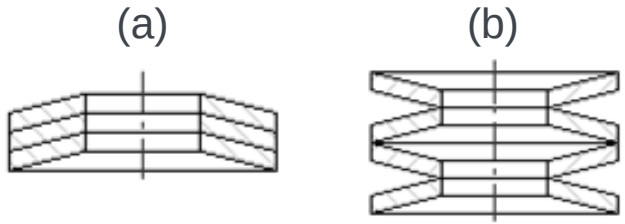


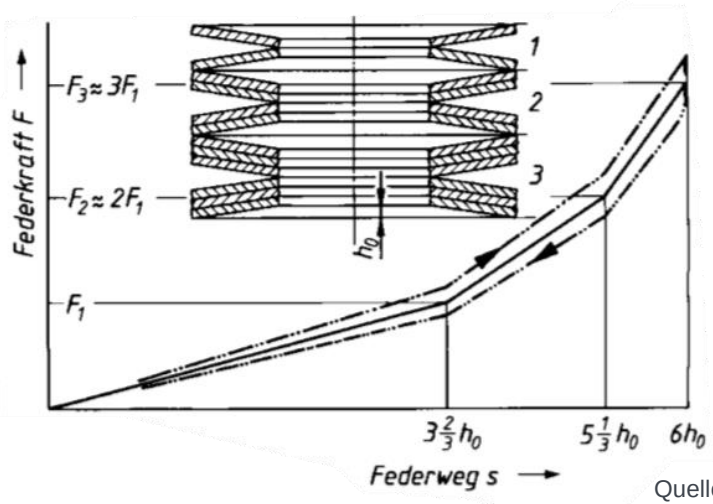
Quellen:
www.me-lrt.de, Albers, A.., Böge, A.

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

17.3.3 Tellerfedern

- Einzeltellerfedern reichen häufig für vorgesehene Beanspruchung nicht aus
- Kombinationen aus Tellerfedern möglich:
  - (a) **Tellerfederpaket**: Parallel geschaltet
  - (b) **Tellerfedersäule:** Hintereinander geschaltet
- Fast jede gewünschte Kennlinie durch Kombinieren von Schichtung, Tellerdicke und Telleranzahl erreichbar
- Führung der Federsäulen durch Bolzen in der Mitte
- Relativ viel Reibung → hohe Dämpfung





Quellen:
mitcalc.com, Matek

17.3 Auslegung und Berechnung von Metallfedern

17.3.4 Werkstoffe

- Wichtigste Eigenschaft: **Dehnung**
  - Elastizitätsmodul $E = \frac{\sigma}{\varepsilon}$ sollte einen möglichst hohen Wert aufweisen
  - Hohe Belastungen müssen ohne bleibende Verformung ertragen werden

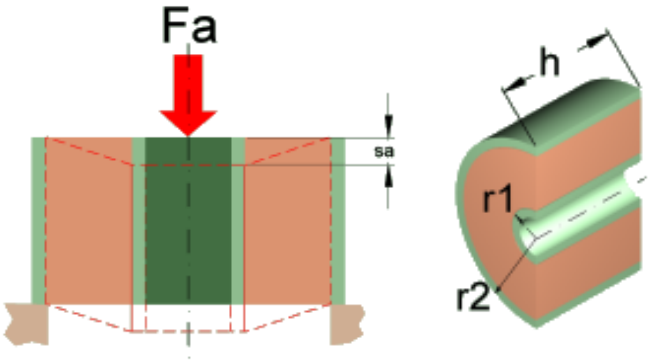
    → hohe Elastizitätsgrenze bzw. Zugfestigkeit/Streckgrenze

- Nutzung von Federstählen (Kohlenstoffstähle, legierte Stähle) oder Nichteisenmetalle (hauptsächlich Kupfer oder Kupferlegierungen):
  - Kohlenstoffstahl C67E: $R_m > 1.200$ N/mm^2 E = 206 kN/mm^2
  - Legierter Stahl 61SiCr7: $R_m = 1.350\text{-}1.600$ N/mm^2 E = 206 kN/mm^2
  - Kupferlegierung CuZn36: $R_m > 700$ N/mm^2 E = 110 kN/mm^2

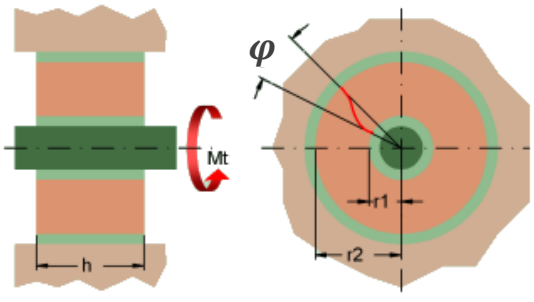
17.4 Gummifedern

17.4.1 Eigenschaften

- Vereinigt Eigenschaften der Feder und des Dämpfers
- Einsatz hauptsächlich für Schub- und Drehschubbeanspruchung
- Druckbeanspruchung für Aufnahme von großen Lasten bei hoher Steifigkeit
- Zugbeanspruchung sollte vermieden werden → Einschnürungen, hohe Spannungen



Schub



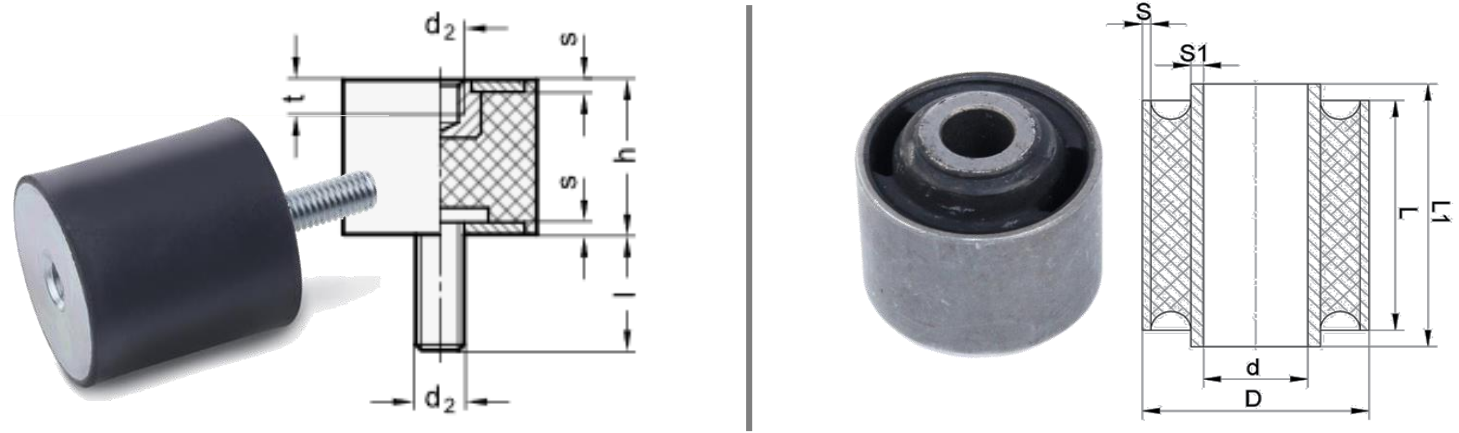
Drehschub

Quelle:
schweizer-fn.de

17.4 Gummifedern

17.4.2 Anwendung

- Einbaufertige Konstruktionselemente mit metallischen Befestigungsstellen: Gummikomponente verbunden durch **vulkanisieren** oder **kleben**
- Gefügte Gummifedern: mechanisch eingepresst zwischen **Hülsen**



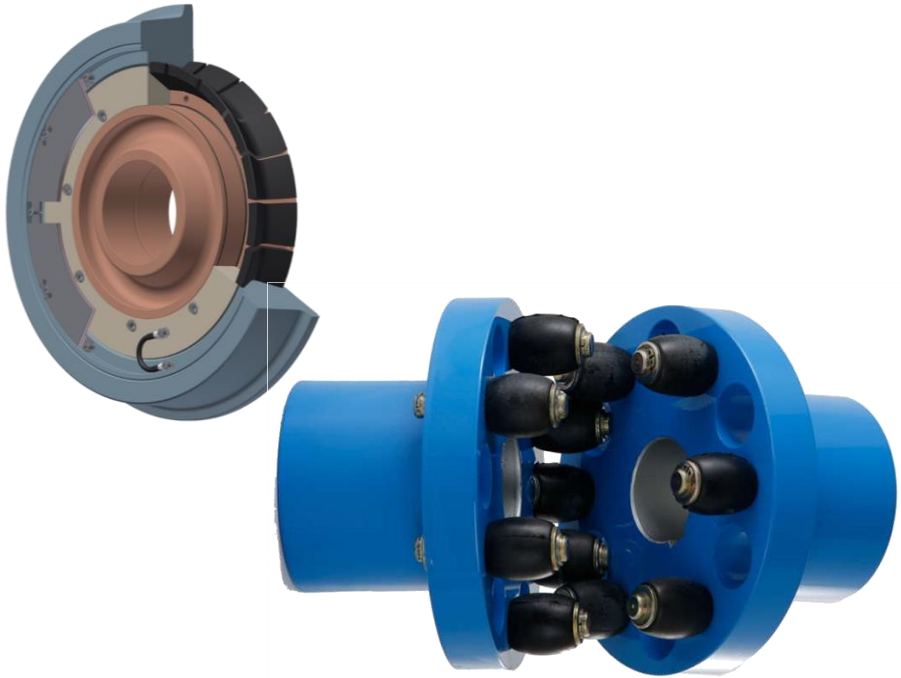
- Einsatz nur bei Temperaturen zwischen -30°C und +80°C
- Verminderung der Lebensdauer durch Feuchtigkeit, Licht, Öl und Benzin

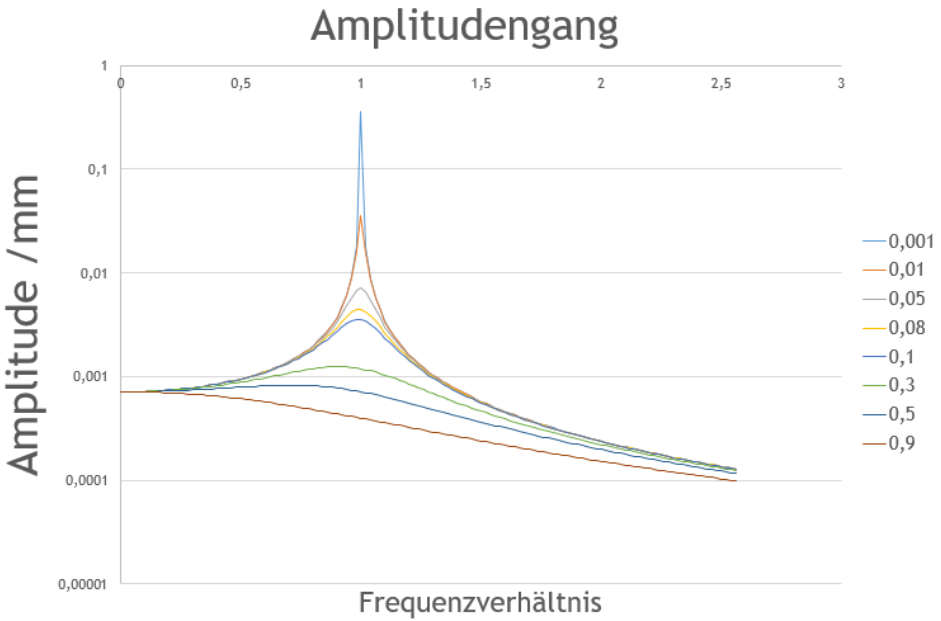
Quellen:
Ganter-griff.de, motorradmeistermilz.de, elastometall-produkte.de

17.4 Gummifedern

17.4.2 Anwendung

- Gefederte Lagerungen und Führung für Dämpfung von Maschinen und Maschinenteilen



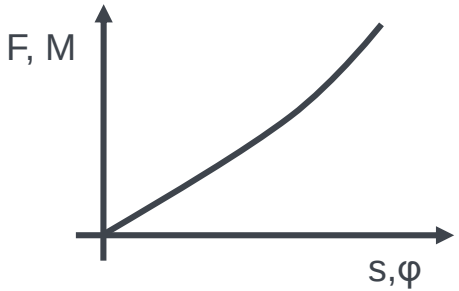


Quellen:
Bochumer-verein.de, reich-kupplungen.com

17.5 Gasfedern

17.5.1 Eigenschaften

- Elastisches Verhalten durch **Kompressibilität** eines Gases **bei Drucksteigerung**
- **Progressive** Kennlinie



- Federrate ist stark **temperaturabhängig**



Quellen:
Albers, A., lamb.de

17.5 Gasfedern

17.5.2 Anwendung

- Relativ einfacher Aufbau: Einsatz für weniger aufwendige und komplexe Systeme möglich

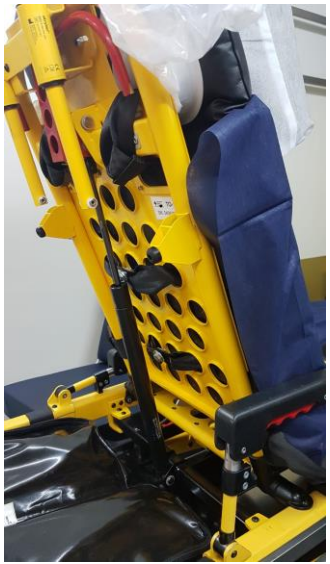
Luftfederung



OP-Drehstuhl

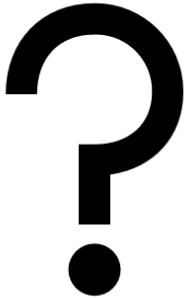


Ambulanzliege



Quellen:
dieseltec.de, hfhealthcare.de, eigene Aufnahme

Kontrollfragen



1. Wie werden Federn nach dem Funktionsprinzip eingeteilt?
2. Wie werden Federn nach der Belastung eingeteilt?
3. Welche Merkmale weisen Federn auf?
4. Wie berechnet man die Federrate R?
5. Erklären Sie die grundlegende Wirkung einer Feder.
6. Welche 3 Arten von Federkennlinien unterscheidet man?
7. Wie sieht die Kennlinie eines Pneumatik-Dämpfers aus? Begründe.

17.6 Literaturverzeichnis

- Albers, A., Deters, L., Feldhusen, J., Leidich, E., & Linke, H.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen, 9. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2016
- Böge, A., & Böge, W.: Handbuch Maschinenbau. Grundlagen und Anwendungen der Maschinenbau-Technik, 22. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2015
- Meissner, M., Schorcht, H. J., & Kletzin, U.: Metallfedern: Grundlagen, Werkstoffe, Berechnung, Gestaltung und Rechnereinsatz, 3. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2014
- Steinhilper, R., & Rieg, F. (Eds.): Handbuch Konstruktion, Carl Hanser Verlag GmbH Co KG, 2012
- Wittel, H., Muhs D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 23. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2017

Universität Stuttgart

Konstruktion in der Medizingeräte-technik 2

SoSe 2020

18. Dichtungen

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

Prof. Dr.
Peter P. Pott
und Mitarbeiter

18. Dichtungen

Inhalt

18.1 Allgemeines
- 18.1.1 Definition
- 18.1.2 Dichtungsauswahl
- 18.1.3 Einteilung
- 18.1.4 Einsatzmöglichkeiten

18.2 Statische Dichtungen
- 18.2.1 Lösbare Dichtungen
- 18.2.2 Unlösbare Dichtungen

18.3 Dynamische Dichtungen
- 18.3.1 Berührungsdichtungen
- 18.3.2 Berührungslose Dichtungen

18.4 Literaturverzeichnis

18.1 Allgemeines

18.1.1 Definition

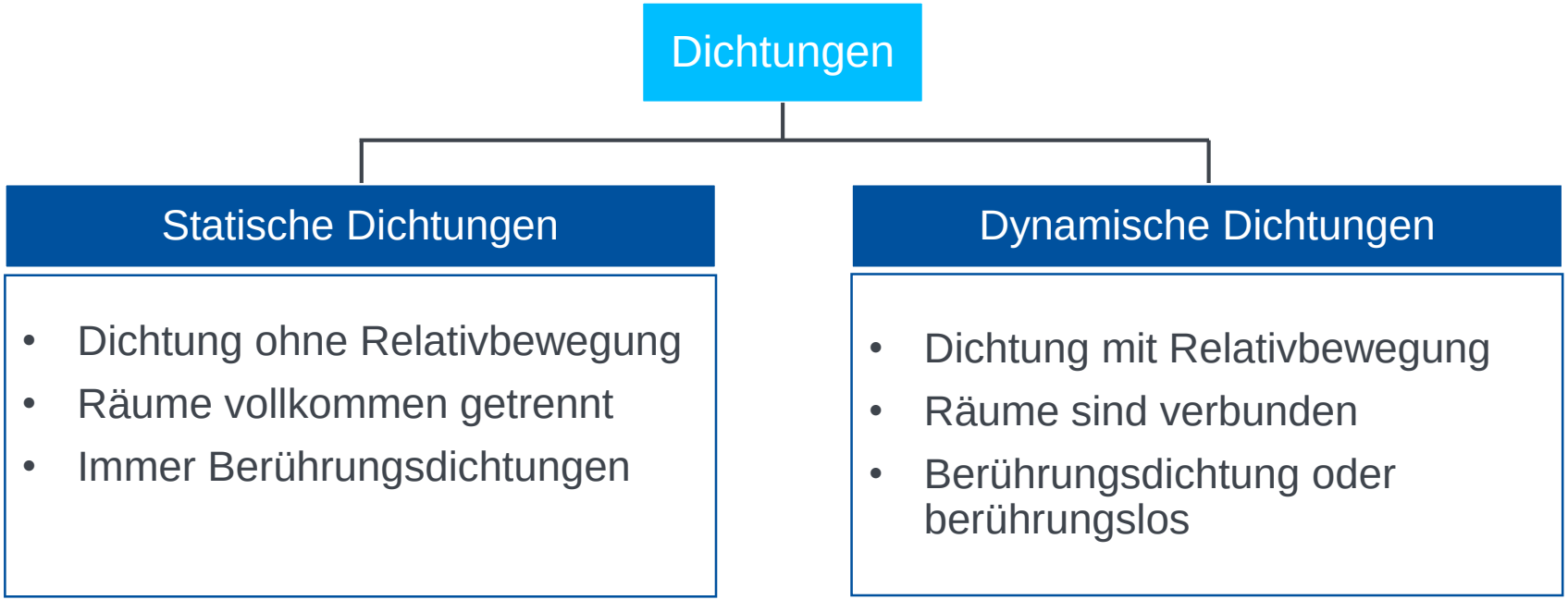
- Dichtungen **verhindern oder begrenzen Stoffaustausch** (fest, flüssig oder gasförmig) zwischen zwei Räumen

- Aufgaben:
  1) Verhindern des Verlusts an Betriebsstoffen
  2) Vermeidung des Eindringens von Fremdkörpern und Schmutz
  3) Trennung verschiedener Betriebsstoffe
  4) Trennung unterschiedlicher Mediumszustände

- Unterschieden werden **statische Dichtungen** und **dynamische Dichtung**

18.1 Allgemeines

18.1.1 Definition



- Dichtung ohne Relativbewegung
- Räume vollkommen getrennt
- Immer Berührungsdichtungen

- Dichtung mit Relativbewegung
- Räume sind verbunden
- Berührungsdichtung oder berührungslos

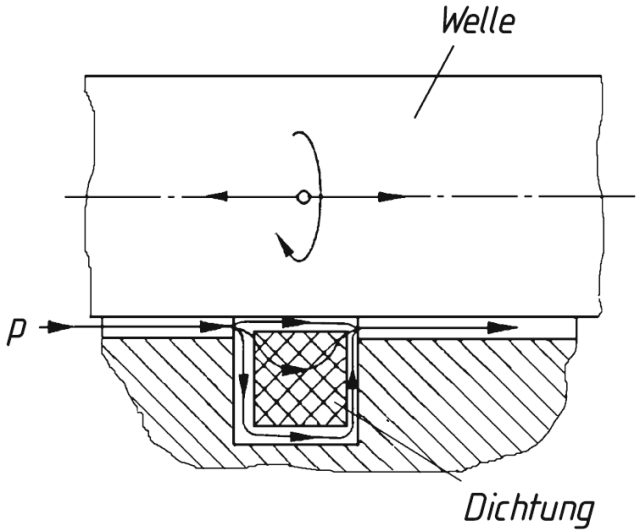
18.1 Allgemeines

18.1.1 Definition

- Geforderte Dichtheit:

1) „Technische Dichtheit“
   - für **ruhende Bauteile** verlustlose Dichtheit für flüssige und gasförmige Medien, außer Diffusionsverluste
   - bei **bewegten Bauteilen** auch geringe Leckverlust

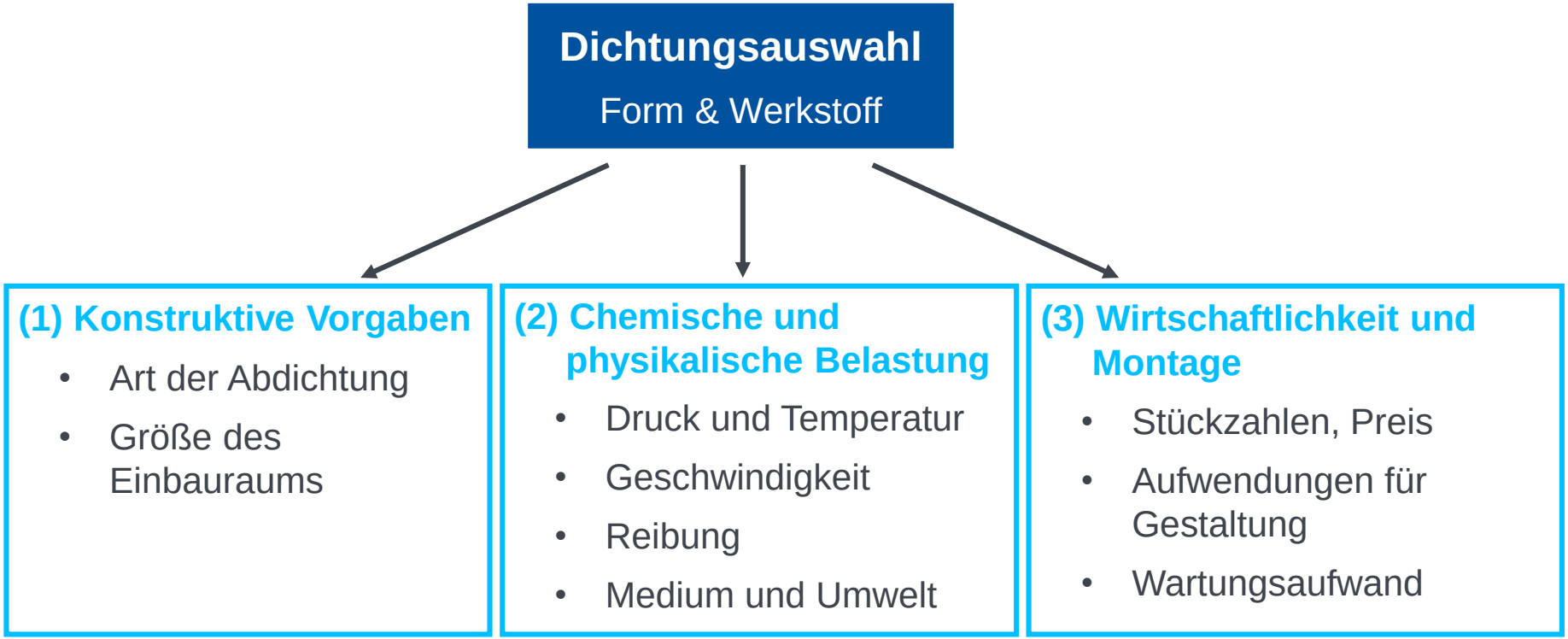
2) „Hermetische Dichtheit“
   - jeglicher Stofffluss unterbunden

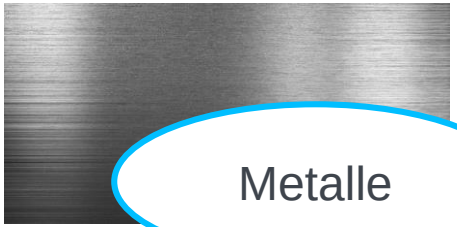


Quelle: Matek

18.1 Allgemeines

18.1.2 Dichtungsauswahl





Metalle



Gewebe



Gummi

Dichtungswerkstoffe
Material

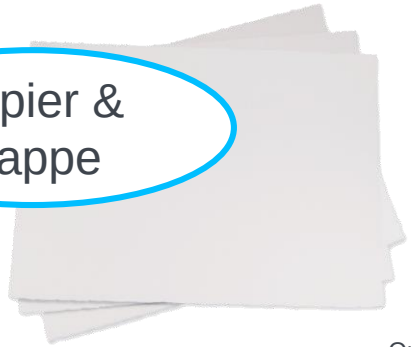
Kunststoff



Filz



Papier & Pappe



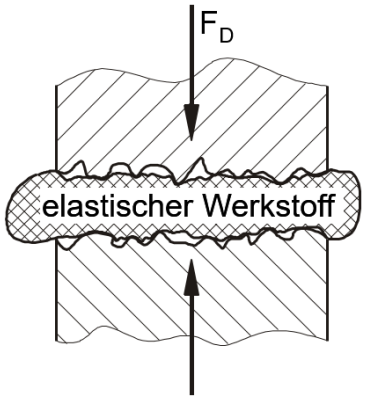
Quellen:
Keywordsuggest.org, stoff4you.de, technirup.de
Industrie.airliquide.de, Matches21.de, gerstaecker.ch

18.1 Allgemeines

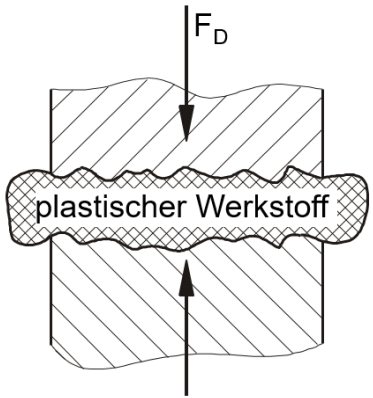
18.1.2 Dichtungsauswahl

Dichtungswerkstoffe

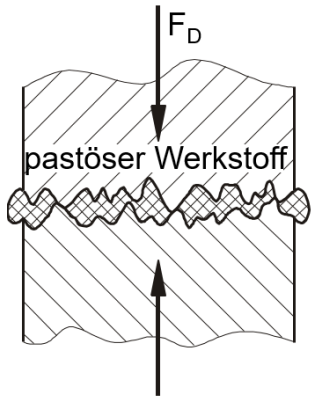
Art



- Lösbare Dichtungen
- Schlechte Anschmiegung
- Oberflächenbeschädigung möglich



- Gute Anschmiegung
- Absolute Dichtheit
- Nur bedingt wieder verwendbar



- Nur Hohlvolumen ausgefüllt
- Rauheitsspitzen liegen aufeinander
- Für drucklose Abdichtungen

18.1 Allgemeines

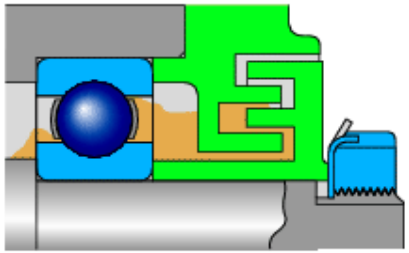
18.1.3 Einteilung



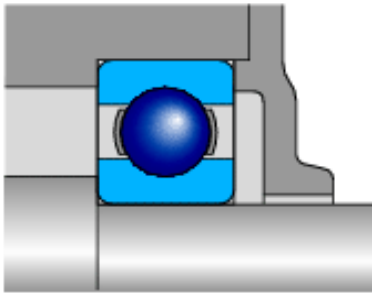
Flachdichtung



O-Ring



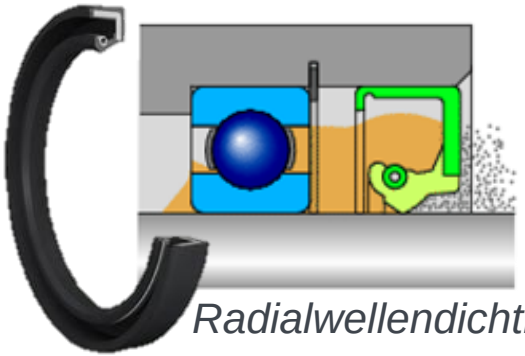
Labyrinthdichtung



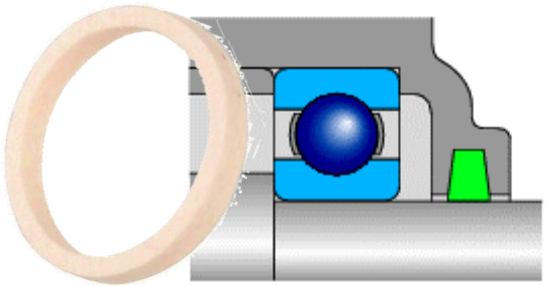
Spaltdichtung



Schweiß- und Lötverbindung



Radialwellendichtring

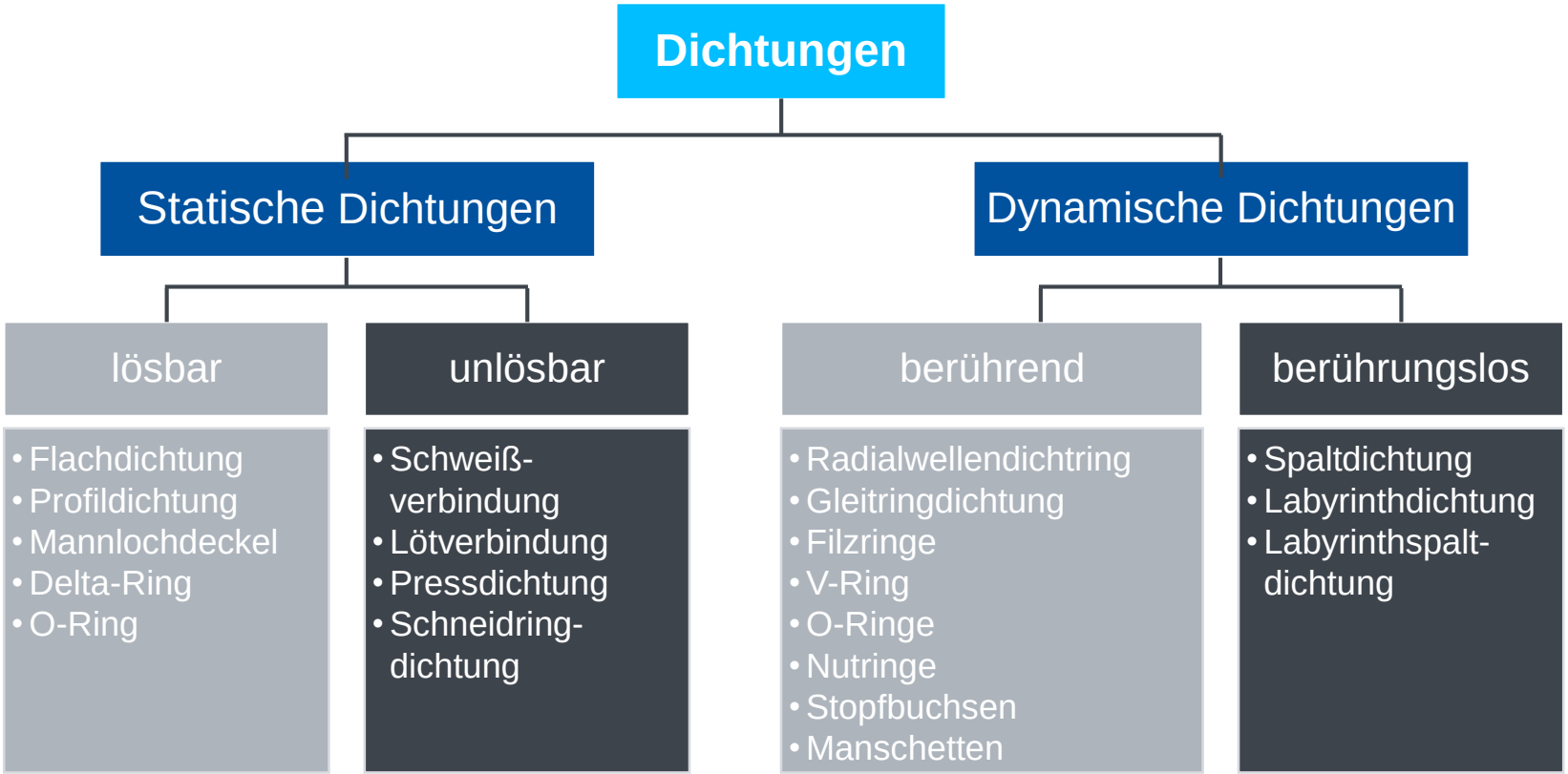


Filzring

Quellen:
der-schlauchfritze.de, mohlpage.de, shop.campbellsupplyco.com, iframe.murrplastik.de, link.springer.com, Wigtec.de, praxistipps.focus.de, tss.trelleborg.com, ludwigmeister.de, link.springer-com, juraprofi.de

18.1 Allgemeines

18.1.3 Einteilung



18.1 Allgemeines

18.1.4 Einsatzmöglichkeiten







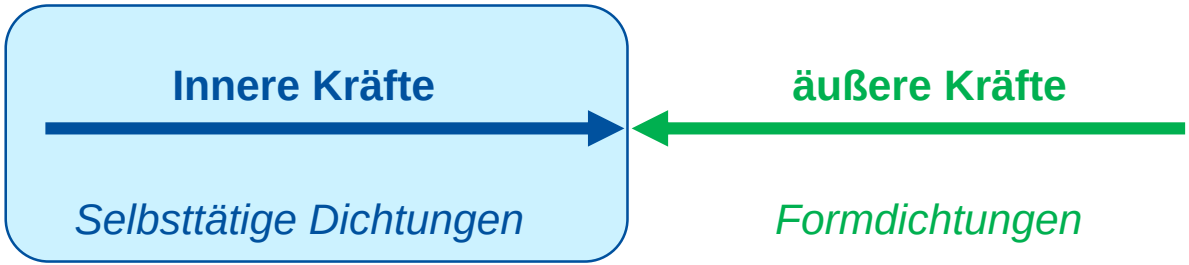


Quellen:
Doccheckshop.de, kosmetikexpertin.de, de.made-in-china.de, arthrex.com

18.2 Statische Dichtungen

18.2.1 Lösbare Dichtungen

- Einteilung hinsichtlich Dichtungskraft:
  1) Dichtpressung durch äußerer Kräfte: **Formdichtungen**
  2) Dichtpressung durch innere Kräfte (Betriebsdruck): **selbsttätige Dichtungen**



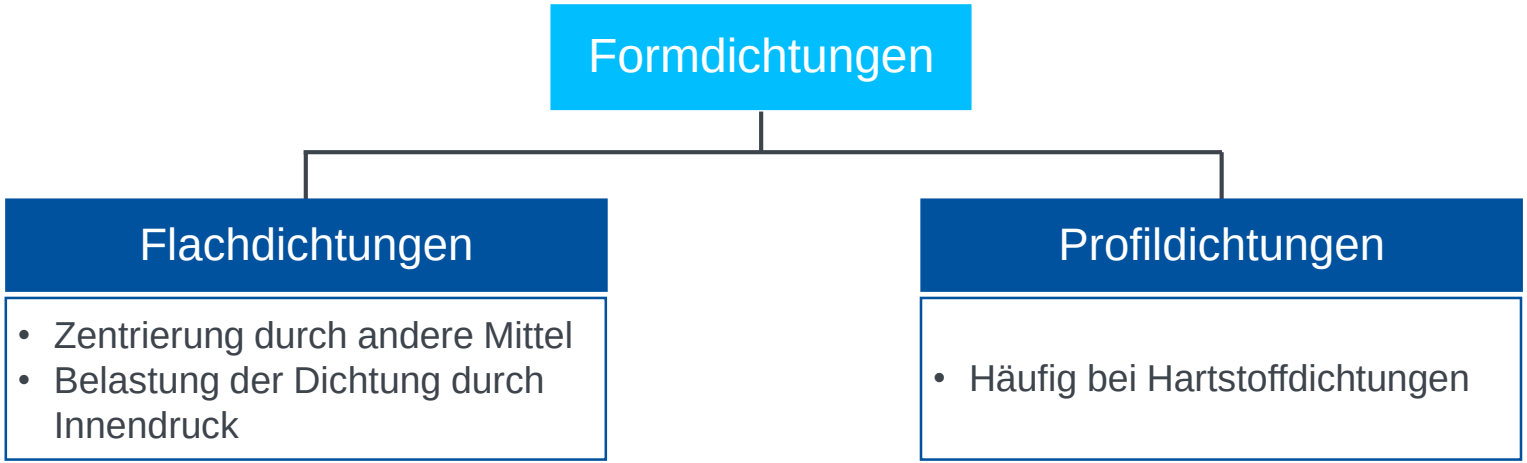
- Dichtung auch **ohne Dichtelement** möglich:
  - Hohe Oberflächenqualität und hohe Anpresskräfte notwendig
  - Plastische Anpassung der Oberflächen
  - Für Anwendungen mit geringen Dichtheitsanforderungen

18.2 Statische Dichtungen

18.2.1 Lösbare Dichtungen

Formdichtungen

- *Weichstoffdichtungen* am gebräuchlichsten (Papier, Pappe, Kork, Gummi, Faserstoffe)
- *Hartstoffdichtungen* für sehr hohen Belastungen (Metall, z.B. Al, Cu)
- Niedriger E-Modul: Gute Dichtwirkung bei niedrigen Anpressdrücken und hoher Bruchdehnung

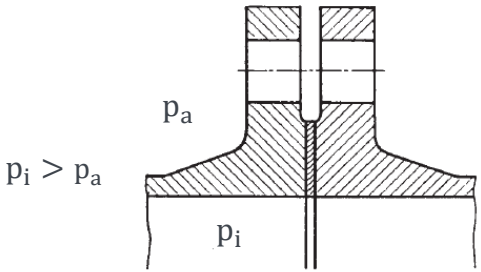
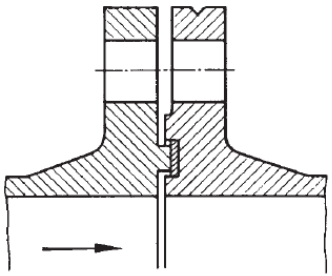
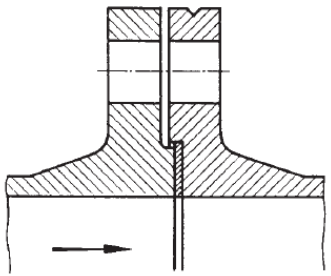


18.2 Statische Dichtungen

18.2.1 Lösbare Dichtungen

Formdichtungen

- Genormte Flachdichtungen:

a) Mit glatter Arbeitsleisten	b) Mit Nut und Feder	c) Mit Vor- und Rücksprung
		
• Bevorzugt, auch für höhere Drücke • Möglichst geringe Dicke	• Keine Gefahr des Herausdrückens	• Keine Gefahr des Herausdrückens

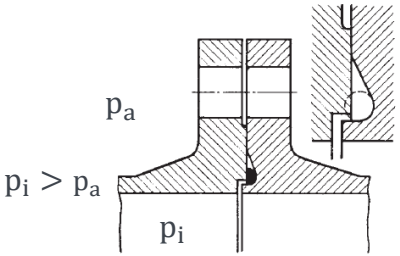
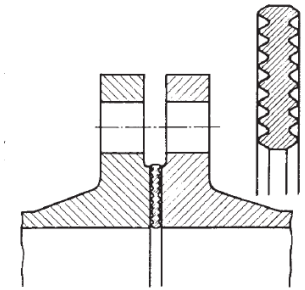
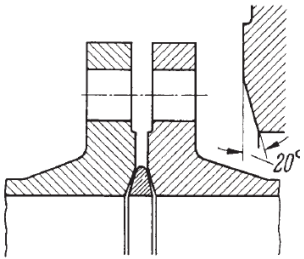
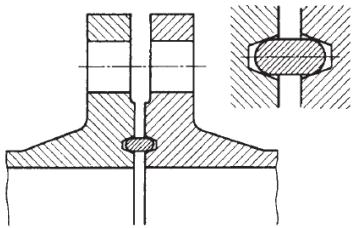
Quelle: Haberhauer, H.

18.2 Statische Dichtungen

18.2.1 Lösbare Dichtungen

Formdichtungen

- Genormte Profildichtungen:

a) Mit Eindrehung (O-Ring)	b) Mit glatter Arbeitsleiste (Kammprofilierte Dichtung)	c) Mit Eindrehung und Linsendichtung	d) Mit Eindrehung und Ring-Joint-Dichtung
			
• Rechteckige- oder V-förmige Nuten	• Örtlich erhöhte Pressungen • Dichtkämme passen sich Unebenheiten an	• Kugelige Oberfläche • Kegelige Eindrehungen der Flansche	• Zweiflankige Berührung • Trapezförmige Nuten

Quelle: Haberhauer, H.

18.2 Statische Dichtungen

18.2.1 Lösbare Dichtungen

Formdichtungen

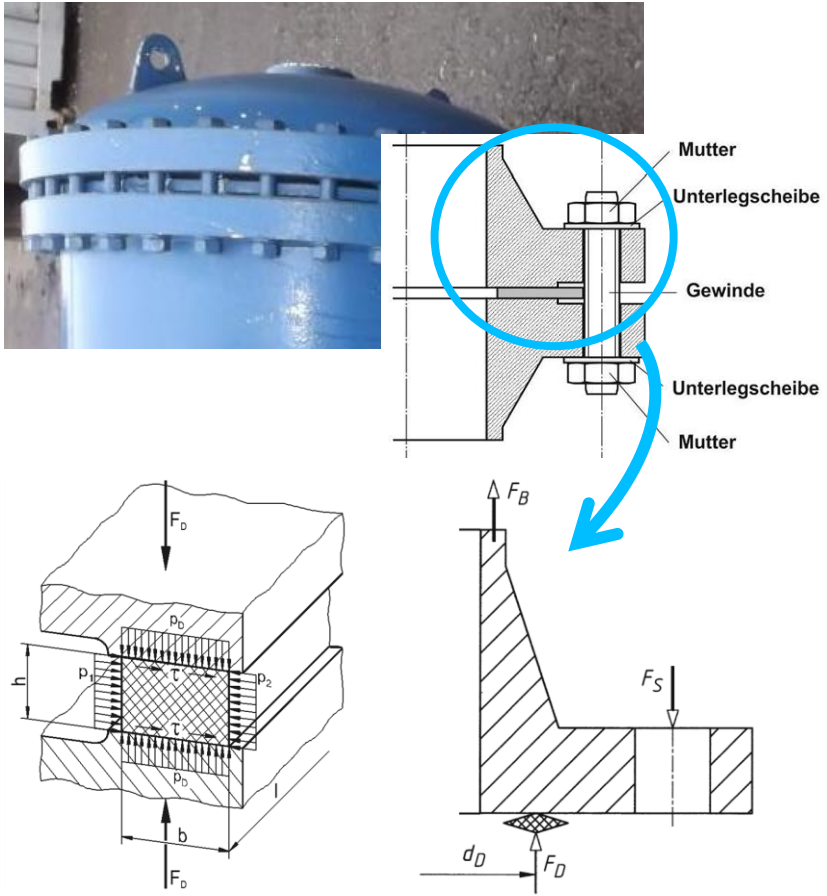
- Allgemeiner Berechnungsansatz für notwendige Dichtwirkung:

$$p_D > \Delta p = p_2 - p_1$$

p_1: *Innendruck*
p_2: *Außendruck*
p_D: *Flächenpressung an den Dichtflächen*
F_D: *erforderliche Dichtkraft*

- Weitere wirkende Kräfte am Flansch:

F_B: *Entlastungskraft*
F_S: *Schraubenkraft*



Quellen:
Tipp-international.de, Krv.de, Haberhauer, H., Matek

18.2 Statische Dichtungen

18.2.1 Lösbare Dichtungen

Formdichtungen

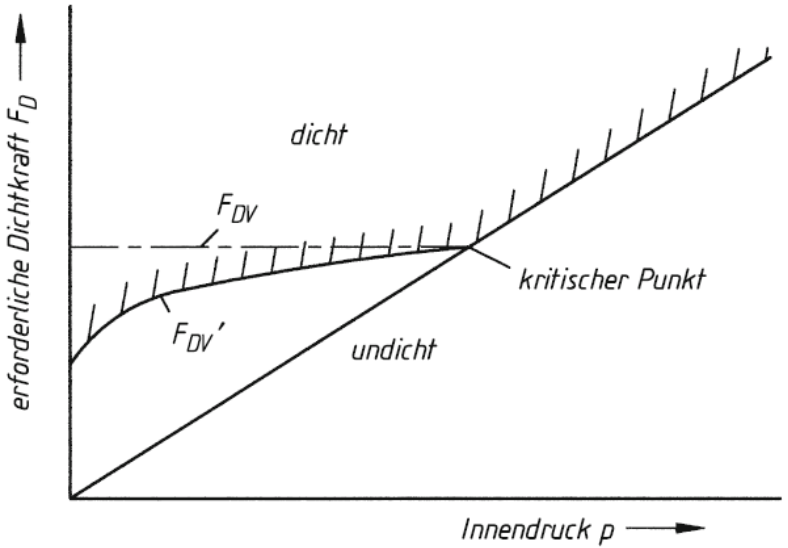
- Dichtverhalten:
  - Volle Wirksamkeit erst bei genügend hoher Vorverformungskraft F_{DV}‘
  - Unterhalb des kritischen Punkts kann vereinfacht F_{DV} verwendet werden:

$$F_{DV} = \pi \cdot \mathrm{d_D} \cdot k_0 \cdot K_D$$

d_D: *mittlerer Durchmesser der Dichtung*

k_0: *Dichtungskennwert (aus Tabelle)*

K_D: *Werkstoffkennwert (aus Tabelle)*



Quelle: Matek

18.2 Statische Dichtungen

18.2.1 Lösbare Dichtungen

Formdichtungen

- Mindestschraubenkraft im Betriebszustand:

$$F_{SB} = F_B + F_{DB}$$

  - Betriebskraft:

$$F_B = p_1 \cdot \pi \cdot \frac{d_D^2}{4}$$

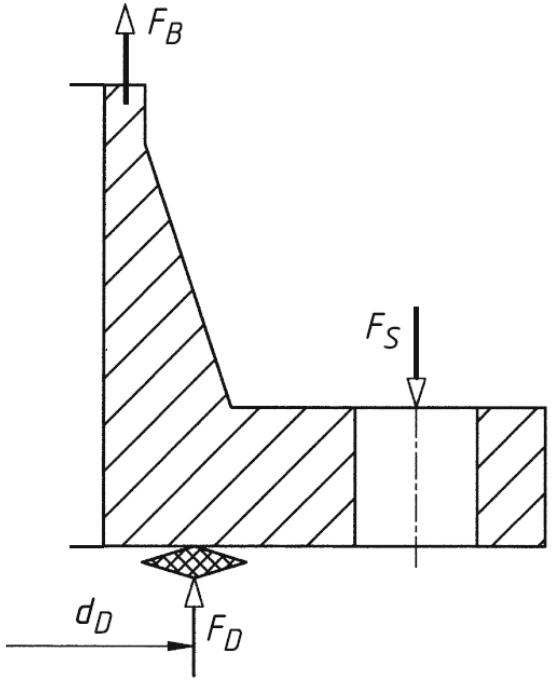
  - Dichtungskraft im Betrieb:

$$F_{DB} = p_1 \cdot \pi \cdot \mathrm{d_D} \cdot k_1 \cdot S_D$$

k_1: *Dichtungskennwert (aus Tabelle)*

S_D: *Dichtungssicherheitsbeiwert*

- *Für Weichdichtungen:* $S_D = 1{,}5$
- *Für Metalldichtungen:* $S_D = 1{,}3$



Quelle: Matek

18.2 Statische Dichtungen

18.2.1 Lösbare Dichtungen

Selbsttätige Dichtungen

- Geringe äußere Kräfte zur Montage, Dichtungskraft durch Betriebsdruck
- Dichtungskraft und Dichtwirkung steigen mit Betriebsdruck

a) Mannlockdeckel

b) Delta-Ring für Hochdruck-Deckelverschlüsse

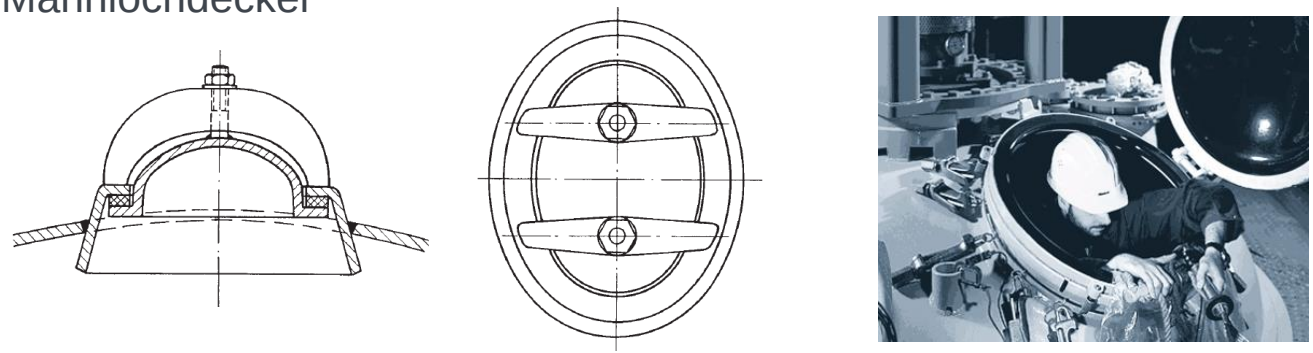
c) Rundgummidichtungen (O-Ringe)

18.2 Statische Dichtungen

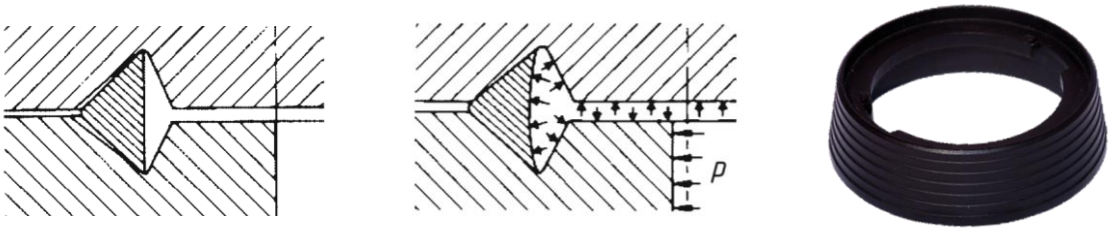
18.2.1 Lösbare Dichtungen

Selbsttätige Dichtungen

a) Mannlochdeckel



b) Delta-Ring für Hochdruck-Deckelverschlüsse



Quellen:
Haberhauer, H., wikipedia.org, Matek, ram-shop24.de

18.2 Statische Dichtungen

18.2.1 Lösbare Dichtungen

Selbsttätige Dichtungen

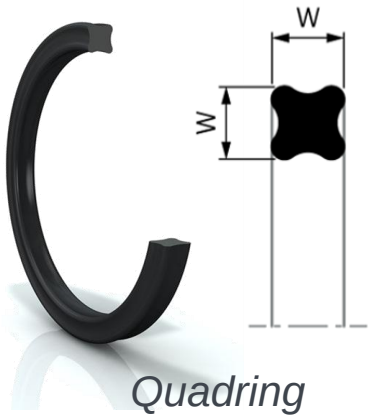
c) Rundgummidichtungen (O-Ringe)

- Am vielseitigsten eingesetzte statische Dichtungen (Norm: DIN ISO 3601)
- Elastomere: starke Verformung unter Druck
- Sichern gegen Herausquetschen





O-Ring



Quadring

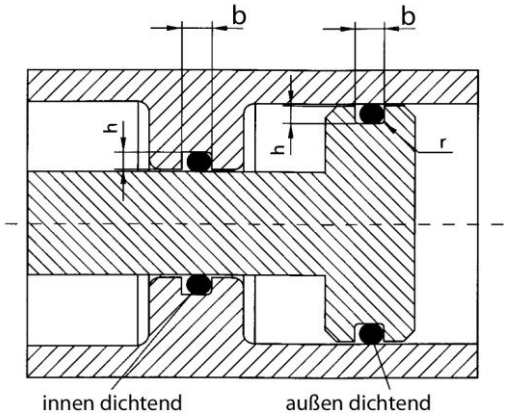
Quellen:
sdk-kunststoff.de, seals-shop.de

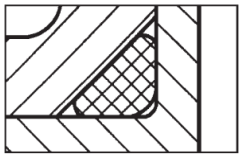
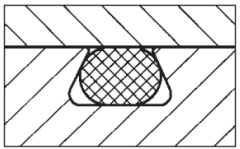
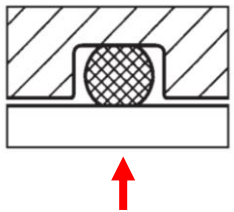
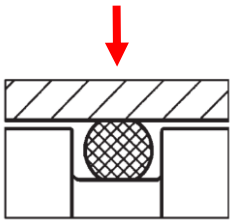
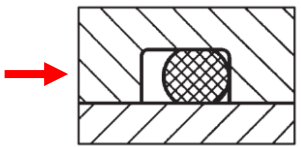
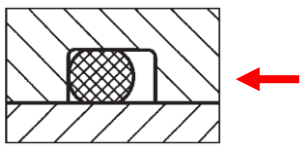
18.2 Statische Dichtungen

18.2.1 Lösbare Dichtungen

Selbsttätige Dichtungen

C) Rundgummidichtungen (O-Ringe):



Dreiecknut	Trapeznut	Rechtecknut			
nicht empfehlens-wert	*Zum Festhalten des O-Rings*	Radialer Einbau		Axialer Einbau	
		Innendichtend	Außendichtend	Druck von Innen	Druck von außen
					

Rechtecknuten: Nutquerschnitt = 1,25 · Ringquerschnitt

Quellen:
westring-dichtungstechnik.de, de.dichtomatik.com

18.2 Statische Dichtungen

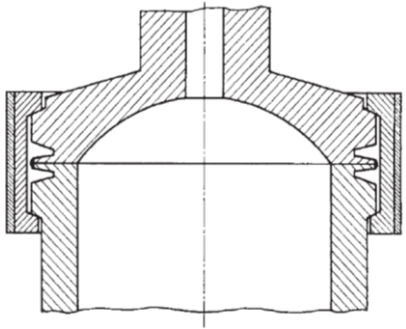
18.2.2 Unlösbare Dichtungen

- **Völlig hermetische Dichtheit** erreichbar
- Häufig Einsatz bei unter **Druck** stehenden Bauteilen
- Beispiele:
  - Schweißung
  - Lötung
  - Pressdichtungen
  - Schneidringdichtungen

- **Bedingt lösbare** Dichtungen:
  - Schweißnähte als reine Dichtschweißung
  - Kräfte werden von andere Elemente aufgenommen (Schrauben, Klammern, …)



Zylinderkopfdichtung



Klammerverschluss

Quellen:
Turbozentrum.de, , Habehauer, H.

https://imt.participoll.com/

Live-Voting

Aus der Reihe „Worte die wir am IMT richtig benutzen wollen…“

In wissenschaftlichen Texten bedeutet si·g·ni·fi·kant …

A … dass zwischen zwei Werten ein deutlicher Unterschied zu erkennen ist.

B … dass ein Wert eine Wichtigkeit von mehr als 99 % hat.

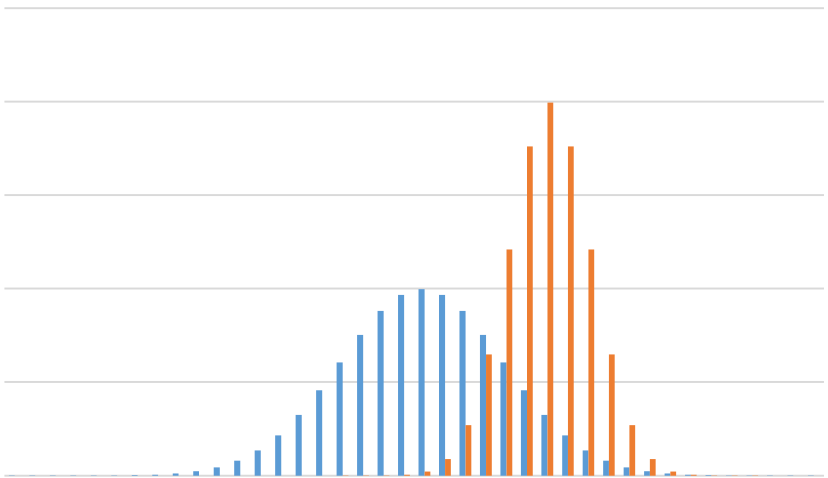
C … dass der Unterschied zwischen zwei Werten so groß ist, dass er mit einer Wahrscheinlichkeit von mehr als 95 % nicht zufällig ist.

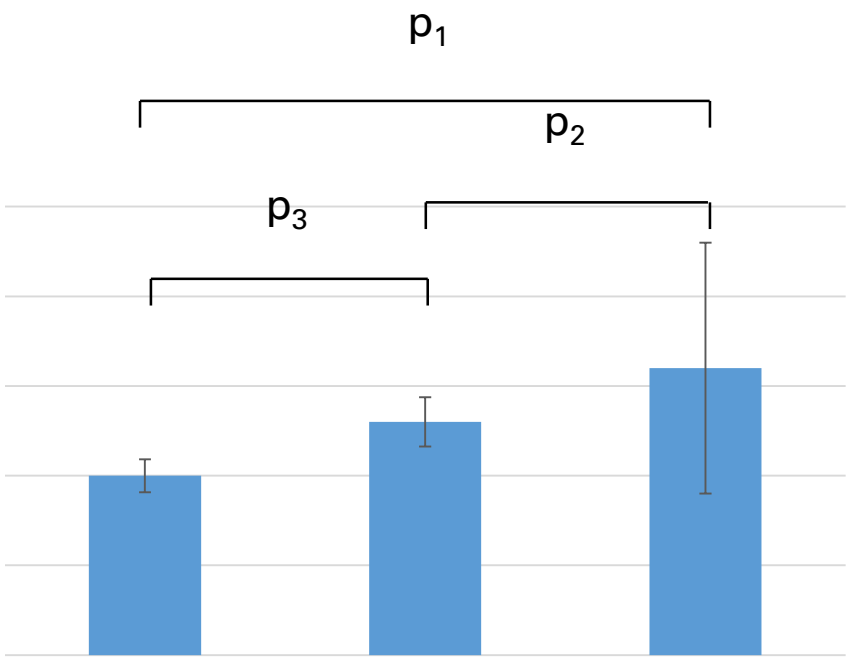
D ... dass eine Wertereihe eine geringe Streuung hat.



Live-Voting

si·g·ni·fi·kant

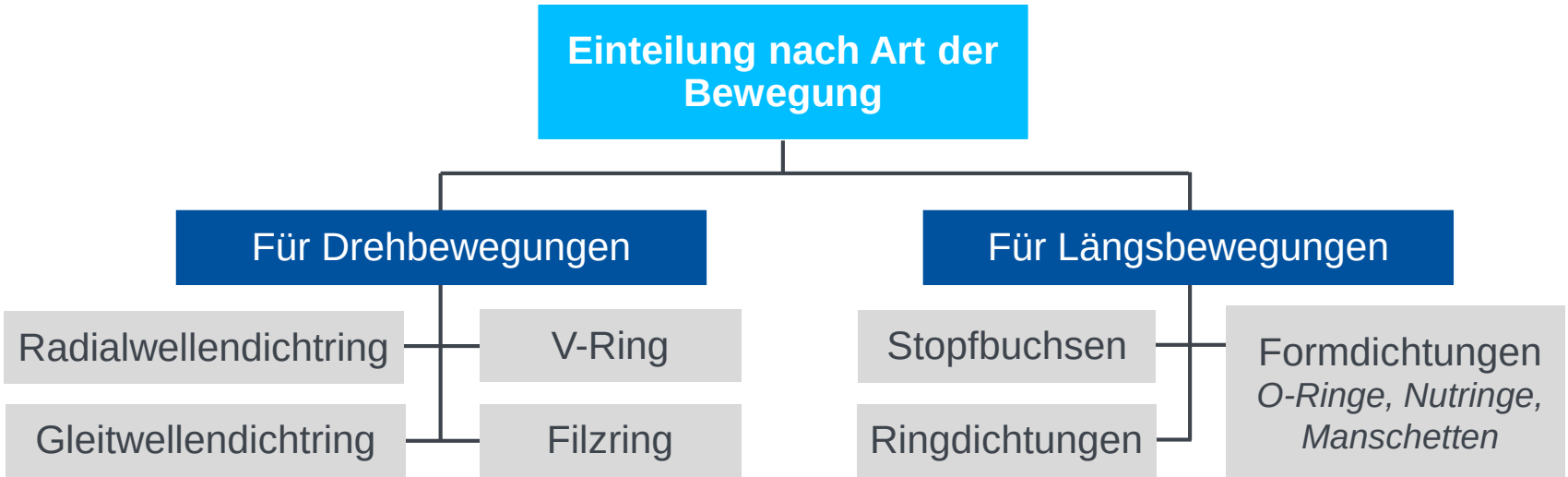




18.3 Dynamische Dichtungen

18.3.1 Berührungsdichtungen

- Bewegte Dichtflächen: Reibung, Verschleiß und Erwärmung
- Hermetische Abdichtung nicht möglich



18.3 Dynamische Dichtungen

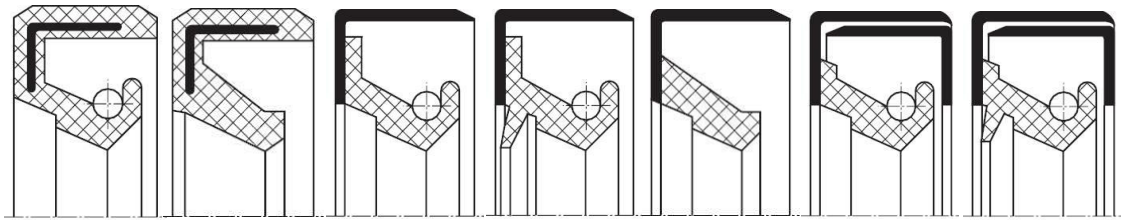
18.3.1 Berührungsdichtungen

Radialwellendichtring

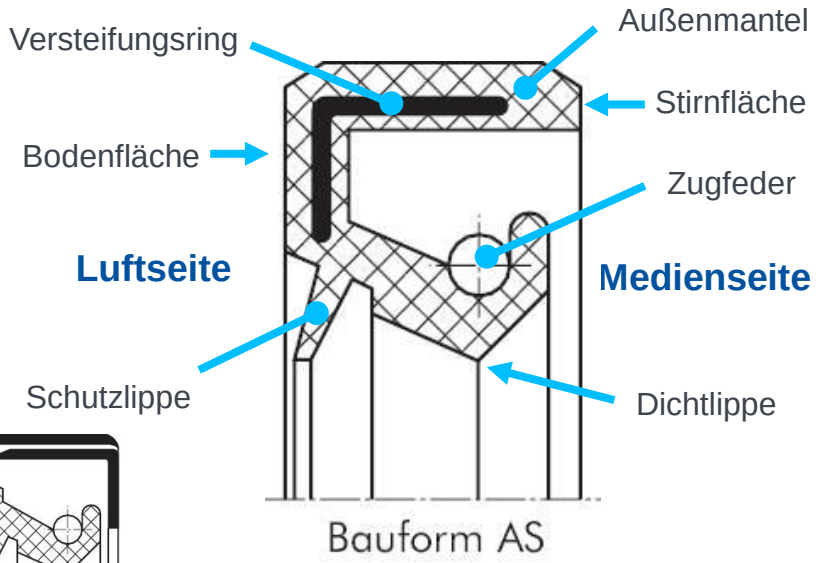
- Am häufigsten eingesetzte Dichtungen bei fett- und ölgeschmierte Wälzlager
- Hohe Dichtwirkung und Lebensdauer

- Abdichtung gegen Gehäuse: Versteifungsring
- Abdichtung gegen Welle: Dichtlippe

- Verschiedene Bauformen:







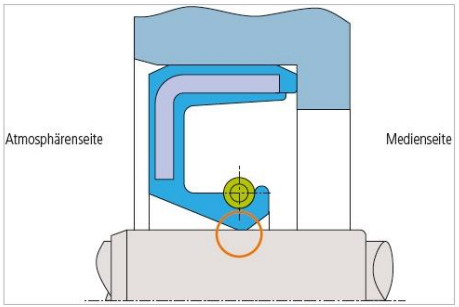
Quelle: papadopoulos-sa.com, Landefeld.de.

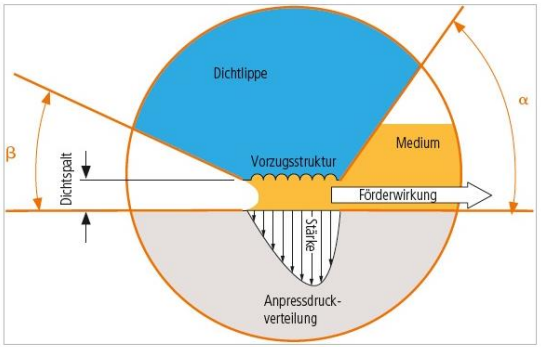
18.3 Dynamische Dichtungen

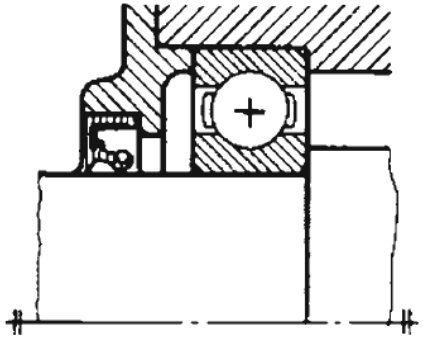
18.3.1 Berührungsdichtungen

Radialwellendichtring

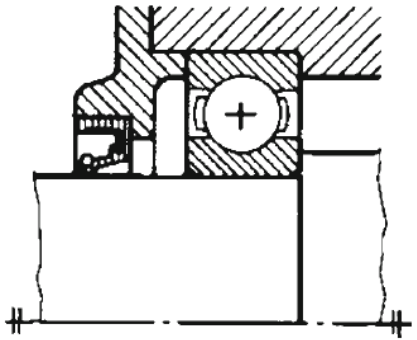
- Dichtlippe soll zum abzudichtenden Medium zeigen







Einbau gegen Schmiermittelaustritt



Einbau gegen (vorzugsweise) Spritzwasser

Quellen:
Ludwigmeister.de, Matek

18.3 Dynamische Dichtungen

18.3.1 Berührungsdichtungen

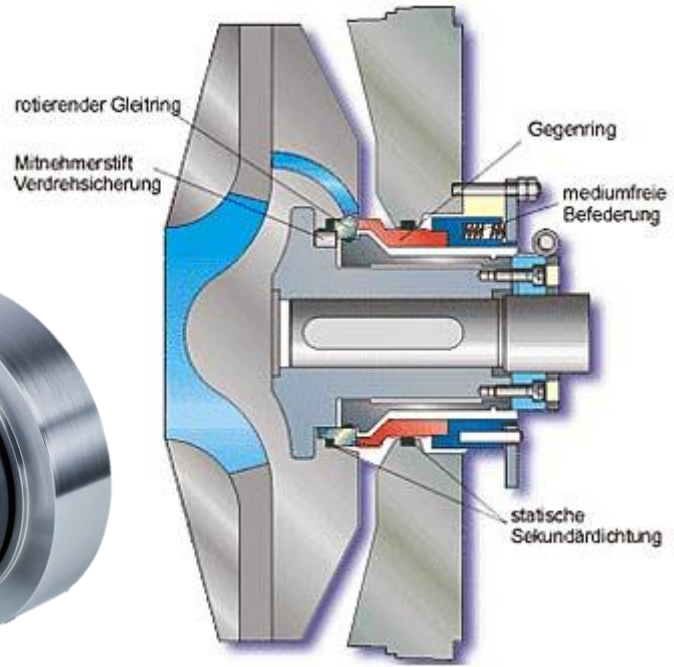
Gleitringdichtungen

- Vorwiegend für Flüssigkeiten (auch Gase möglich),
- Einsatz bei hohen Temperaturen möglich (bis 200°C)
- Stahl oder andere harte, verschleißfeste Werkstoffe

+ Geringe Leckverluste
+ keine Wartung

- große Baulängen
- komplizierter und teurer Aufbau
- plötzlicher Schadensfall





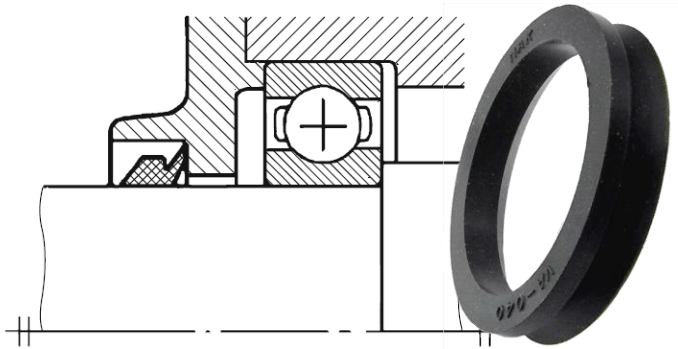
Quellen:
depac.de, duechting-pumpen.com

18.3 Dynamische Dichtungen

18.3.1 Berührungsdichtungen

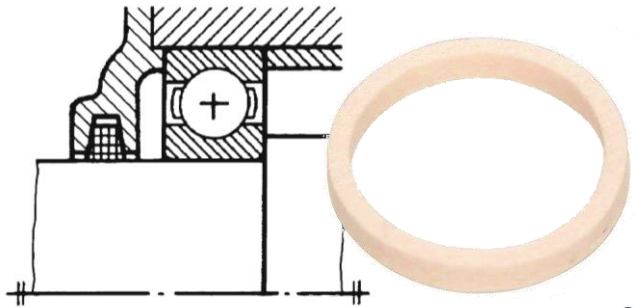
V-Ring

- Gummidichtung
- Dichtet axial
- Dichtlippe drückt gegen Gehäusefläche
- Bauform mit Metallgehäuse (Gamma-Ring)



Filzring

- Quadratischer Weichpackungsring
- Konisch auszuführende Nut mit 7° Seitenwinkel
- Wärmeausdehnung am Ringgrund möglich
- Gute Anpassung bei Unrundheit und Schiefstellung



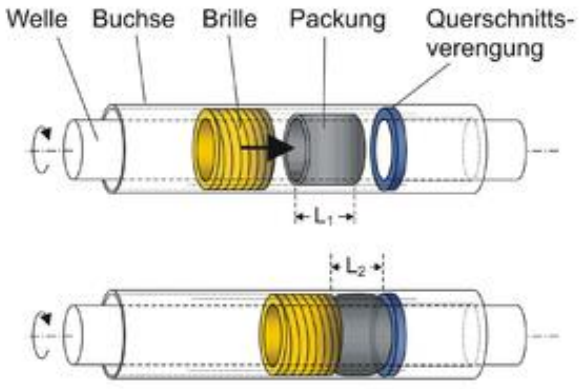
Quellen:
Matek, gap-kugellager.de, juraprofi.de

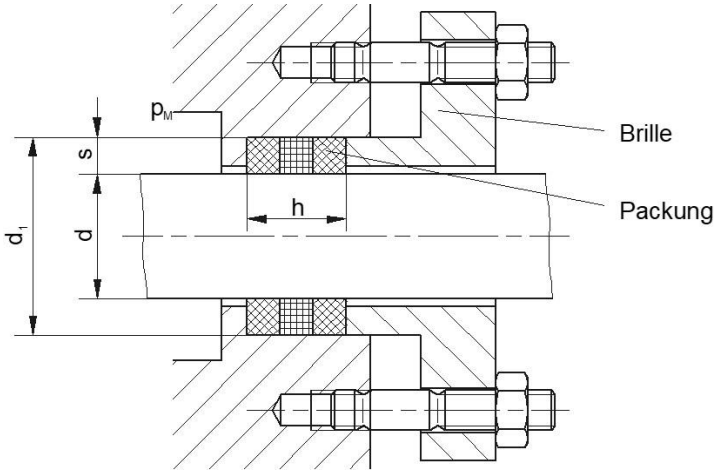
18.3 Dynamische Dichtungen

18.3.1 Berührungsdichtungen

Stopfbuchsen

- Weichstoffpackungen oder einzelne elastische Packungsringe
- Vorwiegend quadratischer Querschnitt
- Axiale Verspannung → Packung wird gegen Dichtflächen gepresst







Quellen:
Wikipedia.org, Eagleburgmann.de

18.3 Dynamische Dichtungen

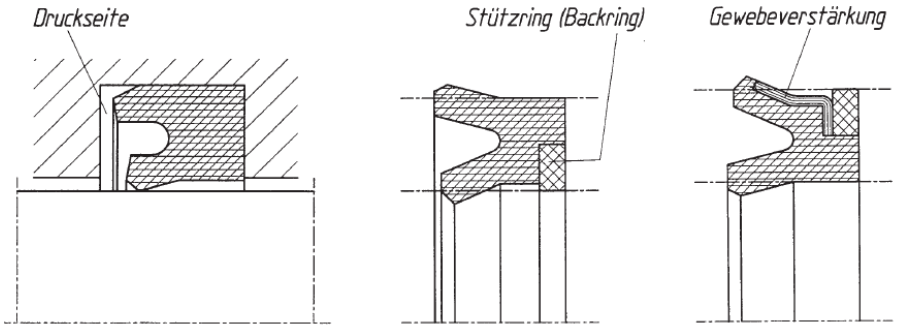
18.3.1 Berührungsdichtungen

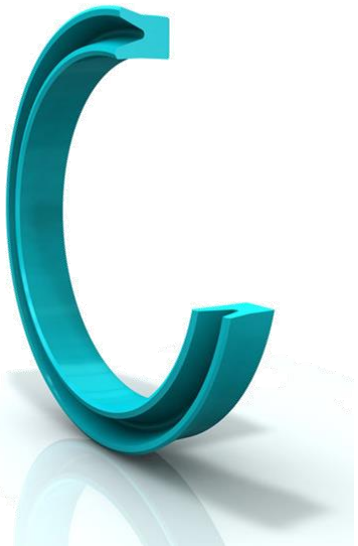
O-Ringe

- Können auch bei dynamischer Belastung eingesetzt werden
- Einfach, platzsparend, gute Dichtwirkung

Nutringe

- Einbau ohne axiale Vorspannung
- Mittlere bis hohe Drücke
- Einsatz von Stützringen und Gewebeverstärkung bei hohen Drücken





Quellen:
Haberhauer, H., Seals-shop.de

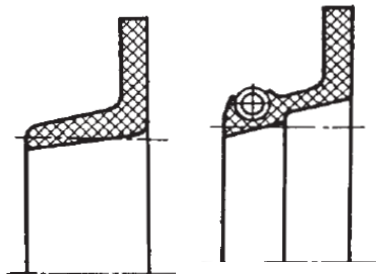
18.3 Dynamische Dichtungen

18.3.1 Berührungsdichtungen

Manschetten

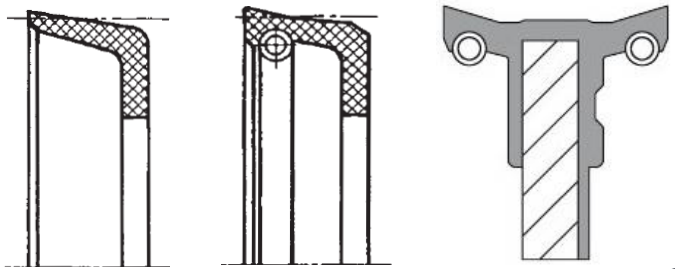
a) Hutmanschetten

- Mit oder ohne Feder
- Einbau mit Stützring möglich
- Bedingt auch für Drehbewegungen geeignet



b) Topfmanschetten

- Mit oder ohne Feder
- Doppeltopfmanschette dichtet nach beiden Seiten
- Bedingt auch für Drehbewegungen geeignet



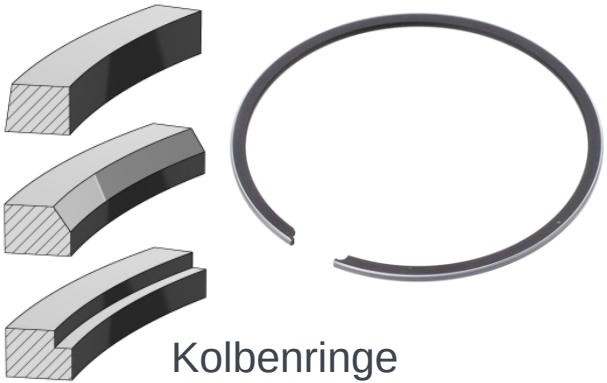
Quellen:
Haberhauer, H., grafe-shop.de

18.3 Dynamische Dichtungen

18.3.1 Berührungsdichtungen

Ringdichtungen

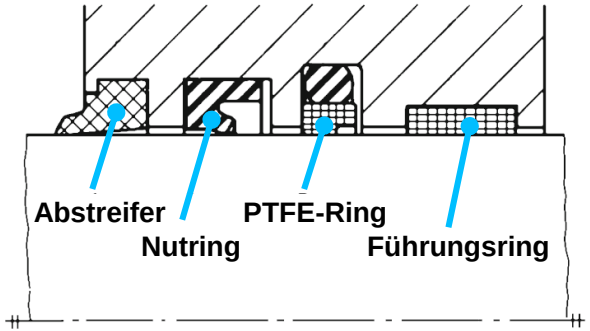
- Formbeständige Gleitelemente mit sehr geringen Reibbeiwerten
- Einsatz bei hohen Gleitgeschwindigkeiten, insbesondere bei zusätzlich hohen Drücken und Temperaturen
- Relativ große Leckverluste → Einsatz von Dichtsystemen



Kolbenringe



PTFE-Ringe



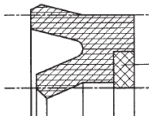
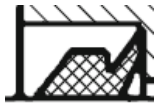
Dichtsystem

Quellen:
Korihandbook.federalmogul.com, ostoase.de, german.alibaba.com, Matek

18.3 Dynamische Dichtungen

18.3.1 Berührungsdichtungen

Vergleich

Bauform		Überdruck [bar]	$V_{längs}$ [m/s]	V_u [m/s]
Manschetten		< 40	< 0,5 .. 1	< 4
Nutringe		> 200	< 0,3	-
Radialwellen-dichtring		0 0,5	< 0,2 <0,1	< 12 … 25 < 2,8
V-Ring		< 1,5 *(mit Stützring)*	*Kleine zulässig*	< 19

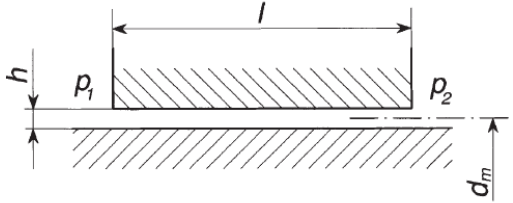
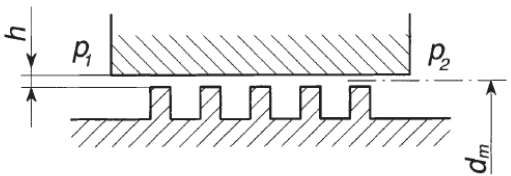
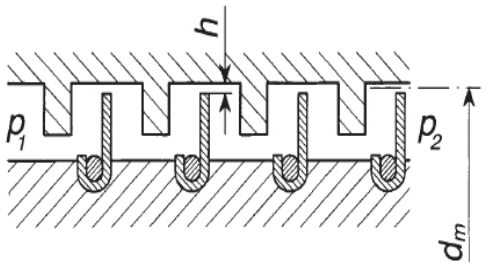
Quelle: Haberhauer, H.

18.3 Dynamische Dichtungen

18.3.2 Berührungslose Dichtungen

- Können nicht hermetisch dicht sein, höhere Leckverluste
- Einsatz bei hohen Relativgeschwindigkeiten, wo Berührungsdichtungen nicht einsetzbar
- Verschleiß- und reibungsfreie Arbeit: Unbegrenzte Lebensdauer

- Wichtigste Bauformen:

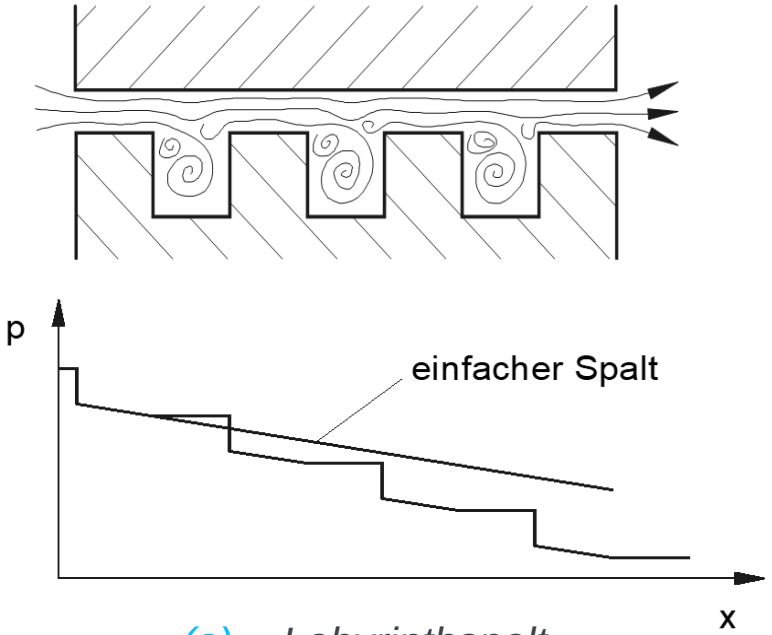
Spalt	Labyrinthspalt	Labyrinth
		

Quelle: Haberhauer, H.

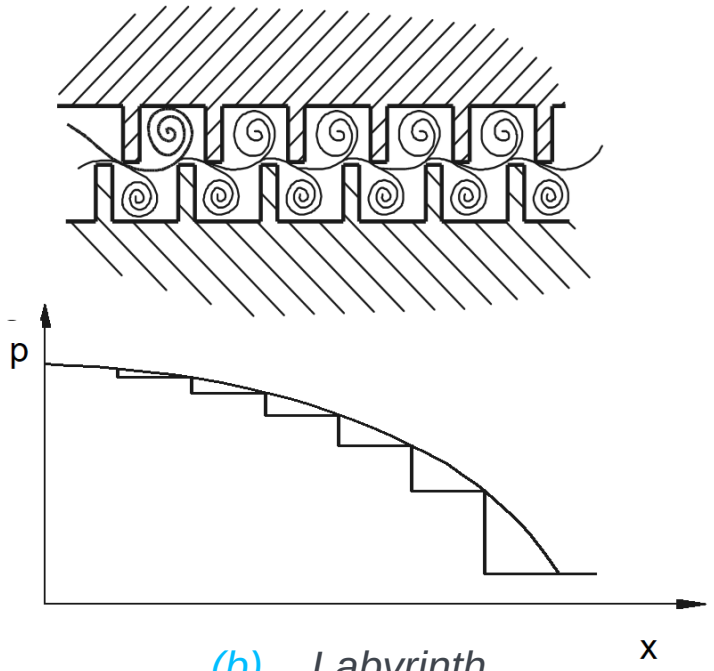
18.3 Dynamische Dichtungen

18.3.2 Berührungslose Dichtungen

- Strömung und Druckabfall:



(a) Labyrinthspalt

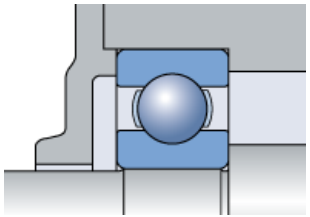


(b) Labyrinth

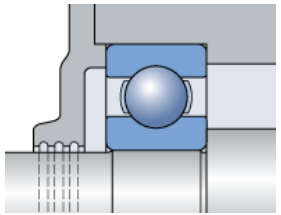
18.3 Dynamische Dichtungen

18.3.2 Berührungslose Dichtungen

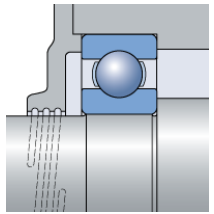
- Ausführungsbeispiele:



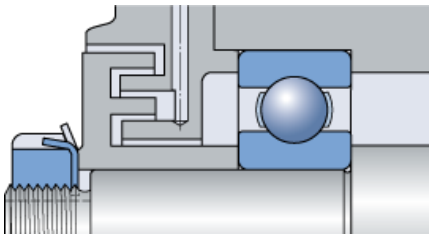
Einfache Spaltdichtung



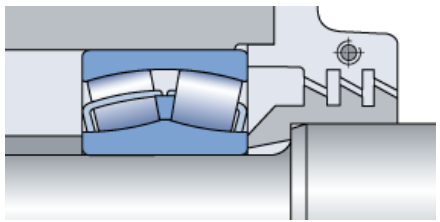
Spaltdichtung mit konzentrischen Nuten



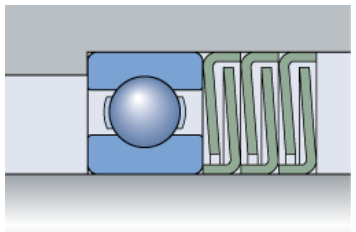
Spaltdichtung mit schraubenförmigen Nuten



Axiale Labyrinthdichtung



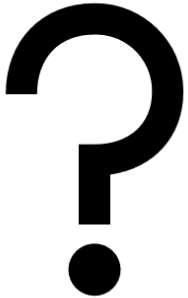
Radiale Labyrinthdichtung



Labyrinth mit Dichtungslamellen

Quelle: skf.com

Kontrollfragen



1. Welche Funktion haben Dichtungen?
2. Erklären Sie den Unterschied zwischen statischer und dynamischer Dichtung.
3. Welche Eigenschaften müssen Dichtwerkstoffe besitzen?
4. Für welche Anwendungen braucht man Radialwellendichtringe?
5. Erklären Sie wie eine Gleitringdichtung aufgebaut ist.
6. Erklären Sie wie eine berührungsfreie Dichtung wirkt.

18.4 Literaturverzeichnis

- Haberhauer, H. & Bodenstein, F.: Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung, 17. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2014
- Wittel, H., Jannasch, D., Voßiek, J.& Spura, C.: Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung, 14. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2018
- Wittel, H., Muhs D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 23. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2017
- „Radial-Wellendichtringe“ - Ludwigmeister.de, https://www.ludwigmeister.de/produkte/radial-wellendichtringe/38985 (Abgerufen am: 22.03.2019)

Universität Stuttgart

Konstruktion in der Medizingeräte-technik 2

SoSe 2020

18. Klebverbindungen

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

Prof. Dr.
Peter P. Pott
und Mitarbeiter

19. Klebverbindungen

Inhalt

19.1 Allgemeines
- 19.1.1 Fügeprozesse
- 19.1.2 Definition
- 19.1.3 Klebstoffe
- 19.1.4 Herstellen der Klebverbindung
- 19.1.5 Einsatzmöglichkeiten

19.2 Gestaltung
- 19.2.1 Beanspruchung von Klebverbindungen
- 19.2.2 Gestaltungsregeln

19.3 Berechnung
- 19.3.1 Zug- und Druckbeanspruchung
- 19.3.2 Schubbeanspruchung
- 19.3.3 Schälbeanspruchung

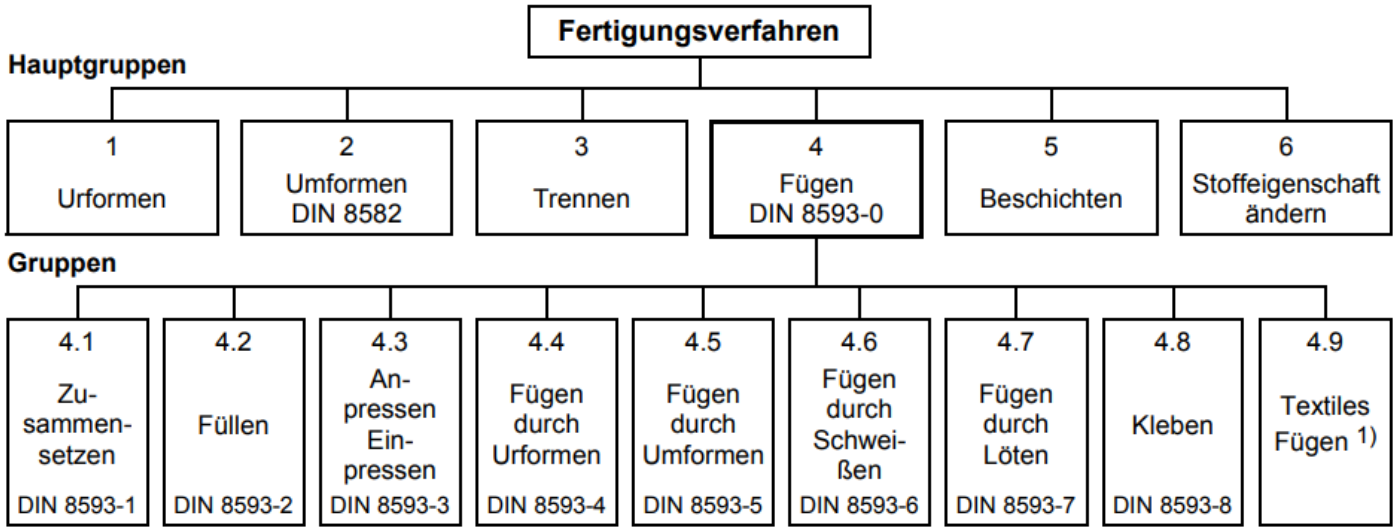
19.4 Vor- und Nachteile

19.5 Literaturverzeichnis

19.1 Allgemeines

19.1.1 Fügeprozesse

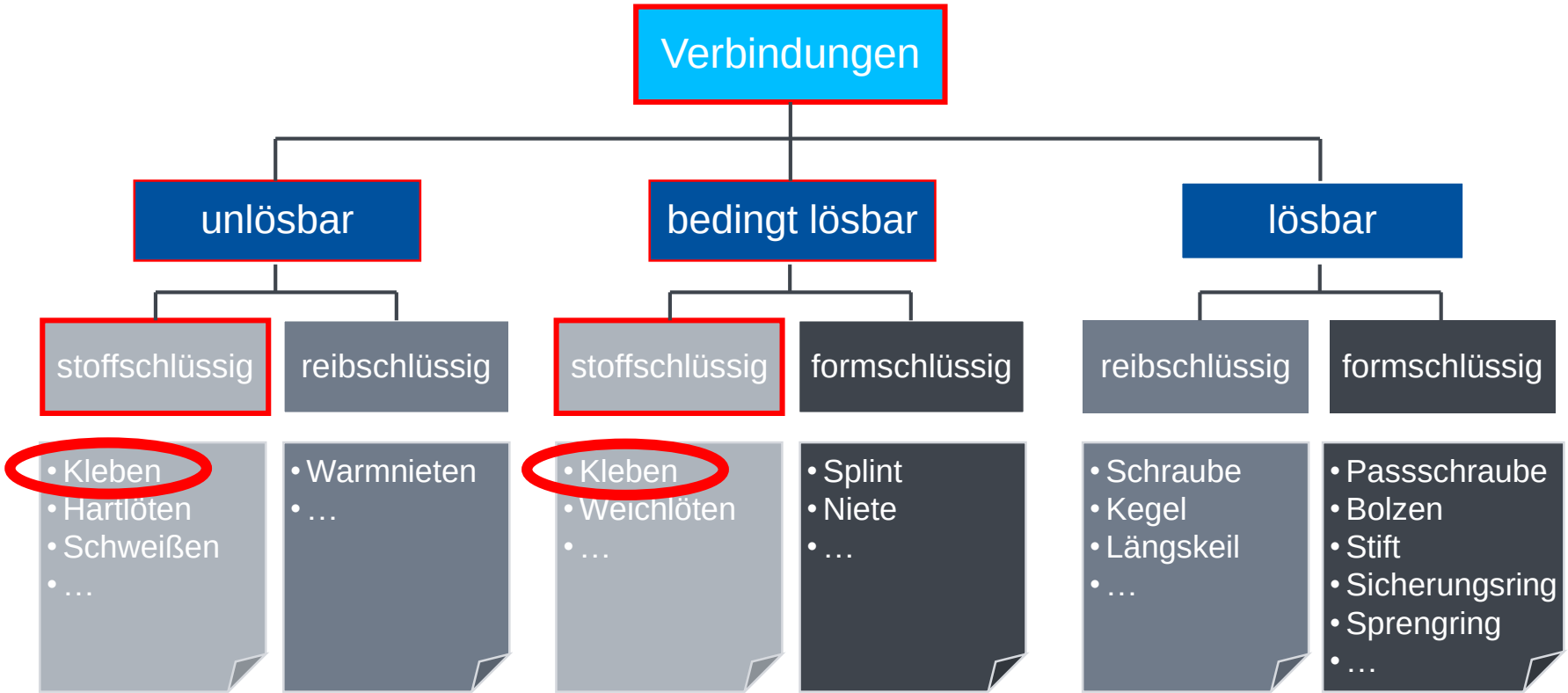
- **Fügeprozess**: *dauerhaftes Verbinden von zwei oder mehr Werkstücken geometrisch bestimmter Form, Einsatz von einem weiterem formlosen Stoff möglich* (nach DIN 8593)
  - Lösbar: Lösen der Teile ohne Beschädigung möglich
  - Unlösbar: Lösen nur unter Beschädigung/Zerstörung der gefügten Teile möglich



Quelle: DIN 8593

19.1 Allgemeines

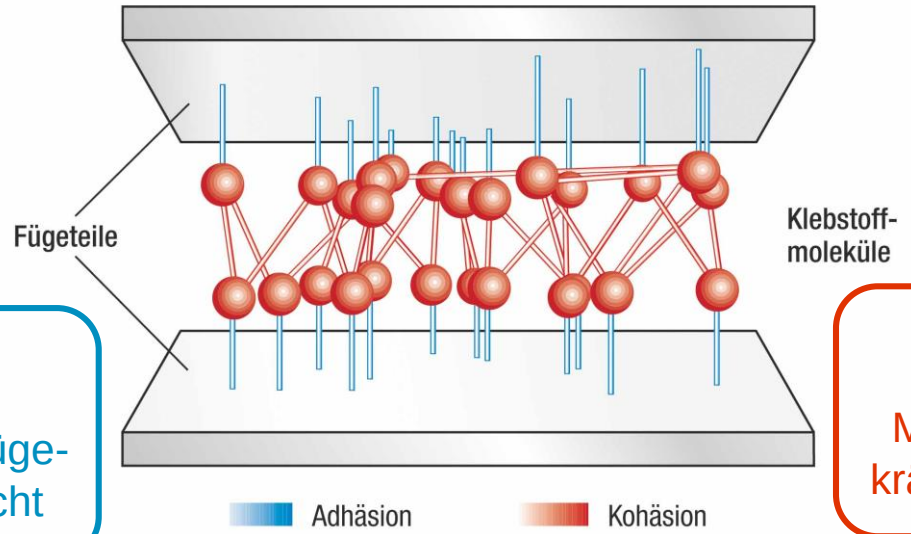
19.1.2 Definition



19.1 Allgemeines

19.1.2 Definition

- Verbinden von Werkstoffen mit Hilfe von (nichtmetallischen) **Klebwerkstoffen**
- **Stoffschluss** durch Adhäsions- und Kohäsionskräfte



Adhäsion

Bindung zwischen Füge-teilen und Klebschicht

Kohäsion

Molekulare Bindungs-kräfte in der Klebschicht

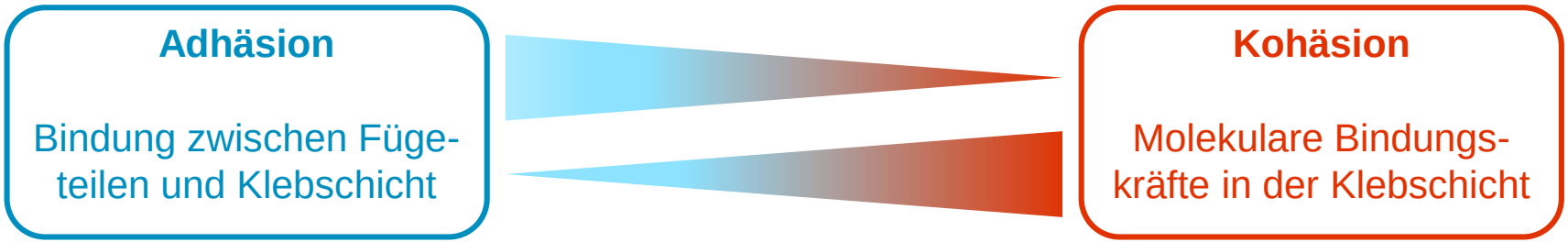
Quelle:
fassadentechnik.de

19.1 Allgemeines

19.1.2 Definition

Adhäsion >> Kohäsion

Versagen innerhalb der Klebfuge



Adhäsion << Kohäsion

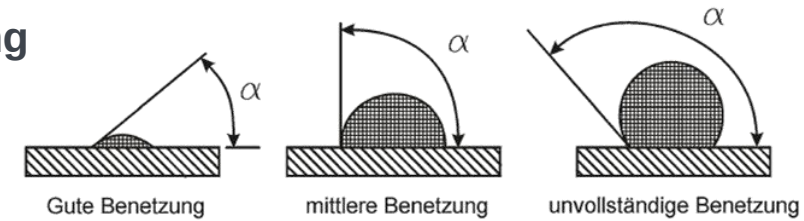
Klebstoff lässt sich leicht von Klebfläche lösen

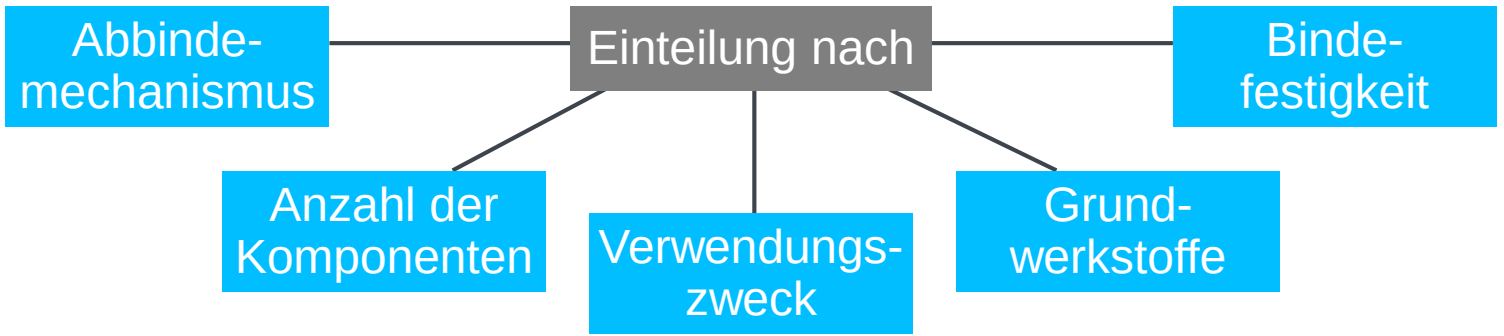
→ Gilt nur, wenn die Festigkeit des Grundwerkstoffes größer als die des Klebstoffes ist!

19.1 Allgemeines

19.1.3 Klebstoffe

- Eigenschaften:
  - Übergang von **flüssigen in festen Zustand** (außer Haftklebstoffe)
  - **Viskose Eigenschaft** zur Ausbildung von adhäsiven Nahkräften
  - Fähigkeit zur **Benetzung**

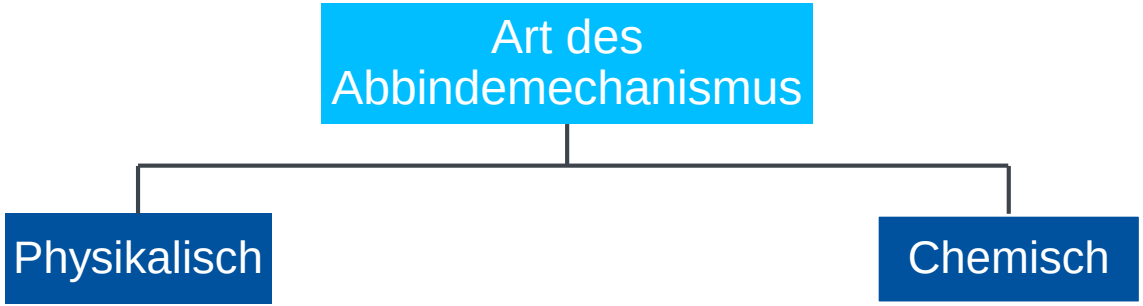




Quelle:
Albers, A.

19.1 Allgemeines

19.1.3 Klebstoffe



- Lösungsmittel- und Dispersionsklebstoffe
- Entstehen der Klebschicht durch:
  - Verdampfung
  - Erstarrung aus Schmelzen
  - Diffusionsvorgang

- Reaktionswirkstoffe
- Hochmolekulare, härtbare Kunstharze
- Einwirkung geeigneter Katalysatoren
- Hohe Haftfestigkeit & innere Festigkeit

19.1 Allgemeines

19.1.3 Klebstoffe



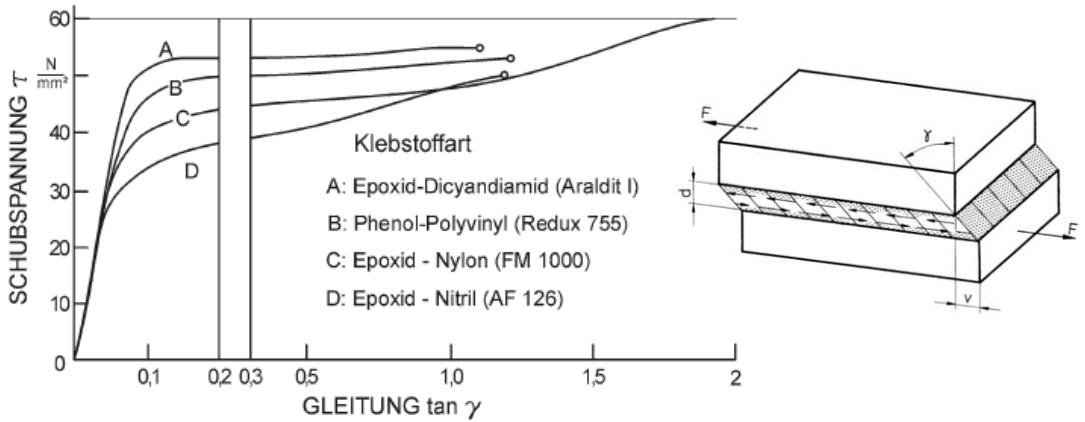
- Muss vor Kleben nicht angemischt werden
- Härtungsreaktion wird nach Klebstoff-auftrag und Zusammenfügen ausgelöst
- Lange Härtezeiten

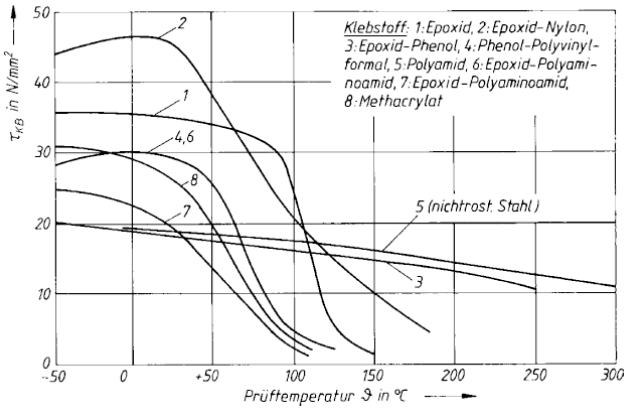
- Trennung von Harz und Härtekomponenten
- Lagerstabil
- Verschiedene Aushärtungsmechanismen
- Lange Härtezeiten

19.1 Allgemeines

19.1.3 Klebstoffe

- Klebstoff muss im geklebten Bauteil Kräfte übertragen
- Deutlich andere Eigenschaften hinsichtlich **Festigkeit, Verformungseigenschaften und Temperaturbeständigkeit** als Bauteile





Quellen:
Albers, A., Habe nicht, G., Matek

19.1 Allgemeines

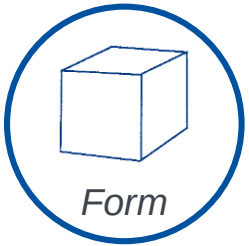
19.1.4 Herstellen der Klebverbindung

1) Vorbehandlung der Oberflächen

a) Vorbereitung:

Anpassen der Fläche

Hinterfüllmaterial anbringen





Entfernen von Schmutz, Rost, Oxiden und Farbresten

b) Vorbehandlung:

Bürsten
Schleifen
Strahlen





Abtragen
Neubildung
SACO-Verfahren



Abflammen
Plasma-Strahl
Micro-Plasma-Verfahren



Entladung
Niederdruck-
Plasma-Verfahren

→ Hohe Oberflächenenergien und gute Adhäsionseigenschaften

19.1 Allgemeines

19.1.4 Herstellen der Klebverbindung

2) Klebvorgang

a) Lösungsmittelklebstoffe



b) Reaktionsklebstoffe

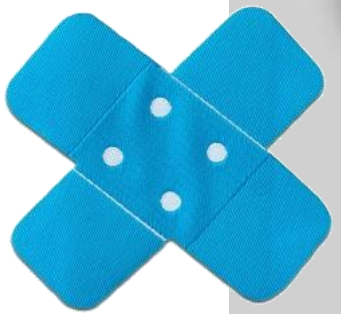


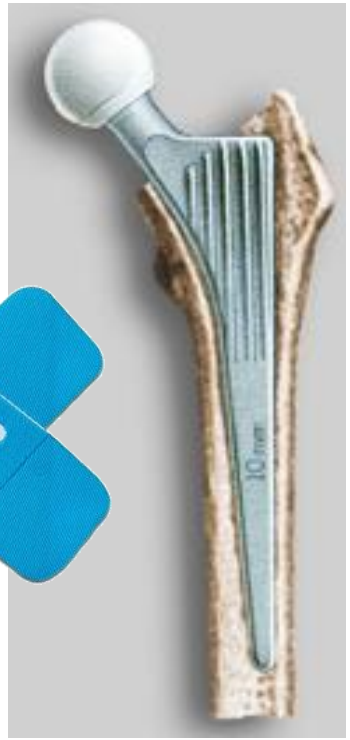
- Beachtung der **Topfzeit** (Zeitspanne der Verarbeitungsfähigkeit): nur so viel Klebstoff mischen, wie verarbeitet werden kann

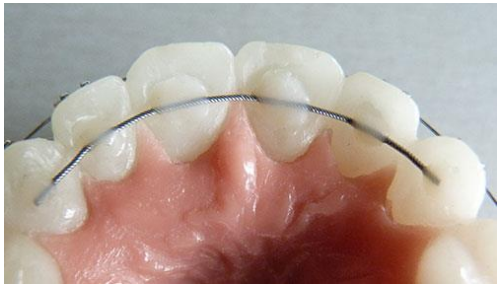
19.1 Allgemeines

19.1.5 Einsatzmöglichkeiten

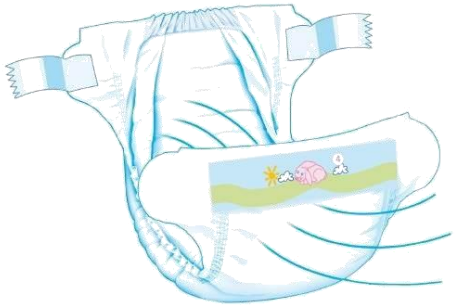












Quelle:
Apo-rot.de, Mediquick.de, Yatego.com, surface-ortho.de, smilingteam.de. Welt.de, stern.de

19.1 Allgemeines

19.1.5 Einsatzmöglichkeiten



https://imt.participoll.com/

Live-Voting

Wieviel Klebstoff enthält ein Auto?

A 2-5 kg

B 15-18 kg

C 25-28 kg

D 47-50 kg



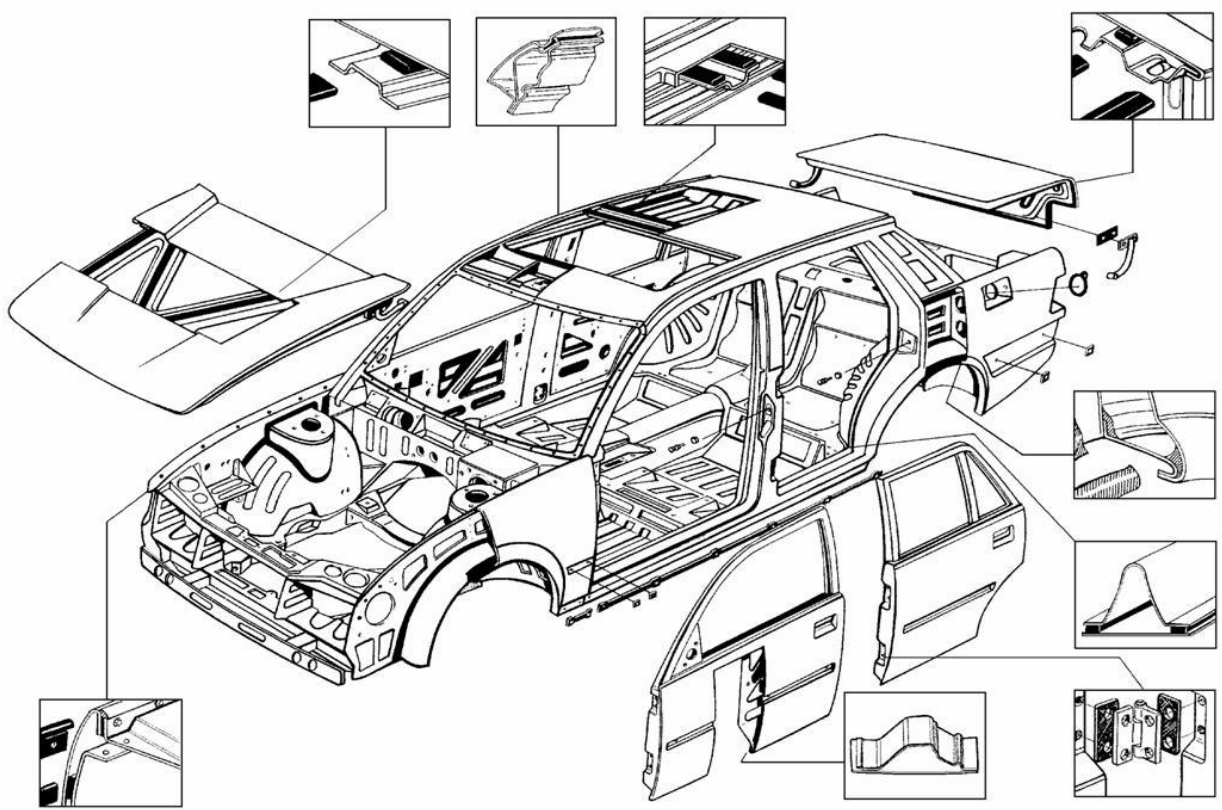
Quelle: tagesschau.de

A B C D

vote at imt.participoll.com

19.1 Allgemeines

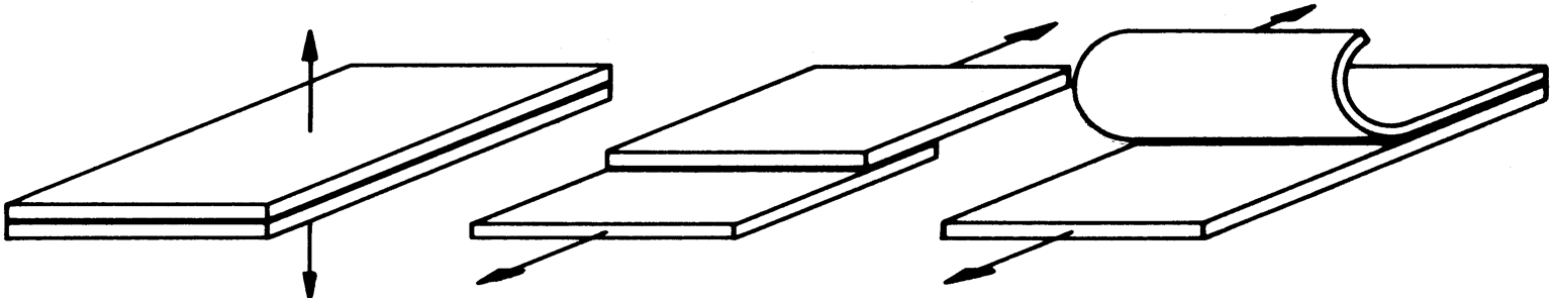
19.1.5 Einsatzmöglichkeiten



Quelle:
Klebstoffe.com

19.2 Gestaltung

19.2.1 Beanspruchung von Klebverbindungen



Zug/Druck
Klebfläche entscheidend

Schub
Klebfläche entscheidend

Schälung
Klebefugenbreite entscheidend

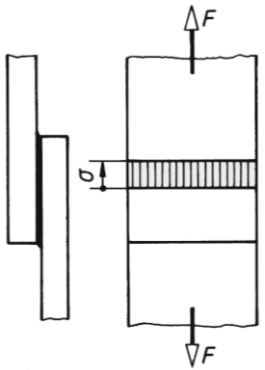
→ Klebverbindungen möglichst nur auf **Schub** beanspruchen

→ **Große Klebeflächen** für ausreichende Tragfähigkeit vorsehen

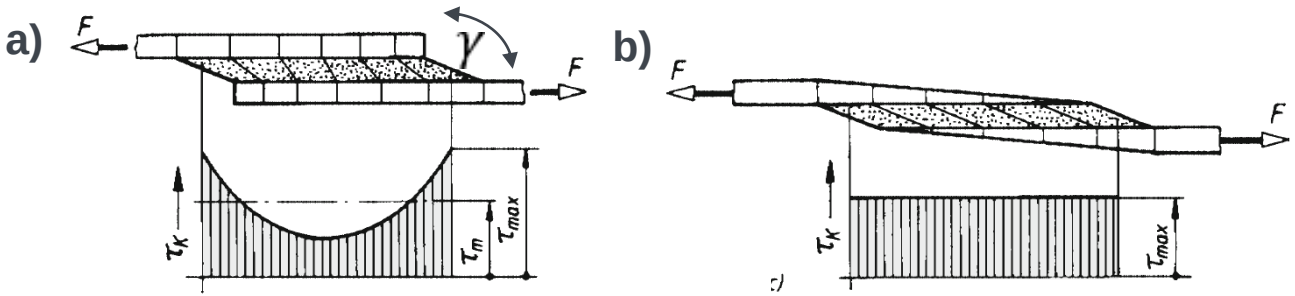
19.2 Gestaltung

19.2.1 Beanspruchung von Klebverbindungen

- Gleichmäßige Spannungsverteilung im **Bauteil**
- In **Klebstoffschicht**: Schubspannungsspitzen durch ungleiches elastisches Verhalten
  → Abhilfe durch abgeschrägte Bauteile



Bauteil



Klebstoffschicht

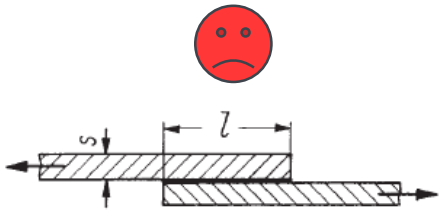
Quelle: Matek

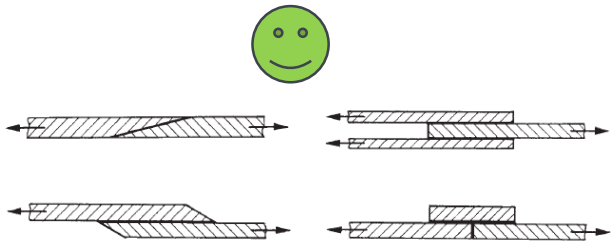
19.2 Gestaltung

19.2.2 Gestaltungsregeln

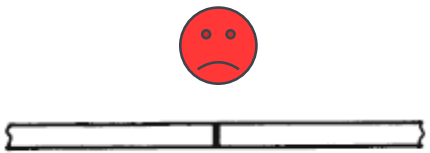
1. Erreichen genügend großer Klebflächen

Überlappungsverbindung





Stumpfstöße



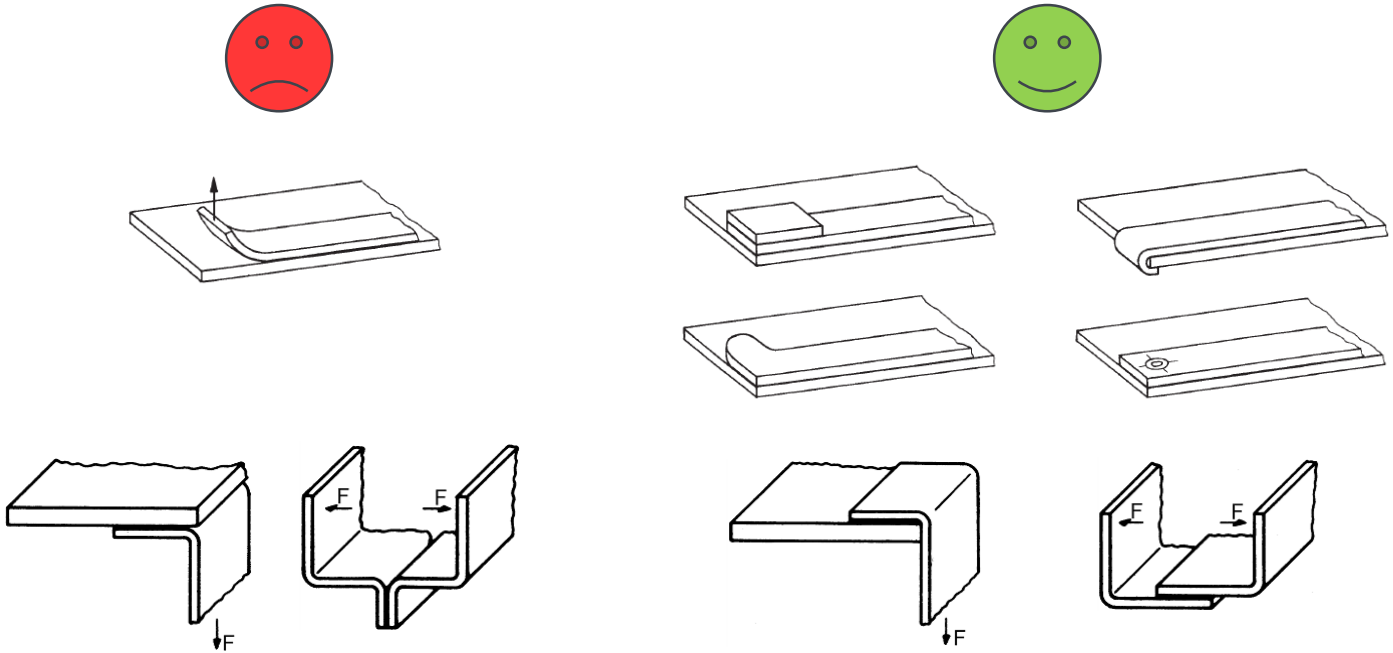


Quelle:
Haberhauer, H., Matek

19.2 Gestaltung

19.2.2 Gestaltungsregeln

2. Schälbeanspruchung vermeiden

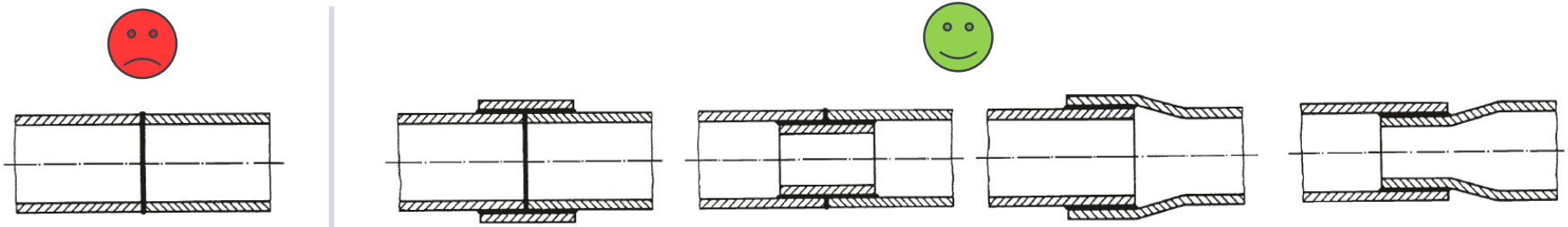


Quelle:
Haberhauer, H.

19.2 Gestaltung

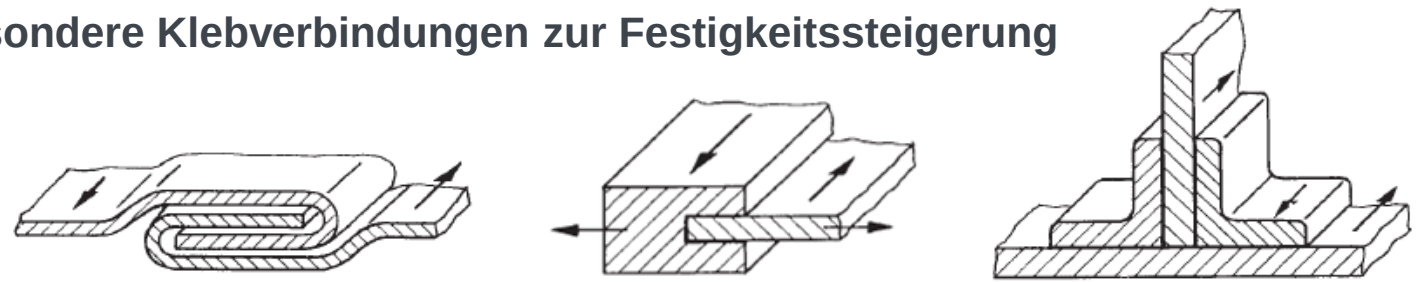
19.2.2 Gestaltungsregeln

3. Rohrverbindungen



Stumpfstoß | *Überlappstoß mit Außenmuffe* | *mit Innenmuffe* | *mit ausgeweitetem Rohr* | *Mit eingezogenen Rohr*

4. Besondere Klebverbindungen zur Festigkeitssteigerung



Gefalzt | *Genutet* | *mit Winkeln*

Quelle: Haberhauer, H.

19.3 Berechnung

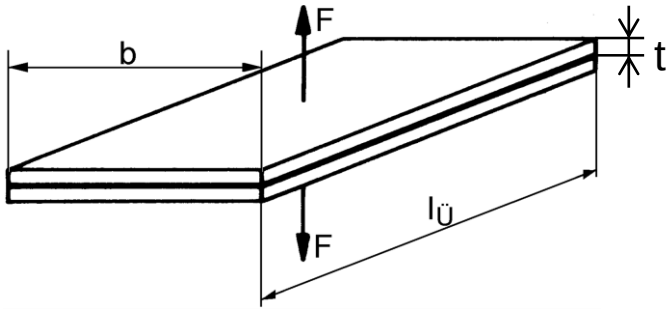
19.3.1 Zug- und Druckbeanspruchung

- **Flächige Klebeverbindung:**

$$\sigma_K = \frac{F}{b \cdot l_Ü} \leq \sigma_{K\,zul} = \frac{R_m}{S_K}$$

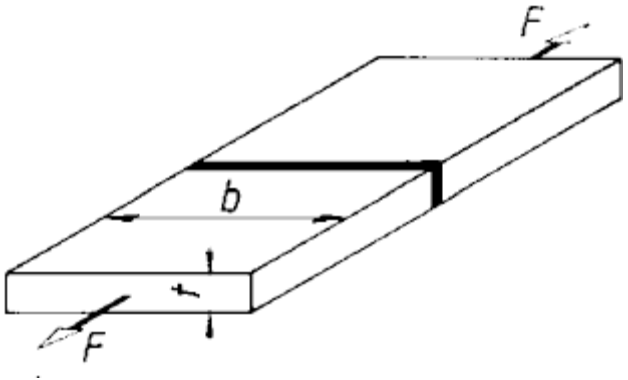
- *Optimale Überlappungslänge:*

$$l_Ü \approx 0{,}1 \cdot R_{p0,2} \cdot t \quad \text{bzw.} \quad (10 \ldots 20) \cdot t$$



- **Stumpfstoß:**

$$\sigma_K = \frac{F}{b \cdot t} \leq \sigma_{K\,zul} = \frac{\sigma_{KB}}{S_K}$$

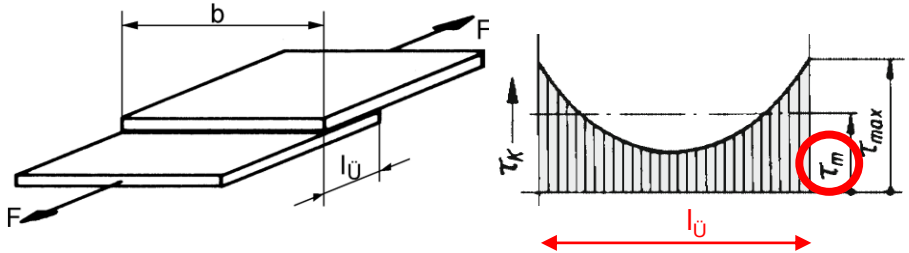


19.3 Berechnung

19.3.2 Schubbeanspruchung

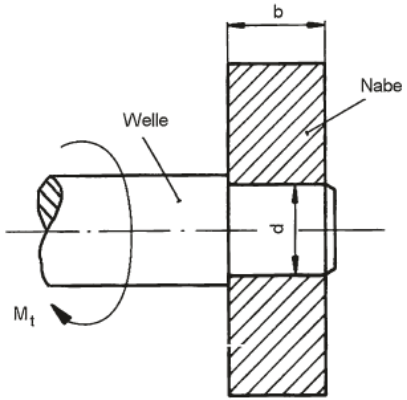
- **Überlappstoß**
- Für überschlägige Berechnung wird gemittelte Spannung genutzt:

$$\tau_K = \frac{F}{b \cdot l_Ü} \leq \tau_{K\,zul} = \frac{\tau_{KB}}{S_K}$$



- **Rundklebung**

$$\tau_K = \frac{2 \cdot M_T}{\pi \cdot d^2 \cdot b} \leq \tau_{K\,zul} = \frac{\tau_{KB}}{S_K}$$



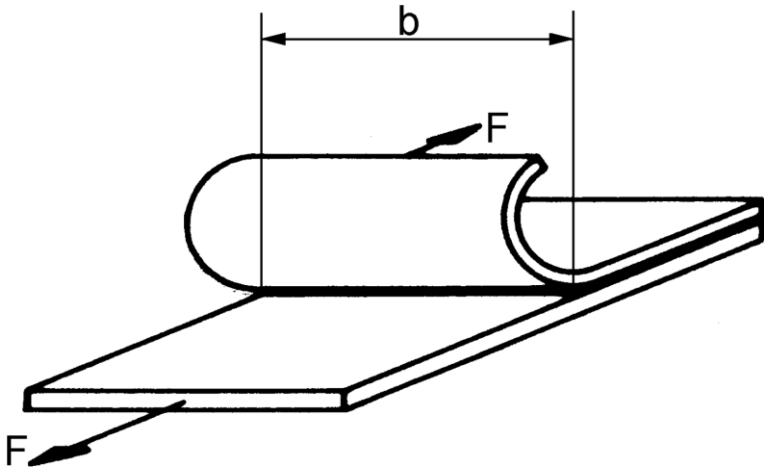
19.3 Berechnung

19.3.3 Schälbeanspruchung

- **Schälbeanspruchung**

$$\sigma'_K = \frac{F}{b \cdot EH} \leq \sigma'_{K\,zul} = \frac{\sigma'_{abs}}{S_K}$$

EH: Einheitslänge



19.4 Vor- und Nachteile

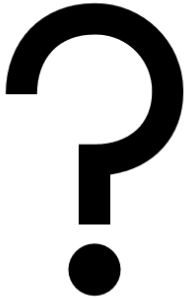
Vorteile

- Kostengünstig
- Geringe Anzahl von Bauteilen
- Gewichtseinsparung
- Keine Kontaktkorrosion
- Können Dichtfunktion übernehmen
- Verbinden unterschiedlicher Werkstoffe möglich
- Keine Querschnittsschwächung durch Kerben
- Gleichmäßige Kraft- und Spannungsverteilung

Nachteile

- Stumpfstöße sind zu vermeiden
- Zug-, Druck- und Schäl-beanspruchung sind zu vermeiden
- Geringe Festigkeit & Warmfestigkeit
- Eingeschränkte chemische Beständigkeit
- Aufwendige Oberflächenbehandlung
- Aufwendige Dosierung bei Mehrkomponenten-Klebstoffen
- z.T. lange Abbindezeiten

Kontrollfragen



1. Welche 3 Aufgaben übernehmen Klebeverbindungen vorwiegend?
2. Was bedeutet Kohäsionskraft?
3. Was bedeutet Adhäsionskraft?
4. Der Haftmechanismus beim Kleben ist zu erklären.
5. Wann reißt der Klebstoff vorwiegend von der Bauteiloberfläche ab?
6. Welche Belastungen sind bei Klebeverbindungen zulässig?
7. Begründe die Alterungsunbeständigkeit bei Klebeverbindungen.
8. Wie wirkt der Reaktionsklebstoff?

19.5 Literaturverzeichnis

- Wittel, H., Muhs D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 23. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2017
- Haberhauer, H. & Bodenstein, F.: Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung, 17. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2014
- Albers, A., Deters, L., Feldhusen, J., Leidich, E., & Linke, H.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen, 9. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2016
- Onusseit, H.: Kleben – das Fügeverfahren des 21. Jahrhunderts, unter https://www.klebstoffe.com/fileadmin/redaktion/ivk/Klebstoff-Onusseit.pdf (Abgerufen am 7.3.2019)
- Industrieverband Klebstoffe e.v., https://www.klebstoffe.com/die-welt-des-klebens/ (Abgerufen am 7.3.2019)
- Habenicht, G.: Kleben: Grundlagen, Technologie, Anwendungen. 6. Auflage, Springer Verlag, 2009

Universität Stuttgart

Konstruktion in der Medizingeräte-technik 2

SoSe 2020

20. Lötverbindungen

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

Prof. Dr.
Peter P. Pott
und Mitarbeiter

20. Lötverbindungen

Inhalt

20.1 Allgemeines
- 20.1.1 Definition
- 20.1.2 Löttechnologie
- 20.1.3 Einteilung
- 20.1.4 Einsatzmöglichkeiten

20.2 Gestaltung
- 20.2.1 Beanspruchung
- 20.2.2 Gestaltungsregeln
- 20.2.3 Symbolische Darstellung

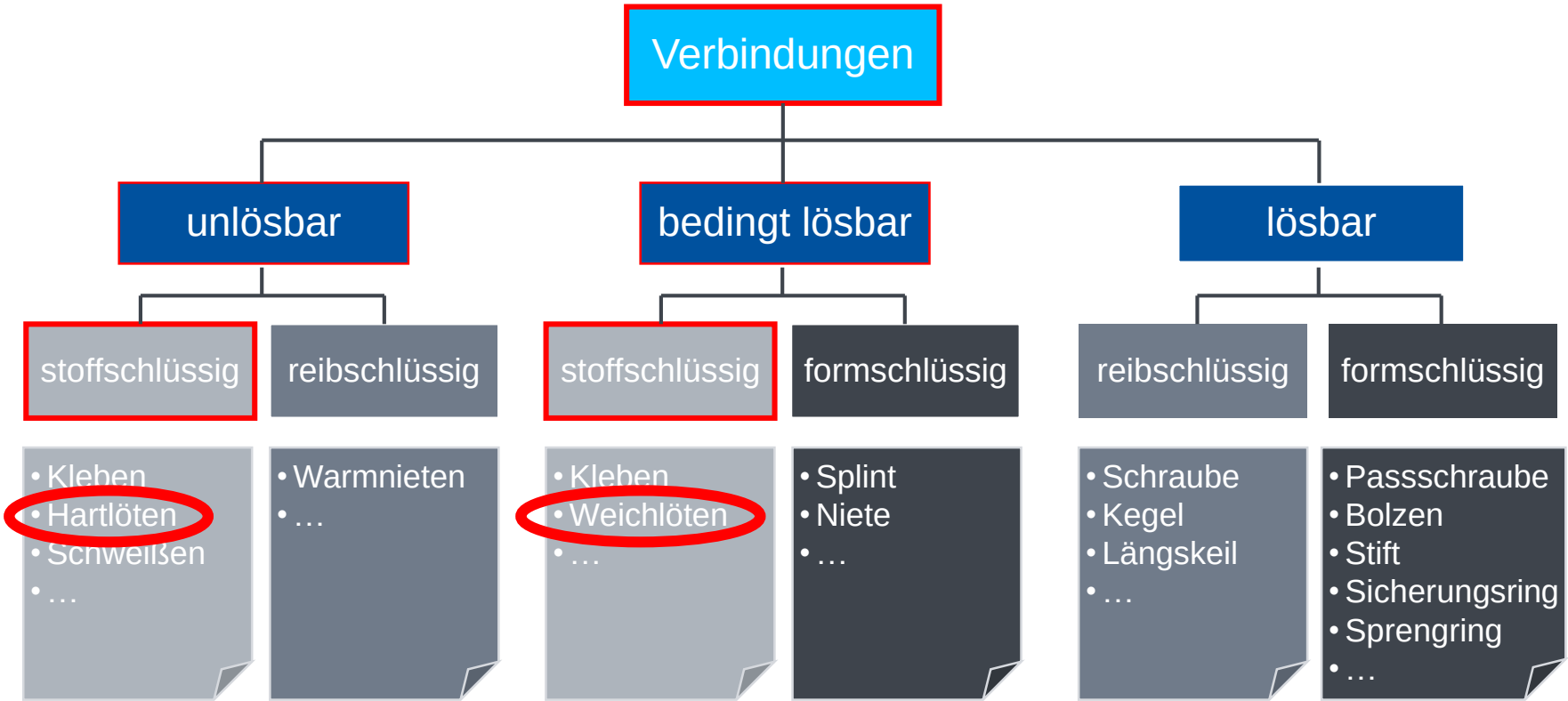
20.3 Berechnung
- 20.3.1 Zug- und Druckbeanspruchung
- 20.3.2 Schubbeanspruchung
- 20.3.3 Torsionsbeanspruchung
- 20.3.4 Auslegung

20.4 Vor- und Nachteile

20.5 Literaturverzeichnis

20.1 Allgemeines

20.1.1 Definition



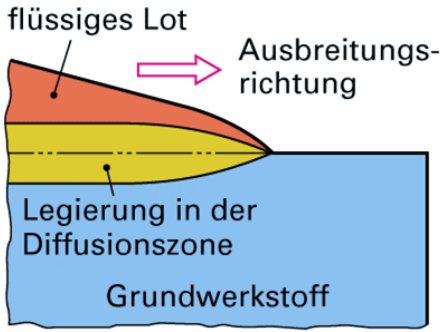
20.1 Allgemeines

20.1.1 Definition

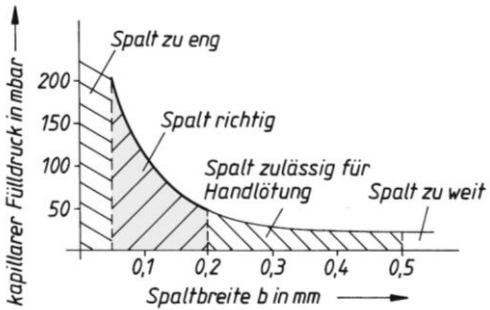
- Thermisches Verfahren zum stoffschlüssigen Fügen und Beschichten von Werkstoffen
- Bildung einer flüssiger Phase
- Solidustemperatur der Grundwerkstoffe wird nicht erreicht

- Funktion Lötverbindungen:

1) Legierungsbildung



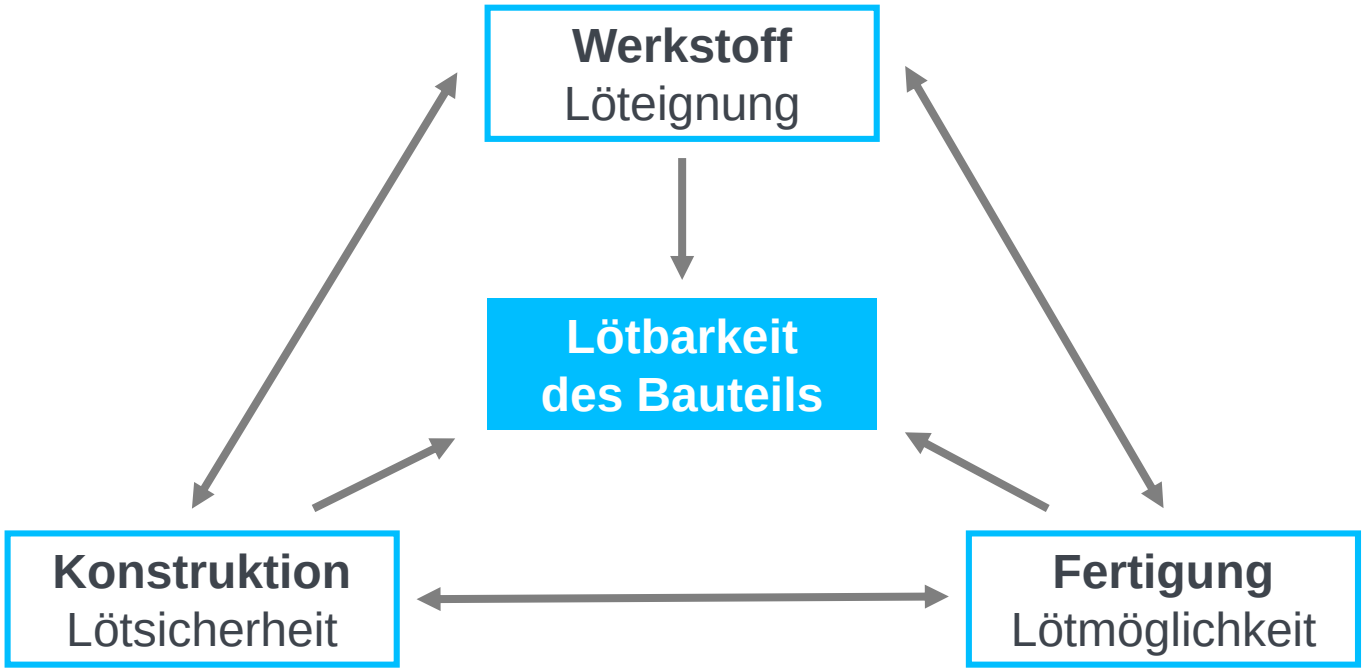
2) Kapillarwirkung



Quellen:
kone1190.blogspot.com, Matek

20.1 Allgemeines

20.1.1 Definition

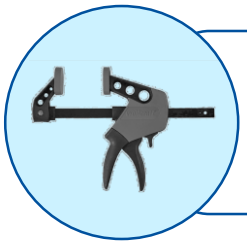


20.1 Allgemeines

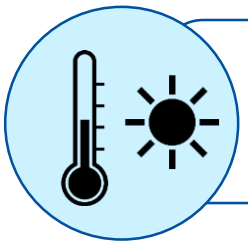
20.1.2 Löttechnologie



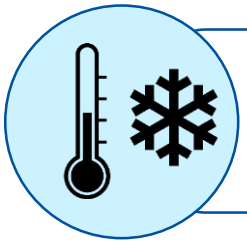
1) Reinigen der Lötflächen
- Mechanisch oder chemisch
- Fettfreiheit



2) Fixieren der Teile
- Günstige Spaltbreite
- Lötvorrichtungen



3) Erwärmen
- Oxidbeseitigung mit Hilfe von Flussmitteln



4) Abkühlen
- unter die Solidus-temperatur



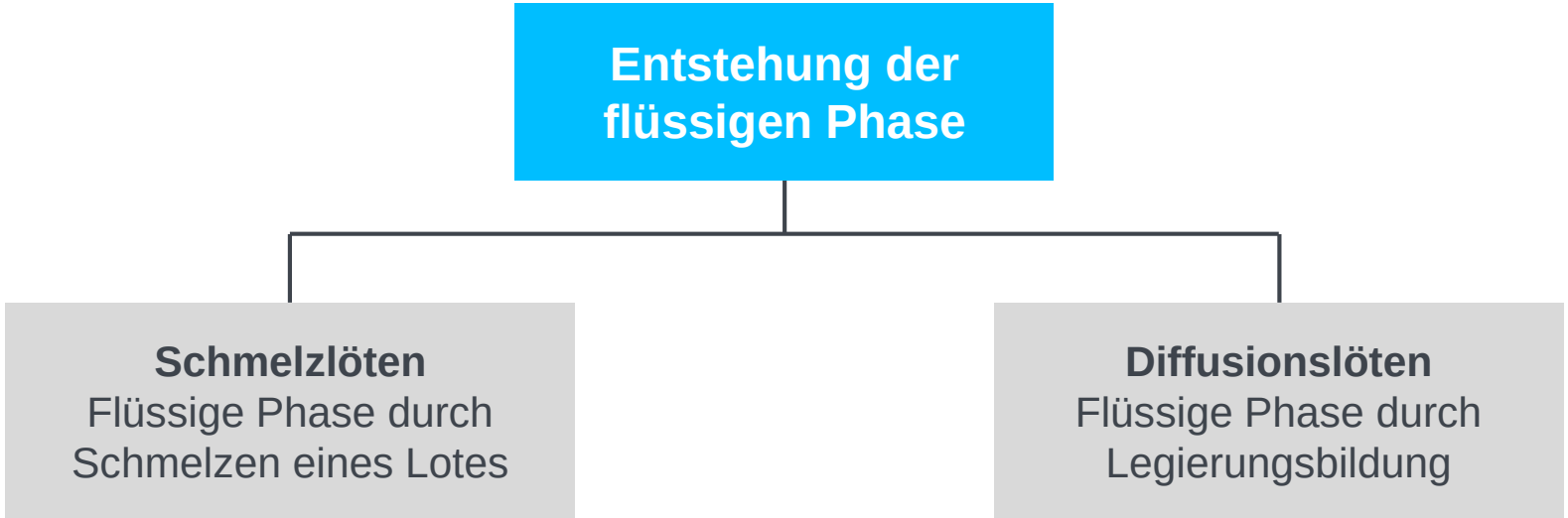
5) Nachbehandlung
- Entfernung von Flussmittel-rückständen, Anlauffarben



6) Prüfung
- Sicherung von Qualität und Zuverlässigkeit

20.1 Allgemeines

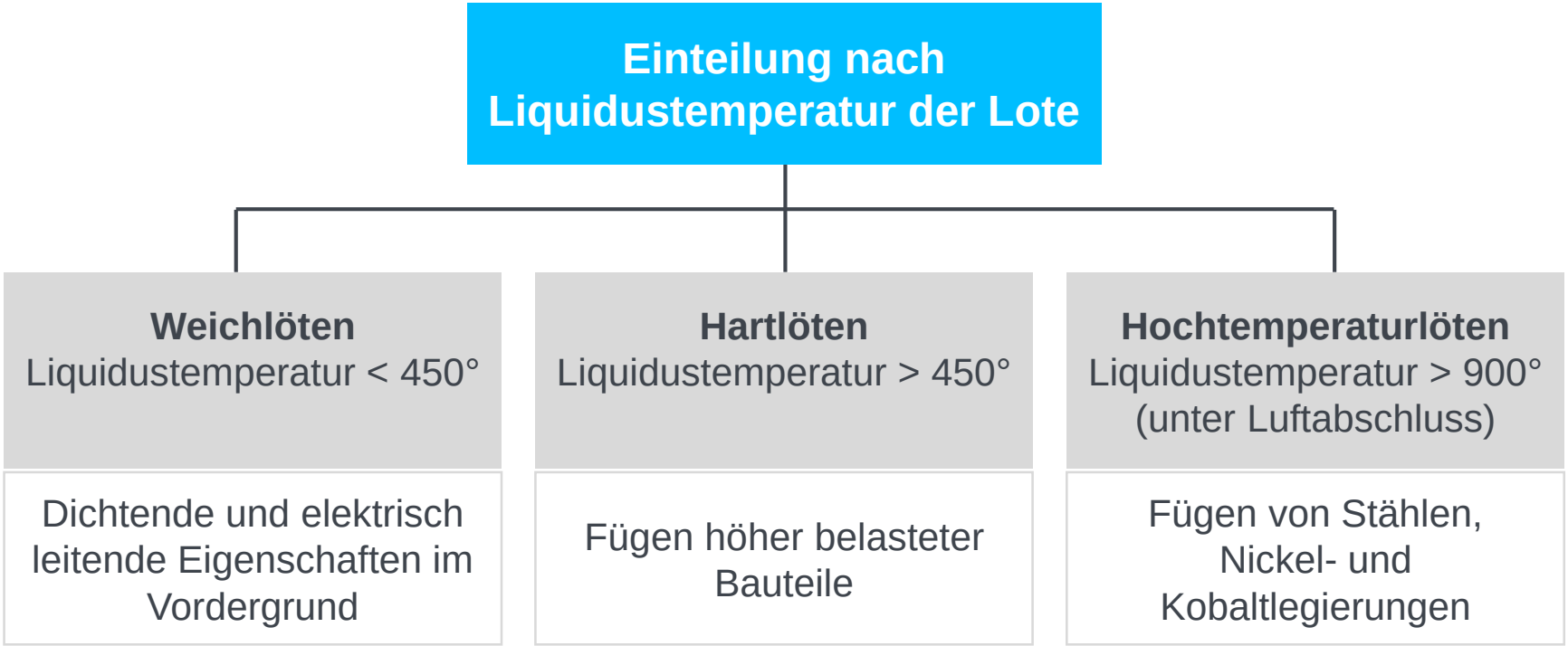
20.1.3 Einteilung



- **Lot**: Metalllegierung oder reines Metall
  → Drähte, Stäbe, Bleche, Bänder, Stangen, Pulver, Pasten, Formteile

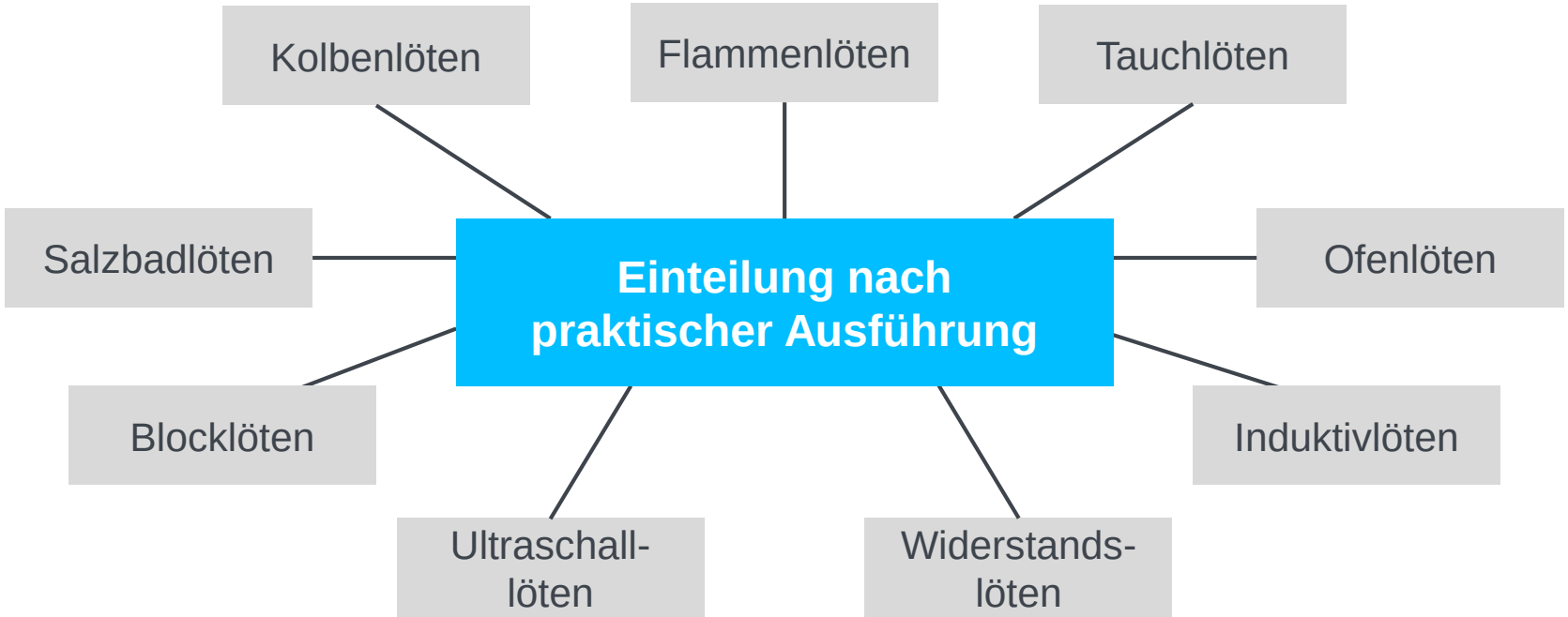
20.1 Allgemeines

20.1.3 Einteilung



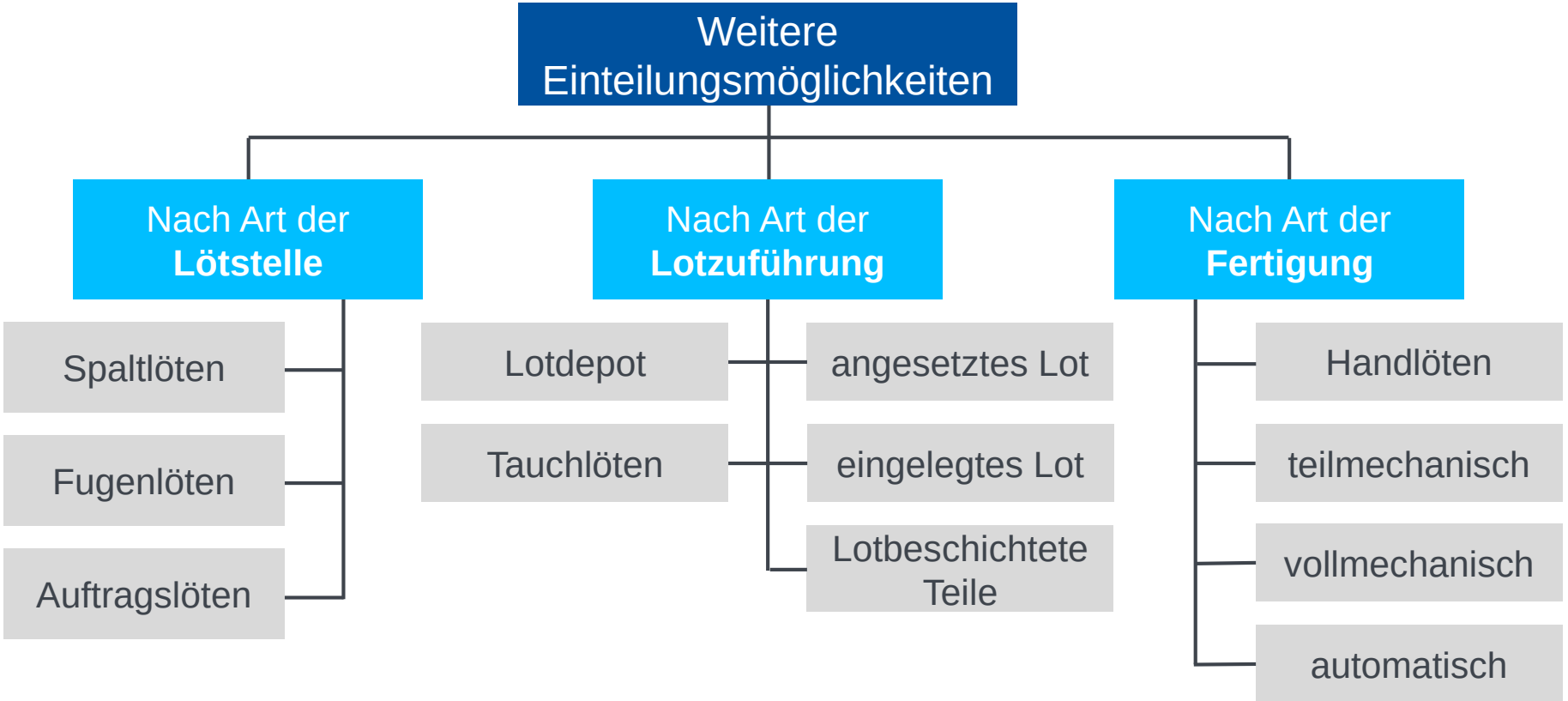
20.1 Allgemeines

20.1.3 Einteilung



20.1 Allgemeines

20.1.3 Einteilung



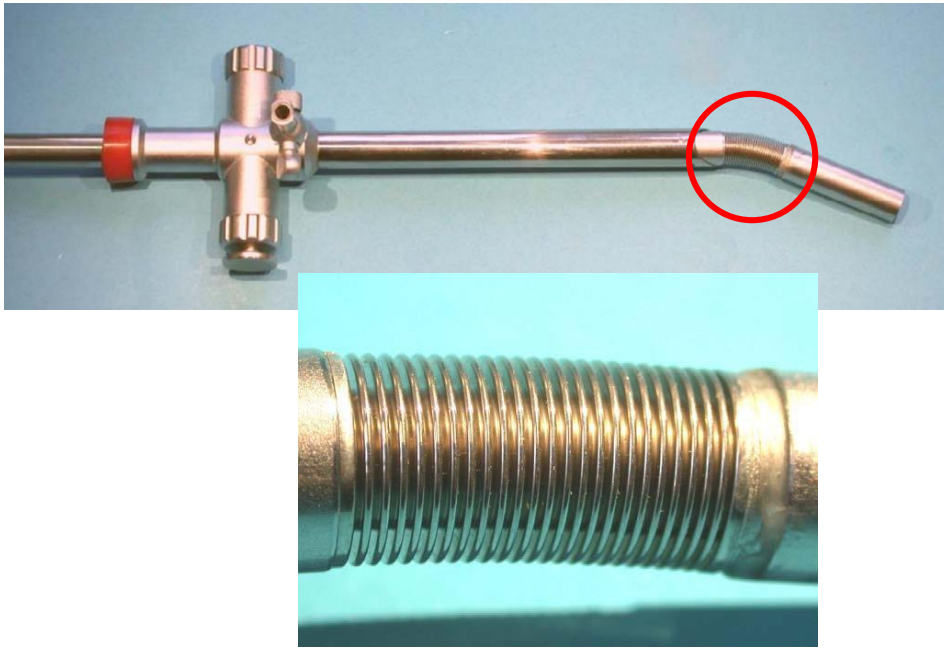
20.1 Allgemeines

20.1.4 Einsatzmöglichkeiten

- Lösen ist vorteilhaft bei folgenden **Anforderungen**:
  1) Kleine elektrische Übergangswiderstände
  2) Bedingte Lösbarkeit
  3) Definierte Wärmeleitfähigkeit
  4) Dicht für Flüssigkeiten und Gase
  5) Selbstständiges Lösen bei vorher festgelegten Temperaturen und Spannungen

20.1 Allgemeines

20.1.4 Einsatzmöglichkeiten





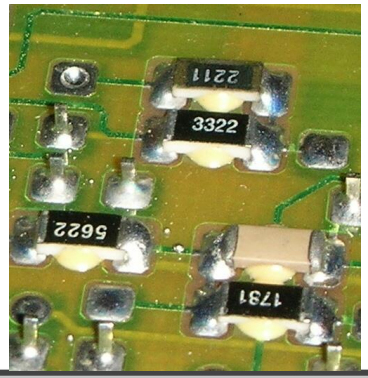
Quellen:
Depositonce.tu-berlin.de, kts-saegetechnik.de

20.1 Allgemeines

20.1.4 Einsatzmöglichkeiten



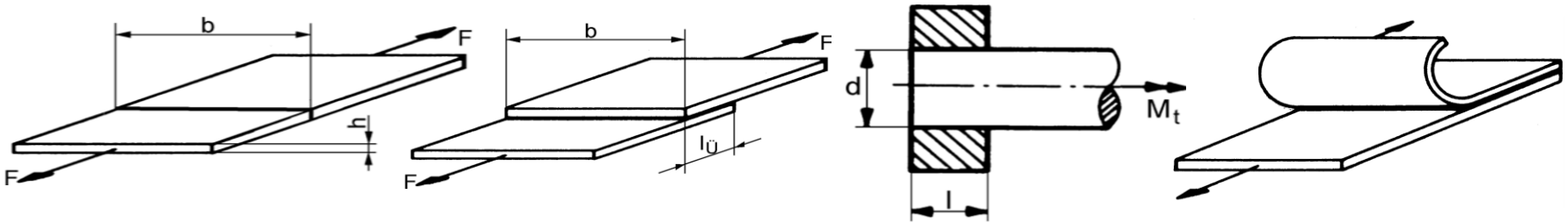




Quellen:
Arduino-tutorial.de, wikipedia.de, radsport-rennrad.de, hausjournal.net

20.2 Gestaltung

20.2.1 Beanspruchung



Zug / Druck **Schub** **Torsion** **Schälung**

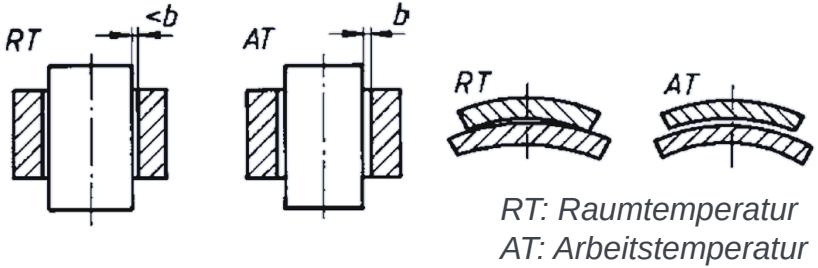
→ Lötverbindungen möglichst nur auf **Schub/Torsion** oder **Druck** beanspruchen

20.2 Gestaltung

20.2.2 Gestaltungsregeln

1) Lötspaltverhalten

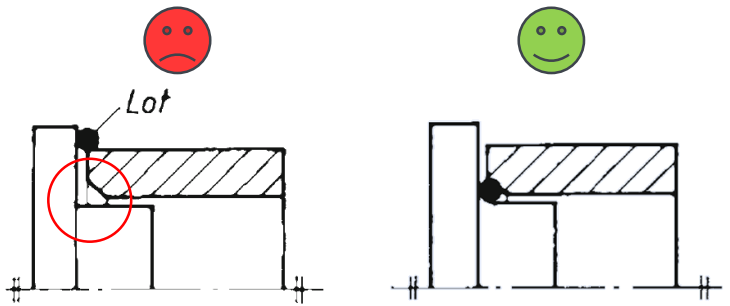
- Lötspalt parallel oder enger werdend
- Ausreichend eng (Kapillareffekt)

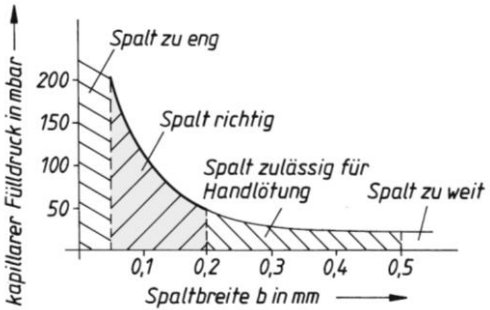


RT: Raumtemperatur
AT: Arbeitstemperatur

2) Lötflussverhalten

- Keine Unterbrechung des Lötspalt
- Keine weite Spalten nach engen Spalten (Kapillareffekt)
- Platzierung des Lots an weitester Stelle





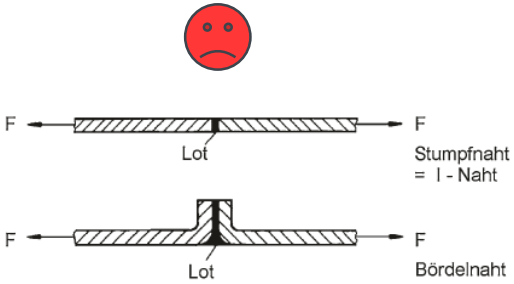
Quelle: Matek

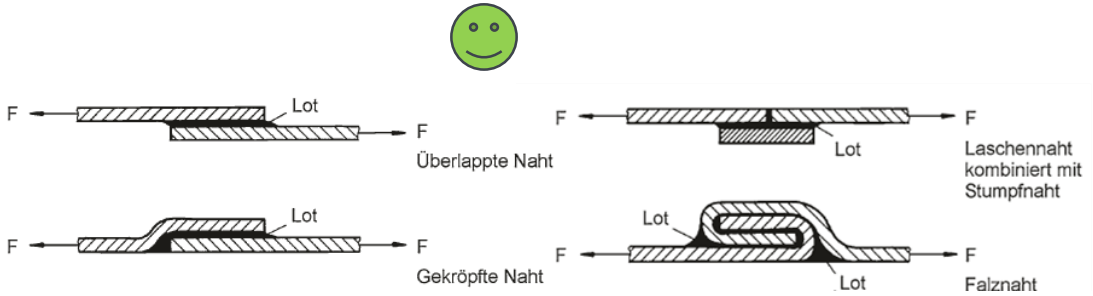
20.2 Gestaltung

20.2.2 Gestaltungsregeln

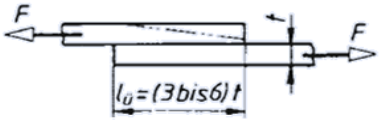
3) Kraftübertragung

- Wahl der Naht hinsichtlich **Festigkeit:**

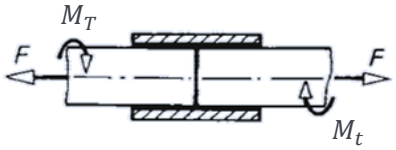




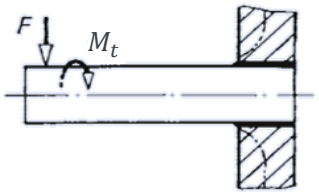
- **Weitere Regeln**:



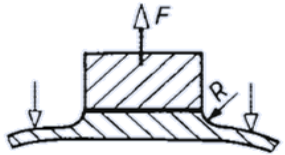
Überlappungslänge:
$l_{Ü} = (3 \ldots 6) \cdot t$



Rohrverlaschung



Steckverbindung bei Biegebeanspruchung



Steifigkeitserhöhung im Nahtbereich

Quellen:
Albers, A., Matek

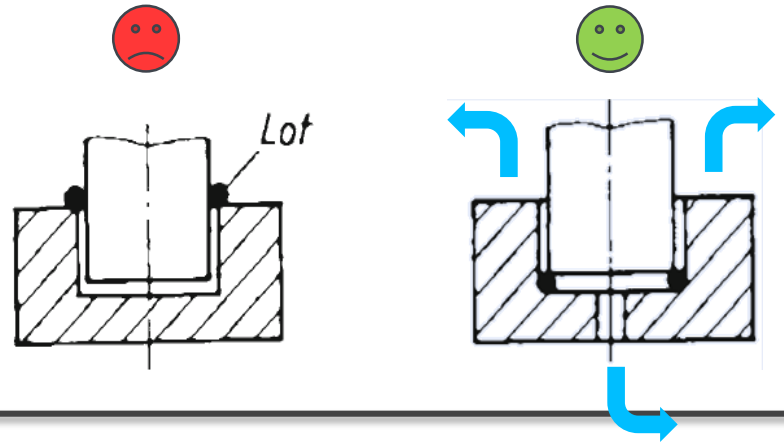
20.2 Gestaltung

20.2.2 Gestaltungsregeln

4) Lötstoßoberfläche

- Rillenverlauf in Fließrichtung
- Oberflächenrauhigkeit $\leq 20\ \mu m$
- Rändeln, Eindrehen von Gewinderillen, Abflachen von Kanten in Lotflussrichtung

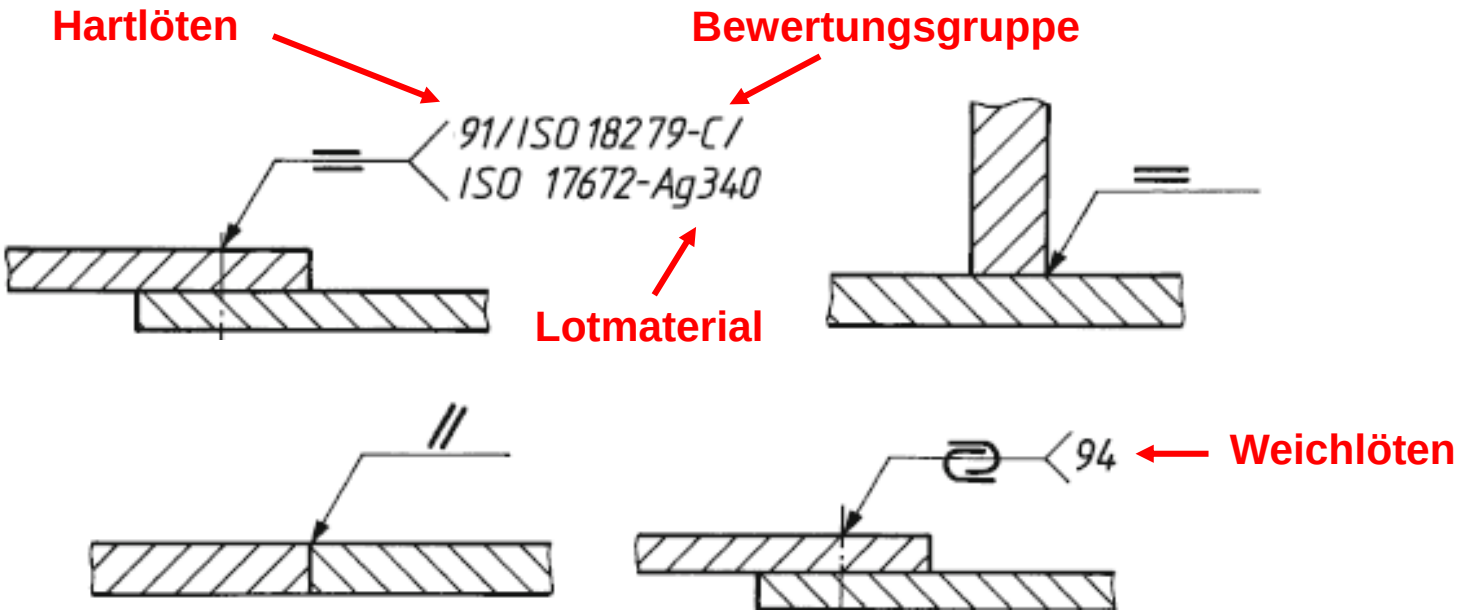
5) Austrittsloch für Flussmittelrest und Gase



20.2 Gestaltung

20.2.3 Symbolische Darstellung

Symbolische Darstellung nach DIN EN 22553

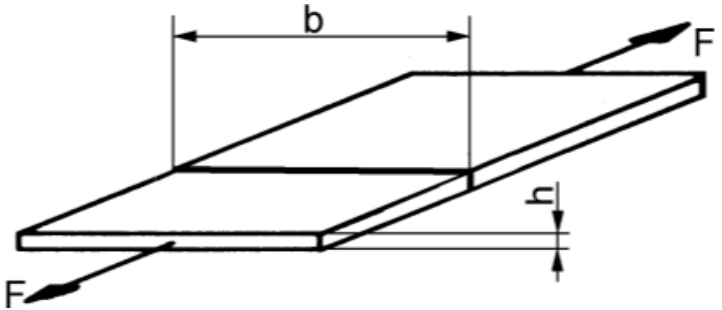


20.3 Berechnung

20.3.1 Zug- und Druckbeanspruchung

Stumpfstoß

$$\sigma_{\mathrm{l}} = \frac{\mathrm{F}}{\mathrm{b} \cdot h} \leq \sigma_{\mathrm{l\,zul}} = \frac{\sigma_{lB}}{S}$$



20.3 Berechnung

20.3.2 Schubbeanspruchung

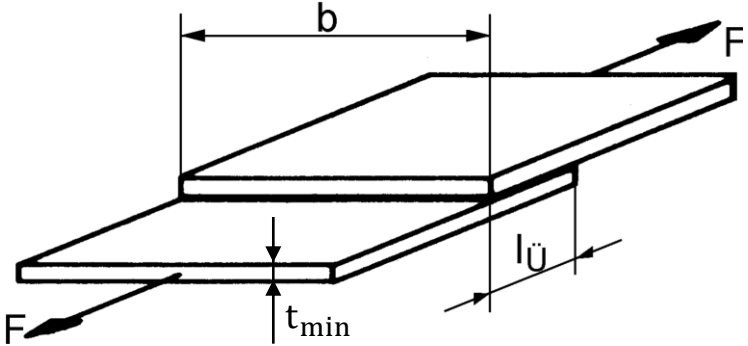
Überlappstoß

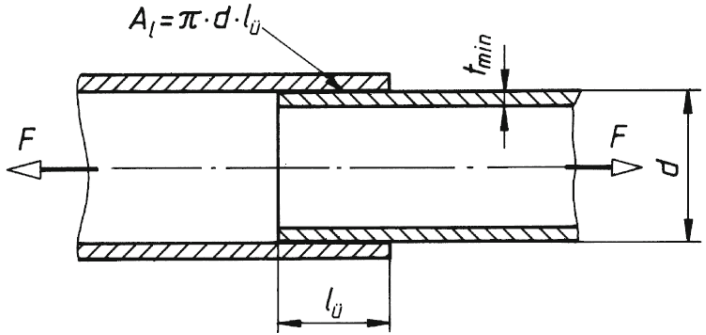
- Für überschlägige Berechnung wird gemittelte Spannung genutzt:

$$\tau_l = \frac{F}{A_l} = \frac{F}{b \cdot l_Ü} \leq \tau_{l\,zul} = \frac{\tau_{lB}}{S}$$

- *Erforderliche Überlappungslänge:*

$$l_Ü = \frac{R_m}{\tau_{lB}} \cdot t_{min}$$





Quelle: Matek

20.3 Berechnung

20.3.3 Torsionsbeanspruchung

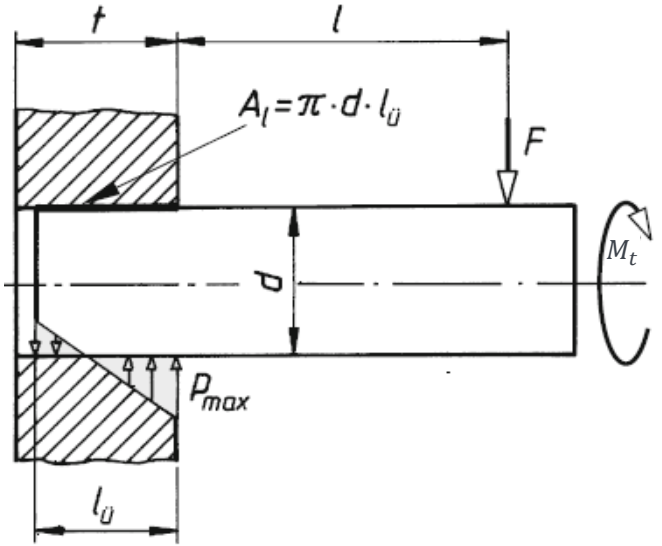
Rundverbindung

- Torsionsbeanspruchung:

$$\tau_{\mathrm{l}} = \frac{2 \cdot M_t}{\pi \cdot d^2 \cdot l_{\ddot{\mathrm{u}}}} \leq \tau_{\mathrm{l\,zul}} = \frac{\tau_{\mathrm{lB}}}{S}$$

Erforderliche Überlappungslänge:

$$\mathrm{l_{\ddot{U}}} = \frac{\mathrm{R_m}}{\tau_{\mathrm{lB}}} \cdot \frac{\mathrm{d}}{4}$$



Quelle: Matek

20.3 Berechnung

20.3.4 Auslegung

Festigkeitswerte	Weichlot [N/mm²]	Hartlot [N/mm²]
Schubfestigkeit $\tau_{l\ zul}$	2	100
Zug-/Druckfestigkeit $\sigma_{l\,zul}$	-	200

- „Faustregel“ für **Raumtemperatur** und vorwiegend **ruhender Belastung**:

$$\sigma_l \approx (1{,}5\ \ldots 2) \cdot \tau_l$$

- Außerdem ist für Weichlöte zu beachten:
  - Festigkeit der Lötverbindung nimmt mit Dauer der Belastung ab
  - Lote kriechen

Quelle: Matek

20.4 Vor- und Nachteile

Vorteile

- Fügen von verschiedenartigen Metallen möglich
- Keine schädigende Werkstoff-beeinflussung
- Keine Querschnittsschwächung durch Löcher
- Gas- und flüssigkeitsdichtend
- Gut elektrisch leitend
- Gut wärmeleitend
- Je nach Verfahren automatisierbar

Nachteile

- Geringe statische/dynamische Festigkeit
- Aufwendige Vorarbeiten und Konstruktion der Lötstelle
- Überlappungen führen zu erhöhtem Gewicht
- Weichlötungen neigen zum Kriechen
- Kerbwirkung durch Hartlötungen
- Gefahr der elektrochemischen Zerstörung der Lötstelle
- Große Lötstellen teuer

Kontrollfragen



1. Welche Anforderungen können an Lötverbindungen gestellt werden?
2. Welche Vor- und Nachteile weisen Lötverbindungen gegenüber anderen Fügeverfahren auf?
3. Ab wann kann man flussmittelfrei Löten?
4. Beschreiben Sie die Herstellung von Lötverbindungen.
5. Was ist Weichlöten, welche Eigenschaften hat Weichlöten?
6. Was ist ein Diffusionsprozess beim Löten?
7. Was ist die Kapillarwirkung?

20.5 Literaturverzeichnis

- Wittel, H., Muhs D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 23. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2017
- Habehauer, H. & Bodenstein, F.: Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung, 17. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2014
- Albers, A., Deters, L., Feldhusen, J., Leidich, E., & Linke, H.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen, 9. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2016
- Lot Tek, https://www.lot-tek.de/medizin/loeten (Abgerufen am 7.3.2019)

Universität Stuttgart

Konstruktion in der Medizingeräte-technik 2

SoSe 2020

21. Schweißverbindungen

Diese Vorlesung basiert auf Vorarbeiten von Prof. T. Maier
Institut für Konstruktionstechnik und Technisches Design
Forschungs- und Lehrgebiet Technisches Design

Prof. Dr.
Peter P. Pott
und Mitarbeiter

21. Schweißverbindungen

Inhalt

21.1 Allgemeines

21.1.1 Definition

21.1.2 Einteilung

21.1.3 Schweißbarkeit

21.1.4 Einsatzmöglichkeiten

21.2 Gestaltung

21.2.1 Schweißstöße

21.2.2 Schweißnähte

21.2.3 Zeichnerische Darstellung

21.2.4 Schweißgerechtes Gestalten

21. Schweißverbindungen

Inhalt

21.3 Berechnung

- 21.3.1 Schweißnahtabmessungen
- 21.3.2 Kenngrößen
- 21.3.3 Spannungen
- 21.3.4 Festigkeitsnachweis
- 21.3.5 Dynamische Belastung
- 21.3.6 Systematisches Vorgehen

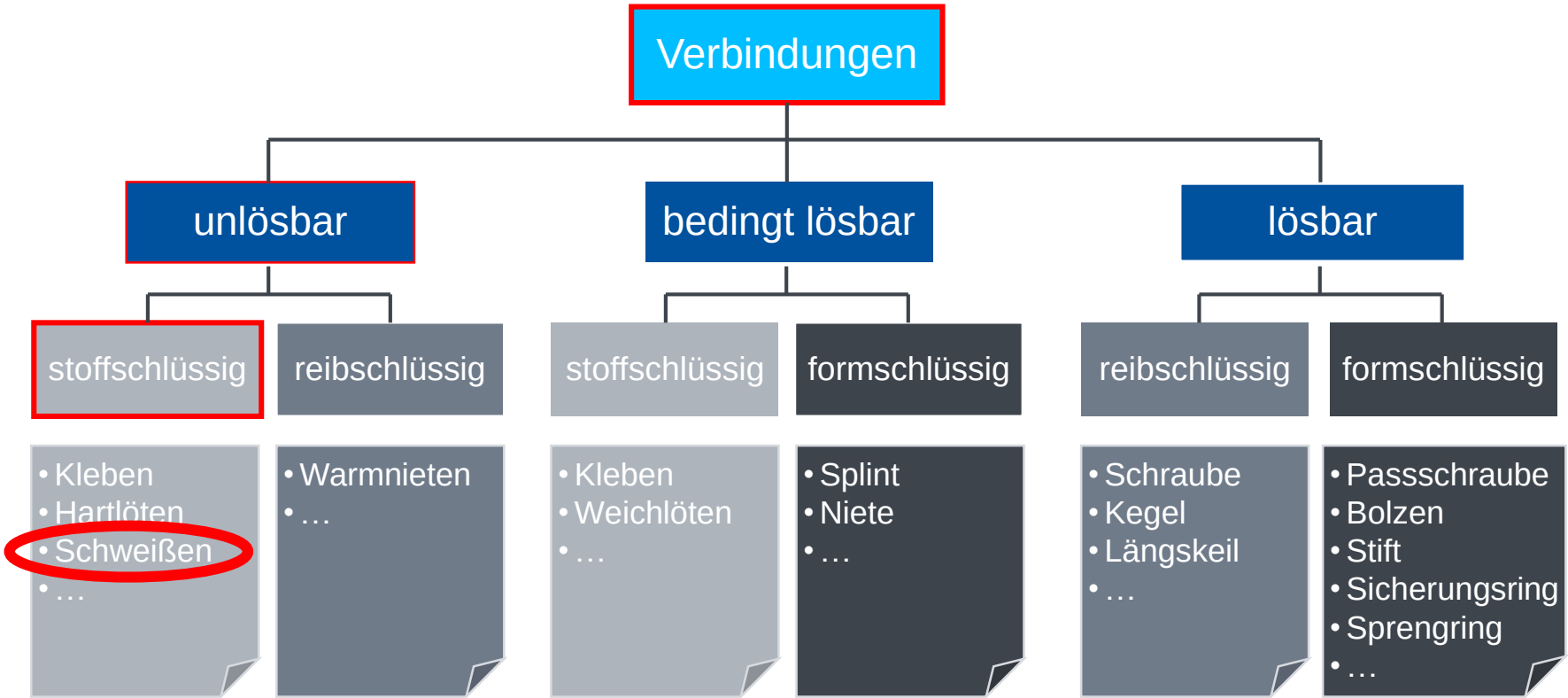
21.4 Vor-und Nachteile

21.5 Vergleich der stoffschlüssigen Verbindungen

21.6 Literaturverzeichnis

21.1 Allgemeines

21.1.1 Definition



21.1 Allgemeines

21.1.1 Definition

- DIN 1910: *„Vereinigen oder Beschichten von Werkstoffen in der Schweißzone unter Anwendung von Wärme und/oder Kraft mit oder ohne Schweißzusatz“*

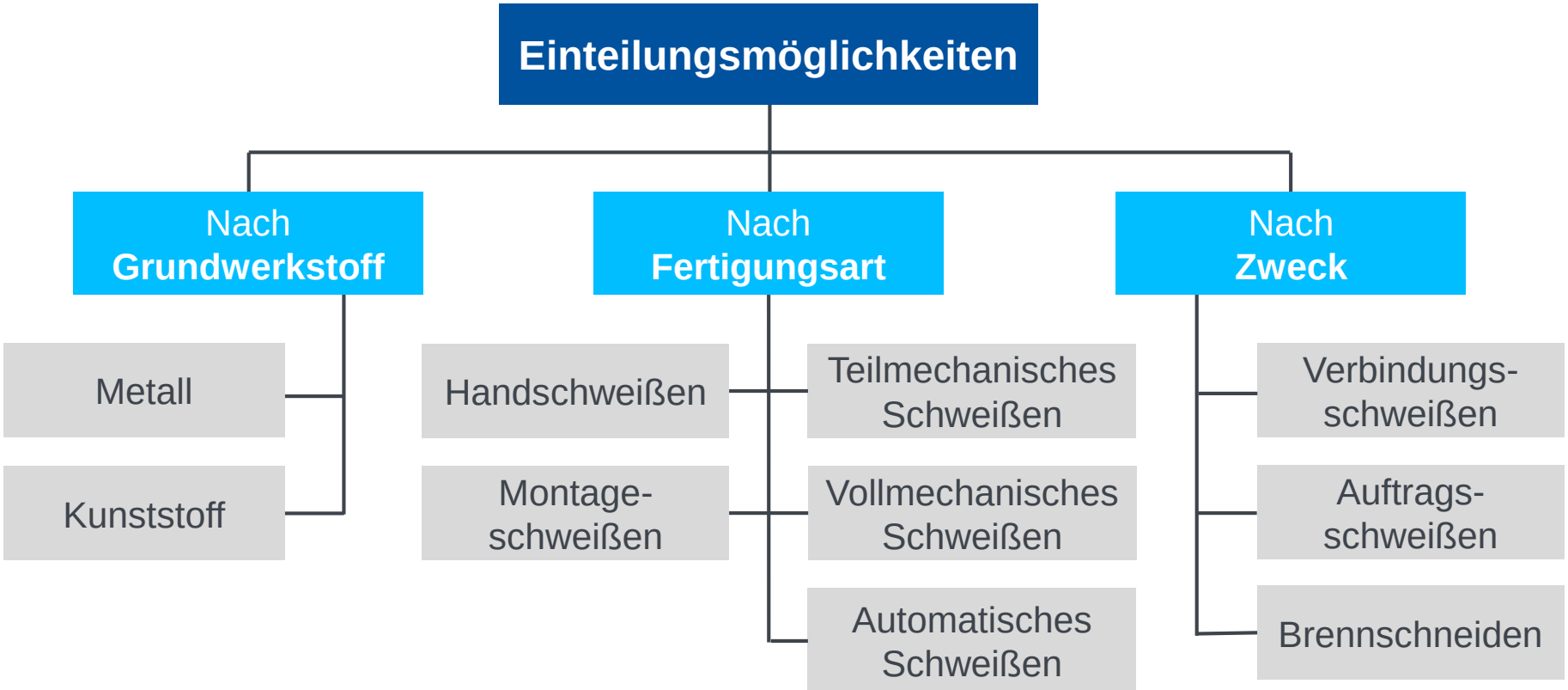
- Einsatz wenn **unlösbare und starre Verbindungen** zulässig bzw. notwendig sind
  → Viele Vorteile gegenüber Nieten, Schrauben und Gießen
- **Häufigstes Fügeverfahren** für unlösbare Verbindungen

- Aufbau von großen und komplizierten Teilen möglich
- Schweißen auch an Montageort möglich

- **Einteilung** nach Grundwerkstoff, Fertigungsart, Zweck und physikalischem Ablauf

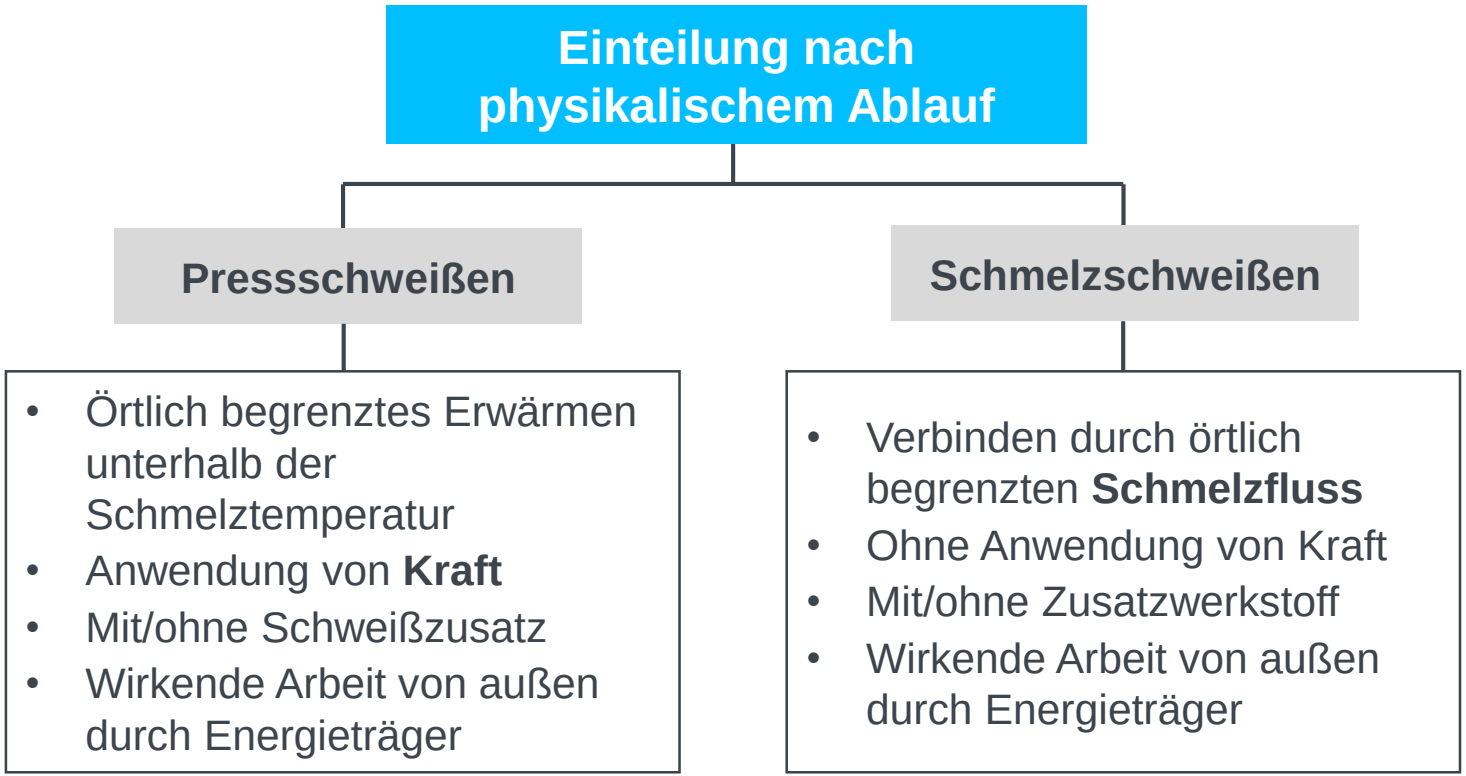
21.1 Allgemeines

21.1.2 Einteilung



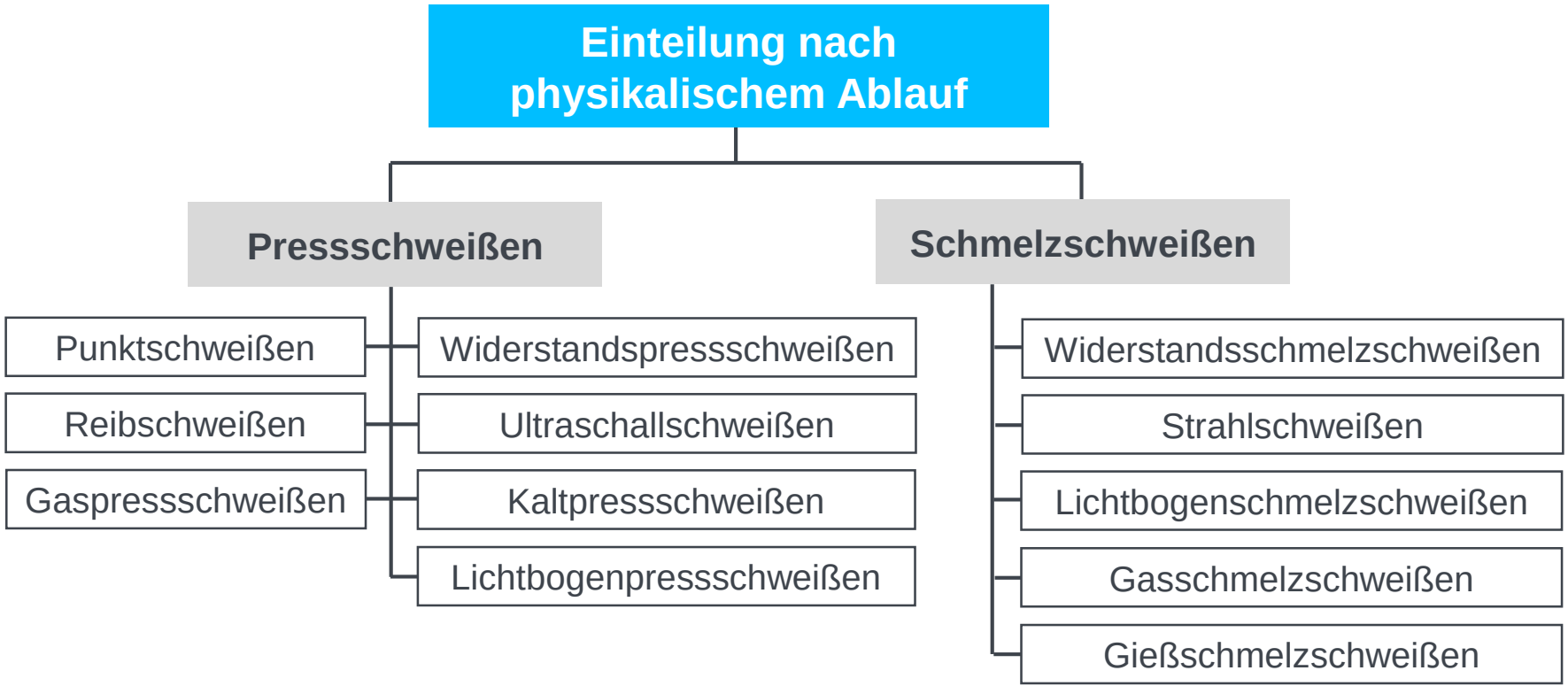
21.1 Allgemeines

21.1.2 Einteilung



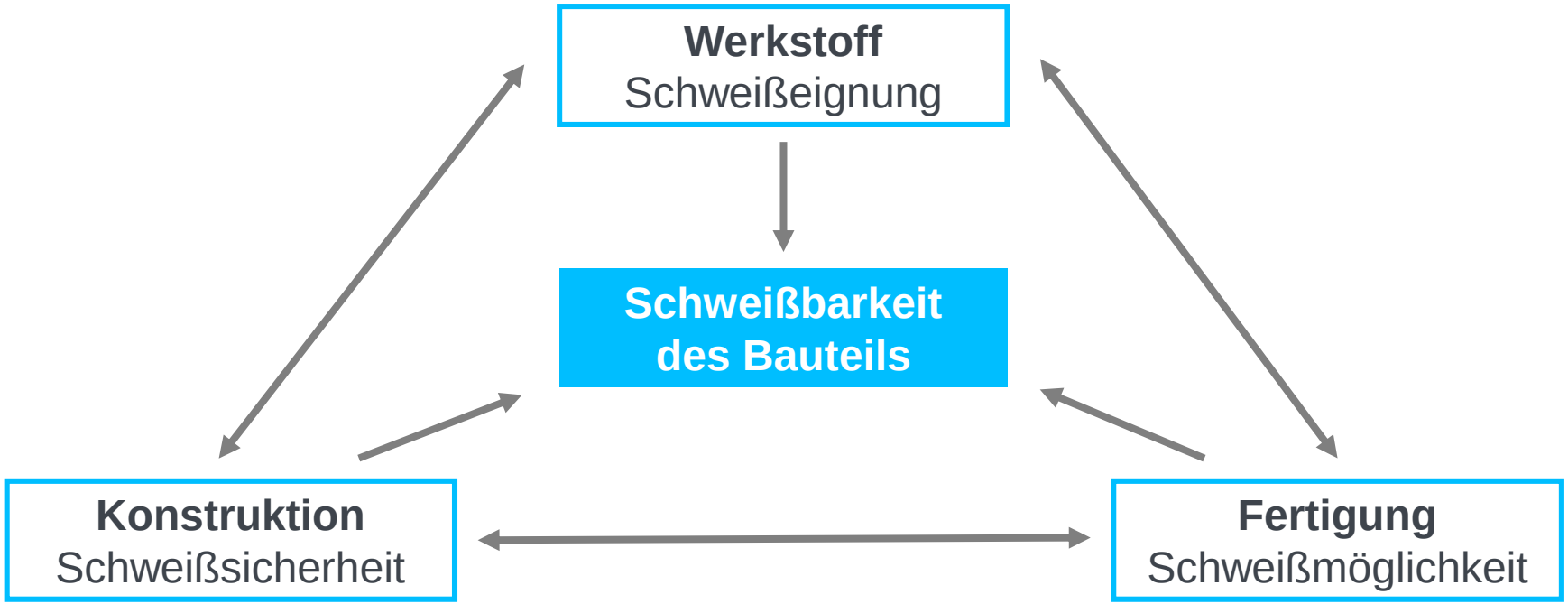
21.1 Allgemeines

21.1.2 Einteilung



21.1 Allgemeines

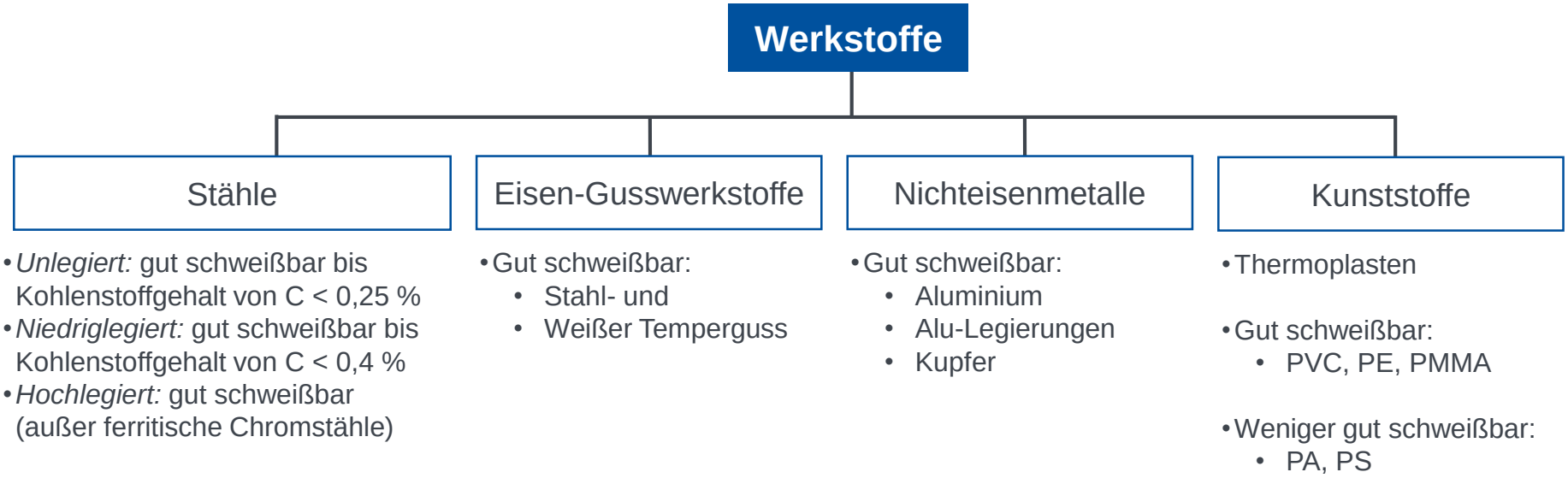
21.1.3 Schweißbarkeit



21.1 Allgemeines

21.1.3 Schweißbarkeit

- Die **Schweißeignung** ist wesentlich abhängig von:
  - Kohlenstoffgehalt
  - Verschmelzungs- und Vergießart
  - Legierungs-bestandteilen



21.1 Allgemeines

21.1.3 Schweißbarkeit

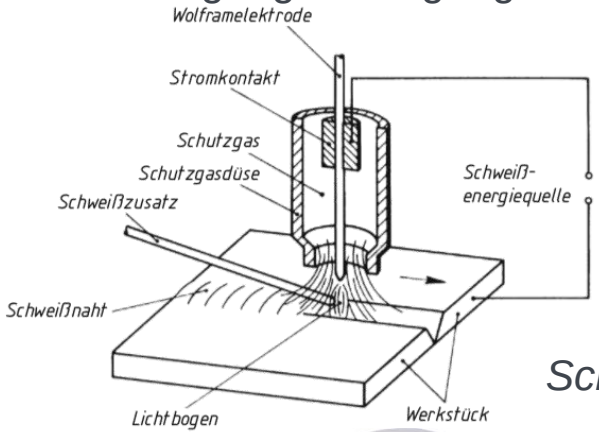
- **Schweißsicherheit** kann geringere Schweißeignung ausgleichen
- Relevante Faktoren auf die Schweißsicherheit:
  1) Konstruktive Gestaltung (Lage der Schweißnaht, Kraftfluss, Wandstärken)
  2) Beanspruchung
  3) Betriebstemperatur

- **Schweißmöglichkeit** ist vorhanden, wenn Nähte fachgerecht hergestellt werden können
- Schweißung wird beeinflusst durch:
  1) Nahtvorbereitung (Stoßarten, Zugänglichkeit, Vorwärmung)
  2) Ausführung (Schweißverfahren, Schweißfolge, Nahtaufbau, Nahtfehler)
  3) Nachbehandlung (Glühen)

21.1 Allgemeines

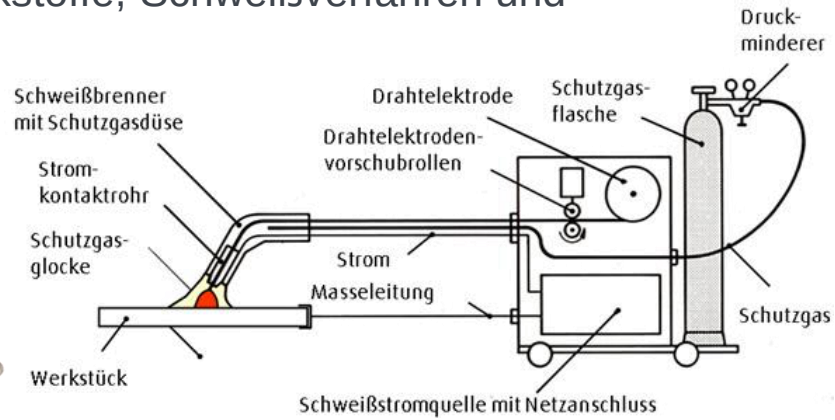
21.1.3 Schweißbarkeit

- **Schweißzusatzwerkstoffe** werden auf Grundwerkstoffe, Schweißverfahren und Fertigungsbedingungen abgestimmt





Schweißstäbe



Schutzgase



Schweißpulver



Pasten

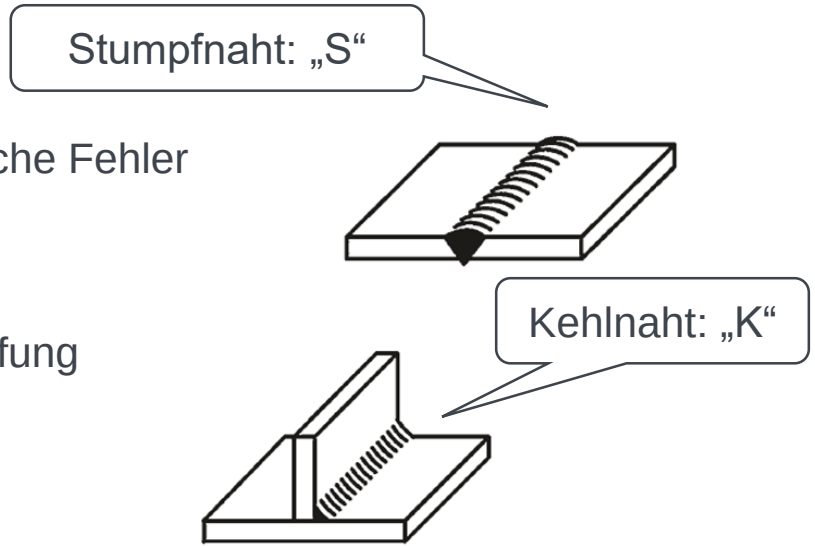


Elektroden

Quellen:
Fahrenwaldt, H.J., shop.rehm-online.de, schweisshelden.de, Angele-shop.com, amazon.de, voelkner.de,

21.1 Allgemeines

21.1.3 Schweißbarkeit



- **Schweißnahtgüte** definiert Grenzen für mögliche Fehler
- Die Anforderungen umfassen:
  - Werkstoff, Fertigung und Konstruktion
  - Vorbereitung, Schweißgut, Personal und Prüfung
- Bewertungsgruppen:
  - Stumpfnähte: AS, BS, CS, DS
  - Kehlnähte: AK, BK, CK

A	B	C	D
Sondergüte: kleine Fehler	Normalgüte: Wenig Fehler	größere Fehler (Sichtprüfung)	Niedrige Anforderungen

21.1 Allgemeines

21.1.4 Einsatzmöglichkeiten



Quelle:
Schweißbuch.de

21.1 Allgemeines

21.1.4 Einsatzmöglichkeiten

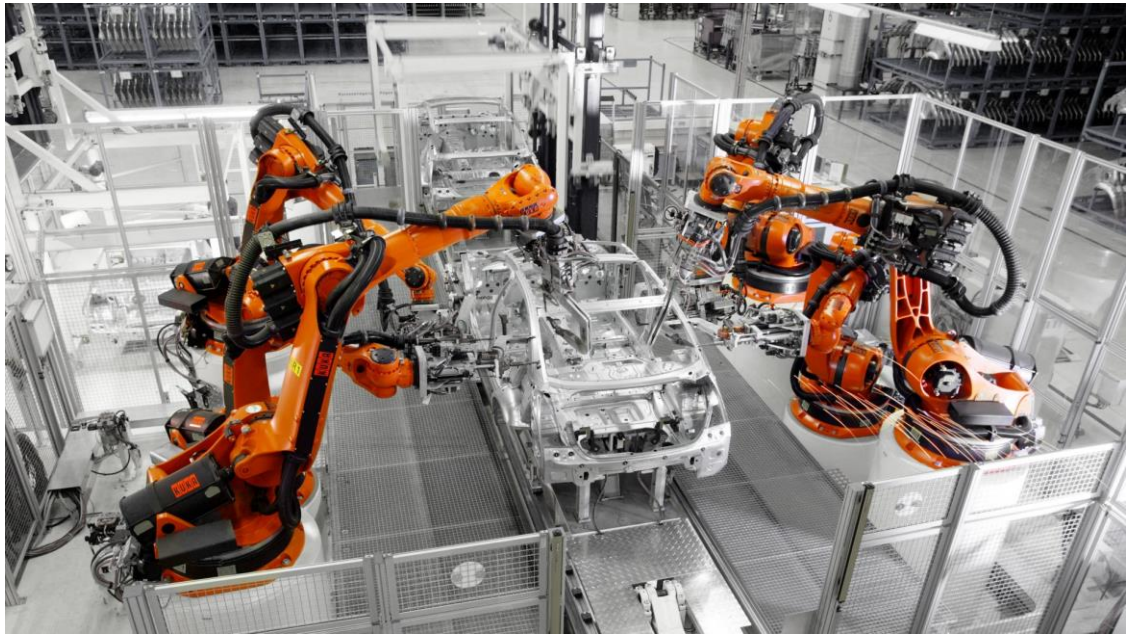
- Schweißen besonders geeignet bei folgenden **Anforderungen**:
  1) Übertragung von Kräften, Biege- und Torsionsmomenten
  2) Kostengünstiges Verbinden von (großen) Einzelstücken oder bei Kleinserien, Einsatz aber auch bei größeren Serien möglich
  3) Hohe Betriebstemperatur
  4) Instandhaltungsfreundliche Konstruktion
  5) Dichte Fügestellen
  6) Elektrische Leitfähigkeit

21.1 Allgemeines

21.1.4 Einsatzmöglichkeiten



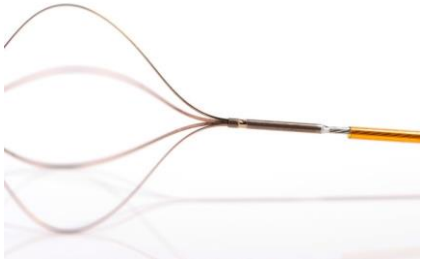




Quellen:
wikiwand.com, suzuki-offroad.net, kuka.com

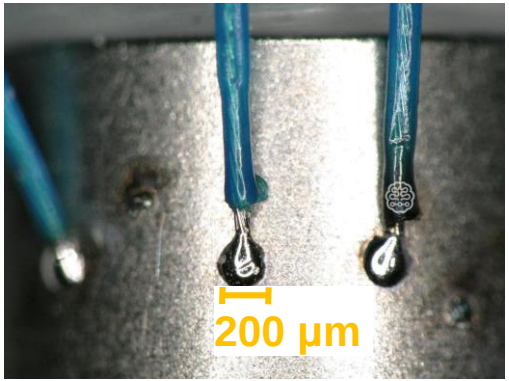
21.1 Allgemeines

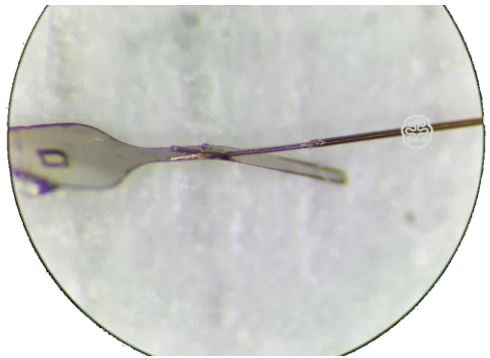
21.1.4 Einsatzmöglichkeiten









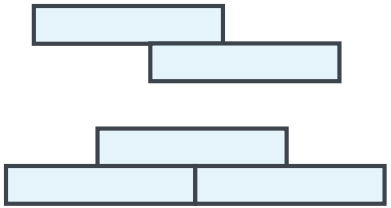
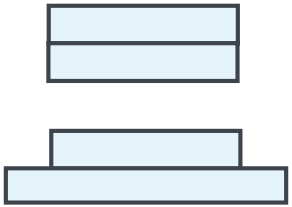
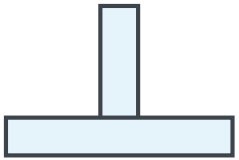
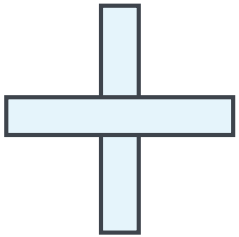
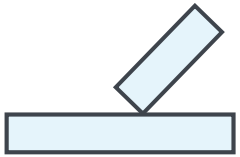
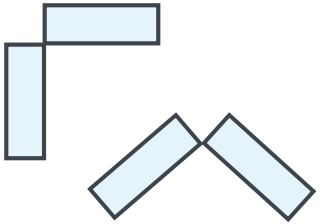
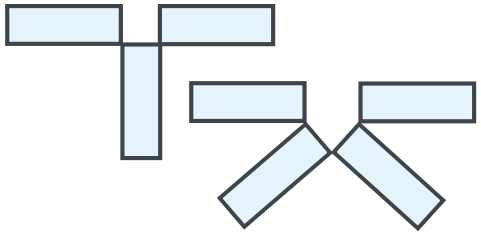


Quellen:
haeberle-laser.de , german.alibaba.com

21.2 Gestaltung

21.2.1 Schweißstöße

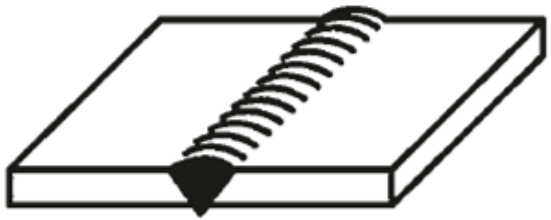
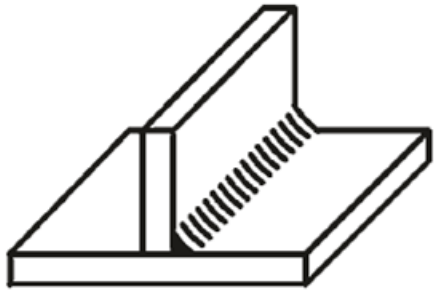
- **Schweißstoß**: Bereich, in dem Teile durch Schweißen miteinander verbunden werden

Stumpfstoß	*Überlappstoß*	*Parallelstoß*	*T-Stoß*
			
Doppel-T-Stoß	***Schrägstoß***	***Eckstoß***	***Mehrfachstoß***
			

21.2 Gestaltung

21.2.2 Schweißnähte

- **Schweißnaht**: vereinigt Teile am Schweißstoß
- Zwei Grundformen:

Stumpfnaht	*Kehlnaht*
	
• Bauteile stoßen stumpf aufeinander • Stumpfnaht mit Schweißfuge • Sollte bevorzugt werden	• Teile liegen in zwei Ebenen rechtwinklig zueinander • Bildung einer Kehlfuge

Quelle:
Albers, A.

21.2 Gestaltung

21.2.2 Schweißnähte

- **Stumpfnähte**:

Benennung	*Sinnbild*	*Schnitt*	*Benennung*	*Sinnbild*	*Schnitt*
Bördelnaht			Doppel-U-Naht		
I-Naht			HV-Naht		
V-Naht			D-HV-Naht		
D(oppel-)V-Naht			HY-Naht		
Y-Naht			D-HY-Naht		
Doppel-Y-Naht			HU-Naht		
U-Naht			D-HU-Naht		

Quelle:
Haberhauer, H.

21.2 Gestaltung

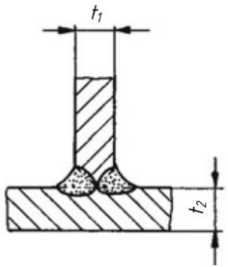
21.2.2 Schweißnähte

- **Kehlnähte**:

Benennung	*Sinnbild*	*Schnitt*
1) Kehlnaht		
2) Doppelkehlnaht		

- **Sonstige Nähte:** Stirnnähte, zusammengesetzte Nähte





Quellen:
Haberhauer, H., Fahrenwaldt, H.J.

21.2 Gestaltung

21.2.3 Zeichnerische Darstellung

- **Symbole**: Sinnbilder und Erweiterung durch Zusatzsymbole:

Oberflächenform

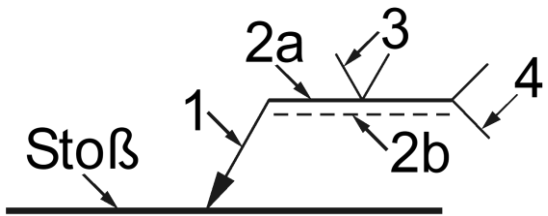
flach	—
gewölbt (konvex)	⌒
hohl (konkav)	⌓

Nahtausführung

Wurzel ausgearbeitet und Gegennaht ausgeführt	1)	Nahtübergänge kerbfrei gegebenenfalls bearbeitet	
Naht eingeebnet durch zusätzliche Bearbeitung	1)	verbleibende Beilage benutzt	M
		Unterlage benutzt	MR

1) Nicht mehr genormt

- **Lage** der Symbole in Zeichnungen



1: Pfeillinie
2a: Bezugslinie (Volllinie)
2b: Bezugslinie (Strichlinie)
3: Symbol
4: Gabel

- Auf Seite der **Volllinie** → Nahtoberseite befindet sich auf **„Pfeilseite“**
- Auf Seite der **Strichlinie** → Nahtoberseite befindet sich auf **„Gegenseite“**

Quelle: Matek

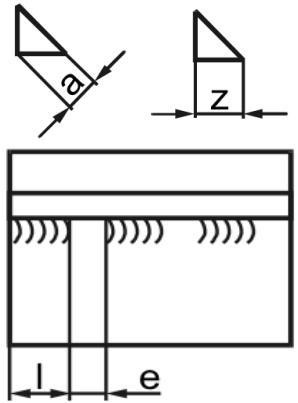
21.2 Gestaltung

21.2.3 Zeichnerische Darstellung

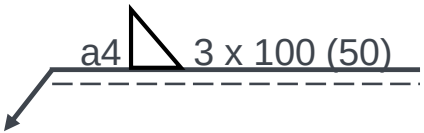
- **Bemaßung**:

  1) Eintragungsarten für Kehlnähte: *Nahtdicke a* oder *Schenkeldicke z*

  2) Bemaßung der *Einzelnahtlänge l* und des *Nahtabstandes e:* l(e)
     (Naht durchgehend: Angabe kann weggelassen werden)



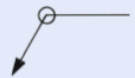
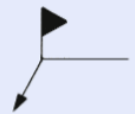
→ Beispiel:



- **Ergänzende Angaben**

  1) Am Pfeil: umlaufende Naht, Baustellennaht

  2) Gabel: Prozess, Bewertungsgruppe, Arbeitsposition, Zusatzwerkstoffe

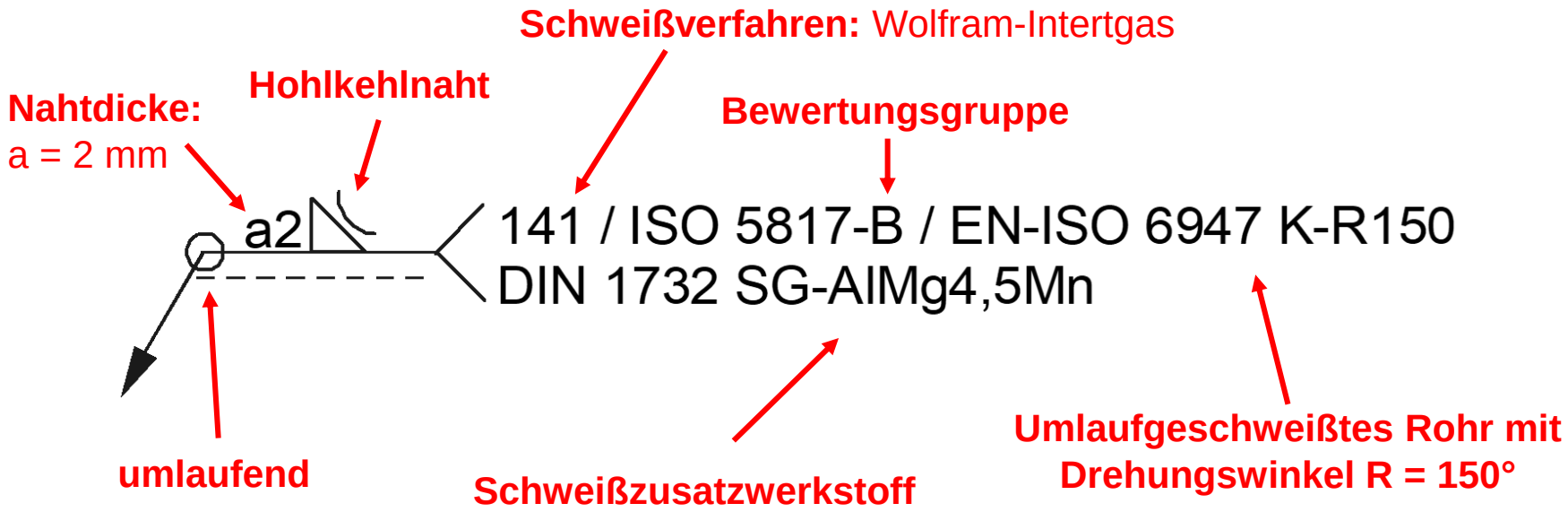
ringsumverlaufende Naht	
Baustellennaht	

Quelle: Matek

21.2 Gestaltung

21.2.3 Zeichnerische Darstellung

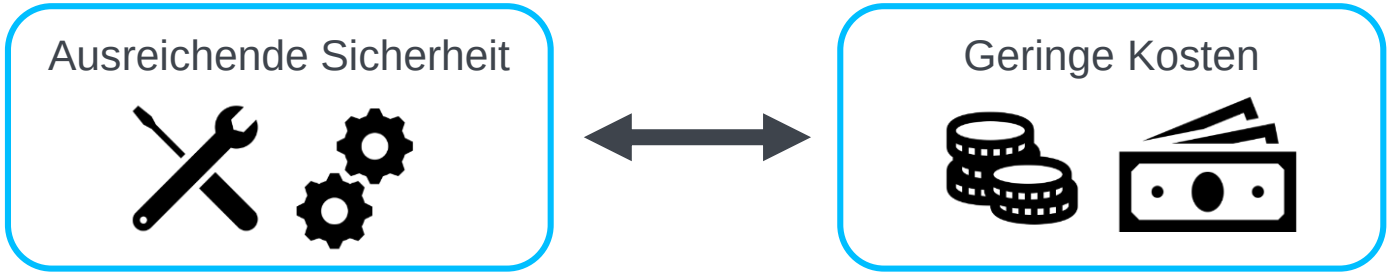
- **Beispiel:**



21.2 Gestaltung

21.2.4 Schweißgerechte Gestaltung

- **Schweißbarkeit der Konstruktion** muss gewährleistet sein:



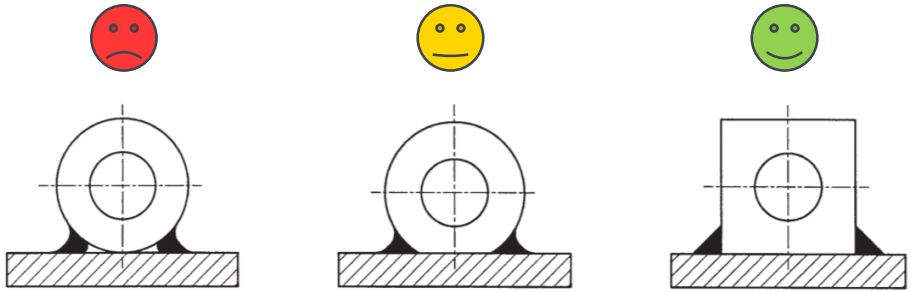
- **Anforderungen** an eine Schweißkonstruktion:
  1) Allgemeine technologische Regeln
  2) Beanspruchungsgerechte Gestaltung
  3) Wirtschaftlichkeit

21.2 Gestaltung

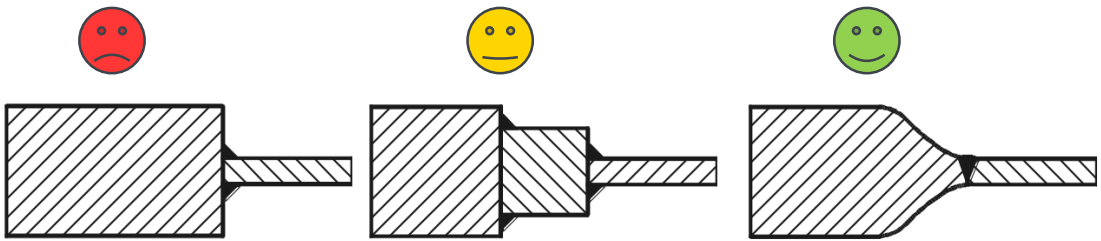
21.2.4 Schweißgerechte Gestaltung

1) Allgemeine technologische Regeln

- Nahtzugänglichkeit



- Verschweißung stark unterschiedlicher Querschnitte vermeiden



Quelle:
Haberhauer, H.

21.2 Gestaltung

21.2.4 Schweißgerechte Gestaltung

1) Allgemeine technologische Regeln

- Nahtquerschnitte begrenzen (evtl. Übergang von Platten- zu Zellbauweise)
- Nahtbearbeitung

  1) Vorbereitung möglichst vermeiden (Kehlnähte benötigen keine Vorbereitung)
  2) Schweißnähte nur nachbearbeiten, wenn dadurch Festigkeit gesteigert werden soll



Vor der Bearbeitung *Nach der Bearbeitung*

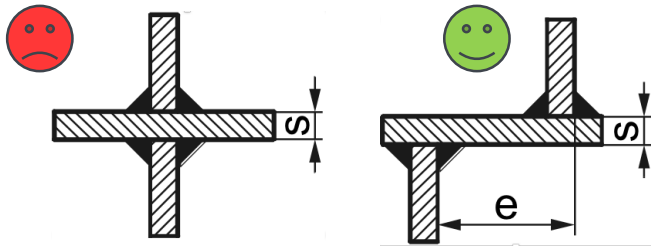
  3) Schweißnähte nicht in Passfläche legen

21.2 Gestaltung

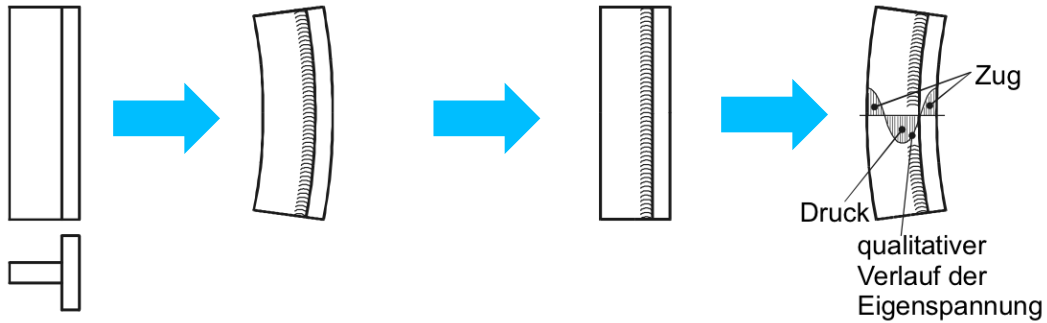
21.2.4 Schweißgerechte Gestaltung

2) Beanspruchungsgerechte Gestaltung

- Nahtanhäufungen vermeiden:



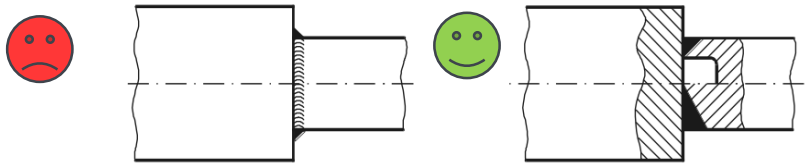
- Schweißverzug beachten:



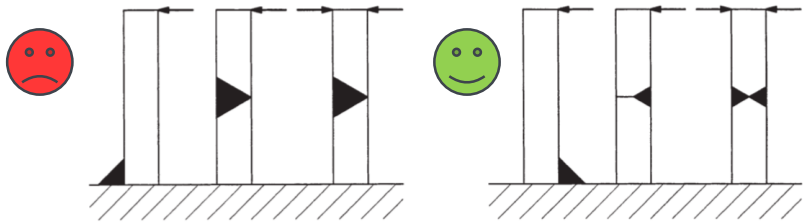
Vorher *während* *nach Abkühlen*

2) Beanspruchungsgerechte Gestaltung

- Stumpfstöße bevorzugen (vor allem bei hoher und dynamischer Beanspruchung)



- Nahtwurzel nicht in die Zugzone legen



- Nähte möglichst nicht in Zonen erhöhter Beanspruchung legen

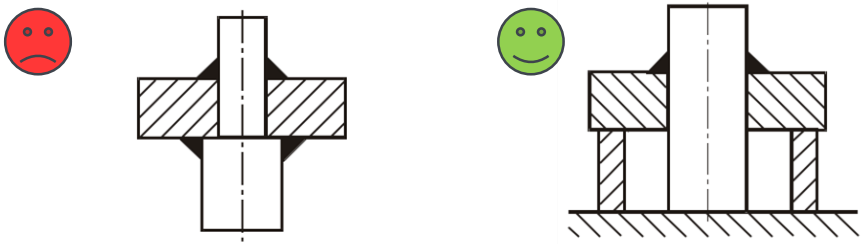
Quelle:
Haberhauer, H.

21.2 Gestaltung

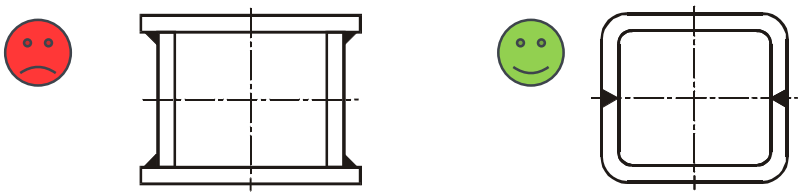
21.2.4 Schweißgerechte Gestaltung

3) Wirtschaftlichkeit

- Schweißnähte besser lang und dünn als kurz und dick
- Spanende Vorbearbeitung vermeiden



- Einfache, kostengünstige Vormaterialien verwenden (Halbzeuge)
- Nahtmenge sparen

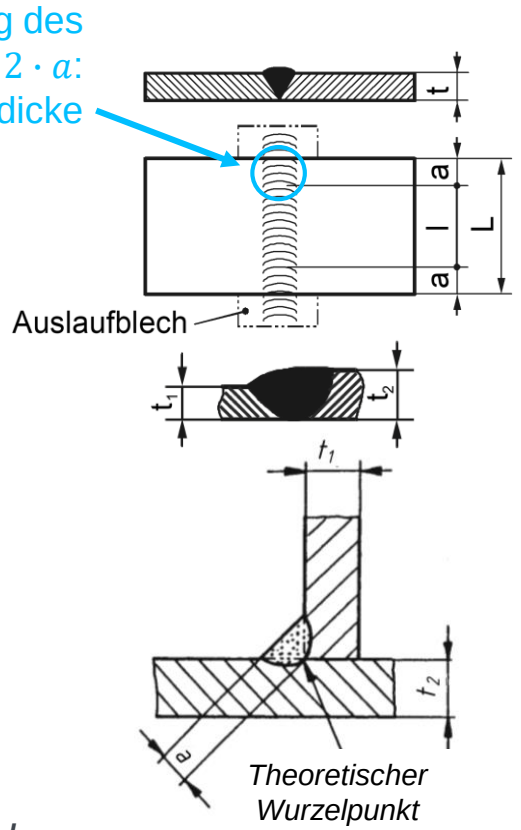


21.3 Berechnung

21.3.1 Schweißnahtabmessungen

- **Stumpfnaht am Flachstab:**
  - Nahtdicke: $a = t$
  - Nahtlänge: $l = L - 2a$
- **HV-Naht/Stumpfnaht bei unterschiedlich dicken Blechen:**
  - Nahtdicke = kleiner Blechdicke t_1
- **Kehlnaht:**
  - Nahtdicke: $a_{min} \geq (\sqrt{t_{max}} - 0{,}5) \geq 3mm$

    $a_{max} \leq 0{,}7 \cdot t_{min}$
  - Nahtlänge: $l = L - 2a$, $l_{min} \geq 6a \geq 30mm$
- *Endkraterabzug entfällt bei geschlossenen Nähten und Auslaufblechen*



Quelle: Fahrenwaldt, H.J.

21.3 Berechnung

21.3.2 Kenngrößen

- **Relevante Kenngrößen**:
  - Zug, Druck, Schub: Nahtquerschnitt
  - Biegung, Torsion: Flächenträgheits- und Widerstandsmoment

  Wichtig: je nach Belastungsart und –richtung ändern sich die Kenngrößen!

- **Mögliche Profile und Nähte:**

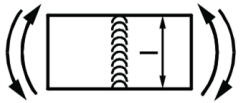
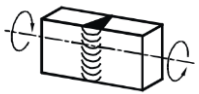
1. Stumpfnaht am Flachstab
2. Stumpfnaht am Rechteckrohr
3. Stumpfnaht am Kreisrohr
4. Kehlnaht am Rechteckrohr
5. Kehlnaht am Kreisrohr
6. Vollprofile
7. Zusammengesetzte Profile

21.3 Berechnung

21.3.2 Kenngrößen

Der Index „w“ steht für „weld“: schweißen

1. Stumpfnaht am Flachstab

	**Zug und Druck**	$A_w = a \cdot l$	
	**Schub** parallel zur Schweißnaht	$A_{ws} = a \cdot l$	
	**Biegung** um Nahtachse	$I_b = \frac{l \cdot a^3}{12}$	$W_b = \frac{l \cdot a^2}{6}$
	**Biegung** um die zur Naht senkrechte Achse	$I_b = \frac{a \cdot l^3}{12}$	$W_b = \frac{a \cdot l^2}{6}$
	**Torsion**	$I_t = \frac{l \cdot a^3}{3}$	$W_t = \frac{l \cdot a^2}{3}$

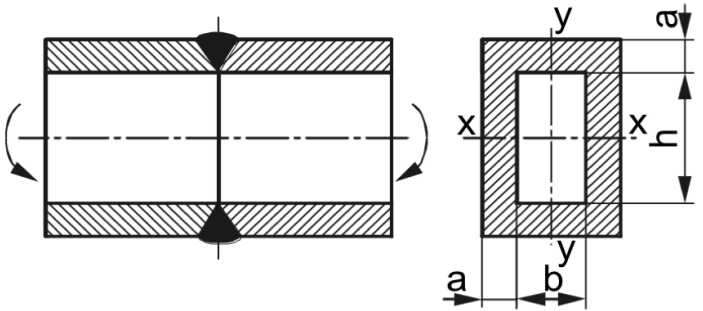
→ Kein Endkraterabzug bei Flächenträgheits- und Widerstandsmoment

21.3 Berechnung

21.3.2 Kenngrößen

2. Stumpfnaht am Rechteckrohr

Zug und Druck	$A_w = 2a \cdot (2a + h + b)$	
Schub In x-x-Richtung	$A_{wS} = 2a \cdot (2a + b)$	
Schub In y-y-Richtung	$A_{wS} = 2a \cdot (2a + h)$	
Biegung um x-x-Achse	$I_{bx} = \frac{(b + 2a) \cdot (h + 2a)^3 - b \cdot h^3}{12}$	$W_{bx} = \frac{2 \cdot I_{wx}}{h + 2a}$
Biegung Um y-y-Achse	$I_{by} = \frac{(h + 2a) \cdot (b + 2a)^3 - h \cdot b^3}{12}$	$W_{by} = \frac{2 \cdot I_{wy}}{b + 2a}$
Torsion Bredtsche Formel	$A_m = (h + a) \cdot (b + a)$	$W_t = 2 \cdot A_m \cdot a$

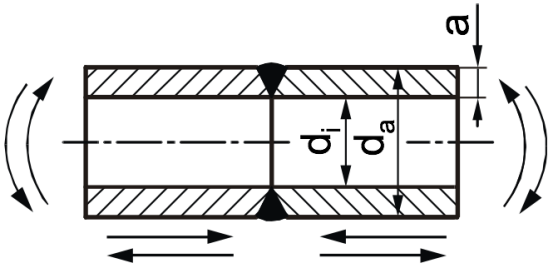


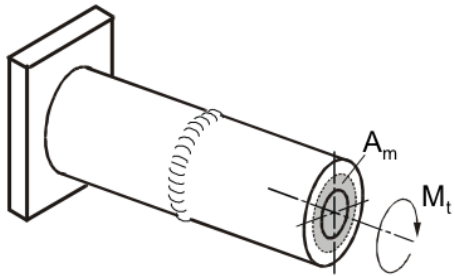
21.3 Berechnung

21.3.2 Kenngrößen

3. Stumpfnaht am Kreisrohr

Zug und Druck	$A_w = \frac{\pi}{4} \cdot (d_a^2 - d_i^2)$	
Biegung	$I_b = \frac{\pi}{64} \cdot (d_a^4 - d_i^4)$	$W_b = \frac{2 \cdot I_w}{d_a}$
Torsion für $d_i \leq 10a$	$I_t = \frac{\pi}{32} \cdot (d_a^4 - d_i^4)$	$W_t = \frac{2 \cdot I_w}{d_a}$
Torsion für $d_i > 10a$ Bredtsche Formel	$A_m = \frac{\pi}{4} \cdot \left(\frac{d_a + d_i}{2}\right)^2$	$W_t = 2 \cdot A_m \cdot a$



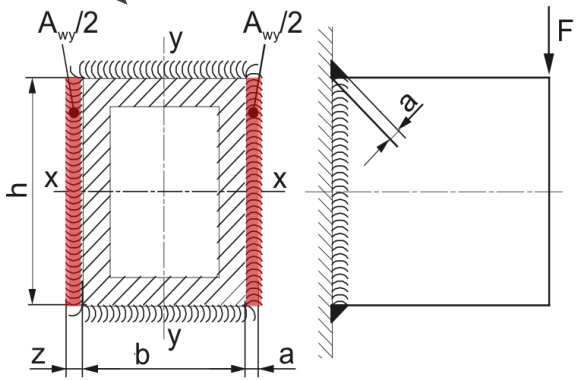


21.3 Berechnung

21.3.2 Kenngrößen

Die zur Biegeachse senkrechten Flächen werden nicht berücksichtigt!

4. Kehlnaht am Rechteckrohr



Zug und Druck	$A_w = 2a \cdot (h + b)$	
Schub In x-x-Richtung	$A_{wS} = 2a \cdot b$	
Schub In y-y-Richtung	$A_{wS} = 2a \cdot h$	
Biegung um x-x-Achse	$I_{bx} = \frac{a \cdot h^3 + b \cdot a^3 + 3ab \cdot (h + a)^2}{6}$	$W_{bx} = \frac{2 \cdot I_{wx}}{h + 2a}$
Biegung Um y-y-Achse	$I_{by} = \frac{a \cdot b^3 + h \cdot a^3 + 3ah \cdot (b + a)^2}{6}$	$W_{by} = \frac{2 \cdot I_{wy}}{b + 2a}$
Torsion Bredtsche Formel	$A_m = (h + a) \cdot (b + a)$	$W_t = 2 \cdot A_m \cdot a$

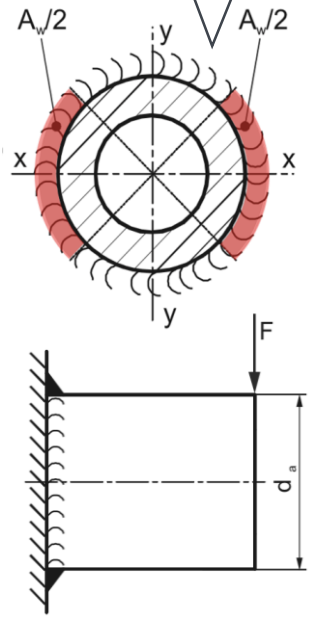
21.3 Berechnung

21.3.2 Kenngrößen

5. Kehlnaht am Kreisrohr

Zug und Druck	$A_w = \pi \cdot a \cdot (d_a + a)$	
Schub	$A_{wS} = \frac{\pi}{2} \cdot a \cdot (d_a + a)$	
Biegung	$I_b = \frac{\pi}{64} \cdot \left((d_a + 2a)^4 - d_a^4\right)$	$W_b = \frac{2 \cdot I_w}{d_a + 2a}$
Torsion für $d_i \leq 10a$	$I_t = \frac{\pi}{32} \cdot \left((d_a + 2a)^4 - d_a^4\right)$	$W_t = \frac{2 \cdot I_w}{d_a + 2a}$
Torsion für $d_i > 10a$ Bredtsche Formel	$A_m = \frac{\pi}{4} \cdot (d_a + a)^2$	$W_t = 2 \cdot A_m \cdot a$

Die zur Biegeachse senkrechten Flächen werden nicht berücksichtigt!

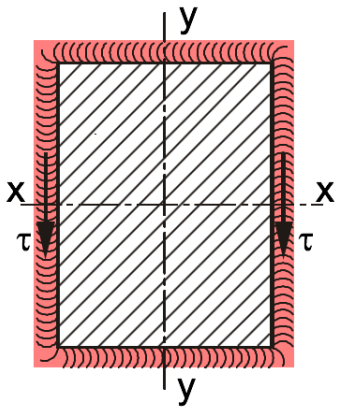


21.3 Berechnung

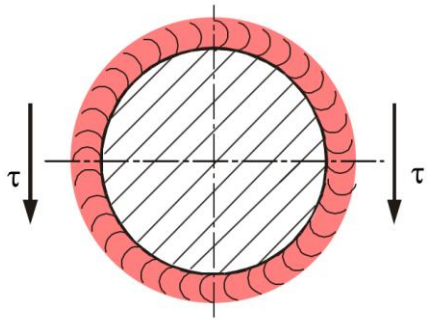
21.3.2 Kenngrößen

6. Vollprofile

- Vollprofile sind formstabil
- Quernähte müssen bei Schubspannung ebenfalls berücksichtigt werden



$$A_{wS} = A_w = 2a \cdot (h + b)$$



$$A_{wS} = A_w = \pi \cdot a \cdot (d_a + a)$$

21.3 Berechnung

21.3.2 Kenngrößen

Schweißnahtlänge „l“ ist ‚b‘ oder ‚h‘

7. Zusammengesetzte Profile

- Gesamtquerschnittsfläche:

$$A_{Ges} = \sum_i A_i = \sum_i a_i \cdot l_i$$

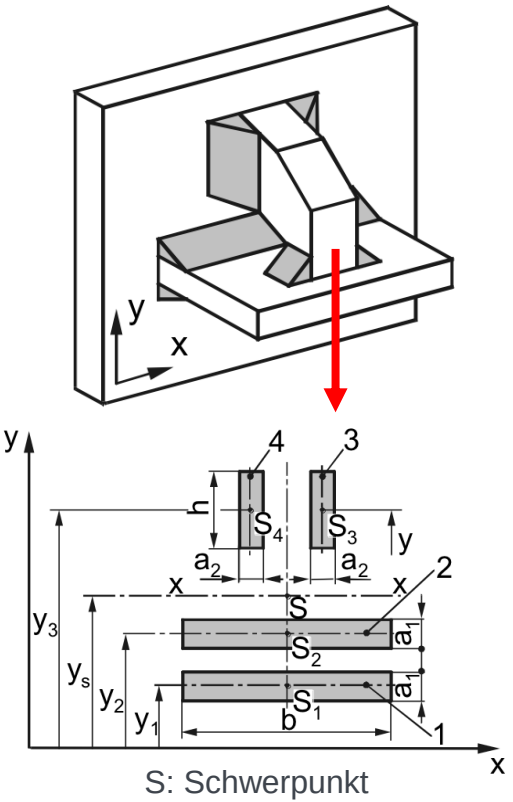
- Lage des Nahtbild Schwerpunktes

$$x_s = \frac{\sum_i x_i \cdot A_i}{\sum_i A_i} \text{ bzw. } y_s = \frac{\sum_i y_i \cdot A_i}{\sum_i A_i}$$

- Hauptflächenmomente (Satz von Steiner):

$$I_{x,S} = \sum_i I_{x,i} + \sum_i (y_i - y_s)^2 \cdot A_i$$

$$I_{y,S} = \sum_i I_{y,i} + \sum_i (x_i - x_s)^2 \cdot A_i$$



S: Schwerpunkt

21.3 Berechnung

21.3.3 Spannungen

- Einzelspannungskomponenten berechnen sich wie bekannt:
  - Zug/Druck: $\sigma_w = \frac{F}{A_w}$
  - Biegung: $\sigma_b = \frac{M_b}{W_b}$
  - Schub: $\tau_w = \frac{F}{A_{wS}}$
  - Torsion: $\tau_t = \frac{M_t}{W_t}$

- Für die Vergleichsspannung gilt:

$$\sigma_{vw} = \sqrt{\left(\sigma_{bw} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{b1}} + \sigma_{zw} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{z1}}\right)^2 + 1{,}8 \cdot \left(\tau_{sw} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{s1}} + \tau_{tw} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{s1}}\right)^2}$$

- v_{s1} : Beiwert für statischen Belastungsfall
- v_{x1} : Beiwert für vorherrschenden Spannungszustand

Nahtform	Belastung	Beiwert v_1
Stumpfnaht	Zug/Druck	$v_{z1} = 1$
	Biegung	$v_{b1} = 1$
	Schub	$v_{s1} = 0{,}8$
Kehlnaht	Zug/Druck	$v_{z1} = 0{,}8$
	Biegung	$v_{b1} = 0{,}8$
	Schub	$v_{s1} = 0{,}8$

21.3 Berechnung

21.3.4 Festigkeitsnachweis

- Einzelspannungskomponenten werden mit zulässigen Spannungen verglichen:

$$\sigma_w \leq \sigma_{w\,zul} = v_1 \cdot v_2 \cdot \frac{R_e}{S}$$

$$\tau_w \leq \tau_{w\,zul} = v_1 \cdot v_2 \cdot \frac{R_e}{S}$$

R_e: Streckgrenze
S: Sicherheitsbeiwert

- Für die Vergleichspannung gilt:

$$\sigma_{v\,w} \leq \sigma_{v\,w\,zul} = v_{x1} \cdot v_2 \cdot \frac{R_e}{S}$$

- v_2 : Beiwert, der die Nahtgüte berücksichtigt

Nahtgüte	Bewertungsgruppe	Beiwert v_2
nachgewiesen	AS, AK	1
	BS, BK	0,9
	CS, CK	0,8
Nicht nachgewiesen	D	0,5

21.3 Berechnung

21.3.5 Dynamische Belastung

1) Berechnung der Amplitudenspannung (und der Mittelspannung):

$$\sigma_a = \frac{\sigma_o - \sigma_u}{2} \quad \text{bzw.} \quad \tau_a = \frac{\tau_o - \tau_u}{2}$$

2) Gegebenenfalls Vergleichsspannungen berechnen:

$$\sigma_{va} = \sqrt{\left(\sigma_{ba} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{b1}} + \sigma_{za} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{z1}}\right)^2 + 1{,}8 \cdot \left(\tau_{sa} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{s1}} + \tau_{ta} \cdot \frac{v_{x1}}{v_{s1}}\right)^2}$$

→ *Beiwerte müssen aus der Tabelle abgelesen werde*

3) Festigkeitsnachweis

$$\sigma_{v\,a} \leq \sigma_{v\,a\,zul} = v_{x1} \cdot v_2 \cdot \frac{\sigma_A}{S}$$

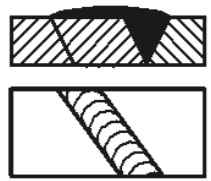
σ_A: Ertragbare Spannungsamplitude

S: Sicherheitsbeiwert

21.3 Berechnung

21.3.5 Dynamische Belastung

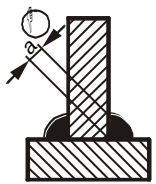
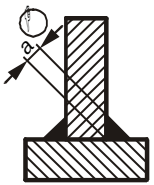
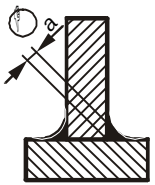
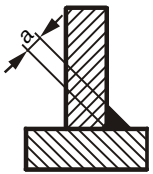
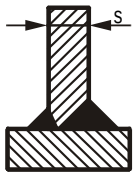
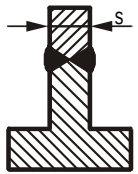
- Beiwerte:

Stumpf-stoß	Bezeich-nung	Volles Blech	V-Naht	V-Naht (wurzelver-schweißt)	V-Naht (bearbeitet)	X-Naht	V-Schrägnaht
	Nahtdicke	a = s	a = s	a = s	a = s	a = s	a = s
	Nahtbild						
v_1	Zug-Druck	1	0,5	0,7	0,92	0,7	0,8
	Biegung	1,2	0,6	0,84	1,1	0,84	0,98
	Schub	0,8	0,42	0,56	0,73	0,56	0,65

21.3 Berechnung

21.3.5 Dynamische Belastung

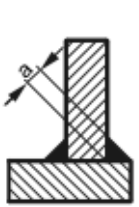
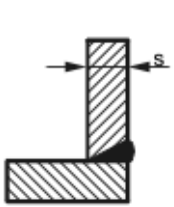
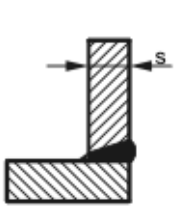
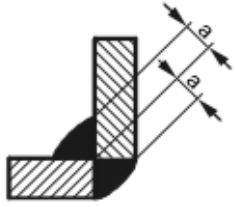
- Beiwerte:

T-Stoß	Bezeich-nung	Doppel- Wölbnaht	Doppel- Flachnaht	Doppel- Hohlnaht	Flachnaht	HV-Naht (wurzelver-schweißt mit Kehl-naht)	K-Naht (mit Dop-pelkehl-naht)	X-Naht
	Nahtdicke	2a	2a	2a	a	s	s	s
	Nahtbild							
v_1	Zug-Druck	0,32	0,35	0,41	0,22	0,63	0,56	0,7
	Biegung	0,69	0,7	0,87	0,11	0,8	0,8	0,84
	Schub	0,32	0,35	0,41	0,22	0,5	0,45	0,56

21.3 Berechnung

21.3.5 Dynamische Belastung

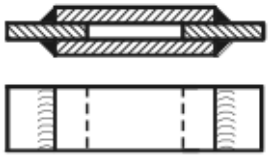
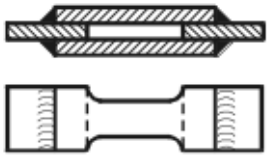
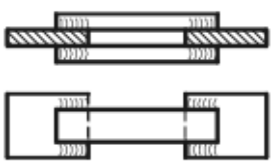
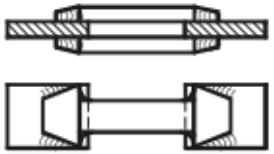
- Beiwerte:

Eckstoß	Bezeich-nung	Flachnaht	Doppel-Flachnaht	Eck-Stumpfnaht		Eck-X-Naht
	Nahtdicke	a	2a	s	s	2a
	Nahtbild					
v_1	Zug-Druck	0,22	0,3	0,45	0,6	0,35
	Biegung	0,11	0,6	0,55	0,75	0,7
	Schub	0,22	0,3	0,37	0,5	0,35

21.3 Berechnung

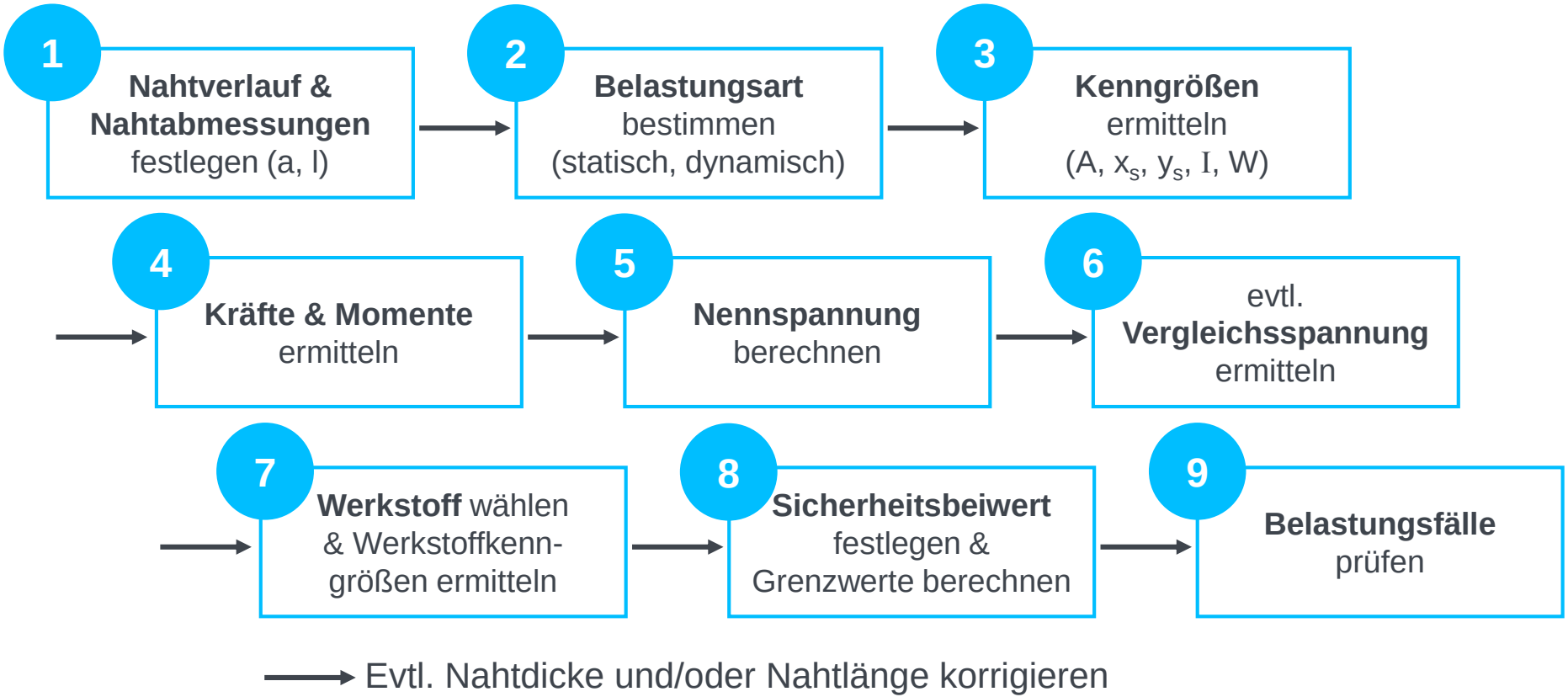
21.3.5 Dynamische Belastung

- Beiwerte:

Laschen-stoß	Laschen-stoß mit:	Stirnkehlnaht		Flankenkehlnaht	
	Nahtdicke	2a	2a	2a	2a
	Nahtbild				
v_1	Zug	0,22	0,25	0,25	0,48

21.3 Berechnung

21.3.6 Systematisches Vorgehen



21.4 Vor- und Nachteile

Vorteile

- Werkstoffsparende, wirtschaftliche Leichtbauweisen
- Keine Schwächung durch Niet- oder Schraubenlöcher
- Geringe Wanddicken und kleine Bauteilquerschnitte möglich
- Hohe Flexibilität in der Gestaltung
- Zum Abdichten geeignet
- Vor-Ort-Fertigung möglich
- Elektrisch leitfähig

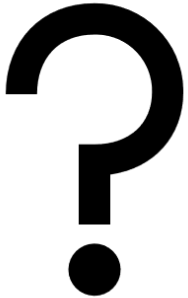
Nachteile

- Gefahr des Sprödbruches und der Rissbildung
- Gefahr von Verunreinigungen oder Einschlüssen im Schweißgut
- Hohe Anforderungen an Qualifikation des Schweißpersonals
- Teurer als Nieten oder Schrauben auf Baustellen
- Problematik der optimalen Struktur- und Schweißnahtgestaltung
- Schweißeigenspannungen

21.5 Vergleich der stoffschlüssigen Verbindungen

	Kleben	Löten	Schweißen
			
Vorteile	• Fügen verschiedener Werkstoffe • Günstig, leicht • Keine Kontaktkorrosion	• Fügen verschiedener metallischer Werkstoffe • Gute elektrische und Wärmeleitung • Gut automatisierbar	• Werkstoffsparend/ wirtschaftlich • Flexible Gestaltung • Geringe Wanddicken & kleine Bauteilquerschnitt möglich
Nachteile	• Alterungsbeständigkeit • Aufwendige Vorbehandlung • Aufwendige Dosierung	• Geringe Festigkeit • Große Lötstellen teuer	• Versprödung, evtl. Rissbildung • Schweißeigenspannungen
Einsatz	• Nicht metallische Werkstoffe • Großflächige Verbindung • Keine Hitzebelastung	• Elektronik • Installation (Labortechnik) • Dünne Rohre (Leichtbau) • Selbstst. Lösen möglich	• Große Kräfteübertragung • Hohe Betriebstemperatur

Kontrollfragen



1. Was unterscheidet Löten vom Heißkleben?
2. Was unterscheidet Löten vom Schweißen?
3. In welche zwei Gruppen können die Schweißverfahren nach den verwendeten Werkstoffen eingeteilt werden?
4. Zu welcher Verbindungsart gehört das Schweißen?
5. Nennen Sie zwei Vorteile des Schweißens.
6. Zählen Sie drei Nahtformen auf.

Danke für‘s Zuhören !

Weitere Veranstaltungen des IMT

- Praktische Entwicklung von Medizinprodukten (PEMP) Bachelor! 6 LP
  - Fortführung der KMT
  - Entwicklungsprojekt in Gruppenarbeit
  - Kompetenzfeld zusammen mit Technischem Design
- Medical Measurement Methods (MMM), Master, 6 LP
  - Messtechnik (physikalische Größen)
  - Messelektronik
  - Im Spezialisierungsfach *Medizingerätekonstruktion* (Master Stuttgart)
- Medizingerätetechnik (MGT), Master, 2 Semester, 6 LP
  - MGT1: Funktion und Einsatz von Medizingeräten allgemein
  - MGT2: Regularien der Medizintechnik (In Europa und dem Rest der Welt)
  - Im Spezialisierungsfach *Medizingerätekonstruktion* (Master Stuttgart)
- Medizintechnik-Regularien (MTR), Master, 1 Semester, 3 LP
  - = MGT2 für Menschen, die das SF *Medizingerätekonstruktion* nicht belegen wollen

21.6 Literaturverzeichnis

- Albers, A., Deters, L., Feldhusen, J., Leidich, E., & Linke, H.: Konstruktionselemente des Maschinenbaus 1: Grundlagen der Berechnung und Gestaltung von Maschinenelementen, 9. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2016
- Fahrenwaldt, H.J., & Schuler, V.: Praxiswissen Schweißtechnik: Werkstoffe, Prozesse, Fertigung, 4. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2011
- Haberhauer, H. & Bodenstein, F.: Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung, 17. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2014
- Wittel, H., Jannasch, D., Voßiek, J.& Spura, C.: Roloff/Matek Maschinenelemente Formelsammlung, 14. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2018
- Wittel, H., Muhs D. et al.: Roloff/Matek Maschinenelemente, 23. Auflage, Springer Vieweg Verlag, 2017