Wälzlager

Hertzsche Gleichungen

S. 080302

Statische Lagerbelastung

$F_G = P = X \cdot F_R + Y \cdot F_a$

X = Radialfaktor, Y = Axialfaktor

$\frac{F_a}{F_R} > e \Rightarrow X$ u. $Y \neq 0$

$\frac{F_a}{F_R} \leq e \Rightarrow X = 1, Y = 0$

$P_0 \leq C_0$

C_0 = statische Tragzahl

P_0 = maximal belastbare Kraft

$f_s = \frac{C_0}{P_0}$

Werte für f_s auf 080802

Dynamische Lagerbelastung

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

$\frac{F_a}{F_R} > e \Rightarrow X$ u. $Y \neq 0$

$\frac{F_a}{F_R} \leq e \Rightarrow X = 1, Y = 0$

Lebensdauerfaktor $L_{10} = \frac{x}{10^6} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$

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

C = dynamische Tragzahl

P = Lagerkraft

x = Anzahl der Umdrehungen unter der Lagerlast

p = Lebensdauerexponent

$p = 3$ (Kugellager)

$p = \frac{10}{3}$ (Rollenlager

Bsp: Maximale Fahrstrecke bei einem Rad

Strecke $l = x \cdot$ Umfang U

Lebensdauer in Stunden

$$L_h = \frac{x}{60\ \frac{min}{h} \cdot n\ \frac{1}{min}} = \frac{\overset{\left(\frac{C}{P}\right)^p}{\swarrow}L_{10} \cdot 10^6}{60\ \frac{min}{h} \cdot n}$$

n = Drehzahl in $\frac{1}{min}$

Dynamische Tragzahl C_{erf}

$$C_{erf} = P \cdot \left(\frac{L_h \cdot n \cdot 60\ \frac{min}{h}}{10^6} \right)^{\frac{1}{p}}$$

$$= P \cdot \left(L_{10} \right)^{\frac{1}{p}}$$

Hydrodynamische Gleitlager

Reibkraft

$$R = \tau \cdot A = \eta\ \frac{u_1 - u_2}{h'} \cdot 2\pi \cdot r \cdot b$$

η = dynamische Zähigkeit

h' = Schmierspalthöhe = $\frac{s}{2} = \frac{D-d}{2}$

Reibleistung:

$$P_R = R \cdot v$$

$$= \eta \cdot \frac{u_1 - u_2}{h'} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r \cdot b \cdot u_1$$

$v = u_1$ = Geschwindigkeit Welle

Reibungszahl

$$\mu = \frac{R}{F_R} = \frac{\eta \cdot u_1 \cdot b \cdot 2 \cdot \pi \cdot r}{h'} \cdot \frac{1}{\bar{p} \cdot b \cdot 2r}$$

$$\mu = \frac{\eta \cdot \omega}{\bar{p} \cdot \psi} \cdot \pi$$

$$= \frac{\eta \cdot \omega}{\bar{p} \cdot \psi^2} \cdot \psi \cdot \pi$$

$\bar{p} = \frac{F_R}{A_{proj}} = \frac{F_R}{b \cdot 2r}$

$\omega = \frac{u_1}{r}$; $\psi = \frac{h'}{r} = \frac{s}{d}$

ω = Winkelgeschwindigkeit $= 2 \cdot \pi \cdot n$

ψ = relatives Lagerspiel

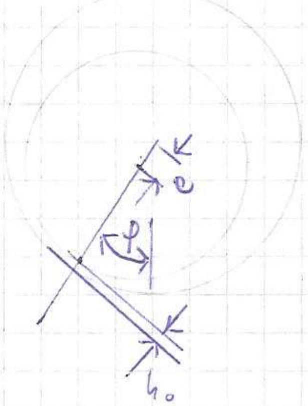
$\bar{p}$ = mittlerer Druck im Schmierspalt

Sommerfeldzahl $S_0 = \frac{\text{Tragkraft}}{\text{Reibkraft}} = \frac{\bar{p} \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$

$S_0 < 1 \Rightarrow \frac{\pi}{S_0} = \frac{\mu}{\psi}$ (PETROFF) Schnelllaufbereich

$S_0 > 1 \Rightarrow \frac{4}{\sqrt{S_0}} = \frac{\mu}{\psi}$ (Vogelpohl) Schwerlastbereich

Exzentrizität und Übergangsdrehzahl



e = Exzentrizität

h_0 = kleinster Schmierspalt im Betrieb

$s = D - d$ = Lagerspiel

$\chi = \frac{e}{\frac{s}{2}}$ = relative Exzentrizität

$h_0 + e = \frac{s}{2}$

$\chi = \chi\left(S_0, \frac{b}{d}\right)$

Minimale Schmierspalthöhe

$h_{0,min} \geq R_{t,\text{Welle}} + R_{t,\text{Bohrung}}$

Relative Übergangsexzentrizität

$\chi_ü = \frac{e_ü}{s/2} = \frac{s/2 - h_{0,min}}{s/2} = 1 - \frac{h_{0,min}}{s/2}$ $\qquad \frac{s}{2} = \frac{1}{2} \cdot d \cdot \psi$

$S_{0,ü} = f(\chi_ü) = \frac{\bar{p} \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega_ü}$

$\Rightarrow \omega_ü = \frac{\bar{p} \cdot \psi^2}{\eta \cdot S_{0,ü}} \Rightarrow n_ü = \frac{\omega}{2 \cdot \pi}$ $\qquad \omega = \left[\frac{1}{s}\right]$

$n = \left[\frac{1}{min}\right]$

Belastungsgrenzen von hydrodynamischen Gleitlagern (Kühlung)

Wärmebilanz

$$P_R = \mu \cdot F \cdot u_1 = \alpha \cdot A_0 \cdot \Delta \vartheta_{Lager} + c \cdot \dot{m} \cdot \Delta \vartheta_{öl}$$

Reibleistung — Konvektionskühlung — Ölkühlung

α = Wärmeübergangskoeffizient in $\frac{W}{m^2 \cdot K}$

$A_0 \approx 15 \ldots 20\,(b \cdot d)$

c = spezifische Wärme in $\frac{J}{kg \cdot K}$ $\quad (1\,J = 1\,Nm\,;\ 1\,W = 1\,\frac{J}{s})$

$\dot{m}$ = Massenstrom $= \dot{V} \cdot \rho$

$\alpha = 7 + 12\sqrt{w}$ $\quad w$ = Luftgeschwindigkeit i.d.R. $1{,}2\,\frac{m}{s}$

$u_1 = \pi \cdot d \cdot n = r \cdot \omega$

Erforderliche Kühlölmenge

$$\dot{V} = \frac{P_R - P_{R,Lager}}{\rho \cdot c_{öl} \cdot \Delta\vartheta_{öl}} = \frac{\mu \cdot F_r \cdot u_1 - \alpha \cdot A_0 \cdot \Delta\vartheta_{Lager}}{\rho \cdot c_{öl} \cdot \Delta\vartheta_{öl}}$$

$$\dot{V}_{S,1} = \frac{1}{4} \cdot u_1 \cdot s \cdot b$$

Hydrostatische Gleitlager

Skizze ME 081604

Druck im Schmierspalt

$$p_i = -12\,\eta \cdot \frac{\dot{V}}{b} \cdot \frac{1}{h^3} \cdot s \qquad p_i \sim \frac{1}{h^3} \text{ bei } \dot{V} = \text{konst.}$$

bzw. $\Delta p = p_i - p_0$

$$\dot{V} = \frac{1}{6 \cdot \eta} \cdot \frac{p_i}{s} \cdot h^3 (b_m + r \cdot \bar{\varphi}) \qquad \bar{\varphi} = \frac{\varphi}{180°} \cdot \pi$$

Volumenstrom (Ölmenge)

$$b = 2 \cdot b_m + 2 \cdot r\,\bar{\varphi}$$

Leistung für Ölpumpe

$$P_p = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{\eta_p}$$ $\Delta p = p_i - p_0$; p_0 meistens: 0

η_p = Wirkungsgrad der Pumpe

$$P_p = \frac{1}{\eta_p} \cdot \frac{1}{6\eta} \cdot \frac{p_i^2}{s} \cdot h^3 \, (b_m + r \cdot \bar{\varphi})$$ $P_p \sim h^3$

Tragkraft einer Tasche

$$F_R = p_i \cdot A = p_i \cdot 2r \cdot \sin\frac{\varphi}{2} \cdot b_m$$ $F_R \sim p_i$

⇒ erforderlicher Taschendruck:

$$p_i = \frac{F_R}{2r \cdot \sin\frac{\varphi}{2} \cdot b_m} + p_0$$

wenn angegeben

Mindestschmierspalt:

$h_{0,min} \geq R_{t,Welle} + R_{t,Steg}$

Reibkraft

$$R = \eta \cdot \frac{u_1}{h} \cdot s \cdot 2 \, (b_m + r \bar{\varphi})$$

Reibverlustleistung

$$P_R = \eta \cdot \frac{u_1^2}{h} \cdot s \cdot 2 \, (b_m + r \bar{\varphi})$$ $P_R \sim \frac{1}{h}$

Optimale Spalthöhe

$$h_{opt} = 1{,}34 \cdot \sqrt{\frac{\eta \cdot u_1 \cdot s}{p_i}}$$

s = Stegbreite
nur wenn $\eta_p = 0{,}8$

sonst ME 081606

erforderliche Stegfläche bzw. -breite

$$A_{St,erf} = \frac{F_R}{p_{zul}}$$

$$A_{St} = 2 \cdot b_m \cdot s \cdot \cos\frac{\varphi}{2} + 2 \cdot 2 \cdot r \cdot \sin\frac{\varphi}{2} \cdot s$$

$$\Rightarrow s_{erf} = \frac{A_{St,erf}}{2 \cdot b_m \cdot \cos\frac{\varphi}{2} + 2 \cdot 2 \cdot r \cdot \sin\frac{\varphi}{2}}$$

Umfangslänge der Taschen:

$U_T = n \cdot (r \cdot \varphi + s + \Delta s)$

n = Anzahl der Taschen;

s = Stegbreite

$U_T < U = \pi \cdot d$

Δs = Korrekturfaktor (Fertigung)

Umfangsgeschwindigkeit der Welle

$u_1 = r \cdot \omega = r \cdot n \cdot 2 \cdot \pi$

Änderung des Taschendrucks

$$\frac{p_{T_i}}{p_{T_0}} = \left(\frac{h_0}{h_i}\right)^3 \quad \text{oder} \quad \frac{F_i}{F_0} = \left(\frac{h_0}{h_i}\right)^3 \quad \Rightarrow \quad F_i = F_0 \left(\frac{h_0}{h_i}\right)^3$$

$$h_i \approx (R - r) + e \cdot \cos\varphi_i = h_0 + e \cdot \cos\varphi_i$$

$$\text{mit } \varphi_i = \varphi_L + (i-1) \cdot \varphi_n$$

φ_L = Lagewinkel

$\varphi_n = \frac{360°}{n}$

n = Taschenzahl

i = Taschenreihenfolge im Uhrzeigersinn 1, 2, 3, ...

3-Taschenlager

$\varphi_1 = 60°$, $\varphi_2 = 180°$, $\varphi_3 = 300°$

Für $F_r = F_0$ wird $\frac{e}{h_0} \approx 0{,}175$

$\Rightarrow F_2 \approx 1{,}78 \cdot F_0$ $\qquad F_{1,3} \approx 0{,}78 \cdot F_0$

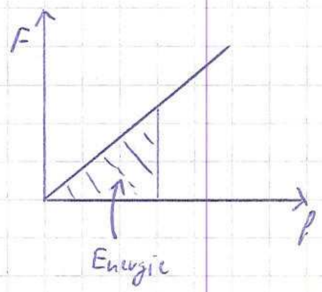
$p_{T_2} \approx 1{,}78 \cdot p_{T_0}$ $\qquad p_{T_{1,3}} \approx 0{,}78 \cdot p_{T_0}$

$h_2 = h_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{p_{T_0}}{p_{T_2}}} = h_0 \cdot 0{,}825$ $\qquad h_{1,3} = h_0 \cdot \sqrt[3]{\frac{p_{T_0}}{p_{T_{1,3}}}} = h_0 \cdot 1{,}086$

Federn

Federsteifigkeit

$$C_F = \frac{F}{s} = \frac{F}{f} = \frac{F}{\Delta l} \qquad \left[\frac{N}{mm}\right]$$



Federenergie = Arbeitsvermögen

$$W_{el} = \int_0^{f_a} F \cdot df$$

$$W_{el} = \frac{1}{2} \cdot F_G \cdot f_G = \frac{1}{2} c \cdot f^2$$

Zugstab: $\frac{1}{2} F \cdot f = \frac{1}{2} \cdot \sigma \cdot A \cdot \varepsilon \cdot l = \frac{1}{2} \cdot \frac{R_{p0,2}^2}{E} \cdot V$

Rechteckfeder: $\frac{1}{2} \cdot F \cdot f = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{9} \cdot \frac{R_{p0,2}^2}{E} \cdot V$

Dreieckfeder: $\frac{1}{2} \cdot F \cdot f = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{R_{p0,2}^2}{E} \cdot V$

Torsionsstab: $\frac{1}{2} \cdot M_t \cdot \varphi = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\tau_{max}^2}{G} \cdot V = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{R_{p0,2}^2}{E} \cdot V$

ME 090106

Kombination von Federn

Hintereinander:

$F_G = F_1 = F_2 = \dots$

$f_G = f_1 + f_2 + \dots$

$\frac{1}{c_G} = \frac{1}{c_1} + \frac{1}{c_2} + \frac{1}{c_3} \dots$

$c_G = \frac{F_G}{f_G} = \frac{F_G}{f_1 + f_2 \dots}$

Parallel

$F_G = F_1 + F_2 + F_3 \dots$

$f_G = f_1 = f_2 = f_3 \dots$

$c_G = c_1 + c_2 + c_3 \dots$

$c_G = \frac{F_G}{f_G} = \frac{F_1}{f_1} + \frac{F_2}{f_2} + \dots$

Ringfeder ME 090201

Blattfeder ME 090206

Spiralfeder ME 090206

Schenkelfeder ME 090208

Tellerfedern ME090211

1) Anzahl n der erforderlichen Tellerfedern:

Bsp: für gleichsinnig geschaltet:

$F_G = F_N$ Kraft auf Tellerfederpaket

$F_G = n \cdot F_{max}$ $F_{max} = F_{zul}$

$\Rightarrow n_{erf} = \frac{F_N}{F_{zul}}$

2) Vorspannweg f_{ges}

$C_G = \frac{F_G}{f_G}$

$C_G = n \cdot C_T$ bei Parallelschaltung

$F_G = F_N$

$f_G = f_{ges}$

$C_T = \frac{F_{zul}}{f_{zul}}$

$\Rightarrow f_{ges} = \frac{F_N}{n \cdot C_T}$

$f_{ges} = \frac{F_N \cdot f_{zul}}{n \cdot F_{zul}}$

3) Höhe des Federpakets

ungespannt: $L_0 = n \cdot t + h_0$ t = Federdicke

gespannt: $L = L_0 - f_{ges}$ h_0 = Federhöhe

4) Ausnutzung

$A^* = \frac{f_{ges}}{f_{zul}}$

Torsionsstab ME090212

Verdrehsteifigkeit: $c_t = \frac{M_t}{\varphi} = G \cdot \frac{I_p}{l}$ $\qquad I_p = \frac{\pi}{32} \cdot d^4$

Arbeitsvermögen: $W = \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{2} \cdot \frac{\tau^2}{G} \cdot V$

Beanspruchung: $\tau = \frac{M_t}{W_p} = \frac{M_t}{W_t}$ $\qquad W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$

$$M_t = \frac{I_p}{r} \cdot \tau$$

Verdrehwinkel: $\varphi = \frac{\tau \cdot l}{G \cdot r}$

Schraubenfeder ME090213

Torsionsmoment: $M_t = Q \cdot R_m = F \cdot \cos\alpha \cdot R_m \Rightarrow F \cdot R_m$

Beanspruchung Torsionsspannung: $\tau = \frac{M_t}{W_t} = \frac{F \cdot R_m}{\frac{r^3 \cdot \pi}{2}}$

Biegemoment: $M_b = L \cdot R_m = F \cdot \sin\alpha \cdot R_m$

Federweg: $f = \frac{R_m^2}{r} \cdot \frac{\tau}{G} \cdot 2\pi \cdot i_f$ $\qquad \tau = \frac{F \cdot R_m}{\frac{r^3 \cdot \pi}{2}}$

$$f = \frac{4 \cdot i_f}{G} \cdot \frac{R_m^3}{r^4} \cdot F$$

Federsteifigkeit $c = \frac{F}{f} = \frac{G}{4 \cdot i_f} \cdot \frac{r^4}{R_m^3}$

gesamte Windungszahl $i_G = i_f + 2$ $\qquad$ i_f in der Regel ganzzahlig

Wickelverhältnis $w = \frac{R_m}{r}$

Faktor der Spannungsüberhöhung $k = \frac{\tau_{max}}{\tau_m} = \frac{\tau_{gewickelt}}{\tau_{gerade}}$

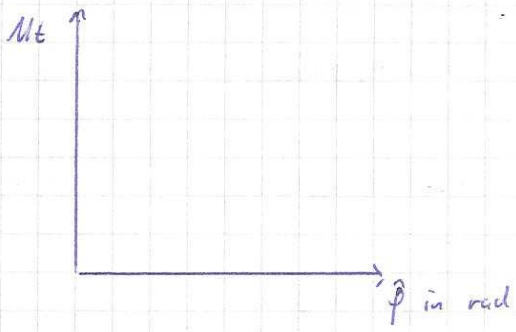
$$k = 1 + \frac{5}{4 \cdot w} + \frac{7}{8w^2} + \frac{1}{w^3}$$

Wirkfaktor unter schwingender Beanspruchung: $k' = \frac{\tau_{A,gewickelt}}{\tau_{A,gerade}} = \frac{w}{w - 0{,}5}$

gespeicherte Energie: $W = \frac{(s + s_v)^2 \cdot G \cdot d^4}{16 \cdot i_f \cdot D_m^3}$

$s + s_v = s_{max}$

Drehstabfeder: ME 090411



$$c_t = \frac{M_t}{\varphi} \qquad \left[\frac{Nm}{rad}\right]$$

$$c_t = \frac{G \cdot I_p}{L_f} \qquad \text{mit} \quad I_p = \frac{\pi}{32} d^4$$

$$\Rightarrow \quad d = \sqrt[4]{\frac{c_t \cdot 32 \cdot L_f}{G \cdot \pi}}$$

Spannungen

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_p} \qquad \text{mit} \quad W_p = \frac{\pi}{16} d^3$$

$$\tau_{t,o} = \frac{M_{t,max}}{W_p} \quad ; \quad \tau_{t,u} = \frac{M_{t,min}}{W_p}$$

Ausnutzung

$$A^* = \frac{\tau_{t,a}}{\tau_{tA}} \qquad \text{mit} \quad \tau_{t,a} = \frac{\tau_{t,o} - \tau_{t,u}}{2}$$

$$\tau_{t,m} = \frac{\tau_{t,o} + \tau_{t,u}}{2} = \tau_{t,o} - \tau_{t,a}$$

$\tau_{t,A} = \tau_{t,zul}$ aus SMITH - Diagramm für $\tau_{t,m}$

Welle - Nabe - Verbindungen

Passfeder

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

Flächenpressung $p = \frac{F_u}{h_H \cdot (l - b)}$ oder $\frac{F_u}{h_w (l - b)} \leq \frac{k_G}{S} = p_{zul}$

Scherspannung $\tau_a = \frac{F_u}{b \cdot (l - b)} \leq \tau_{zul}$

Reibschlüssige Verbindungen

$F_R = \mu \cdot F_N$; $\mu = \tan \varphi = \frac{F_R}{F_N}$

$F_A \leq \mu_H \cdot F_N$ Halten der Verbindung

$F_A > \mu_H \cdot F_N$ Lösen der Verbindung

Klemmverbindung:

Spannkraft $F_{Sp} = 2 \cdot p_m \cdot l \cdot r = p_m \cdot l \cdot d$

Schraubenkraft $= \frac{F_{Sp}}{z} = F_s$

z = Anzahl der Schrauben

Kesselformel:

$$\sigma_t = \frac{p_i \cdot D}{2 \cdot t}$$

Reibkraft $F_R = \mu \cdot p_m \cdot l \cdot 2\pi \cdot r = \mu \cdot F_N$

Reibungsmoment $M_R = \mu \cdot p_m \cdot l \cdot 2\pi \cdot r^2 = \mu \cdot F_N \cdot r$ $M_R = M_t \cdot S_R$

Geschlitzte Nabe

$$F_S = \frac{l_2}{l_1} \cdot F_{Sp}$$

Verhältniszahlen auf ME 0100306

Beispiel auf ME 0100307

Kippkraft - Klemmverbindung ME 0100308

Pressverbindung

Ring unter Innendruck

$$\sigma_r = p \frac{Q_A^2}{1-Q_A^2}\left(1-\frac{r_a^2}{r^2}\right)$$

$$\sigma_t = p \frac{Q_A^2}{1-Q_A^2}\left(1+\frac{r_a^2}{r^2}\right)$$

$$Q_A = \frac{r_{Ai}}{r_{Aa}}$$

Ring unter Außendruck

$$\sigma_r = -\frac{p}{1-Q_I^2}\left(1-\frac{r_i^2}{r^2}\right)$$

$$\sigma_t = -\frac{p}{1-Q_I^2}\left(1+\frac{r_i^2}{r^2}\right)$$

$$Q_I = \frac{r_{Ii}}{r_{Ia}}$$

Haftmaß Z = Übermaß U − Glättung G

$$= U - 2 \cdot 0{,}4\,(R_{zA} + R_{zS})$$

Hohlwelle: $$\frac{Z}{2 \cdot r_F} = \frac{p}{E}\left(\frac{1+Q_A^2}{1-Q_A^2} + \frac{1+Q_I^2}{1-Q_I^2}\right)$$

Vollwelle: $$\frac{Z}{2 \cdot r_F} = \frac{p}{E} \cdot \frac{2}{1-Q_A^2}$$

*

übertragbares Drehmoment

$$M_t = \mu \cdot F_N \cdot r_F = \mu \cdot p \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_F \cdot l \cdot r_F$$

$$F_{res} = \sqrt{F_u^2 + F_A^2}$$

Rutschsicherheit $$S_R = \frac{\overbrace{F_R}^{\text{Reibungskraft}}}{\underbrace{F_{res}}_{\text{res. Kraft}}} = \frac{F_R}{\sqrt{\left(\frac{2 \cdot M_t}{d_F}\right)^2 + F_A^2}}$$

$$p_{erf} = \frac{S_R \cdot F_{res}}{\mu \cdot \pi \cdot d_F \cdot l}$$

Spannelement Ringfeder

$F_A = S \cdot (\tan\alpha \pm 2\tan\varrho)$ Zusammenhang zwischen Axial- + Spannkraft

Spannen (+) ; Lösen (−)

Indifferent, wenn $\tan\alpha = 2 \cdot \tan\varrho \Rightarrow 2 \cdot \mu_H = 2 \cdot \tan\varrho = \tan\alpha$

$$F_{An} = F_{A1} \cdot \left(\frac{\tan\alpha}{\tan\alpha + 2\mu} \right)^{n-1} = F_{A1} \cdot Q^{n-1} \qquad Q = \frac{\tan\alpha}{\tan\alpha + 2 \cdot \mu}$$

$$p_n = \frac{1}{b_r \cdot 2\pi \cdot r} \cdot \frac{F_{A1} \cdot Q^{n-1}}{\tan\alpha + 2 \cdot \mu}$$

<u>übertragbares Drehmoment:</u>

$$M_{t,n} = \mu \cdot F_N \cdot r = \mu \cdot p_N \cdot b_r \cdot 2\pi \cdot r \cdot r$$

$$= \frac{F_{A1} \cdot \mu \cdot r}{\tan\alpha + 2 \cdot \mu} \cdot Q^{n-1}$$

<u>Gesamtdrehmoment</u>

$$M_t = \frac{F_{A1} \cdot \mu \cdot r}{\tan\alpha + 2 \cdot \mu} \cdot \sum Q^{n-1}$$

$$= \frac{F_{A1} \cdot \mu \cdot r}{\tan\alpha + 2 \cdot \mu} \cdot \frac{1 - Q^n}{1 - Q}$$

* $$\varepsilon_{ti} = \frac{U_A}{2 \cdot r_F} = \frac{p}{E_A} \cdot \left(\frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \mu \right)$$ Ring unter Innendruck

$$\varepsilon_{ta} = \frac{U_I}{2 \cdot r_F} = -\frac{p}{E_I} \left(\frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} - \mu \right)$$ Ring unter Außendruck

μ = Querkontraktionszahl

Übertragungsfähigkeit / Festigkeitsbetrachtung

- z_{min} ; z_{max} ausrechnen

p_{min} ; p_{max} ausrechnen

$$p_{min} = \frac{z_{min} \cdot E}{d_F \cdot \left(\frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2} + \frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2} \right)}$$ (für Hohlwelle Vollwelle siehe Seite früher)

p_{max} = analog mit z_{max} oder $p_{max} = p_{min} \cdot \frac{z_{max}}{z_{min}}$

$$p_{erf} = \frac{S_R \cdot F_{res}}{\pi \cdot \mu \cdot d_F \cdot l} \quad / \quad p_{zul} = \frac{1 - Q_A^2}{2} \cdot \sigma_{zul}$$

$p_{erf} < p_{min} \Rightarrow$ Übertragungsfähigkeit

- Spannungen in der Welle:

$$\sigma_{rIi} = 0$$

$$\sigma_{rIa} = -p_{max}$$

$$\sigma_{tIi} = -\frac{2 \cdot p_{max}}{1 - Q_I^2}$$

$$\sigma_{tIa} = -p_{min} \frac{1 + Q_I^2}{1 - Q_I^2}$$

Spannungen in der Nabe:

$$\sigma_{rAi} = -p$$

$$\sigma_{rAa} = 0$$

$$\sigma_{tAi} = p \cdot \frac{1 + Q_A^2}{1 - Q_A^2}$$

$$\sigma_{tAa} = p \cdot \frac{2 \cdot Q_A^2}{1 - Q_A^2}$$

$$\sigma_{zul} = \frac{R_{p,0,2}}{S_F}$$

Festigkeitsnachweis (nur Schrumpfspannungen)

Welle - innen
Welle - außen
Nabe - innen
Nabe - außen

$$\left.\begin{array}{l}\text{Welle - innen}\\ \text{Welle - außen}\\ \text{Nabe - innen}\\ \text{Nabe - außen}\end{array}\right\} \sigma_v = \sqrt{\sigma_r^2 + \sigma_t^2 - \sigma_r \cdot \sigma_t}$$

$\Rightarrow \sigma_v \le \sigma_{zul} \Rightarrow$ Festigkeit gewährleistet

Dreiachsiger Spannungszustand

$$\sigma_v = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 + \sigma_z^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y - \sigma_y \cdot \sigma_z - \sigma_x \cdot \sigma_z + 3 \cdot (\tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2 + \tau_{xy}^2)}$$

Welle:

Schubspannung aus Torsion (Pressfuge) $\tau_t = \frac{M_t}{W_p} = \frac{M_t \cdot 16}{\pi \cdot d_F^3}$

Schubspannung aus Umfangskraft (Pressfuge) $\tau_u = \frac{F_u}{A_u} = \frac{2 \cdot M_t}{d_F \cdot \pi \cdot d_F \cdot l}$

Schubspannung aus Axialkraft (Pressfuge) $\tau_{ax} = \frac{F_A}{A_u}$

Normalspannung aus Axialkraft $\sigma_{ax} = \frac{F_a}{A_{Welle}} = \frac{F_a \cdot 4}{\pi \cdot d_F^2}$

Nabe (innen)
Nabe (außen)
} siehe ME 0100427 ff.

Klemmverbindung - max. zul. Schraubenkraft

$$\sigma_{zul} = \frac{F_{max}}{A_{krit}} = \frac{F_{S\,max}}{A_3}$$

$$F_s = \frac{L_2}{L_1} \cdot F_{Sp}$$

Für Vollwelle:

$\sigma_{rIi} = -p$

$\sigma_{rIa} = -p$ ← p_{max} !

$\sigma_{tIi} = -p$

$\sigma_{tIa} = -p$

erforderliche Schrumpftemperatur

$$\Delta T = \frac{U_{max} + U_e}{d_F} \cdot \frac{1}{\alpha}$$

α = Wärmeausdehnungskoeffizient

U_e = Einbauspiel

z. B. $0{,}001 \cdot d_F$