

4. Grundlagen der Statik

Mechanik: Bewegte Kräfte

Statik: Bewegung ist Null $\rightarrow$ Gleichgewichte

Axiom: nicht beweisbarer Grundsatz

Statik: Verformung wird nicht berücksichtigt

Erfarrungsprinzip: Gesetze der Statik an verformbaren, aber als starr angesehenen Körpern

Kräfte $F = m \cdot a$ $[F] = 1 \text{ N} = 1 \frac{\text{kg} \cdot \text{m}}{\text{s}^2}$

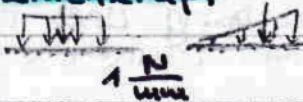
• äußere / eingeprägte Kräfte: Belastungen $\rightarrow$ Aktionskräfte

• innere Kräfte: Stützkräfte $\rightarrow$ Reaktionskräfte

$\rightarrow$ Def:

- Betrag
- Wirkungslinie
- Richtung
- Lage (Angriffspkt.)

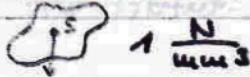
Linienkraft



Flächenkraft $\rightarrow$ Druck / Spannung



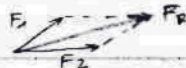
Volumen-/Massenkraft



Gleichgewichtsaxiom: Körper ist im Gleichgewicht, wenn er unter einwirkenden Kräften in Ruhe oder gleichf. Bewegung bleibt.

• verschiebbarkeit auf Wirkungslinie

Addition:



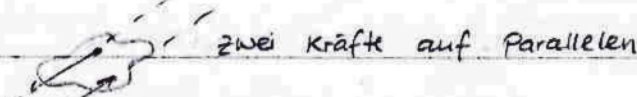
Reaktionsgesetz:



An der Berührstelle: gleichgroße entgegengesetzte Kraft
 $F_1 = F_2 = F_3 = F_4$

Kräfte u. Momente

Kräftepaar:



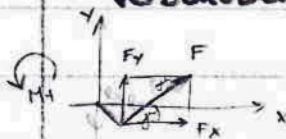
Moment:

$$M = F \cdot l$$



$\rightarrow$ Kräftepaar kann verschoben werden ohne dass Wirkung sich ändert

$\rightarrow$ Ein Moment kann in Richtung der Achse, um die es dreht verschoben werden

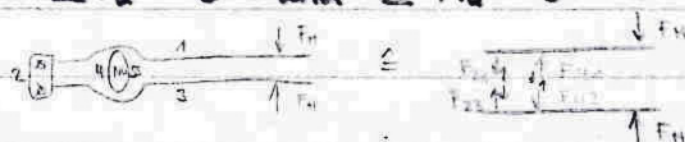


$$\begin{aligned} F_x &= F \cdot \cos(\varphi) \\ F_y &= F \cdot \sin(\varphi) \end{aligned}$$

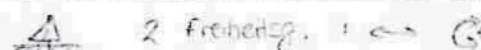
$$\begin{aligned} M_x &= -F_x \cdot l_y \\ M_y &= F_y \cdot l_x \end{aligned} \quad \left. \begin{aligned} M &= F_y \cdot l_x - F_x \cdot l_y \\ M &= M_y + M_x \end{aligned} \right\}$$

Kraftsystem: $\sum F_u = 0$ und $\sum M_u = 0$

Freischneiden:

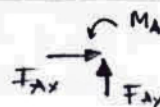
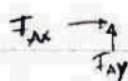


Freiheitsgrade:



1 Freiheitsg.:

angefestschl. angeschweißt, eingespannt: 0 Freiheitsg.



innere Beanspruchung $\rightarrow$ Schnittgrößen



5. Ermittlung der Spannungen

Zug: Schraube

Druck: Pleuel

Biegung: Achse

Schub (Scherung): Bolzen

Torsion: Welle

Spannung senkrecht zum Querschnitt

parallel zum Querschnitt

Normalsp.: $\sigma = \frac{F}{A}$

$1 \frac{N}{mm^2} = 1 \text{ MPa}$

Schubsp.: $\tau = \frac{F}{A}$

$1 \frac{N}{mm^2} = 1 \text{ MPa}$

Ursachen: • Normalsp.: Längskräfte und Biegemomente

• Schubsp.: Querkräfte und Torsionsmomente

bei ungleichmäßiger Verteilung: $\sigma = \frac{dF}{dA}$, $\tau = \frac{dF}{dA}$

Normalspannung aus Längskraft:

Zug (+), Druck (-)

Dehnung: ϵ

$\rightarrow$ el. Bereich

$E = \frac{\sigma}{\epsilon}$

Hookesches Gesetz

$\rightarrow$ zyl./prism. Stäbe

$E_{\text{längs}} = \frac{\Delta L}{L}$

Einschnürung: $\epsilon_q = \frac{\Delta d}{d}$

Querkontraktionszahl:

$-\mu = \nu = \frac{E_q}{E_l}$

Poissonsches Gesetz

Knicken nach Euler:

5.1 Normalspannung aus Längskraft

1	2	3	4
Knicklast $F_K = \frac{\pi^2 E \cdot I}{4 l^2}$	Knicklast $F_K = \frac{\pi^2 E \cdot I}{l^2}$	Knicklast $F_K = \frac{2\pi^2 E \cdot I}{l^2}$	Knicklast $F_K = \frac{4\pi^2 E \cdot I}{l^2}$

Ausknicken unter Druckbelastung – Eulersche Knickfälle

Normalspannung aus Biegung:



Dehnung: $\epsilon(y) = y \cdot \text{konst.}$

$\sigma(y) = E \cdot \epsilon(y) = E \cdot y \cdot \text{konst.}$

$\Rightarrow$ lineare Verteilung

$\sigma = \frac{M_b}{W_b}$ Biegemoment / Widerstandsm.

Widerstandsmomente können weder addiert noch subtrahiert werden.

Flächenträgheitsmomente, die sich auf die gleiche Achse beziehen können addiert und subtrahiert werden.

$I_z = b \cdot \int_A y^2 dA$

Steiner'scher Satz:



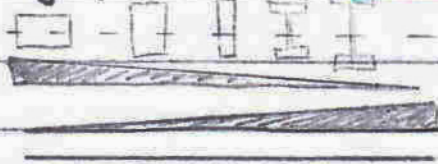
$I_2 = \frac{3b \cdot h_2^3}{12} - \frac{2b \cdot h_1^3}{12}$

$W_b = \frac{I_o}{l_{\text{max}}} = \frac{I_z}{l_{\text{max}}}$

$I_2 = \frac{b \cdot h_1^3}{12} + 2 \cdot \left[\frac{3b \cdot \left(\frac{h_2 - h_1}{2}\right)^3}{12} + \left(\frac{h_2 + h_1}{4}\right)^2 \cdot (h_2 - h_1) \cdot \frac{1}{2} \cdot 3b \right]$

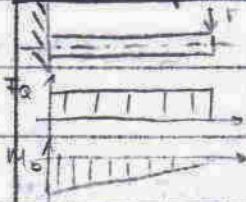
► Trägerquerschnitte:

Hohle Profile → biegesteif
Flache Profile → biegeweich



rel. Masse
rel. I_z
rel. Widerstandsm.

Schubspannungen aus Querkraft



$$\tau = \frac{F_Q \cdot S_y(y)}{b(y) \cdot I_z}$$

Querkraft läuft konst. durch Balken

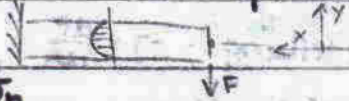
Eingespannte Stelle übernimmt größtes Biegemoment

► Satz von den zugeordneten Schubspannungen:



$$\tau_{xy} = \tau_{yx}$$

► Rechteckquerschnitt:



$$\tau_{yx} = \tau_{xy}$$

→ im allg.: $\tau_s < \sigma_b$ außer kurze Balken mit großen F_Q u. kl. M_b und Doppel T-Träger mit dünnem Steg

► Sonderfall



→ Versagensfall: „abgescher“

$$\tau = \frac{F}{A}$$

Schubspannung aus Torsion



Spannungsverteilung

bei konst. I_p :

$$\varphi = \frac{M_t \cdot L}{G \cdot I_p}$$

Länge
Schubmodul

Verdrrehwinkel
im Bogenmaß

$$\tau_t = \frac{M_t}{I_p} \cdot \rho$$

Polares Trägheitsmoment: $I_p = \int_A \rho^2 dA = \int_A (z^2 + y^2) dA$ $\square^4$

Merke: bei rot. sym. Querschnitten

• I_p = Summe zweier Flächenträgheitsmomente die senkrechte Bezugachsen haben

• Addition und Subtraktion möglich, wenn sie sich auf gleiche Pole beziehen

► Kreisrunde Querschnitte

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t}$$

$$W_t = \frac{I_p}{\xi_{max}} = W_p$$

a) Vollquerschnitt: $W_t = \frac{I_p}{r} = \frac{1}{2} \pi r^3 = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{2 M_t}{\pi r^3} = \frac{16 M_t}{\pi \cdot d^3}$$

b) Hohlquerschnitt: $r_i = \frac{1}{2} r_a$

$$I_p = I_{pa} - I_{pi} = \frac{1}{2} \pi r_a^4 - \frac{1}{2} \pi r_i^4 = \frac{15}{32} \pi r_a^4$$

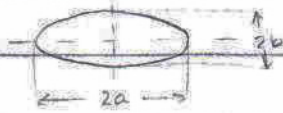
$$\tau_t = 2,183 \cdot \frac{M_t}{\pi r_a^3}$$

$$= 17,064 \cdot \frac{M_t}{\pi \cdot d^3}$$

$$W_t = \frac{15}{32} \pi r_a^3$$

→ Gewichtsersparnis: 25% (bei $d/2$)

Elliptischer Querschnitt:

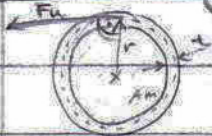


$$W_t = \frac{1}{2} \pi \cdot a \cdot b^2$$

$$\tau_c = \frac{2 \cdot M_t}{\pi \cdot a \cdot b^2}$$

$$I_p = \frac{\pi \cdot a^3 \cdot b^3}{a^2 + b^2}$$

Dünnwandiger Querschnitt: $r \geq 5 \cdot t$ bzw. $\frac{da}{dt} \leq 1,2$

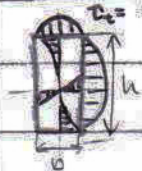


$$\tau_c = \frac{M_t}{2 \cdot A_m \cdot t}$$

1. Bredtsche Formel:

$$\tau = \frac{M_t}{2 \cdot A_m \cdot t}$$

Rechteckige Querschnitte:



$$I_p = \eta_3 \cdot b^3 \cdot h$$

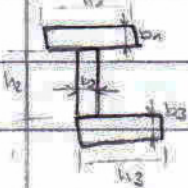
$$W_t = \eta_2 \cdot b^2 \cdot h$$

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_t}$$

→ falls $h \leq 3b$ ist τ über die ganze Höhe parabolisch

→ η_1, η_2, η_3 ist abhängig von $\frac{h}{b}$ (Tabelle)

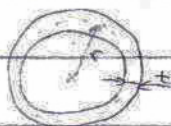
Zusammengesetzte Querschnitte:



$$I_p = \frac{1}{3} [b_1^3 \cdot h_1 + b_2^3 \cdot h_2 + b_3^3 \cdot h_3 + \dots] \approx I_{p1} + I_{p2} + I_{p3}$$

$$W_t \approx \frac{I_p}{b_{\max}}$$

offener Querschnitt: $r=10 \quad t=1$

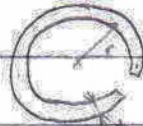


geschlossen

$$I_p = 2\pi \cdot r^3 \cdot t = 2000 \pi$$

$$W_t = 2\pi \cdot r^2 \cdot t = 200 \pi$$

torsionssteif



offen

$$I_p = \frac{1}{2} \cdot 2\pi \cdot r \cdot t^3 = 6,666 \pi$$

$$W_t = \frac{1}{3} \cdot 2\pi \cdot r \cdot t^2 = 6,666 \pi$$

⇒ Verdrehung 1:300

⇒ Torsionsspannung 1:30

torsionsweich

→ Geschlossene Hohlprofile verwenden, bei denen das Material möglichst weit weg ist von der Stabachse.

Flächenpressung:

$$\sigma_d = p = \frac{F}{A} = \frac{F}{a \cdot b}$$



→ unterschiedliche Pressungsverteilung:

$$dF = p \cdot dA = p \cdot \frac{D}{2} \cdot l \cdot d\varphi$$

$$dF_v = \cos(\varphi) \cdot dF$$

$$\frac{F}{2} = \int_0^{\pi/2} p \cdot \frac{D}{2} \cdot l \cdot \cos(\varphi) d\varphi = p \cdot \frac{D}{2} \cdot l \cdot [\sin(\varphi)]_0^{\pi/2} = p \cdot \frac{D}{2} \cdot l$$

$$\text{Lochleitungsdruck: } p = \frac{F}{D \cdot l} = \frac{F}{A}$$

Spannungen zusammenfassen

- gleichartige Spannungen, in derselben Wirkungslinie werden addiert

$$\sigma = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z \quad (\text{Normalspannungen})$$

- gleichartige Spannungen, in nicht derselben Wirkungslinie werden geometrisch addiert

$$\tau = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2}$$

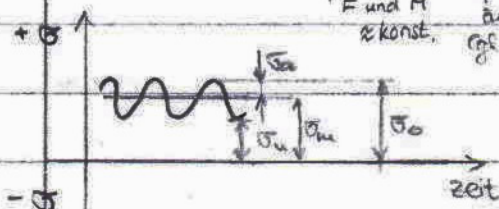
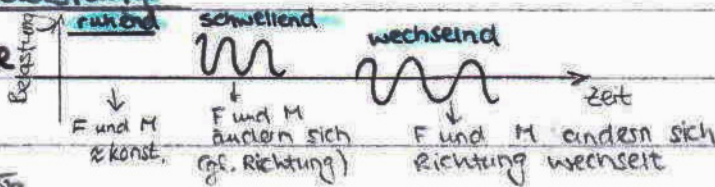
- ungleichartige Spannungen zusammenfassen

$$\text{GEH: } \sigma_v = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

(mehrachsiges Spannungszustand $\rightarrow$ einachsiger Sp.)

Dynamische Belastung

- Belastungsfälle



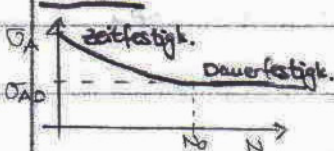
σ_a : Spannungsamplitude

σ_o, σ_u : Ober-, Unterspannung

σ_m : Mittelspannung

- Zeit- und Dauerfestigkeit

Wöhler

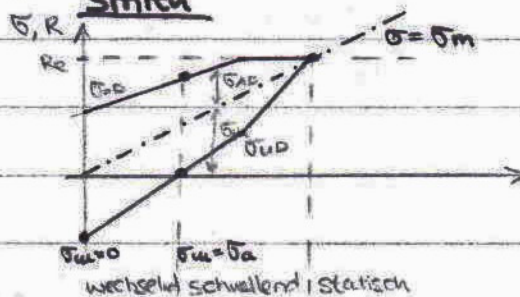


σ_a : Amplitude

σ_{aD} : Dauerfestigkeit bei N_0

N : Lastwechsel

Smith



- Festigkeitsberechnung

wirkende Spannung: $\sigma = \frac{F}{A} \leq \frac{K}{S} = \sigma_{zul}$: zulässige Spannung

unabh. vom Werkstoff
(TM, elastomechanik)

unabh. von den Abmessungen
(Werkstoffkunde, Materialprüfung)



Festigkeitslehre



- Einflussfaktoren: Kerbwirkung, Bauteilgröße, Oberflächenrauheit, Bearbeitungszustand

- Sicherheitsbeiwerte:

$$S_F: 1,2 - 2$$

gegen Fließen $\approx 1,5$

$$S_B: 2 - 3$$

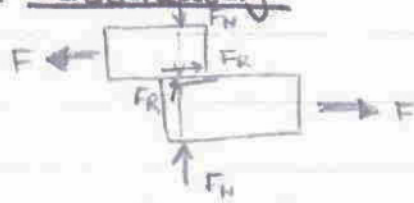
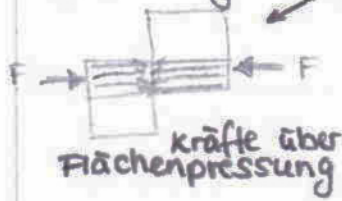
gegen Bruch $\approx 2,5$

$$S_{B, spröd}: 4 - 9$$

gegen Sprödbruch

16. Welle-Nabe-Verbindungen

- Hauptfkt.: Drehmomentübertragung
- Nebenfkt.: Radial- und/oder Axialkräfte übertragen
- Eigenschaften: fest oder beweglich, meist lösbar
- Ausführung: form- und reibschlüssig



Coulomb'sches Reibungsgesetz:

$$F \leq F_R = \mu \cdot F_N$$

16.1 formschlüssig

- Passfeder
- Keilwelle
- Polygonprofil
- Scheibenfeder
- Korbverzahnung

stoffschlüssig

- Löten
- Kleben
- Schweißen

reibschlüssig

- Klemmverbindung
- Zyl. Pressverband
- Kegel-Pressverband
- Spannhülse

formschlüssige Verbindungen

Passfeder

- häufigste
- spielfrei in Nut von Welle und Nabe → Kopfspiel
- Nabenlänge > Passfederlänge
- Schwächung durch zusätzl. Befestigung (Schraube)
- $t \approx \frac{h}{2}$
- Werkstoff: Keilstahl C 45 K

- + einfache Herstellung
- + leichte Montage/Demontage
- + keine Formänderung der Nabe unter Last
- + Selbstzentrierung

- ungeeignet für wechselnde Drehmomente → Schrumpfsitz, Keilwellen
- Kerbwirkung → Polygonprofil
- begrenzte Belastbarkeit → Keilwellenprofil

$$F_u = \frac{2 \cdot M_t}{d} \quad (16.1)$$

wittlere Flächenpressung:

$$p = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot l_{tr} \cdot (h-t) \cdot i \cdot \psi} \quad (16.3)$$

$$p = \frac{F_u}{(h-t) \cdot l_{tr} \cdot i \cdot \psi} = 1$$

l_{tr} : Tragende Länge

ψ : Traganteil

i : eine PF $i=1$ $\psi=1$
zwei PF $i=2$ $\psi=0.75$

mit $t \approx \frac{h}{2}$:

$$p \approx \frac{4 \cdot M_t}{d \cdot l_{tr} \cdot h \cdot i \cdot \psi} \leq p_{zul}$$

zul. Drehmoment: $M_{t,zul} = \frac{p_{zul} \cdot d \cdot l_{tr} \cdot h \cdot i \cdot \psi}{4}$

Schubspannung in PF: $\tau = \frac{F_u}{b \cdot l_{tr} \cdot i \cdot \psi} = \frac{2 \cdot M_t}{d \cdot b \cdot l_{tr} \cdot i \cdot \psi}$

- max 2 Passfedern

- bei dünnwandigen Naben ($\frac{d}{b} > 0.6$) Drehmoment an der, der Lastableitung entgegengesetzten Seite abnehmen

ideal: Lastableitung über ganze PF

- Lagerung: (Welle)

- Stützweiten klein halten (zw. 2 Lagern)
→ niedr. Biegespannung

• kurze Wellen anstreben

• möglichst nur an zwei Stellen lagern → stat. best. System

- Werkstoffauswahl:

Achsen
und
Wellen

- hängt ab von $\begin{cases} \text{Funktion} \\ \text{Beanspruchung} \\ \text{Material Maschinenteil} \end{cases}$

• jeder metal. Werkstoff

• Stahl $\checkmark$

• hochfeste Werkstoffe

• Nitrierhärtung $\begin{cases} \text{teuer} \\ \text{große Härte} \\ \text{geringe Korbw.} \end{cases}$

Naben

- aus einem Stück
- Gusseisen
- Stahlguss
- unlegierter + legierter Stahl

- Oberflächen:

• wichtig für Dauerfestigkeit

? • Einsatzhärtung → Druckeigenspannung in Randfasern verringert Zugspannung

• zu bearbeitende Flächen nicht härten

• nur so gut wie nötig!

• geringe Rautiefe bei Sitzen + Passungen → um Verschleiß, Passungsrost, Übermaßverlust zu vermeiden

- Fertigung:

• Zapfen

• Reistich für Auslauf der Werkzeuge

Nuten u. Bohrungen

• vor der Endbearbeitung wegen Druckstellen an Einspannstellen

stark abgesetzte Wellen

- ? • gesenkgeschmiedet $\checkmark$
- Abdrehen nicht wirtl.

- geschmiedete Wellen → günstiger Faserverlauf
- hochbelastete Wellen → spanende? Bearbeitung
- Fertig Wellen, genormter ϕ $\checkmark$
- Anlaufbunde durch Stellringe ersetzen
- leichte (De-)Montage

• Keilwellenverbindung

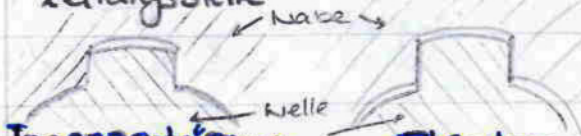
- KFZ, Werkzeugmaschinen, Getriebe



- + große Drehmomente
- + stoßartige u. wechselnde Drehmomente
- + mäßige Kerbwirkung (Biegung)
- + axial verschiebl. Krafteinleitungsstelle



- starke Kerbwirkung (Torsion)



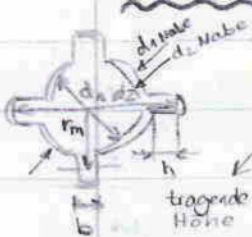
Innenzentrierung

- genauer Rundlauf
- v.a. Werkzeugmaschinenbau

Flankenzentrierung

- kl. Verdrehspiel
- für stoßart. und wechselnde Drehmomente

- Berechnung:



$$r_m = \frac{d_1 + d_2}{4} \quad (16.7)$$

$$h = \frac{1}{2} (d_2 - d_1) \quad (16.8)$$

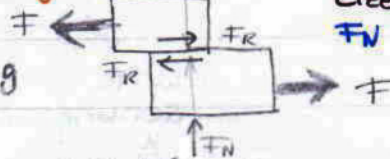
$$M_t = h \cdot L \cdot p_{zul} \cdot r_m \cdot \psi \cdot n \quad (16.9)$$

n: Anzahl der Keile

$$p_{zul} = \begin{cases} 40 \frac{N}{mm^2} & (GG) \\ 70 \frac{N}{mm^2} & (GS, SE) \\ 200 \frac{N}{mm^2} & (\text{Sonderfälle}) \end{cases} \quad \left. \begin{array}{l} \text{Flanken-} \\ +20\% \end{array} \right\}$$

$$p_{zul} = \frac{F}{A} = \frac{2 M_t \cdot 1}{d_2 \cdot r_m \cdot h \cdot L \cdot \psi} \Rightarrow M_t = \dots$$

Traganteil (0,75) F_N



Erzeugen von Normalkräften F_N und Reibungskräften F_R

Drehbedürftige Verbindungen

- Kraftübertragung durch Reibung

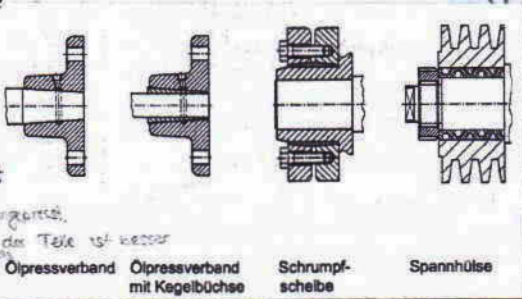
$$F \leq F_R = \mu \cdot F_N$$

- es können Umfangs- und Axialkräfte übertragen werden

4. Geschlitzte Klemmung

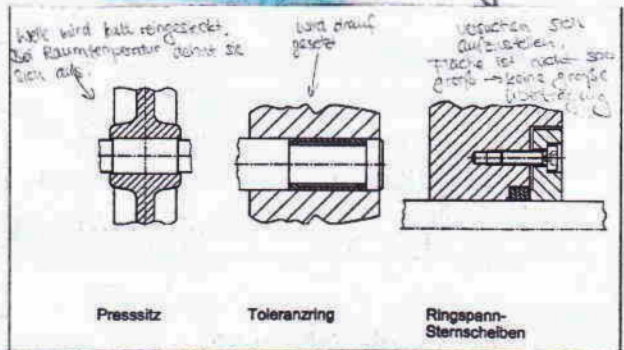
Kegelesitz

Ringfeder-Spannvorrichtung



Öl wird eingepresst, lösen der Teile ist leichter möglich

Ölpressverband, Ölpressverband mit Kegelesitz, Schrumpfscheibe, Spannhülse



Presssitz

Toleranzring

Ringspann-Sternscheiben

• Zylindrischer Pressverband

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

F_a : Axialkraft

F_R : über Flächenpressung

$$F_R = F_N \cdot \mu = p \cdot A \cdot \mu = p \cdot \mu \cdot \pi \cdot d \cdot l = F \cdot S_R$$

S_R : S. gegen Rutschen ≈ 2

reine Drehm.übertragung:

$$p_{erf} = \frac{F \cdot S_R}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot l} = \frac{2 \cdot M_t \cdot S_R}{\mu \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l} = p_{min}$$

$$F = \frac{2 M_t}{d} = \frac{2 \cdot M_t \cdot \tau}{d} \quad \text{einsetzen} \quad \frac{2 \pi \cdot d^3 \cdot \tau}{16 \cdot d} = \frac{d \cdot d^2 \cdot \tau}{8}$$

$$p = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot \tau \cdot S_R}{8 \cdot \pi \cdot \mu \cdot d \cdot l} = \frac{d \cdot \tau \cdot S_R}{8 \cdot \mu \cdot l}$$

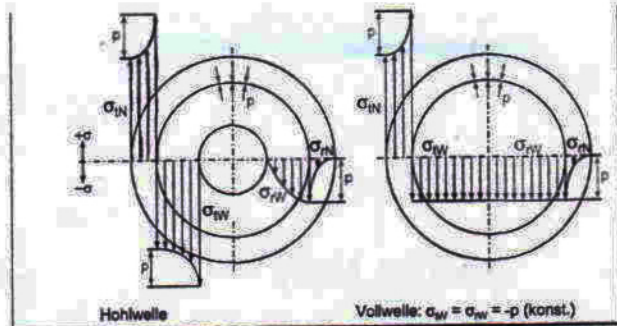
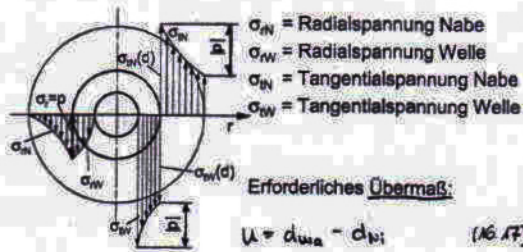
$$\frac{l}{d} \approx \frac{\tau_{zul} \cdot S_R}{8 \cdot p_{zul} \cdot \mu}$$

Erzeugung der erforderlichen Flächenpressung durch

$d_{wa} > d$ und $d_{wi} < d$
Welle außen, Nabe innen

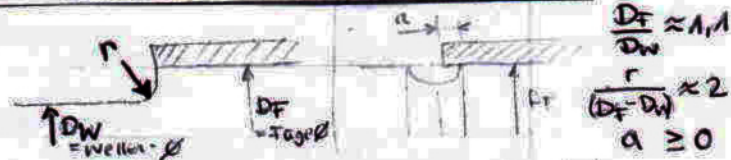


Fügevorgang: Nabe gedehnt, Welle zusammengedrückt



Gestaltung von Pressverbänden

- Lagebegrenzung und Fase
- Einpressgeschw. $\approx 50 \frac{\text{mm}}{\text{s}}$
- große Drehmomente $\rightarrow$ volles Innenteil, nicht zu dünnw. Außenteil
- hoher Haftbeiwert
- Fugendruck hoch
- Oberfl.rauheit: $R_z = 3 \dots 10 \mu\text{m}$
- hohe Drehzahl: Entlastung durch Fliehkraft



Kegelpressverband

- selben Gleichungen wie beim zyl. Pressverband

$$p \geq \frac{2 M_e \cdot S_r}{\mu \cdot \pi \cdot d_m^2 \cdot l}$$

mittlerer Durchmesser für Rechnungen!

Aus Übermaß $\rightarrow$ axialer Aufschiebeweg Δl :

$$U_{\max} = d_{wa \max} - d_{w \min}$$

$$\tan(\alpha) = \frac{\frac{U_{\max}}{2}}{\Delta l}$$

$$\Delta l = \frac{U_{\max}}{2 \cdot \tan(\alpha)}$$

Aufpressen mit Kontrolle der Aufpresskraft:

$$F_R = \mu \cdot F_N = F_N \cdot \tan(\gamma)$$

$$F_{R\cos} = \frac{F_N}{\cos(\gamma)}$$

$$F_W = F_{R\cos} \cdot \sin(\alpha + \gamma)$$

$$F_W = F_N \cdot \frac{\sin(\alpha + \gamma)}{\cos(\gamma)} = F_a$$

$$F_N = \frac{2 \cdot M_e}{d_m \cdot \mu} \rightarrow F_a = \frac{2 M_e}{d_m \cdot \mu} \cdot \frac{\sin(\alpha + \gamma)}{\cos(\gamma)}$$

$$\mu = \tan(\gamma) \rightarrow F_a = \frac{2 M_e}{d_m} \cdot \frac{\sin(\alpha + \gamma)}{\sin(\gamma)} \approx F_u \quad (\text{bei kleinem Winkel})$$

$$F_a = \frac{2 M_e}{d_m \cdot \mu} \cdot (\sin(\alpha) + \mu \cdot \cos(\alpha))$$

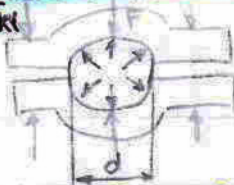
Durch Schmierung:

$$F_a = \frac{2 M_e}{d_m \cdot \mu} \cdot (\sin(\alpha) + \mu_e \cdot \cos(\alpha)) \cdot S_r$$

$M_e \approx 0,1$ Reibungszahl beim Aufpressen
 S_r = Rutschsicherheit $\approx 1,2 \dots 1,5$

Klemmverbindung

$\frac{1}{2} z \cdot F_{kl}$



geteilte Nabe

$$d_N > d_w$$

→ Flächenpressung:

$$p = \frac{F_N \cdot S_R}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot l}$$

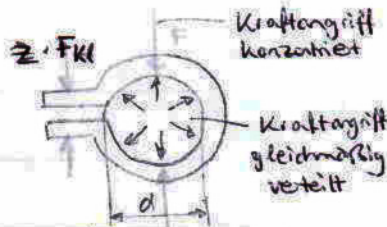
falls nur Drehm. übertragen:

$$p = \frac{2 M_t \cdot S_R}{\mu \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l}$$

$$F_{kl} = \mu \cdot F_N$$

$$d_N = d_w$$

geschlitzte Nabe



Kraftangriff konzentriert

Kraftangriff gleichmäßig verteilt

z : Schraubenanzahl
 l : Länge d. Verbindung
 F_N zu übertrag. Kraft

d_w : $\varnothing$ Nabe
 d_w : $\varnothing$ Welle

$$S_R = 1.5 \dots 2$$

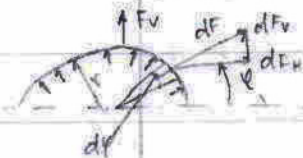
$$\text{wegen } M_t = F_N \cdot \frac{d}{2}$$

Bestimmung d. Resultierenden aus d. beiden Nabenhälften

$$dF = p \cdot r \cdot d\varphi \cdot l$$

$$dF_v = p \cdot r \cdot d\varphi \cdot l \cdot \sin(\varphi)$$

$$F_v = 2p \cdot r \cdot l \cdot \int_0^{\pi/2} \sin(\varphi) d\varphi = 2p \cdot r \cdot l = p \cdot d \cdot l$$



6.3.3.1 Kraftangriff gleichmäßig verteilt

Geteilte Nabe:

$$F_v = z \cdot F_{kl} \quad (16.33)$$

$$F_{kl} = \frac{F_v}{z} = \frac{p \cdot d \cdot l}{z} = \frac{F \cdot S_R}{\mu \cdot \pi \cdot z} \quad (16.34)$$

Falls nur Drehmoment übertragen wird:

$$F_{kl} = \frac{2 \cdot M_t \cdot S_R \cdot d \cdot l}{\mu \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot z} = \frac{2 \cdot M_t \cdot S_R}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot z} \quad (16.35)$$

Geschlitzte Nabe:

$$0.5 \cdot F_v = z \cdot F_{kl} \quad (16.36)$$

$$F_{kl} = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_v}{z} = \frac{1}{2} \cdot \frac{p \cdot d \cdot l}{z} = \frac{F \cdot S_R}{2 \cdot \mu \cdot \pi \cdot z} \quad (16.37)$$

Falls nur Drehmoment übertragen wird:

$$F_{kl} = \frac{2 \cdot M_t \cdot S_R \cdot d \cdot l}{2 \cdot \mu \cdot \pi \cdot d^2 \cdot l \cdot z} = \frac{M_t \cdot S_R}{\mu \cdot \pi \cdot d \cdot z} \quad (16.38)$$

Geschlitzte Nabe:

$$0.5 \cdot F_v = z \cdot F_{kl}$$

$$F_{kl} = \frac{1}{2} \cdot \frac{F_v}{z} = \frac{1}{2} \cdot \frac{F \cdot S_R}{4 \cdot \mu \cdot z}$$

Falls nur Drehmoment übertragen wird:

$$F_{kl} = \frac{M_t \cdot S_R}{2 \cdot \mu \cdot d \cdot z}$$

Es gilt: $d_N > d_w$

$$\text{ef. Kraft: } F_v = F_N = \frac{F}{2 \cdot \mu} \cdot S_R$$

$$\text{nur D.moment: } F_N = \frac{S_R \cdot M_t}{\mu \cdot d} \quad 2 \text{ Reibflächen}$$

$$\frac{F_{klv}}{F_{klk}} = \frac{\text{verteilt}}{\text{konzentriert}} = \frac{F \cdot S_R}{\mu \cdot \pi \cdot z} \cdot \frac{2 \cdot \mu \cdot z}{F \cdot S_R} = \frac{2}{\pi} = 0.64$$

→ gleichmäßig verteilter Kraftangriff ist günstiger!

Elemente zur axialen Lagersicherung

- Führungselemente
- verhindern Verschiebung

Sprengtring (rechteckig)

Runddrahtsprengtring

Sprengring

Sicherungsring

V-Ring

axial montierbar

radial montierbar

Sicherungsscheibe

Halbmondring

Gestaltung von Naben



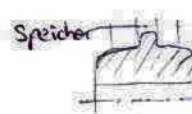
Kegelform

→ gegen Korbwirkung

Nabe kegelig

→ Rundung der Pressung an Stirnseiten

→ geringere Korbwirkung für Welle



Speicher

Radialscheibe

- Formschrägen f. Gießen / Schmieden
- gebrochene / runde Kanten
- Verstärkung bei Drehm.leitung

reibschl. Verb.

