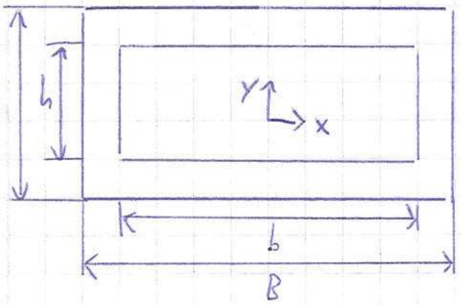
Schweißverbindungen

Vorgehensweise

1.) **Belastungen** an Schweißnahtfläche berechnen ! $\Rightarrow$ Kräfte, Momente

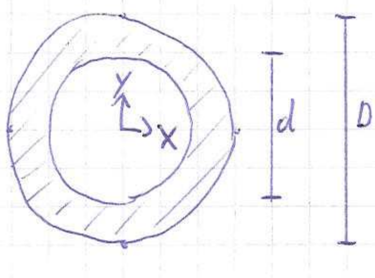
2.) Schweißnahtfläche und Widerstandsmomente berechnen !



$$A = B \cdot H - b \cdot h \quad [mm^2]$$

$$W_x = \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{6 \cdot H} \quad [mm^3]$$

$$W_z = \frac{H \cdot B^3 - h \cdot b^3}{6 \cdot B} \quad [mm^2]$$



$$A = \frac{\pi}{4} \left(D^2 \cdot d^2 \right) \quad [mm^2]$$

$$W_{x,y} = \frac{\pi}{32} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \quad [mm^3]$$

$$W_t = \frac{\pi}{16} \cdot \frac{D^4 - d^4}{D} \quad [mm^3]$$

3) **Beanspruchungen** berechnen ! $\Rightarrow$ Spannungen

$$\sigma_{z,D} = \frac{F_{z,D}}{A} \quad ; \quad \sigma_b = \frac{M_b}{W_b} \quad \Rightarrow \quad \sigma = \sigma_{z,D} + \sigma_b + \ldots$$

$$\tau_x = \frac{F_x}{A_{\parallel}} \quad ; \quad \tau_y = \frac{F_y}{A_{\parallel}} \quad ; \quad \tau_t = \frac{M_t}{W_t} \quad \Rightarrow \quad \tau = \sqrt{\tau_x^2 + \tau_y^2} + \tau_t$$

Bei Schubspannungen werden nur lastparallele Flächen berücksichtigt !

4) **Statisch:** Festigkeitsnachweis nach DIN 18800

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_{\perp}^2 + \tau_{\perp}^2 + \tau_{\parallel}^2} \qquad \tau_{\perp} = 0 \quad ; \quad \sigma_{\perp} = \sigma_N + \sigma_b \quad ; \quad \tau_{\parallel} = \tau_Q + \tau_t$$

Dynamisch: Festigkeitsnachweis nach DIN 15018

$$\sigma_V = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \cdot \sigma_y + 3\tau^2} \qquad \sigma_y \text{ meistens } 0$$

$$= \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$$

$$\tau = \sqrt{\tau_y^2 + \tau_z^2} + \tau_t$$

5) <u>Zulässige Spannung σ_{zul} berechnen</u>

- Spannungsverhältnis $\kappa = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$

$0 < \kappa < 1$ schwellend $\kappa = -1$ rein wechselnde Beanspruchung

$-1 < \kappa < 0$ wechselnd $\kappa = 0$ rein Zug- / Druckschwellbelastung

$\kappa = 1$ rein statisch Belastung (Zug - Druck)

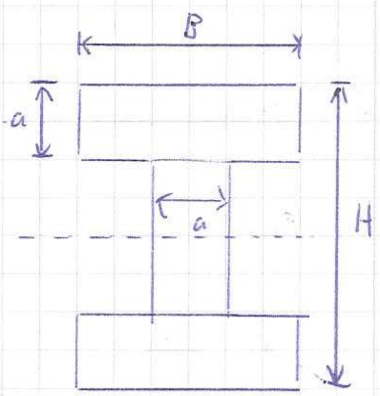
$\Rightarrow$ Kerbfall ... Skript S. 67

- zulässige Spannung aus Diagramm für den Werkstoff entnehmen

6) <u>Sicherheit bestimmen</u>

$S = \frac{\sigma_{zul}}{\sigma_v}$

<u>Steiner - Anteil</u>: $I_{zz} = \sum I_z + \sum (A_i \cdot y_i^2)$



I_z = Flächenträgheitsmomente der Teilflächen

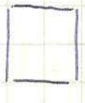
A_i = Teilflächen

y_i = Abstand der Teilflächen zur Schwerpunktachse

$W_z = \frac{I_z}{y_{max}} = \frac{I_z}{H/2}$

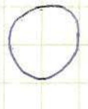
<u>I - Träger:</u>

$$I_z = \frac{B \cdot a^3}{12} + \frac{B \cdot a^3}{12} + \frac{a(H-2a)^3}{12} + B \cdot a \cdot y_i^2 + B \cdot a \cdot y_i^2$$

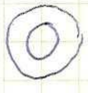


$I_z = \frac{b\,h^3}{12}$

$I_y = \frac{h \cdot b^3}{12}$



$I_z = I_y = \frac{\pi}{64} d^4$



$I_z = I_y = \frac{\pi}{64} (D^4 - d^4)$

Schraubenverbindungen

$d_s = \frac{d_2 + d_3}{2}$

d_2 = Flankendurchmesser

d_3 = Kerndurchmesser

P = Steigung

d = Nenndurchmesser

A_s = Spannungsquerschnitt

$1\,bar = 10^5 \frac{N}{m^2}$

d_w = äußerer Kopfauflagedurchmesser

D_a = innerer Kopfauflagedurchmesser

$D_{km} = \frac{(d_w + D_a)}{2}$

$F_u = \mu_k \cdot F_V$

$p = \frac{4 \cdot F_V}{\pi \cdot (d_w^2 - D_a^2)}$

$M_K = \frac{1}{12} \pi \cdot \mu_K \cdot p \, [d_w^3 - D_a^3]$

vereinfacht: $M_K = \frac{1}{2} \cdot F_V \cdot \mu_K \cdot D_{km}$

$M_G = M_{GSt} + M_{GR} = F_V \frac{d_2}{2} \tan \varphi + F_V \cdot \frac{d_2}{2} \tan \varrho' = F_V \cdot \frac{d_2}{2} \tan(\varphi + \varrho')$

$\tan \varphi = \frac{P}{\pi \cdot d_2}$; $\tan \varrho' = \frac{\mu_G}{\cos(\alpha/2)}$

Bei metrischem Gewinde: $M_A = M_K + M_G$

$M_A = F_V \cdot \frac{d_2}{2} \left[\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1{,}155 \, \mu_G + \frac{\mu_K \cdot D_{km}}{d_2} \right]$

$\sigma_{ax} = \frac{\sigma_V}{k_\sigma}$ $\quad k_\sigma = \sqrt{1 + 3\left[\frac{3}{1 + d_3/d_2} \left[\frac{P}{\pi \cdot d_2} + 1{,}155 \, \mu_G\right]\right]^2}$ gilt nicht für Dehnschaftschrauben

Axiale Vorspannkraft $F_V = \sigma_{ax} \cdot A_0$ mit $A_0 = d_0^2 \frac{\pi}{4}$

Maximale Torsionsspannung $\tau_{max} = \frac{M_G}{W_p} = \frac{16 \cdot M_G}{\pi \cdot d_0^3}$

$\sigma_V = \sqrt{\sigma_{ax}^2 + 3 \, \tau_{max}^2}$

$\varphi = \frac{P}{\pi \cdot d_2}$

Axiale Nachgiebigkeit der Schraube (einzeln ausrechnen wegen Punkte)

$$\delta_s = \frac{l_{SK}}{E_s \cdot A_N} + \frac{l_1}{E_s \cdot A_1} + \frac{l_2}{E_s \cdot A_2} + \frac{l_{Gew}}{E_s \cdot A_{d_3}} + \frac{l_G}{E_s \cdot A_{d_3}} + \frac{l_m}{E_m \cdot A_N}$$

$\left[\frac{mm}{N} \right]$

l_{SK} = Länge des Schraubenkopfes $= 0,5 \cdot d$

l_1 = Schaftlänge

l_2 = Schaftlänge

l_{Gew} = frei verspannte Gewindelänge $(l_K - l_1 - l_2)$

$l_G = 0,5 \cdot d$ = Gewindelänge im Eingriff

$l_m = 0,33 \cdot d$ für Einschraubverbindung (ESV)

$0,4 \cdot d$ für Durchsteckverbindung (DSV)

$A_N = \left(\frac{d}{2}\right)^2 \cdot \pi$ = Nennquerschnitt

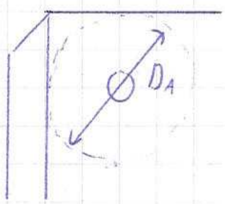
$A_{d_3} = \left(\frac{d_3}{2}\right)^2 \cdot \pi$

$E_s = E_m = 210.000 \frac{N}{mm^2}$ (für Stahl)

Bauteilnachgiebigkeit

$w = 1$ für Durchsteckverbindung (DSV)

$w = 2$ für Einschraubverbindung (ESV)



$\beta_L = \frac{l_K}{d_w}$

$y = \frac{D_A}{d_w}$ D_A = Bauteildurchmesser (bis zur nächsten Bauteilkante)

Durchsteckverbindungen: $\tan \varphi = 0,362 + 0,032 \cdot \ln\left(\frac{\beta_L}{2}\right) + 0,153 \cdot \ln(y)$

Einschraubverbindungen: $\tan \varphi = 1,295 - 0,246 \cdot \ln(\beta_L) + 0,194 \cdot \ln(y)$

d_h = Lochdurchmesser

Für $d_w < D_A < (d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi)$

(Fall 1) $$\delta_p = \frac{\frac{2}{w \cdot d_h \cdot \tan \varphi} \cdot \ln \left[\frac{(d_w + d_h) \cdot (D_A - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (D_A + d_h)} \right] + \frac{4}{D_A^2 - d_h^2} \left[l_K - \frac{D_A - d_w}{w \cdot \tan \varphi} \right]}{E_p \cdot \pi}$$

Für $D_A \geq (d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi)$

(Fall 2) $$\delta_p = \frac{2 \cdot \ln \left[\frac{(d_w + d_h) \cdot (d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi - d_h)}{(d_w - d_h) \cdot (d_w + w \cdot l_K \cdot \tan \varphi + d_h)} \right]}{w \cdot E_p \cdot \pi \cdot d_h \cdot \tan \varphi}$$

$\left[\frac{mm}{N} \right]$

$F_V = F_M$; F_a = Betriebskraft der Schraube

Längung der Schraube: $f_s = \delta_s \cdot F_M$

Stauchung des Bauteils: $f_p = \delta_p \cdot F_M$

Schraubenzusatzkraft: $F_{Sa} = \Phi \cdot F_a \cdot n$ mit $\Phi = \frac{\delta_p}{\delta_s + \delta_p}$

Bauteilzusatzkraft: $F_{Pa} = (1 - \Phi) \cdot F_a$

Setzkraftverlust: $F_Z = \frac{f_Z}{\delta_s + \delta_p}$ $\quad f_Z = f_{Kopf} + f_{Gew} + f_{Trenn}$

aus Tabelle entnehmen

Mindestvorspannkraft:

$F_{M min} = F_{Kerf} + (1 - \Phi) \cdot F_a + F_Z + \Delta F_{Vth}$

$F_{M max} = \alpha_A \cdot F_{M min}$

Maximale Schraubenkraft:

$F_{S max} = F_V + F_{Sa} - F_Z$ $\quad$ wenn $F_Z < F_{Sa}$

$= F_{M, max} + F_{Sa}$ $\quad$ sonst $F_{S max} = F_V$ (nach dem anziehen)

Festigkeitsnachweis Flächenpressung

$p = \frac{4 \cdot F_V}{\pi (d_w^2 - D_a^2)}$ bzw $F_{S max}$ $\quad$ Fasen berücksichtigen

Sicherheit $S = \frac{p_G}{p}$ $\quad$ p_G = Grenzflächenpressung

Statischer Festigkeitsnachweis gegen Fließen

$$\sigma_{ax\,vorh} = \frac{F_{Smax}}{A_S} \quad \left(= \frac{F_V + F_{Sa} - F_Z}{A_S} \quad bzw \quad \frac{F_V}{A_0} \right)$$

$\sigma_V = \sigma_{ax} \cdot k_\sigma$

Sicherheit $S_F = \frac{\cancel{\sigma_{ax}}\,\sigma_V}{\sigma_{ax\,vorh}}$ meistens $A_0 = A_S$

$S_F = \frac{\sigma_{V,zul} = 0{,}9 \cdot R_{p0,2}}{\sigma_V = \sigma_{ax,vorh} \cdot k_\sigma}$ $d_0 = d_S$

Festigkeitsnachweis gegenüber Dauerbruch

$\sigma_a = \frac{F_{Samax} - F_{Samin}}{2 \cdot A_S}$ auftretende Spannungsamplitude (schwellend)

$\sigma_{ax,mittel} = \frac{F_{Vmax} + 0{,}5\,(F_{Samax} + F_{Samin})}{A_S}$ $\quad \varrho = \frac{\sigma_{ax,mittel}}{R_{p0,2}}$

für schlusswärmebehandelte Gewinde muss $0{,}3 < \varrho < 0{,}9$ sein!

$\Rightarrow \sigma_A = 0{,}85 \cdot \left(\frac{150}{d} + 45 \right) \frac{N}{mm^2}$ d wird dimensionslos eingesetzt

Sicherheit $S_D = \frac{\sigma_A}{\sigma_a}$

erforderliche Mindestklemmkraft aufgrund Querbelastung

$F_{QS} = \frac{F_Q}{z}$ Querkraft pro Schraube z = Anzahl der Schrauben

$F_{Kmin} = \frac{F_{QS}}{\mu}$ erforderliche Mindestklemmkraft

(μ z. B. 0,2 für Stahl auf Stahl)

Festigkeitsklasse:

8.8 : $8 \rightarrow R_m = 800 \frac{N}{mm^2}$

$.8 \rightarrow R_{p0,2} = 80\% \cdot R_m = 640 \frac{N}{mm^2}$

σ_{Vmax} mit z. B. 90 % Ausnutzung der Schraube: $\sigma_{Vmax} = 90\% \cdot R_{p0,2}$

Schraubenberechnung

1. Variante $F_{K,erf}$ gegeben und daraus Schraube dimensionieren

geg: $F_{K,erf}$, α_A

ges: Festigkeitsklasse

1) F_a gegeben oder berechnen

2) F_Z berechnen

3) $F_{Mmin} = F_{K,erf} + (1-\Phi) \cdot F_a + F_Z$

$F_{Mmax} = \alpha_A \cdot F_{Mmin}$

4) $F_{Sa} = F_a \cdot \Phi$

5) $F_{Smax} = F_{Mmax} + F_{Sa}$

6) $\sigma_{ax} = \frac{F_{Smax}}{A_S}$

7) k_σ berechnen

$\sigma_v = \sigma_{ax} \cdot k_\sigma$

8) $R_{p0,2} = \frac{\sigma_v}{0,9}$

9) Festigkeitsklasse wählen

2. Variante

geg: $M_A = 50\ Nm \pm 5\ Nm$

$\mu_K = \mu_G = 0,08 \ldots 0,16$

ges: F_{max}, F_{min}

1) F_{Mmax} : $M_{Amax} = 55\ Nm$; $\mu_K = \mu_G = 0,16$

F_{Mmin} : $M_{Amin} = 45\ Nm$; $\mu_K = \mu_G = 0,08$

oder F_{Mmin} über α_A

3. Variante

geg. 90%ige Ausnutzung, Festigkeitsklasse

ges: F_{Mmax}; F_{Mmin}; $F_{K,min}$

1) $\sigma_{vzul} = 0{,}9 \cdot R_{p0,2}$

2) $\sigma_{ax} = \dfrac{\sigma_{vzul}}{k_\tau}$

3) $F_{Mmax} = \sigma_{ax} \cdot A_s$

4) $F_{Mmin} = \dfrac{F_{Mmax}}{\alpha_A}$

5) Setzkraftverluste F_Z

6) Betriebskraft F_a

7) Aufteilung von F_a in F_{sa} und F_{pa}

8) $F_{Kmin} = F_{Mmin} - F_Z - F_{pa}$ Minimale Klemmkraft im Betrieb

9) $F_{Kerf} < F_{Kmin}$

Zahnradgetriebe

Wirkungsgrad: $\eta = \frac{P_{ab}}{P_{zu}}$

Leistung: $P = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot M = \omega \cdot M$ $\quad [\frac{Nm}{s} ; W]$

Winkelgeschwindigkeit $\omega = 2 \cdot \pi \cdot n$ $\quad$ ω immer in $\frac{1}{s}$ angeben

n immer in $\frac{1}{min}$ angeben

Übersetzung: $i_{12} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{M_2}{M_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}}$

Nummerierung vom Antrieb zum Abtrieb !

Drehmoment: $M = F_t \cdot \frac{d_o}{2}$

Drehzahl ab: $n_{ab} = \frac{n_{an}}{|i_{12} \cdot i_{34}|}$

Drehmoment ab: $M_{ab} = M_{an} \cdot |i_{12} \cdot i_{34}| \cdot \eta_{ges}$

Gesamtübersetzung: $i_{ges} = |i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56}|$ $\quad$ Übersetzung ins Langsame > 1

Achsabstand $a = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{m\,(z_1 + z_2)}{2}$

Teilung $p = \frac{d_o \cdot \pi}{z}$

Modul $m = \frac{d_o}{z} = \frac{p}{\pi}$

Teilkreisdurchmesser $d_o = m \cdot z$

Wenn keine Profilverschiebung, dann $d_o = d_w$!

Teilung p und Modul m sind bei gepaarten Rädern immer gleich !

Null-Getriebestufe: $x_1 = 0 \quad ; \quad x_2 = 0$

V-Null-Getriebestufe: $x_1 + x_2 = 0$

V-Getriebestufe: $x_1 + x_2 \neq 0$

Profilverschiebung

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot m \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_w} = a_0 \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_w}$$

α_0 = Betriebseingriffswinkel ohne Profilverschiebung

α_w = Betriebseingriffswinkel mit Profilverschiebung

Betriebwälzkreisdurchmesser

$$d_w = d_0 \cdot \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_w} = \frac{d_0 \cdot \cos(\alpha_0)}{\frac{a_0}{a_w} \cdot \cos(\alpha_0)} = \frac{d_0 \cdot a_w}{\frac{m(z_1 + z_2)}{2}}$$

Grenzzähnezahl ohne Profilverschiebung $\quad z_{grenz} = \frac{2}{\sin^2(\alpha_0)}$

Grenzzähnezahl mit Profilverschiebung $\quad z_{grenz} = \frac{2(1-x)}{\sin^2(\alpha_0)}$

Summe der Profilverschiebungsfaktoren

$$\Sigma x = x_1 + x_2 = \frac{(z_1 + z_2) \cdot (\mathrm{inv}\,\alpha_w - \mathrm{inv}\,\alpha_0)}{2 \cdot \tan \alpha_0}$$

Involutfunktion

$$\mathrm{inv}\,\alpha_0 = \tan \alpha_0 - \alpha_0 \cdot \frac{\pi}{180^\circ} = \underline{0{,}0149 \text{ für } 20^\circ}$$

Betriebseingriffswinkel

$$\cos \alpha_w = \frac{a_0}{a_w} \cdot \cos(\alpha_0) = \frac{z_1 + z_2}{2 \cdot a_w} \cdot m \cdot \cos \alpha_0$$

$$\mathrm{inv}\,\alpha_w = \frac{2 \cdot (x_1 + x_2) \cdot \tan \alpha_0}{z_1 + z_2} + \mathrm{inv}\,\alpha_0$$

Festigkeitsnachweis bei Zahnrädern

Zahnkraft:
$$F_t = \frac{2 \cdot M_t}{d_w} = \frac{2 \cdot M_t \cdot \cos \alpha_w}{m \cdot z \cdot \cos \alpha_0}$$

$$F_N = \sqrt{F_t^2 + F_r^2}$$

$$F_r = \frac{2 \cdot M_t \cdot \sin \alpha_w}{m \cdot z \cdot \cos \alpha_0}$$

Schrägverzahnt:
$$F_t = \frac{2 \cdot M_t \cdot \cos \beta \cdot \cos \alpha_t}{m_N \cdot z \cdot \cos \alpha_t}$$

$$F_r = F_t \cdot \tan \alpha_t$$

$$F_a = F_t \cdot \tan \beta$$

Festigkeitsnachweiß gegen Flächenpressung (Pitting - Bildung)

$$M = \frac{P_{max}}{2 \cdot \pi \cdot n} \qquad P_{max} = P_{an} \cdot \varphi \qquad (\varphi = \text{Betriebsfaktor})$$

Beachten

$$F_t = \frac{2 \cdot M}{d_w} \qquad \text{oder } F_t \cdot \varphi = F_{max}$$

Spannung an Zahnflanke $\sigma_{H0} = \sqrt{\frac{F_{t,max}}{b \cdot d_w} \cdot \frac{i+1}{i}} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta$

Z_H = **Zonenfaktor** (berücksichtigt Krümmungsradius im Wälzpunkt C)

Verhältnis: $\frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2}$ Schrägungswinkel: β

($= 0$ bei Geradverzahnung)

⇒ Diagramm S. 77

Z_E: **Elastizitätsfaktor** (erfasst Stoffnachgiebigkeit im Zahnkontakt)

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \cdot \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}\right)}}$$

für Stahl: $E = 210.000 \frac{N}{mm^2}$, $\nu = 0{,}3$) ⇒ $Z_E = 191{,}646 \sqrt{\frac{N}{mm^2}}$

Z_β: **Schrägungsfaktor** $Z_\beta = \sqrt{\cos \beta}$ Schrägungswinkel $\beta = 0° ... 60°$

Z_ε: **Überdeckungsfaktor** (erfasst die gleichzeitig im Zahnkontakt befindlichen Flächenteile der Zahnflanken)

⇒ mit Überdeckungsgrad ε_α im Diagramm S. 78

<u>zulässige Spannung</u> $\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} \cdot Z_X$ S. 79 - 80

$\Rightarrow$ Sicherheit $S_H = \frac{\sigma_{HP}}{\sigma_{H0}}$

Festigkeitsnachweis gegen Zahnfußbruch

<u>Zahnfußspannung:</u> $\sigma_{F0} = \frac{F_{t,max}}{b \cdot m_n} \cdot \underbrace{Y_{Fa} \cdot Y_{Sa}}_{Y_{FS}} \cdot Y_{\varepsilon} \cdot Y_{\beta}$

Y_{FS} = <u>Kopffaktor</u> (erfasst die Abweichungen der Geometrie durch die Zahnform)

mit z und x aus Diagramm $\Rightarrow$ S. 68

Y_{ε} = <u>Überdeckungsfaktor</u> (erfasst die Abweichung der Krafteinleitungsstelle vom Zahnkopf)

$Y_{\varepsilon} = 0{,}25 + \frac{0{,}75}{\varepsilon_{\alpha}}$ ε_{α} = Überdeckungsgrad

Y_{β} = <u>Schrägenfaktor:</u> (erfasst Abweichungen durch Schrägungswinkel β)

mit β und $\varepsilon_{\beta} = \frac{b \cdot \sin\beta}{\pi \cdot m}$ im Diagramm S. 69

$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta}{120°}$

<u>zulässige Zahnfußspannung</u>

$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} \cdot Y_X$ S. 70 - 71

Sicherheit $S_F = \frac{\sigma_{FP}}{\sigma_{F0}}$

! wenn b gesucht, immer Ritzel + Rad betrachten !

Temperaturhaushalt von Getrieben

$$P_{an} = P_{ab} + P_{konv} + P_{Kühler}$$

$$P_{konv} = \alpha \cdot A_0 \cdot (t_{öl} - t_{umgebung})$$

$$\alpha_{frei} = 15 \ldots 25 \frac{W}{m^2 \cdot K}$$

$$\alpha_{erzw} = 2 \cdot \alpha_{frei}$$

$$t_{öl} = t_{umgebung} + \underbrace{\frac{P_{konv}}{\alpha \cdot A_0}}_{\Delta t} < t_{zul}$$

Profilüberdeckungsfaktor

$$\varepsilon_\alpha = \frac{0{,}5\left(\sqrt{d_{a,1}^2 - d_{b,1}^2} + \sqrt{d_{a,2}^2 - d_{b,2}^2}\right) - a_w \cdot \sin(\alpha_w)}{\pi \cdot m_n \cdot \cos(\alpha_0)}$$

d_a = Kopfkreisdurchmesser $= d_0 + 2m$

d_b = Grundkreisdurchmesser $= d_0 \cdot \cos(\alpha_0)$

Zugmittelgetriebe

Teilungswinkel $\tau = \frac{360°}{z}$

Teilkreisdurchmesser $d = \frac{p}{\sin\left(\frac{\tau}{2}\right)}$

Fußkreisdurchmesser $d_f = d - d_1$ $\quad$ d = Teilkreisdurchmesser

Kopfkreisdurchmesser $d_a = d \cdot \cos\left(\frac{\tau}{2}\right) + 0{,}8 \cdot d_1$ $\quad$ d_1 = Rollendurchmesser

~~Bezeichnungen auf Seite 16 ü~~

Achsabstand $a = \frac{p}{4} \cdot \left[\left(X_0 - \frac{z_1 - z_2}{2}\right) + \sqrt{\left(X_0 - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 2 \cdot \left(\frac{z_1 + z_2}{\pi}\right)^2}\right]$

Anzahl Kettenglieder $X_0 = 2 \cdot \frac{a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi}\right)^2 \cdot \frac{p}{a}$

Antrieb mit Index 1 ü

Kettenraddurchmesser d: $d_{min} = d_{max} \cdot \cos\left(\frac{\tau}{2}\right)$

Kettengeschwindigkeit v_k: $v_{k,min} = v_{k,max} \cdot \cos\left(\frac{\tau}{2}\right)$

$$v_k = \frac{p \cdot \omega \cdot \cos\alpha}{2 \cdot \sin\left(\frac{p}{d}\right)} = \frac{p \cdot \omega \cdot \cos\alpha}{2 \cdot \sin\left(\frac{180°}{z}\right)}$$

$$v_{k,max} = \frac{p \cdot \omega}{2 \cdot \sin\left(\frac{\tau}{2}\right)}$$

tangentialer Fliehzug $F_{ft} = q \cdot v^2 = 0{,}25 \cdot q \cdot \omega_2^2 \cdot d_2^2$

$= 0{,}25 \cdot q \cdot \omega_1^2 \cdot d_1^2$

Stützzug $F_s \approx \frac{q \cdot g \cdot l_T^2}{8 \cdot f}$

Kettenzugkraft $F_t = \frac{2 \cdot \eta \cdot P_{an}}{\omega_1 \cdot d_1} = \frac{2 \cdot P_{ab}}{\omega_2 \cdot d_2} = \frac{\eta \cdot P_{an}}{v_k} = \frac{P_{ab}}{v_k}$

$F_t = \frac{2 \cdot M_{t1}}{d_1} = \frac{2 \cdot M_{t2}}{d_2}$ $\quad$ $v_{k,min}$ für $F_{t,max}$

q = längenbezogene Masse der Kette in $\frac{kg}{m}$; g = Erdbeschleunigung

l_T = Trumlänge ; f = seitliches Kettenspiel

Beanspruchung im Querschnitt in Zugrichtung $\sigma_{ft} = \rho \cdot v^2$

ρ = Dichte

Belastung durch Fliehkraft im Zugmittel $F_{ft} = q \cdot v^2$

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

<u>Kräfte zwischen Kette und Kettenrad:</u>

$F_{ui} = F_{ui-1} \cdot \frac{\sin \gamma}{\sin(\tau + \gamma)}$ γ = Siehe Seite 33 !

~~Bauteile~~
<u>Lebensdauerauslegung nach DIN 8195 – Bauteilvergleichskonzept</u>

$P_0 = P_{an} \cdot \varphi \cdot f_{z1} \cdot f_i \cdot f_x \cdot f_s \cdot f_m$

Siehe Seite 36 f. !

φ = Stoßfaktor

f_{z1} = Ritzelzähnezahlfaktor

f_i = Übersetzungsfaktor

f_x = Gliederzahlfaktor

f_s = Schmierbeiwert

f_m = Räderzahlfaktor

Riemen:

<u>Umschlingungswinkel</u>

$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu \cdot \alpha}$ ← im Bogenmaß

<u>Wirkumschlingungswinkel</u>

$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu \beta}$

$0 \leq \beta \leq \alpha$

$\alpha_1 = \pi - 2\tau$

$\alpha_1 + \alpha_2 = 2\pi$

$\sin \tau = \frac{(d_{w2} - d_{w1})}{2a}$

$\tau + \frac{\alpha_1}{2} = 90°$

$\alpha_2 = 360° - \alpha_1$

$F_1 = F_t \left(\frac{m_T}{m_T - 1}\right)$ $M_t = (F_1 - F_2) \frac{d_{w1}}{2}$

$$n_i = \frac{d_{wi}}{2 \cdot \omega_i} \qquad d_{w1} = d_{01} + \underset{\text{Riemendicke}}{t}$$

Schlupf $\psi = \frac{|v_2 - v_1|}{MIN(v_1; v_2)} \cdot 100\ (\%)$

<u>Wirkungsgrad:</u>

$$\eta = 1 - \psi$$

<u>genaue Riemenübersetzung</u>

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} \cdot \frac{1}{1 - \psi/100\,\%}$$

Zugspannung im Lasttrum $\sigma_1 = \frac{F_1}{A_s} = \frac{F_t}{\kappa \cdot A_s}$ A_s = Riemenquerschnitt

Fliehkraftspannung $\sigma_f = \frac{F_z}{A_s} = \delta \cdot v^2$ v = Bahngeschwindigkeit bei $d_w/2$

Biegespannung an Scheibe $\sigma_b = E_b \cdot \varepsilon_b \approx E_b \left(\frac{t}{d}\right)$

Maximale Gesamtspannung im Riemen $\sigma_{ges} = \sigma_1 + \sigma_b + \sigma_f \leq \sigma_{z,zul}$

Nutzspannung des Riemens $\sigma_N = \sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_1 \cdot \kappa = (\sigma_{z,zul} - \sigma_b - \sigma_f)\kappa$

mit Eytelweinsche Beziehung $\frac{F_1}{F_2} = \frac{\sigma_1}{\sigma_2} = e^{\mu \cdot \frac{\pi \beta_1}{180}} = m$

Ausbeute des Riemens $\kappa = \frac{m-1}{m}$ m = Trumkraftverhältnis

Fliehkraft am Riemen $F_z = \delta \cdot v^2 \cdot A_s$

<u>Wellenspannkraft mit F_1 und F_2:</u>

$$F_{w0} = F_w + F_z = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 - 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos\alpha}$$

<u>Wellenspannkraft mit Umfangskraft F_t</u>

$$F_{w0} = F_w + F_z = F_t \frac{\sqrt{m^2 + 1 - 2 \cdot m \cdot \cos\alpha}}{m - 1}$$

$$m = e^{\mu \cdot \beta_1}$$

$$F_t = F_1 - F_2$$

Wirkradius: $r_{wi} = \frac{d_{wi}}{2} + \frac{t}{2}$

Trumlänge: $T = a \cdot \cos\tau = a \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$

mit $\sin\tau = \frac{(r_{w2} - r_{w1})}{a}$

wirksame Riemenlänge: $l_w = b_1 + b_2 + 2 \cdot T$

$l_w = r_{w1} \cdot \hat{\alpha}_1 + r_{w2} \cdot \hat{\alpha}_2 + 2 \cdot a \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$

Geometrischer Umschlingungswinkel $\alpha_1 = 2 \cdot \arccos\left(\frac{d_{w2} - d_{w1}}{2 \cdot a}\right)$

$\alpha_1 = 180° - 2\tau \quad ; \alpha_2 = 180° + 2\tau$

Erforderlicher Wellenabstand bei gegebener Riemenlänge:

$$a = \frac{1}{4} \cdot \left[l_w - \pi(r_{w2} + r_{w1}) + \sqrt{[l_w - \pi(r_{w2} + r_{w1})]^2 - 2(r_{w2} - r_{w1})^2} \right]$$

Biegefrequenz des Riemens: $f_b = z_1 \cdot \frac{v}{l_w}$

z_1 = Scheibenzahl im Riementrieb

v = Riemengeschwindigkeit

l_w = Riemenlänge

$v = v_{max}$