Stirnräder – Entwurfsberechnung

1. Übersetzung i (=u) festlegen, i = max. 6 pro Stufe (RM-TB,21-11) keine ganzzahligen Übersetzungen

   $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{M_2}{\eta \cdot M_1}$, $\square_1 \rightarrow Antrieb$, $\square_2 \rightarrow Abtrieb$ $\quad i = i_1 \times i_2 \times \ldots \times i_n = \frac{z_2 \times z_4 \times \ldots \times z_n}{z_1 \times z_3 \times \ldots \times z_{n-1}}$ $\quad i \geq 14$

2. Zähnezahl z_1 festlegen (RM-TB,21-12) z_1 möglichst gross, keinen gemeinsamen Teiler,

   Zähnezahl z_2 bestimmen mit i → $z_2 = z_1 \cdot i$ Ungerade Zahl → z_x = Primzahl

3. Zahnbreite b festlegen mit ψ_d oder ψ_m, ψ_d = 0.5 oder (RM-TB,21-13)

4. Betriebsdrehmoment $T_{1eq} = K_A \cdot T_1$ bestimmen; K_A (RM-TB,3-5a oder 3-5b) $T_1 = \frac{Leistung[W] \cdot 60}{2 \cdot \pi \cdot Drehzahl[\frac{U}{min}]}$

   $T_{2eq} = i \cdot T_{1eq}$

   $P = \underbrace{M}_{=T} \cdot \omega = M \cdot 2\pi \cdot n_1 \quad P = F \cdot v \quad \omega = \frac{2\pi n}{60} \quad v = \omega \cdot r \quad n_1\,[s],\ P\,[W],\ M\,[Nm] \curvearrowright \times 1000 \rightarrow [Nmm]$

5. Modulberechnung m_n'''

Zahnflanken gehärtet:	$m_n''' \approx 1{,}85 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1eq} \cdot \cos^2\beta}{z_1^2 \cdot \psi_d \cdot \sigma_{F\,lim1}}}$
ungehärtet bzw. vergütet:	$m_n''' \approx \frac{95 \cdot \cos\beta}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1eq}}{\psi_d \cdot \sigma_{H\,lim}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$

m_n	T_{1eq}	$\sigma_{F\,lim}$, $\sigma_{H\,lim}$	β	z_1, u
mm	N mm	N/mm²	°	1

   $T_{1\,eq} = K_A \cdot T_{1\,nenn}$ vom Radpaar zu übertragendes Drehmoment
   ψ_d Durchmesser-Breitenverhältnis nach **TB 21-14a**
   $\sigma_{F\,lim1}$ Zahnfußfestigkeit für den *Ritzel-Werkstoff* nach **TB 20-1** und **TB 20-2**
   $\sigma_{H\,lim}$ Flankenfestigkeit des *weicheren* Werkstoffes nach **TB 20-1** und **TB 20-2**
   $u = z_2/z_1 \geq 1$ Zähnezahlverhältnis

   Modulberechnung m_n'

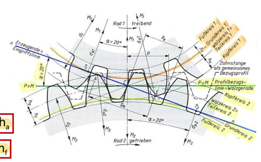
   Wellendurchmesser[mm] Verzahnungswinkel

Ausführung Ritzel auf Welle	$m_n' \approx \frac{1{,}8 \cdot d_{sh} \cdot \cos\beta}{(z_1 - 2{,}5)}$
Ausführung als Ritzelwelle	$m_n' \approx \frac{1{,}1 \cdot d_{sh} \cdot \cos\beta}{(z_1 - 2{,}5)}$

   $m_n'' \approx \frac{2 \cdot a \cdot \cos\beta}{(1+i) \cdot z_1}$

Zahnkopfhöhe	:	$h_a = m$
Zahnfusshöhe	:	$h_f = m + c$
Zahnhöhe	:	$h = h_a + h_f$
Kopfkreisdurchmesser	:	$d_a = d + 2 \times h_a$
Fusskreisdurchmesser	:	$d_f = d - 2 \times h_f$
Grundkreisdurchmesser	:	$d_b = d \times \cos\alpha$
Achsabstand	:	$a_{(d)} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m}{2} \times (z_1 + z_2)$

   m Modul in mm
   c Kopfspiel = 0.25 x m in mm
   d Teilkreisdurchmesser in mm



6. Modul m_n (=m) festlegen (RM-TB,21-1) (aufrunden)
7. Restliche Werte berechnen

   $d_1 = m_n \cdot z_1 \quad d_2 = m_n \cdot z_2$:Teilkreisdurchmesser

   $m = \frac{d}{z} = \frac{p}{\pi}$ p :Teilung

   $b = d_1 \cdot \psi_d$ (aufrunden) :Breite

   $a_d = \frac{m_n \cdot (z_1 + z_2)}{2}$:Achsabstand

8. Welle

   $\tau_t = \frac{M_t}{\omega_p} = \frac{T_{1eq} \cdot 16}{d^3 \cdot \pi}$ $\quad \tau_t = 50MPa$ für hochfester Stahl

   $d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{1eq}}{\pi \cdot \tau_t}} \quad d_{w1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_{2eq}}{\pi \cdot \tau_t}}$

	Gesamtübersetzung $i_{ges} = i_K \times i_S$				
	7.1	**8**	**10**	**12.6**	**≥ 16**
Kegelradstufe i_K	2	2	2.5	3.15	4
Stirnradstufe i_S	3.55	4	4	4	≥ 4

Kegelräder – Entwurfsberechnung

1. Übersetzung i (=u) festlegen, i = max. 6 pro Stufe
2. Zähnezahl z_1 festlegen (RM-TB,22-1)

   Zähnezahl z_2 bestimmen mit i → $z_2 = z_1 \cdot i$

3. δ_1 und δ_2 berechnen

   $\tan(\delta_1) = \frac{\sin(\Sigma)}{u + \cos(\Sigma)} \qquad \Sigma = \delta_1 + \delta_2$

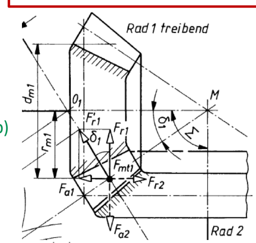
4. Betriebsdrehmoment $T_{1eq} = K_A \cdot T_1$ bestimmen; K_A (RM-TB,3-5a oder 3-5b)

   $T_{2eq} = i \cdot T_{1eq}$

   $P = \underbrace{M}_{T} \cdot \omega = M \cdot 2\pi \cdot n_1 \quad P = F \cdot v \quad n_1\,[s],\ P\,[W],\ M\,[Nmm]$

5. Modulberechnung m_m''

Ausführung Ritzel/Welle	$m_m' \geq \frac{(2{,}4 \ldots 2{,}6) \cdot d_{sh}}{z_1}$
Ausführung als Ritzelwelle	$m_m' \geq \frac{1{,}25 \cdot d_{sh}}{z_1}$



$z_{min\,K}$	z'_{gK}	$\delta \approx$
7	14	< 15°
7	13	20°
6	12	30°
6	11	38°
5	10	45°

Zahnflanken gehärtet	$m_m'' \approx 3{,}75 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1eq} \cdot \sin\delta_1}{z_1^2 \cdot \sigma_{F\,lim1}}}$
Zahnflanken nicht gehärtet	$m_m'' \approx \frac{205}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1eq} \cdot \sin\delta_1}{\sigma_{H\,lim}^2 \cdot u}}$

m_m, d_{sh}	T_{eq1}	$\sigma_{F\,lim}$, $\sigma_{H\,lim}$	δ	z_1, u
mm	Nmm	N/mm²	°	1

T_{1eq} vom treibenden Rad zu übertragendes größtes Drehmoment; bei ungünstigen Betriebsverhältnissen $T_{1eq} = T_{1\,nenn} \cdot K_A$ mit dem *Nenndrehmoment* und dem Anwendungsfaktor K_A n. TB 3-5
δ_1 Teilkegelwinkel des treibenden Ritzels nach Gl. (22.4)
z_1 Zähnezahl des treibenden Ritzels
$\sigma_{F\,lim}$ Zahnfußfestigkeit; Werte nach **TB 20-1** u. **TB 20-2**
$\sigma_{H\,lim}$ Flankenfestigkeit des *weicheren* Werkstoffes; Werte nach **TB 20-1** u. **TB 20-2**

m_m (~m_e) vorläufig festlegen (RM-TB,21-1)

6. d_{m1}', d_{e1}', R_{e1}' berechnen

   $d_{m1}' = m_m'' \cdot z_1 \qquad d_{e1}' = d_{m1}' + b \cdot \sin(\delta_1) \quad R_{e1}' = \frac{d_{e1}'}{2 \cdot \sin(\delta_1)}$

7. Zahnbreite b festlegen

   ψ_d (RM-TB,22-1) $\quad b = d_1 \cdot \psi_d = m_m'' \cdot z_1 \cdot \psi_d$ (runden)

8. Prüfen:

   $R_{e1}' \geq 3 \cdot b$ $\qquad F_{mt1} = \frac{T_{1\,nenn}}{d_{m1}/2}$

9. Berechnung äusseres Modul m_e' → m_e festlegen (RM-TB,21-1)

   $m_e' = \frac{d_{e1}'}{z_1}$

10. Endgültige Berechnung von $d_{m1}, d_{e1}, R_{e1}, d_{m2}, d_{e2}$

    $d_{m1} = m_e \cdot z_1 \qquad d_{e1} = d_{m1} + b \cdot \sin(\delta_1) \quad d_{i1} = d_{m1} - b \cdot \sin(\delta_1) \qquad R_{e1} = \frac{d_{e1}}{2 \cdot \sin(\delta_1)}$

für das treibende Rad (Ritzel)

$F_{a1} = \frac{F_{mt}}{\cos\beta_m} \cdot (\sin\delta_1 \cdot \tan\alpha_n \pm \cos\delta_1 \cdot \sin\beta_m)$

für das getriebene Rad

$F_{a2} = \frac{F_{mt}}{\cos\beta_m} \cdot (\sin\delta_2 \cdot \tan\alpha_n \mp \cos\delta_2 \cdot \sin\beta_m)$

für das treibende Rad (Ritzel)

$F_{r1} = \frac{F_{mt}}{\cos\beta_m} \cdot (\cos\delta_1 \cdot \tan\alpha_n \mp \sin\delta_1 \cdot \sin\beta_m)$

für das getriebene Rad

$F_{r2} = \frac{F_{mt}}{\cos\beta_m} \cdot (\cos\delta_2 \cdot \tan\alpha_n \pm \sin\delta_2 \cdot \sin\beta_m)$

Planetenradgetriebe – Entwurfsrechnung

1. Standardübersetzung i_{12} festlegen (Steg steht still)

   $i_{12} = -\frac{|z_2|}{z_1}\Big|_{n_s=0} = \frac{n_1}{n_2}\Big|_{n_s=0}$ $\quad i > 0$ (positiv)bei gleichsinnigen Drehrichtungen Plusgetriebe
   $i < 0$ (negativ) bei entgegengesetzten Drehrichtungen Minusgetriebe

2. Übersetzung (RM-TB,24-1)
3. Zähnezahlbedingungen

   $\frac{|z_2| + |z_1|}{q}$ = ganzzahlig $\qquad z_P = \frac{|z_2| - z_1}{2}$

   z_2 Zähnezahl Hohlrad (negativ)
   z_1 Zähnezahl Sonnenrad
   z_P Zähnezahl Planetenrad
   q Anzahl Planetenräder

4. Modulberechnung m_n'''

Zahnflanken gehärtet:	$m_n''' \approx 1{,}85 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1eq} \cdot \cos^2\beta}{z_1^2 \cdot \psi_d \cdot \sigma_{F\,lim1}}}$
ungehärtet bzw. vergütet:	$m_n''' \approx \frac{95 \cdot \cos\beta}{z_1} \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{1eq}}{\psi_d \cdot \sigma_{H\,lim}^2} \cdot \frac{u+1}{u}}$

m_n	T_{1eq}	$\sigma_{F\,lim}$, $\sigma_{H\,lim}$	β	z_1, u
mm	N mm	N/mm²	°	1

   $T_{1\,eq} = K_A \cdot T_{1\,nenn}$ vom Radpaar zu übertragendes Drehmoment
   ψ_d Durchmesser-Breitenverhältnis nach **TB 21-14a**
   $\sigma_{F\,lim1}$ Zahnfußfestigkeit für den *Ritzel-Werkstoff* nach **TB 20-1** und **TB 20-2**
   $\sigma_{H\,lim}$ Flankenfestigkeit des *weicheren* Werkstoffes nach **TB 20-1** und **TB 20-2**
   $u = z_2/z_1 \geq 1$ Zähnezahlverhältnis

   a Achsabstand
   m_p Masse Planetenrad
   n_{st} Drehzahl Steg

   $\frac{T_S}{T_1} = i_{12} - 1 \qquad F_Z = m_P \times a \times \left(\frac{\pi \times n_{St}}{30}\right)^2$

   $\frac{T_S}{T_2} = \frac{1}{i_{12}} - 1 \qquad \frac{T_2}{T_1} = -i_{12}$

   $T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}$

5. Bsp. T_{seq} berechnen:

   $T_{seq} = T_{1eq} \cdot i_{1s}$

Profilverschiebung

Nullachsenabstand a_d $\qquad a_d = \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2} = \frac{d_1 + d_2}{2}$

Grenzprofilverschiebung V_{grenz} $\qquad X_{grenz} = \frac{14 - z_1}{17} \qquad V_{grenz} = X_{grenz} \cdot m$

Nullgetriebe: kein V, V-Nullgetriebe: $x_1 + x_2 = 0$, V-Getriebe: $x_1 + x_2 \neq 0$ (RM-TB,21-5)

Achsabstand a $\qquad inv(\alpha_w) = 2 \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot \tan(\alpha) \cdot inv(\alpha) \quad inv(\alpha) = \tan(\alpha) \cdot \frac{\alpha \cdot \pi}{180°}$

mit Excel α_w $\qquad a = a_d \cdot \frac{\cos(\alpha)}{\cos(\alpha_w)}$

Profilüberdeckung $\varepsilon_\alpha \geq 1.25 = \frac{g_\alpha}{p_\alpha} =$ $\varepsilon_\alpha = \frac{g_\alpha}{p_e} = \frac{0{,}5 \cdot \left(\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} + \frac{z_2}{|z_2|} \cdot \sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}\right) - a_d \cdot \sin\alpha}{\pi \cdot m \cdot \cos\alpha}$ → (RM-TB,21-2a)

$d_{a1} = m \cdot z_1 + 2m \quad d_{b1} = d_1 \cdot \cos(\alpha) \quad d_{a2} = m \cdot z_2 + 2m \quad d_{b2} = d_2 \cdot \cos(\alpha)$

Schmierung

Schmierart: $v = d_1 \cdot \pi \cdot n_1 = m \cdot z_1 \cdot \pi \cdot n_1\ [m/s]$ (RM-TB,20-6) idR v_{40}

Kinematische Nennviskosität $\frac{k_s}{v}$: $F_t = \frac{K_A \cdot P \cdot 2}{2\pi \cdot n_1 \cdot m \cdot z_1} \qquad u = \frac{z_1 \cdot i}{z_1} \qquad \frac{k_s}{v} \approx \left(3 \cdot \frac{F_t}{b \cdot m \cdot z_1} \cdot \frac{u+1}{u}\right) \cdot \frac{1}{v}$ (RM-TB,20-7)

$\omega = \frac{n \cdot \pi \cdot 2}{60} \qquad v = \omega \cdot r$, Umfangsgeschwindigkeit

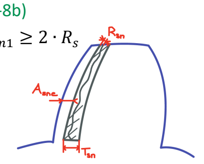
Toleranzen

Verzahnungsqualität: $\underbrace{7}_{Rs}\ \overset{Asne}{e}\ \underbrace{27}_{Tsn1}$

Zahndickenabmass A_{sne}: (RM-TB,21-8a) Zahndickentoleranz T_{sn1}: (RM-TB,21-8b)

Achsabstand inkl. Toleranz a_d: (RM-TB,21-8d) Kontrolle $R_{s1,2}$: (RM-TB,21-8c) $T_{sn1} \geq 2 \cdot R_s$

$(\pm \ldots) \rightarrow$ (RM-TB,2-1/2-2)



j_n Normalflankenspiel $\quad j_n = j_t \cdot \cos(\alpha_n) \cdot \cos(\beta)$

j_t Drehflankenspiel (Eingriffswinkel)

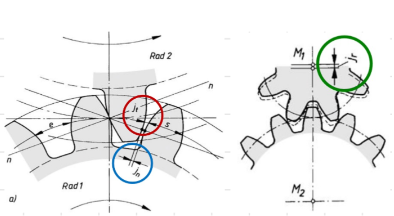
j_r Radialspiel (Verzahnungswinkel) (geradverzahnt =1)

Richtlinie: $j_n \approx 0.05 + (0.025 \ldots 0.1) \cdot m_n$

Verzahnungsqualität (Verwendung, Umfangsgeschw, Herstellverfahren) → RM-TB,21-7

1 Hohe Qualität → … → 12 Niedrige Qualität

Achsenabstandstoleranzen A_{ae}/A_{ai} (RM-TB,21-9) → «js8»



Wellen

Nur Biegung: $\sigma_b = \frac{M_b}{W_b} = \frac{M_b \times 32}{\pi \times d^3}$ $\quad d = 2.17 \times \sqrt[3]{\frac{M_b}{\sigma_{bzul}}}$ (RM-TB,1-1)

Nur Torsion: $\tau_t = \frac{M_t}{W_t} = \frac{M_t \times 16}{\pi \times d^3}$ $\quad d = 1.72 \times \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{tzul}}}$

Überschlagsrechnung nach RM: $\sigma_{bzul} = \frac{\sigma_{bD}}{S_{Dmin}}$ $\quad \tau_{tzul} = \frac{\tau_{tD}}{S_{Dmin}}$ $\quad S_{Dmin} = 3 \ldots 4$

Biegung und Torsion: Lagerabstand rel. klein: $d = 3.4 * \sqrt[3]{\frac{M_V}{\sigma_{bD}}}$, $M_v = 1.17 * M_t$

Lagerabstand rel. gross: $d = 3.4 * \sqrt[3]{\frac{M_V}{\sigma_{bD}}}$, $M_v = 2.1 * M_t$

Erfahrungswert von Renk Maag: $d = 1.72 \times \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{bzul}}}$ $\quad \tau_{zul} = 50N/mm^2$ für 16MnCr5

Anstrengungsverhältnis: $\alpha_0 = \frac{\sigma_{bzul}}{\varphi \times \tau_{tzul}}$ $\quad$ Spannungsverhältnis $\kappa = \frac{\sigma_u}{\sigma_o}$

σ_{bzul} zulässige Biegespannung in N/mm²
τ_{tzul} zulässige Torsionsspannung in N/mm²
φ Faktor zur Berechnung des Anstrengungsverhältnisses: $\varphi = 1.73$

– $\alpha_0 = 0.7$ für Torsion ruhend oder schwellend und Biegung wechselnd
– $\alpha_0 = 1.0$ für Torsion und Biegung im gleichen Lastfall (z.B. Wechsellast)
– $\alpha_0 = 1.5$ für Biegung ruhend oder schwellend und Torsion wechselnd

Vergleichsspannung: $\sigma_v = \sqrt{\sigma_b^2 + 3 \times (\alpha_0 \times \tau_t)^2}$

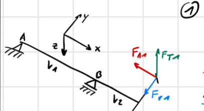
σ_v Vergleichsspannung in N/mm² $\quad \tau_t$ Torsionsspannung in N/mm²
σ_b Biegespannung in N/mm² $\quad \alpha_0$ Anstrengungsverhältnis

Vergleichsmoment: $M_v = \sqrt{M^2 + 0.75 \times (\alpha_0 \times T)^2} = \sqrt{M_b^2 + 0.75 \times \left(\frac{\sigma_{bzul}}{\varphi \times \tau_{tzul}} \times M_t\right)^2} = \sqrt{M_b^2 + 0.75 \times (\alpha_0 \times M_t)^2}$

mit: $M = K_A \times M_{res} \rightarrow M_{res} = \sqrt{M_y^2 + M_z^2}$ $\quad T = T_{eq} = K_A \times T_{nenn}$ oder $T = K_A \times \frac{P}{\omega} = K_A \times \frac{60 \times P}{2 \times \pi \times n}$

Wellendurchmesser: $d' = 3.44 \times \sqrt[3]{\frac{M_v}{\sigma_{bD}}}$; $\quad \sigma_{bD} = \sigma_{bW}$ bzw. σ_{bSch} $\quad$ K 1 – 4 Faktoren: → (RM-TB,21-14)

Approximation durch Renk Maag: $d'_w = \sqrt{\frac{T_{1eq} \cdot 16}{\pi \cdot \tau_{tzul}}}$



T_{Nenn} für Verzahnung verwenden

① $F_{T1} = \frac{T_{1eq} \cdot 2}{d_{m1}}$

$F_{A1} = F_{T1} \tan(\alpha) \sin(\delta_1)$

$F_{R1} = T_{T1} \tan(\alpha) \cos(\delta_1)$

Lagerkräfte:

② X - Z Ebene: F_{Az} ; F_{Bz} ; M_{BY}

③ X - Y Ebene: F_{Ax} ; F_{AY} ; F_{BY} ; M_{Bz}

⇒ ④ $M_{Bres} = \sqrt{M_{BY}^2 + M_{Bz}^2}$

Kerbwirkung:

Statische Anteile: $\sigma_{m\,max} = \alpha_k \times \sigma_{mn}$ $\quad \tau_{m\,max} = \alpha_k \times \tau_{mn}$ → Formzahl α_k

Schwingende Anteile: $\sigma_{a\,max} = \beta_k \times \sigma_{an}$ $\quad \tau_{a\,max} = \beta_k \times \tau_{an}$ → Kerbwirkungszahl β_k

Maximale Belastung: $\sigma_{o\,max} = \alpha_k \times \sigma_{on}$ $\quad \tau_{o\,max} = \alpha_k \times \tau_{on}$ → Formzahl α_k

Verdrehwinkel:

Im Bogenmass: $\varphi = \frac{M_t \times l}{G \times I_p}$ $\quad \varphi$: Verdrehwinkel $[rad]$ $\quad M_t$: Drehmoment $[Nmm]$

In [°] bezogen auf 1000mm Länge: $\varphi°_{1000} = 1.8 \times 10^5 \times \frac{M_t}{\pi \times G \times I_p}$ $\quad G$: Schubmodul $[N/mm^2]$

Anhaltswerte: $\varphi°_{1000} \approx \frac{0.25°}{1000mm}$ $\quad l$: Wirklänge des Torsionsmoments $[mm]$

Erforderlicher Wellendurchmesser für $\varphi°_{zul}$ $\rightarrow d_{erf} = \sqrt[4]{\frac{5760° \times M_t \times l}{\pi^2 \times \varphi°_{zul} \times G}}$

I_p: polares Flächenträgheitsmoment $[mm^4]$

Eigenfrequenz: $\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}}$ $\quad \omega_0$: Eigenfrequenz $[Hz]$, c: Federsteifigkeit für Wellen bei Biegung, m $[kg]$

Resonanz: $z \times \omega = \omega_0$

Kritische Winkelgeschwindigkeit: $\omega_k = \frac{\omega_0}{z}$

Nachrechnung

$K_v = 1 + \left(\frac{K_1}{K_A \cdot (F_t/b)} + K_2\right) \cdot K_3$ (21.73)

$K_v, K_A, K_{1,2}$	F_t/b	K_3
1	N/mm	m/s

$K_{1,2}$ Faktoren nach TB 21-14
$K_A \cdot (F_t/b)$ Linienbelastung je mm Zahnbreite mit F_t nach Gl. 21.67 (für $K_A \cdot (F_t/b) < 100$ N/mm ist $K_A \cdot (F_t/b) = 100$ N/mm zu setzen)
K_3 $= 0,01 \cdot z_1 \cdot v_t \cdot \sqrt{u^2/(1+u^2)} \leq 10$ m/s mit $v_t = d_{w1} \cdot \pi \cdot n_1$ in m/s und $u = z_2/z_1 \geq 1$ (bei $K_3 \geq 10$ m/s Berechnung nach DIN 3990-1)

Sicherheit Flankentragfähigkeit: $S_H = \frac{\sigma_{HG}}{\sigma_H}$ $\quad S_H > 1 \ldots 1.3$

Sicherheit Zahnbruch: $S_F = \frac{\sigma_{FG}}{\sigma_F}$ $\quad S_F > 1.4$

$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \cdot Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\beta \cdot \sqrt{K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta}}$ $\quad \sigma_{HG} = \sigma_{H\,lim} * Z_{NT} * Z_L * Z_V * Z_R * Z_W * Z_X$

$\sigma_F = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_{Sa} \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}$ $\quad \sigma_{FG} = \sigma_{F\,lim} * Y_{ST} * Y_{NT} * Y_{\delta\,rel.T} * Y_{R\,rel.T} * Y_x$

Gleitlager

Hydrostatische Gleitlager

Spurlager: Mittlerer Lagerdruck/-pressung: $p_l = \frac{F}{\pi \times (r_a^2 - r_i^2)}$
$= \frac{F}{\pi \times d_m \times b} \leq p_{Lzul}$

Schmierstoffvolumenstrom: $\dot{V} = \frac{\pi \times h^3 \times p_t}{6 \times \eta_{eff} \times \ln\left(\frac{r_a}{r_i}\right)}$

$\dot{V}$ Schmierstoffvolumenstrom in mm³/s
F Lagerbelastung in N
d_m mittlerer Lagerdurchmesser in mm
b Lagerring- bzw. Segmentbreite in mm
r_a Lageraussendurchmesser
r_i Taschendurchmesser
p_L mittlerer Lagerdruck in N/mm²
p_T Taschendruck in N/mm²
h Spalthöhe in mm
η_{eff} effektive dynamische Viskosität in Ns/mm²

Hydrodynamische Gleitlager

- Dimensionierung Radiallager:

Relative Lagerbreite: $\frac{b}{b_L} = 0.2 \ldots 1$

Mittlerer Lagerdruck: $p_L = \frac{F}{b \times d_L} \leq p_{Lzul}$ $\quad$ Maximaler Druck: $p_{max} = (2 \ldots 10) \times p_L$

Sommerfeldzahl: $S_o = 0.1 \ldots 50 = \frac{p_L \times \psi^2}{\eta_{eff} \times \omega_{eff}} = \frac{F \times \psi^2}{b \times d_L \times \eta_{eff} \times \omega_{eff}}$

mittleres relatives Lagerspiel: $\psi = \frac{s}{d_L} = \frac{d_L - d_W}{d_L} \approx \frac{d_L - d_W}{d_W}$

effektive Winkelgeschwindigkeit: $\omega_{eff} = 2 \times \pi \times n_{eff}$

relative Exzentrizität: $\varepsilon = \frac{e}{0.5 \times s} = \frac{e}{0.5 \times d_L \times \psi}$

- Dimensionierung Axiallager:

Seitenverhältnis: $\frac{l}{b} = 0.5 \ldots 2 \rightarrow optimal\ 0.7 \ldots 0.8$

Mittlerer Lagerdruck: $p_L = \frac{F}{z \times l \times b} = \frac{1.25 \times F}{\pi \times d_m \times b} \approx \frac{0.4 \times F}{d_m \times b} \leq p_{Lzul}$

Reynoldszahl: $Re = \frac{u \times h_0}{\frac{\eta_{eff}}{\rho}} < 600$

Wartungsfreie Gleitlager:

Gleitlager

POM = 120 N/mm²
PTFE = 80 N/mm²

- Lagerkräfte ermitteln

- Spezifische Lagerbelastung : $\boxed{p = k \cdot \frac{F_L}{C}}$ Mpa

Dynamisch

↳ Dynamische Tragzahl (Tabelle)

- Gleitgeschwindigkeit: $\boxed{v = 5.82 \cdot 10^{-7} \cdot d \cdot \beta \cdot f}$

Gleitdurchmesser (in mm)
- Buchsen: Bohrungsdurchmesser
- Bundbuchsen: $0.5 \times (d + D_1)$
- Anlaufscheiben: $0.5 \times (d + D_1)$
J aus produkt tabelle

Halber Schwenkwinkel / 90° für Drehbewegungen

Schwenk/Drehzahl (in min⁻¹)

Werkstoff abhängig

$\boxed{p = k \cdot \frac{F}{C_0}}$ Statisch

- PV-Diagramm

Druck + Geschwindigkeit eintragen → Welches feld?

- Nominelle Gebrauchsdauer $\boxed{G_h = \underbrace{c_1 \cdot c_2 \cdot c_3 \cdot c_4 \cdot c_5}_{\text{in tabellen nachschauen}} \cdot \frac{k_m}{(p \cdot v)^n}}$

Punktlast = 1
Umfangslast = 1.5

POM = 1900
PTFE
↳ Buchsen / Bundbuchsen = 980
Anlaufscheiben = 300

POM $p \cdot v \leq 1$ ⇒ 1
$p \cdot v > 1$ ⇒ 3
PTFE ⇒ 1

- Mittlere Flächenpressung $\boxed{P_L = \frac{F}{b \cdot d}}$

POM P·V kann nicht kleiner werden als 0.1

PTFE P·V kann nicht kleiner werden als 0.025

Dichtungen

Radialdichtringe aussuchen: (RM-TB,19-4a) → Materialwahl: (RM-TB,19-4b) → O-Ringe aussuchen: (RM-TB,19-2a)