

Angaben:

$$P_{an} := 12.5 \text{ kW}$$

Antriebsleistung P_{an}

$$n_{an} := 1000 \text{ min}^{-1}$$

Eintriebsdrehzahl n_{an}

$$n_{ab} := 390 \text{ min}^{-1}$$

Abtriebsdrehzahl n_{ab}

$$K_A := 1.5$$

Anwendungsfaktor K_A lt. RM-TB 3.5a

Antriebsseite-gleichmäßig / Abtriebsseite-mittlere Stöße

$$K_R := 1.6 \cdot \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

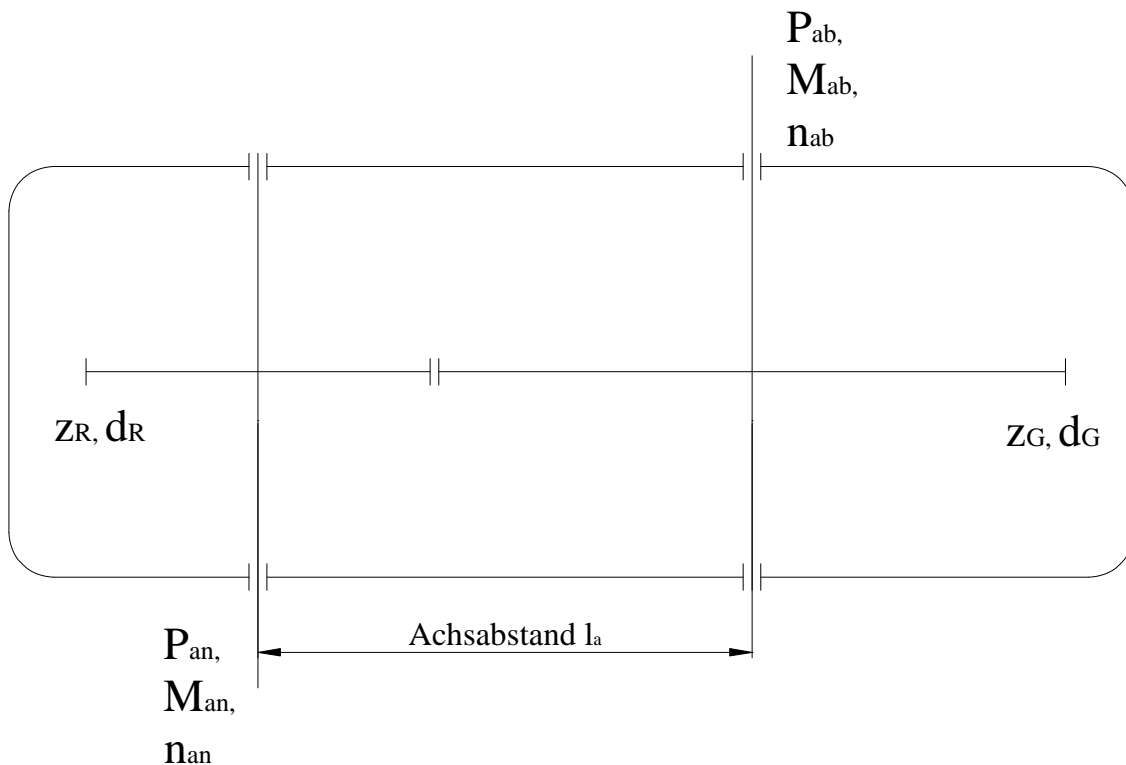
 K_R - Faktor lt. TB A 15-14E-Motor / Kranhubwerk, $v = 2 \dots 4 \text{ m/s}$, vergütet und gefräst

$$i_{ges} := \frac{n_{an}}{n_{ab}}$$

$$i_{ges} = 2.564$$

Gesamtübersetzung im Getriebe

Hinweis: Für Berechnungen der Ritzelwelle verwende ich den Index R, für das Großrad Index G

Errechnen des Nenndrehmoments aus der Leistung und der Drehzahl:

Es gilt:

$$P_{an} = M_{an} \cdot \omega_{an} \quad \text{mit} \quad \omega_{an} = 2 \cdot \pi \cdot n_{an}$$

$$M_{an} := \frac{P_{an}}{2 \cdot \pi \cdot n_{an}} \cdot K_A$$

$$M_{an} = 179.05 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Nenndrehmoment am Getriebeeingang

Überschlägiges Errechnen des erforderlichen Teilkreisdurchmesser am Ritzel:

Zur Berechnung des Teilkreisdurchmessers verwende ich folgende Näherungsformel.

$$d_R = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{an} \cdot i_{ges} + 1}{K_R \cdot \psi_d \cdot i_{ges}}}$$

mit

$$\psi_d := 0.92$$

Durchmesser/Breitenverhältnis laut Diagramm a siehe Anhang Blatt 2

$$d_{Rü} := \sqrt[3]{\frac{2 \cdot M_{an} \cdot i_{ges} + 1}{K_R \cdot \psi_d \cdot i_{ges}}}$$

$$d_{Rü} = 69.67 \text{ mm}$$

Teilkreisdurchmesser am Ritzel überschlägig

$$d_R := 70 \text{ mm}$$

Gewählter Teilkreisdurchmesser Ritzelwelle

Überprüfung ob Umfangsgeschwindigkeit v_u am Ritzel zulässig ist:

$$v_{uRmin} := 2 \frac{\text{m}}{\text{s}} \quad v_{uRmax} := 4 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Gewählte Parameter für v_u laut Tabelle 1 Anhang Blatt1

$$v_{uR} := d_R \cdot \pi \cdot n_{an}$$

$$v_{uR} = 3.67 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Umfangsgeschwindigkeit am Ritzel

Umfangsgeschwindigkeit := wenn($v_{uR} < v_{uRmin}$, "unterschritten", wenn($v_{uR} > v_{uRmax}$, "überschritten", "zulässig"))

Umfangsgeschwindigkeit = "zulässig"

Errechnen der Ritzelbreite:

$$b_R := \psi_d \cdot d_{Rü}$$

$$b_R = 64.1 \text{ mm}$$

Ritzelbreite b_R

$$b_R := 65 \text{ mm}$$

Gewählte Ritzelbreite

Bestimmen des Zahnmoduls:

$$\psi_m := 22.5$$

Modul / Breitenverhältnis laut Tabelle b Anhang Blatt2

$$m_Z := \frac{b_R}{\psi_m}$$

$$m_Z = 2.89 \text{ mm}$$

Modul errechnet

$$m_Z := 3 \text{ mm}$$

Modul gewählt

Berechnen der erforderlichen Zähnezah am Ritzel:

$$z_R := \frac{d_{Rü}}{m_Z} \quad z_R = 23.22 \quad \text{Zähnezah errechnet}$$

$$z_R := 23 \quad \text{Zähnezah gewählt}$$

Festlegen der Daten am Ritzel

$$z_R := 23 \quad \text{Zähnezah gewählt}$$

$$d_R := z_R \cdot m_Z \quad d_R = 69 \text{ mm} \quad \text{Teilkreisdurchmesser am Ritzel}$$

$$b_R := \psi_d \cdot d_R \quad b_R = 63.48 \text{ mm} \quad \text{Ritzelbreite } b_R \text{ mit } \psi_d \text{ aus Diagramm a Anhang Blatt2}$$

$$b_R := 64 \text{ mm} \quad \text{Gewählte Ritzelbreite}$$

Berechnen der erforderlichen Zähnezah am Großrad:

$$z_G := z_R \cdot i_{\text{ges}} \quad z_G = 58.97 \quad \text{Zähnezah errechnet}$$

$$z_G := 59 \quad \text{Zähnezah gewählt}$$

$$d_G := z_G \cdot m_Z \quad d_G = 177 \text{ mm} \quad \text{Teilkreisdurchmesser am Großrad}$$

Überprüfung ob Gesamtübersetzung zulässig ist:

$$i_{\text{tat}} := \frac{z_G}{z_R} \quad i_{\text{tat}} = 2.565 \quad \text{Tatsächliche Übersetzung im Getriebe}$$

$$\text{Übersetzung} := \text{wenn} \left(\left| 100 - \frac{i_{\text{tat}} \cdot 100}{i_{\text{ges}}} \right| < 0.05, \text{"Zulässig"}, \text{"5\% Marke wurde überschritten!!"} \right)$$

Übersetzung = "Zulässig"

Festlegen der Daten am Großrad

$$z_G := 59 \quad \text{Zähnezah Großrad}$$

$$d_G := z_G \cdot m_Z \quad d_G = 177 \text{ mm} \quad \text{Teilkreisdurchmesser am Großrad}$$

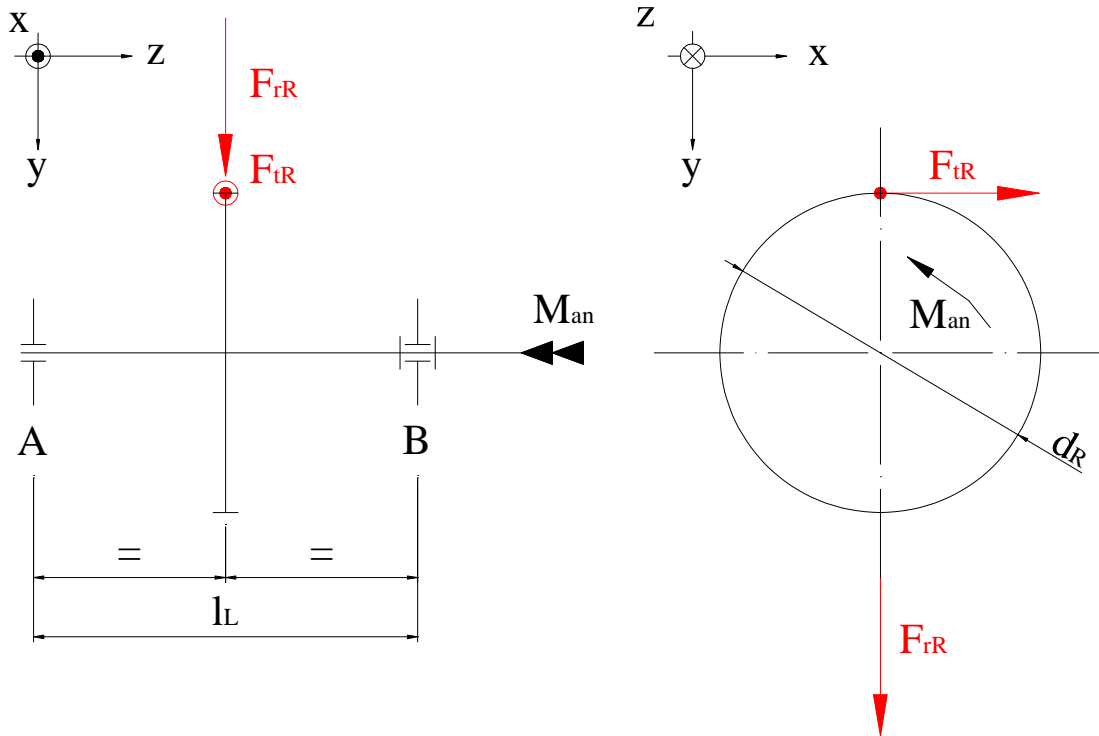
$$b_G := b_R - 5 \text{ mm} \quad b_G = 59 \text{ mm} \quad \text{Ritzelbreite } b_R \text{ mit } \psi_d \text{ aus Diagramm a Anhang Blatt2}$$

Bestimmen des Achsabstandes:

$$l_A := \frac{d_R + d_G}{2} \quad l_A = 123 \text{ mm} \quad \text{Achsabstand}$$

Errechnen der Auflagerkräfte der Ritzelwelle:

° := Grad



- $l_L := 110\text{mm}$ Lagerabstand
- $d_R = 69\text{ mm}$ Teilkreisdurchmesser am Ritzel
- $\alpha_R := 20^\circ$ Eingriffswinkel α am Evolventtrieb
- $\beta_R := 0^\circ$ Schrägungswinkel der Verzahnung

Zahnkräfte an der Ritzelwellenverzahnung:

$F_{tR} := \frac{2 \cdot M_{an}}{d_R}$ $F_{tR} = 5189.84\text{ N}$ Tangentialkraft an der Ritzelwelle

$F_{rR} := \frac{F_{tR}}{\cos(\beta_R)} \cdot \tan(\alpha_R)$ $F_{rR} = 1888.95\text{ N}$ Radialkraft an der Ritzelwelle

$F_{aR} := F_{tR} \cdot \tan(\beta_R)$ $F_{aR} = 0\text{ N}$ Axialkraft an der Ritzelwelle

Antriebsmoment :

$M_{AN} := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -M_{an} \end{pmatrix}$ $M_{AN} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -179.05 \end{pmatrix} \text{ N}\cdot\text{m}$ Antriebsmoment als Vektor dargestellt

Zahnkraftvektor an der Ritzelwelle:

$F_{zR} := \begin{pmatrix} F_{tR} \\ F_{rR} \\ F_{aR} \end{pmatrix}$ $F_{zR} = \begin{pmatrix} 5189.84 \\ 1888.95 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ N}$ Zahnkräfte als Vektor dargestellt

Auflagerkraft F_A aus Momentengleichgewicht um Lagerstelle B:

$$h_{AB} := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_L \end{pmatrix}$$

$$h_{AB} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 110 \end{pmatrix} \text{ mm}$$

Hebel Lager A nach Lager B

$$h_{zB} := \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{d_R}{2} \\ \frac{l_L}{2} \end{pmatrix}$$

$$h_{zB} = \begin{pmatrix} 0 \\ 34.5 \\ 55 \end{pmatrix} \text{ mm}$$

Hebel Eingriff Zahn nach Lager B

$$M_{\text{res}} := F_{zR} \times h_{zB} + M_{AN}$$

$$M_{\text{res}} = \begin{pmatrix} 103.89 \\ -285.44 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ J}$$

Resultierendes Moment M_{res}

Momentengleichgewicht um Lagerstelle B:

x := 0

$$\begin{pmatrix} F_{Ax} \\ F_{Ay} \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_L \end{pmatrix} + M_{\text{res}} = 0$$

y := 1

z := 2

Daraus folgt:

$$F_{Ay} \cdot l_L - 0 \cdot 0 = M_{\text{res}_x}$$

$$F_{Ay} := \frac{-M_{\text{res}_x}}{l_L}$$

$$F_{Ay} = -944.47 \text{ N}$$

y-Komponente von F_A

$$0 \cdot 0 - F_{Ax} \cdot l_L = -M_{\text{res}_y}$$

$$F_{Ax} := \frac{M_{\text{res}_y}}{l_L}$$

$$F_{Ax} = -2594.92 \text{ N}$$

x-Komponente von F_A

$$F_A := \begin{pmatrix} F_{Ax} \\ F_{Ay} \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$F_A = \begin{pmatrix} -2594.92 \\ -944.47 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ N}$$

Lagerkraft F_A als Vektor dargestellt

$$F_{ABetrag} := |F_A|$$

$$F_{ABetrag} = 2761.45 \text{ N}$$

Lagerkraft F_A als Betrag des Vektors = Radialkraft!!

Lagerkraft F_B aus Kräftegleichgewicht:

$$F_A + F_B + F_{zR} = 0$$

$$F_B := -1 \cdot (F_A + F_{zR})$$

$$F_B = \begin{pmatrix} -2594.92 \\ -944.47 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ N}$$

Lagerkraft F_B als Vektor

$$F_{Br} := \sqrt{(F_{B_x})^2 + (F_{B_y})^2}$$

$$F_{Br} = 2761.45 \text{ N}$$

Radialkomponente der Lagerkraft F_B

$$F_{Ba} := |F_{B_z}|$$

$$F_{Ba} = 0 \text{ N}$$

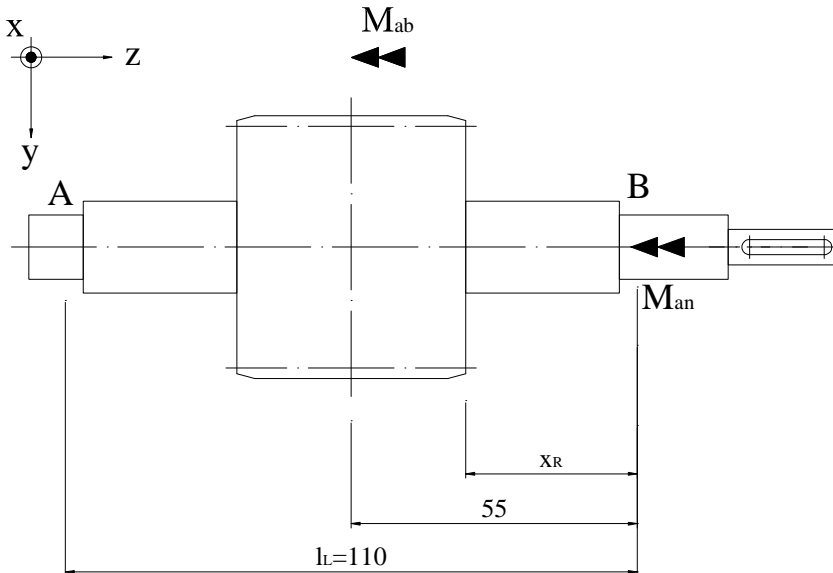
Axialkomponente der Lagerkraft F_B

Vorüberlegung zur Berechnung des erforderlichen Wellendurchmesser:

Da die Ritzelwelle von rechts angetrieben wird, und das Moment vollständig an das Großrad abgibt, wird nur der rechte Teil der Ritzelwelle auf Torsion belastet.

Somit zeigt sich der Querschnitt unmittelbar rechts des Ritzels als gefährdeter Querschnitt.

Da ich die Ritzelbreite mit 64mm und den Lagerabstand mit 110mm gewählt habe, ergibt sich als Hebellänge zur Schnittebene eine Länge x_R von 23mm.



$$x_R := \frac{l_L}{2} - \frac{b_R}{2}$$

$$x_R = 23 \text{ mm}$$

Hebellänge zum gefährdeten Querschnitt

$$M_{SR} := \left[F_B \times \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -x_R \end{pmatrix} + M_{AN} \right]$$

$$M_{SR} = \begin{pmatrix} -21.72 \\ 59.68 \\ 179.05 \end{pmatrix} \text{ N}\cdot\text{m}$$

Schnittmoment am gefährdeten Querschnitt

$$M_{bR} := \sqrt{(M_{SR_x})^2 + (M_{SR_y})^2}$$

$$M_{bR} = 63.51 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Biegemoment im gefährdeten Querschnitt

$$M_{tR} := |M_{SR_z}|$$

$$M_{tR} = 179.05 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Torsionsmoment im gefährdeten Querschnitt

erforderlicher Wellendurchmesser:

$$\alpha_0 := 0.7$$

Anstrengungsverhältnis α_0 für wechselnde Biegung und schwelende Torsion

$$M_{VR} := \sqrt{M_{bR}^2 + 0.75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_{tR})^2}$$

$$M_{VR} = 125.76 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Vergleichsmoment M_V nach GEH

$$R_{eC45} := 440 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Streckgrenze C45 lt. Kabus TB.13

$$\sigma_{bzulC45} := 0.55 \cdot R_{eC45}$$

$$\sigma_{bzulC45} = 242 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

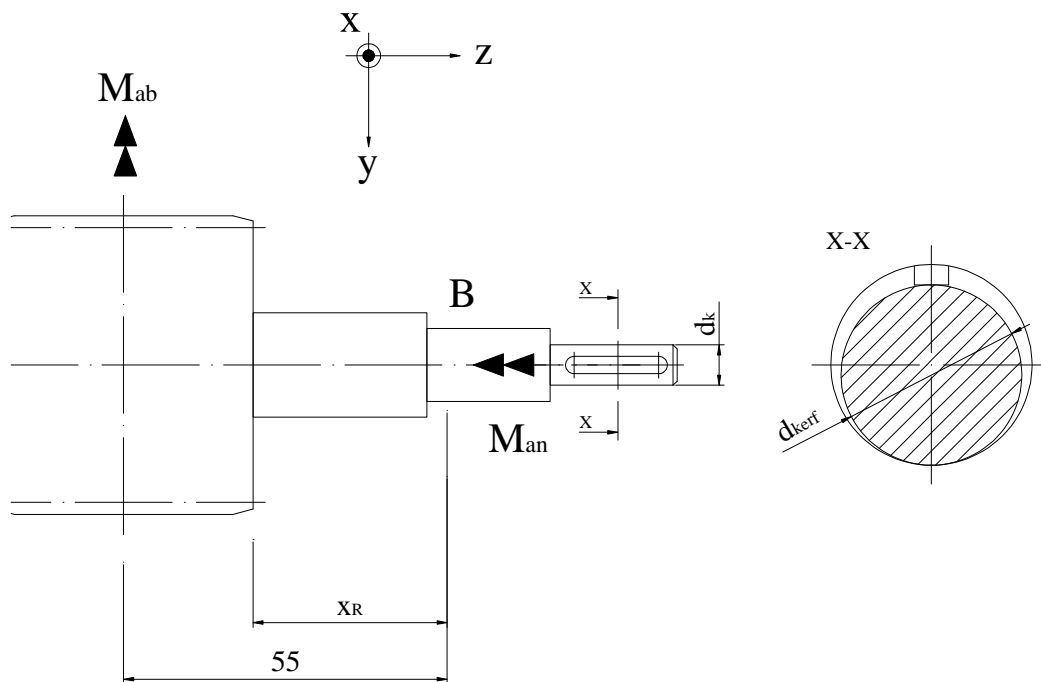
Überschlägiger Wert lt. Kabus TB.20

$$d_{erfR} := \sqrt[3]{\frac{M_{tR}}{0.1 \cdot \sigma_{bzulC45}}}$$

$$d_{erfR} = 19.49 \text{ mm}$$

d_{erf} für gefährdeten Querschnitt rechts von Ritzel

Bestimmung des erforderlichen Wellendurchmessers bei Federnut-Antriebsseite



erforderlicher Wellendurchmesser bei Durchmesser - Kupplung:

Zur Berechnung des erforderlichen Querschnittes ziehe ich das Antriebsmoment heran.

Der gefährdete Querschnitt wird nur auf Torsion belastet, daher bilde ich kein Vergleichsmoment sondern dimensioniere den erforderlichen Querschnitt mit τ_{tzul} !!.

$$R_{eC45} = 440 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Streckgrenze C45 lt. Kabus TB.13

$$\tau_{tzulC45} := 0.3 \cdot R_{eC45}$$

$$\tau_{tzulC45} = 132 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Überschlägiger Wert lt. Kabus TB.20

$$d_{erfR} := \sqrt[3]{\frac{M_{an}}{0.1 \cdot \tau_{tzulC45}}}$$

$$d_{erfR} = 23.85 \text{ mm}$$

d_{kerf} für gefährdeten Querschnitt bei Passfeder

Zum Antrieb des Getriebes habe ich einen Drehstrommotor mit Käfigläufer nach DIN 42673-IM B3 gewählt. Dieser besitzt eine Antriebswelle mit $d_M=48\text{mm}$ und $L_M=110\text{mm}$.

Um etwaige Anfahrstöße und Fluchtungsfehler auszugleichen setze ich eine Klauenkupplung mit elastischen Dämpferelementen ein.

Dazu verwende ich eine sogenannte "Hadeflex"-Kupplung Baugröße 48, Bauform XW1.

Diese bohre ich Eingangsseitig auf Durchmesser 30mm auf, Motorseitig auf 48mm. Laut Absprache Prof.Topo !!

$$d_{RKu} := 30\text{mm}$$

Antriebsdurchmesser der Ritzelwelle-Kupplungsseite gewählt unter Berücksichtigung der erforderlichen Passfedernuttiefe $t1$!!

Passfeder DIN 6885-A14x9x40 gewählt

$$l_{FR} := 40\text{mm}$$

Passfederlänge an der Ritzelwelle

$$b_{FR} := 8\text{mm}$$

Passfederbreite an der Ritzelwelle

Werte laut RMTB 12.2a

$$h_{FR} := 7\text{mm}$$

Passfederhöhe an der Ritzelwelle

Überprüfung ob Federwahl zulässig ist: (Nabe überprüfe ich nicht, da Zukaufteil!!)

$$R_{eC45} = 440 \frac{N}{mm^2}$$

Streckgrenze C45 lt. Kabus TB.13

$$S_F := 1.50$$

Sicherheit gegen Fließen laut RM TB12-1b

$$h' := 0.45 \cdot h_{FR}$$

tragende Höhe (RM Gl.12.1)

$$l' := l_{FR} - b_{FR}$$

$$l' = 32 \text{ mm}$$

tragende Länge (RM Gl.12.1)

$$l_{\text{ersatz}} := \text{wenn}(l' > 1.3 \cdot d_{RKu}, 1.3 \cdot d_{RKu}, l')$$

Ersatz Länge falls $l > 1,3 \cdot d_{RK}$ (RM Gl.12.1)

$$p_{mzul} := \frac{R_{eC45}}{S_F}$$

$$p_{mzul} = 293.33 \frac{N}{mm^2}$$

zulässige Flächenpressung (RM Gl.12.1)

$$p_m := \frac{2 \cdot M_{an}}{d_{RKu} \cdot h' \cdot l_{\text{ersatz}}}$$

$$p_m = 118.42 \frac{N}{mm^2}$$

vorhandene Flächenpressung (RM Gl.12.1)

Flächenpressung := wenn($p_m < p_{mzul}$, "zulässig", "nicht zulässig")

Flächenpressung = "zulässig"

Dimensionierung der Lagerung an der Ritzelwelle:

kN := 1000N

Da beide Lager A und B die selbe Belastung aufnehmen, ziehe ich Lagerkraft F_{Br} als Grundlage heran.

$$C_{\text{erf}} \geq P_{\text{dynR}} \cdot \frac{f_L}{f_n}$$

Vorauswahl der Lagergröße (RM Gl.14.1)

$$P_{\text{dynR}} := F_{Br}$$

dynamische Lagerbelastung, größte Radialkraft

$$f_{LR} := 3.75$$

dynamische Kennzahl laut RM Bild 14-35
Zeitbetrieb; Lagerwechsel sehr störend

$$f_{nR} := 0.32$$

Drehzahlfaktor laut RM TB14-4 ($n_{an}=1000U/min$)

$$C_{\text{erfR}} := P_{\text{dynR}} \cdot \frac{f_{LR}}{f_{nR}}$$

$$C_{\text{erfR}} = 32.3608 \text{ kN}$$

erforderliche dynamische Tragzahl C

Vorauswahl der Rillenkugellager laut NKE-Katalog S. 418 Gewähltes Lager DIN 625-6208

$$C_r := 29 \text{ kN}$$

dynamische Tragzahl C_r

$$C_{0r} := 18 \text{ kN}$$

statische Tragzahl C_{0r}

$$p := 3$$

Lebensdauerexponent für Kugellager $p = 3$

$$d_{iLR} := 40 \text{ mm}$$

Innendurchmesser Lager am Ritzel

$$d_{aLR} := 80 \text{ mm}$$

Aussendurchmesser Lager am Ritzel

$$b_{LR} := 18 \text{ mm}$$

Lagerbreite Lager am Ritzel

Überprüfung der Lebensdauererwartung

Bei der Fertigung der Zahnräder kommt es zu Fertigungsungenauigkeiten sodass eine Axialbelastung der Rillenkugellager nicht gänzlich ausgeschlossen werden kann.

Zur Lebensdauerberechnung ziehe ich deshalb eine Axialkraft F_a von $0,3 \cdot F_r$ heran.

$L_{10\text{herforderlich}} := 10000 \cdot h$ erforderliche Lebensdauer des Lagers in Stunden

$F_{rR} := F_{Br}$ $F_{aR} := 0,3 \cdot F_{rR}$ Radial- und Axialbelastungen

$\frac{F_{aR}}{C_{0r}} = 0,05$ $\frac{F_{aR}}{F_{rR}} = 0,3$ Verhältnisse zur Berechnung von X und Y

$X := \text{wenn} \left[\frac{F_{aR}}{F_{rR}} \leq 0,51 \cdot \left(\frac{F_{aR}}{C_{0r}} \right)^{0,233}, 1, 0,56 \right]$ Faktor laut RM TB 14-3 Legende

$Y := \text{wenn} \left[\frac{F_{aR}}{F_{rR}} > 0,51 \cdot \left(\frac{F_{aR}}{C_{0r}} \right)^{0,233}, 0,866 \cdot \left(\frac{F_{aR}}{C_{0r}} \right)^{-0,229}, 0 \right]$ Faktor laut RM TB 14-3 Legende

$P_{rR} := X \cdot F_{rR} + Y \cdot F_{aR}$ $P_{rR} = 3 \text{ kN}$ dynamisch äquivalente Lagerbelastung

$L_{10R} := \left(\frac{C_r}{P_{rR}} \right)^p$ $L_{10R} = 904,77$ nominelle Lebensdauer in 10^6 Umdrehungen

$L_{10hR} := \frac{10^6 \cdot L_{10R}}{n_{an}}$ $L_{10hR} = 15079,53 \text{ h}$ nominelle Lebensdauer in Stunden

Sicherheit := $\frac{L_{10hR}}{L_{10\text{herforderlich}}}$ Sicherheit = 1,51 Sicherheit der Lagerdimensionierung

Lagerdimensionierung := wenn($L_{10hR} > L_{10\text{herforderlich}}$, "zulässig, Lebensdauer erreicht", "neu berechnen")

Lagerdimensionierung = "zulässig, Lebensdauer erreicht"

Zusammenfassung Ritzelwelle:

Verzahnungsgeometrie am Ritzel nach DIN 867

$i_{\text{tat}} = 2.565$		Tatsächliche Gesamtübersetzung
$m_Z = 3 \text{ mm}$		Modul
$z_R = 23$		Zähnezahl am Ritzel
$d_R = 69 \text{ mm}$		Teilkreisdurchmesser am Ritzel
$d_{\text{RK}} := m_Z \cdot (z_R + 2)$	$d_{\text{RK}} = 75 \text{ mm}$	Kopfkreisdurchmesser ((RM Gl.21.6)
$d_{\text{RF}} := m_Z \cdot (z_R - 2.5)$	$d_{\text{RF}} = 61.5 \text{ mm}$	Fußkreisdurchmesser (RM Gl.21.7)
$b_R = 64 \text{ mm}$		Breite Ritzel

Rillenkugellager nach DIN 625-6208

Werte laut Wälzlagerkatalog NKE

$d_{\text{iLR}} := 40 \text{ mm}$	Bohrungsdurchmesser Rillenkugellager
$d_{\text{aLR}} := 80 \text{ mm}$	Aussendurchmesser Rillenkugellager
$b_{\text{LR}} := 18 \text{ mm}$	Breite Rillenkugellager
$r_{\text{gmaxR}} := 1 \text{ mm}$	Maximaler Radius Anschlussstelle Lagerung
$h_{\text{minR}} := 3 \text{ mm}$	Minimale Anschlusshöhe Lagerung

Passfeder nach DIN 6885-A8x7x40

Werte laut RMTB 12-2a

$d_{\text{RKu}} = 30 \text{ mm}$	Antriebsdurchmesser der Ritzelwelle-Kupplungsseite
$l_{\text{FR}} = 40 \text{ mm}$	Passfederlänge an der Ritzelwelle
$b_{\text{FR}} = 8 \text{ mm}$	Passfederbreite an der Ritzelwelle
$h_{\text{FR}} = 7 \text{ mm}$	Passfederhöhe an der Ritzelwelle

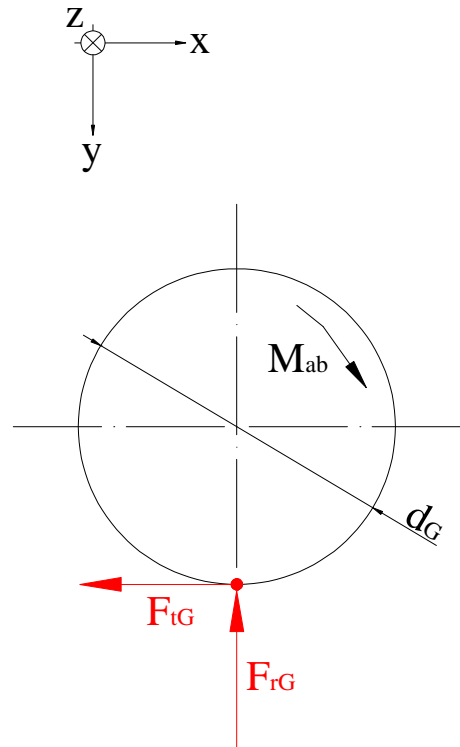
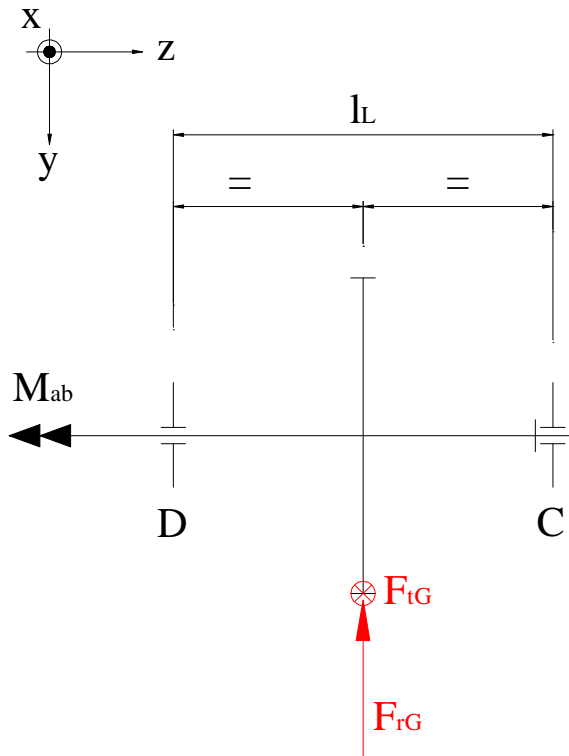
Abdichtung der Lagerstelle mit Radialwellendichtring nach DIN 3760

$d_{\text{ringiR}} := 38 \text{ mm}$	Innendurchmesser des RWDR an der Ritzelwelle
$d_{\text{ringaR}} := 62 \text{ mm}$	Aussendurchmesser des RWDR an der Ritzelwelle
$b_{\text{ringR}} := 8 \text{ mm}$	Breite des RWDR an der Ritzelwelle

Antrieb

Verwendeter Motor nach DIN 42673-T1-IMB3-15-1000	nach RM TB 16-21
Hadeflex-Kupplung Baugröße 48; Bauform XW1	nach RM TB 13-4

Errechnen der Auflagerkräfte am Großrad:



- $l_L := 110\text{mm}$ Lagerabstand
- $d_G = 177\text{mm}$ Teilkreisdurchmesser am Großrad
- $\alpha_G := 20^\circ$ Eingriffswinkel α am Evolvententrieb
- $\beta_G := 0^\circ$ Schrägungswinkel der Verzahnung

Zahnkräfte an der Großradverzahnung:

$F_{tG} := F_{tR}$ $F_{tG} = 5189.84\text{ N}$ Tangentialkraft an der Großradwelle

$F_{rG} := \frac{F_{tG}}{\cos(\beta_G)} \cdot \tan(\alpha_G)$ $F_{rG} = 1888.95\text{ N}$ Radialkraft an der Großradwelle

$F_{aG} := F_{tG} \cdot \tan(\beta_G)$ $F_{aG} = 0\text{ N}$ Axialkraft an der Großradwelle

Antriebsmoment :

$M_{AB} := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -F_{tG} \cdot \frac{d_G}{2} \end{pmatrix}$ $M_{AB} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -459.3 \end{pmatrix} \text{ N}\cdot\text{m}$ Abtriebsmoment als Vektor dargestellt

Zahnkraftvektor an der Ritzelwelle:

$F_{zG} := \begin{pmatrix} -F_{tG} \\ -F_{rG} \\ F_{aG} \end{pmatrix}$ $F_{zG} = \begin{pmatrix} -5189.84 \\ -1888.95 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ N}$ Zahnkräfte als Vektor dargestellt

Auflagerkraft F_D aus Momentengleichgewicht um Lagerstelle C:

$$h_{DC} := \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_L \end{pmatrix}$$

$$h_{DC} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ 110 \end{pmatrix} \text{ mm}$$

Hebel Lager D nach Lager C

$$h_{zC} := \begin{pmatrix} 0 \\ \frac{-d_G}{2} \\ \frac{l_L}{2} \end{pmatrix}$$

$$h_{zC} = \begin{pmatrix} 0 \\ -88.5 \\ 55 \end{pmatrix} \text{ mm}$$

Hebel Eingriff Zahn nach Lager C

$$M_{\text{res}} := F_{zG} \times h_{zC} + M_{AB}$$

$$M_{\text{res}} = \begin{pmatrix} -103.89 \\ 285.44 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ J}$$

Resultierendes Moment M_{res}

Momentengleichgewicht um Lagerstelle C:

$$\begin{pmatrix} F_{Dx} \\ F_{Dy} \\ 0 \end{pmatrix} \times \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ l_L \end{pmatrix} + M_{\text{res}} = 0$$

Daraus folgt:

$$F_{Dy} \cdot l_L - 0 \cdot 0 = -M_{\text{res}_x}$$

$$F_{Dy} := \frac{-M_{\text{res}_x}}{l_L}$$

$$F_{Dy} = 944.47 \text{ N}$$

y-Komponente von F_D

$$0 \cdot 0 - F_{Dx} \cdot l_L = -M_{\text{res}_y}$$

$$F_{Dx} := \frac{M_{\text{res}_y}}{l_L}$$

$$F_{Dx} = 2594.92 \text{ N}$$

x-Komponente von F_D

$$F_D := \begin{pmatrix} F_{Dx} \\ F_{Dy} \\ 0 \end{pmatrix}$$

$$F_D = \begin{pmatrix} 2594.92 \\ 944.47 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ N}$$

Lagerkraft F_D als Vektor dargestellt

$$F_{DBetrag} := |F_D|$$

$$F_{DBetrag} = 2761.45 \text{ N}$$

Lagerkraft F_D als Betrag des Vektors = Radialkraft!!Lagerkraft F_C aus Kräftegleichgewicht:

$$F_C + F_D + F_{zG} = 0$$

$$F_C := -1 \cdot (F_D + F_{zG})$$

$$F_C = \begin{pmatrix} 2594.92 \\ 944.47 \\ 0 \end{pmatrix} \text{ N}$$

Lagerkraft F_C als Vektor

$$F_{Cr} := \sqrt{(F_{Cx})^2 + (F_{Cy})^2}$$

$$F_{Cr} = 2761.45 \text{ N}$$

Radialkomponente der Lagerkraft F_C

$$F_{Ca} := |F_{Cz}|$$

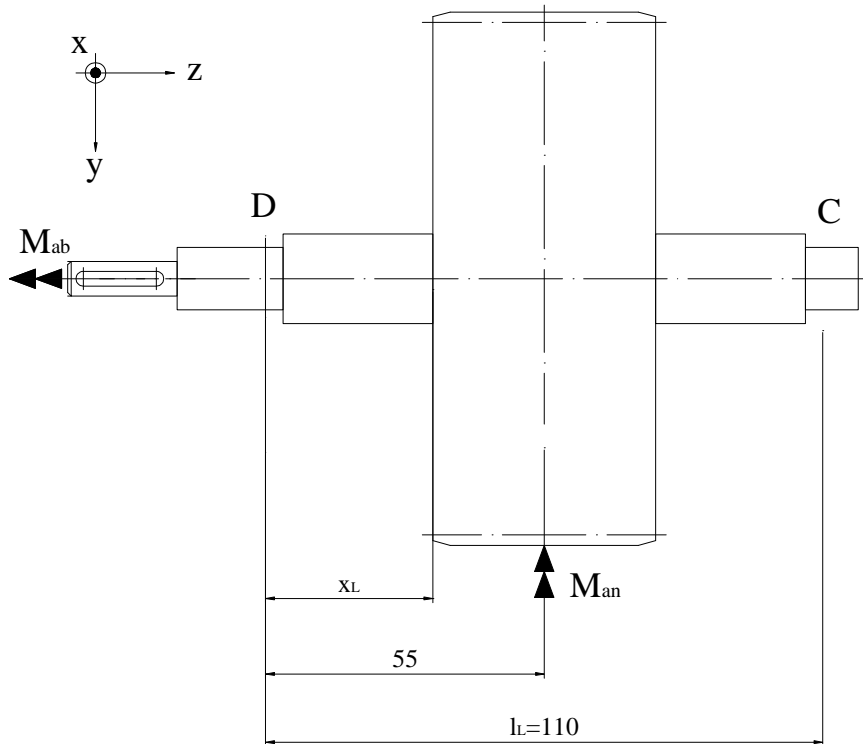
$$F_{Ca} = 0 \text{ N}$$

Axialkomponente der Lagerkraft F_C

Vorüberlegung zur Berechnung des erforderlichen Wellendurchmessers:

Da die Großradwelle links das Moment abgibt, wird nur der linke Teil der Großradwelle auf Torsion belastet. Somit zeigt sich der Querschnitt unmittelbar links des Großrads als gefährdeter Querschnitt.

Da ich die Großradbreite mit 59mm und den Lagerabstand mit 110mm gewählt habe, ergibt sich als Hebellänge zur Schnittebene eine Länge x_L von 25,5mm.



$$x_L := \frac{l_L}{2} - \frac{b_G}{2}$$

$$x_L = 25.5 \text{ mm}$$

Hebellänge zum gefährdeten Querschnitt

$$M_{SG} := - \left[F_D \times \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ x_L \end{pmatrix} + M_{AB} \right]$$

$$M_{SG} = \begin{pmatrix} -24.08 \\ 66.17 \\ 459.3 \end{pmatrix} \text{ N}\cdot\text{m}$$

Schnittmoment am gefährdeten Querschnitt

$$M_{bG} := \sqrt{(M_{SG_x})^2 + (M_{SG_y})^2}$$

$$M_{bG} = 70.42 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Biegemoment im gefährdeten Querschnitt

$$M_{tG} := |M_{SG_z}|$$

$$M_{tG} = 459.3 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Torsionsmoment im gefährdeten Querschnitt

erforderlicher Wellendurchmesser:

$$\alpha_0 := 0.7$$

Anstrengungsverhältnis α_0 für wechselnde Biegung und schwelende Torsion

$$M_{VG} := \sqrt{M_{bG}^2 + 0.75 \cdot (\alpha_0 \cdot M_{tG})^2}$$

$$M_{VG} = 287.2 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Vergleichsmoment M_V laut GEH

$$R_{eC45} = 440 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Streckgrenze C45 lt. Kabus TB.13

$$\sigma_{bzulC45} := 0.55 \cdot R_{eC45}$$

$$\sigma_{bzulC45} = 242 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

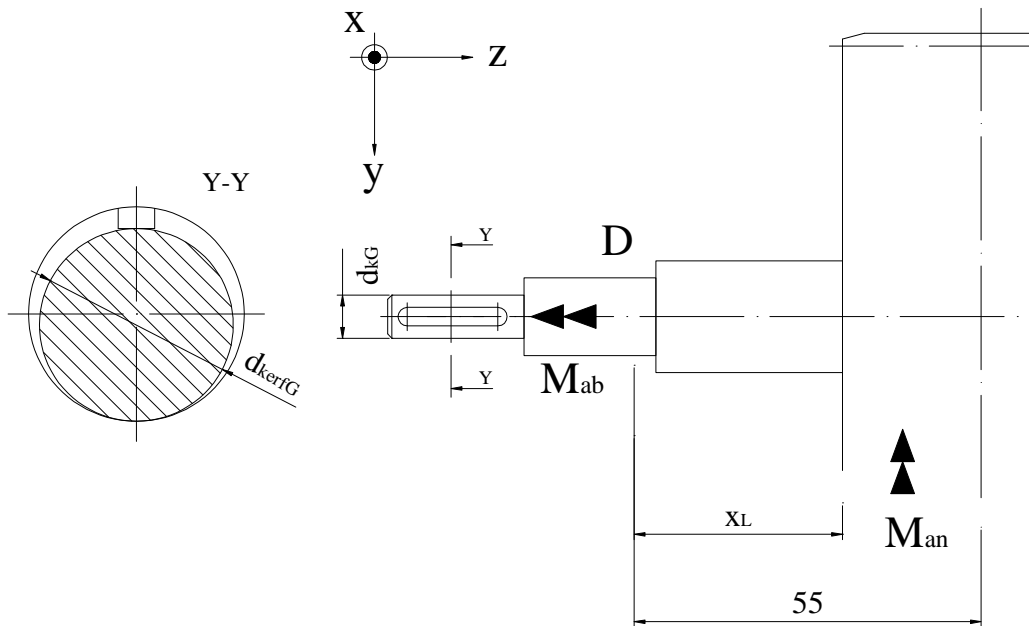
Überschlägiger Wert lt. Kabus TB.20

$$d_{erfG} := \sqrt[3]{\frac{M_{VG}}{0.1 \cdot \sigma_{bzulC45}}}$$

$$d_{erfG} = 22.81 \text{ mm}$$

d_{erf} für gefährdeten Querschnitt rechts von Ritzel

Bestimmung des erforderlichen Wellendurchmessers bei Federnut-Abtriebsseite



An der Abtriebsseite wird das Moment über eine Sicherheits-Rutschkupplung ausgetrieben.
Die Belastung am Abtriebswellenstummel ist reine Torsion!!
Somit dimensioniere ich den Wellenstummel nur mit dem Torsionsmoment M_{ab} .

$$M_{ab} := M_{an} \cdot i_{tat}$$

$$M_{ab} = 459.3 \text{ N}\cdot\text{m}$$

Abtriebsmoment M_{ab}

erforderlicher Wellendurchmesser am Abtriebswellenstummel:

$$\alpha_0 := 0.7$$

Anstrengungsverhältnis α_0 für wechselnde Biegung und schwelende Torsion

$$R_{eC45} = 440 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Streckgrenze C45 lt. Kabus TB.13

$$\tau_{tzulC45} := 0.3 \cdot R_{eC45}$$

$$\tau_{tzulC45} = 132 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Überschlägiger Wert lt. Kabus TB.20

$$d_{erfG} := \sqrt[3]{\frac{M_{ab}}{0.1 \cdot \tau_{tzulC45}}}$$

$$d_{erfG} = 32.65 \text{ mm}$$

d_{erf} für gefährdeten Querschnitt links von Großrad

$$d_{GKu} := 40 \text{ mm}$$

Antriebsdurchmesser der Großradwelle-Kupplungsseite gewählt unter Berücksichtigung der erforderlichen Passfedernuttiefe $t1$!!

Passfeder DIN 6885-A12x8x45 gewählt

$$l_{FG} := 45 \text{ mm}$$

Passfederlänge an der Großradwelle

$$b_{FG} := 12 \text{ mm}$$

Passfederbreite an der Großradwelle Werte laut RMTB 12.2a

$$h_{FG} := 8 \text{ mm}$$

Passfederhöhe an der Großradwelle

Überprüfung ob Federwahl zulässig ist: (Nabe überprüfe ich nicht, da Zukaufteil!!)

$$R_{eC45} = 440 \frac{N}{mm^2}$$

Streckgrenze C45 lt. Kabus TB.13

$$S_F := 1.50$$

Sicherheit gegen Fließen laut RM TB12-1b

$$h' := 0.45 \cdot h_{FG}$$

tragende Höhe (RM Gl.12.1)

$$l' := l_{FG} - b_{FG}$$

$$l' = 33 \text{ mm}$$

tragende Länge (RM Gl.12.1)

$$l_{\text{ersatz}} := \text{wenn}(l' > 1.3 \cdot d_{GKu}, 1.3 \cdot d_{GKu}, l')$$

Ersatz Länge falls $l > 1,3 \cdot d_{RK}$ (RM Gl.12.1)

$$p_{mzul} := \frac{R_{eC45}}{S_F}$$

$$p_{mzul} = 293.33 \frac{N}{mm^2}$$

zulässige Flächenpressung (RM Gl.12.1)

$$p_m := \frac{2 \cdot M_{ab}}{d_{RKu} \cdot h' \cdot l_{\text{ersatz}}}$$

$$p_m = 257.74 \frac{N}{mm^2}$$

vorhandene Flächenpressung (RM Gl.12.1)

$$\text{Flächenpressung} := \text{wenn}(p_m < p_{mzul}, \text{"zulässig"}, \text{"nicht zulässig"})$$

Flächenpressung = "zulässig"

Dimensionierung der Lagerung an der Großradwelle:

Da beide Lager C und D die selbe Belastung aufnehmen, ziehe ich Lagerkraft F_{Cr} als Grundlage heran.

$$C_{\text{erfG}} \geq P_{\text{dynG}} \cdot \frac{f_L}{f_n}$$

Vorauswahl der Lagergröße (RM Gl.14.1)

$$P_{\text{dynG}} := F_{Cr}$$

dynamische Lagerbelastung, größte Radialkraft

$$f_{LG} := 3.75$$

dynamische Kennzahl laut RM Bild 14-35
Zeitbetrieb; Lagerwechsel sehr störend

$$f_{nG} := 0.42$$

Drehzahlfaktor laut RM TB14-4

$$C_{\text{erfG}} := P_{\text{dynG}} \cdot \frac{f_{LG}}{f_{nG}}$$

$$C_{\text{erfG}} = 24.6558 \text{ kN}$$

erforderliche dynamische Tragzahl C

Vorauswahl der Rillenkugellager laut NKE-Katalog S. 418 Gewähltes Lager DIN 625-6011

$$C_r := 28.5 \text{ kN}$$

dynamische Tragzahl C_r

$$C_{0r} := 21.2 \text{ kN}$$

statische Tragzahl C_{0r}

$$p := 3$$

Lebensdauerexponent für Kugellager $p = 3$

$$d_{iLG} := 55 \text{ mm}$$

Innendurchmesser Lager Großrad

$$d_{aLG} := 90 \text{ mm}$$

Aussendurchmesser Lager Großrad

$$b_{LG} := 18 \text{ mm}$$

Lagerbreite Lager Großrad

Überprüfung der Lebensdauererwartung

Bei der Fertigung der Zahnräder kommt es zu Fertigungsungenauigkeiten sodass eine Axialbelastung der Rillenkugellager nicht gänzlich ausgeschlossen werden kann.

Zur Lebensdauerberechnung ziehe ich deshalb eine Axialkraft F_a von $0,3 \cdot F_r$ heran.

$L_{10\text{herforderlich}} := 10000 \cdot h$ erforderliche Lebensdauer des Lagers in Stunden

$F_{rG} := F_{Cr}$ $F_{aG} := 0,3 \cdot F_{rG}$ Radial- und Axialbelastungen

$\frac{F_{aG}}{C_{0r}} = 0,04$ $\frac{F_{aG}}{F_{rG}} = 0,3$ Verhältnisse zur Berechnung von X und Y

$X := \text{wenn} \left[\frac{F_{aG}}{F_{rG}} \leq 0,51 \cdot \left(\frac{F_{aG}}{C_{0r}} \right)^{0,233}, 1, 0,56 \right]$ Faktor laut RM TB 14-3 Legende

$Y := \text{wenn} \left[\frac{F_{aG}}{F_{rG}} > 0,51 \cdot \left(\frac{F_{aG}}{C_{0r}} \right)^{0,233}, 0,866 \cdot \left(\frac{F_{aG}}{C_{0r}} \right)^{-0,229}, 0 \right]$ Faktor laut RM TB 14-3 Legende

$P_{rG} := X \cdot F_{rG} + Y \cdot F_{aG}$ $P_{rG} = 3,05 \text{ kN}$ dynamisch äquivalente Lagerbelastung

$L_{10G} := \left(\frac{C_r}{P_{rG}} \right)^p$ $L_{10G} = 812,85$ nominelle Lebensdauer in 10^6 Umdrehungen

$L_{10hG} := \frac{10^6 \cdot L_{10G}}{n_{an}}$ $L_{10hG} = 13547,48 \text{ h}$ nominelle Lebensdauer in Stunden

Sicherheit := $\frac{L_{10hG}}{L_{10\text{herforderlich}}}$ $\text{Sicherheit} = 1,35$ Sicherheit der Lagerdimensionierung

Lagerdimensionierung := wenn($L_{10hG} > L_{10\text{herforderlich}}$, "zulässig, Lebensdauer erreicht", "neu berechnen")

Lagerdimensionierung = "zulässig, Lebensdauer erreicht"

Zusammenfassung Großradwelle:

Verzahnungsgeometrie am Großrad nach DIN 867

$i_{\text{tat}} = 2.565$		Tatsächliche Gesamtübersetzung
$m_Z = 3 \text{ mm}$		Modul
$z_G = 59$		Zähnezahl am Großrad
$d_G = 177 \text{ mm}$		Teilkreisdurchmesser am Ritzel
$d_{\text{GK}} := m_Z \cdot (z_G + 2)$	$d_{\text{GK}} = 183 \text{ mm}$	Kopfkreisdurchmesser ((RM Gl.21.6)
$d_{\text{GF}} := m_Z \cdot (z_G - 2.5)$	$d_{\text{GF}} = 169.5 \text{ mm}$	Fußkreisdurchmesser (RM Gl.21.7)
$b_G = 59 \text{ mm}$		Breite Ritzel

Rillenkugellager nach DIN 625-6011

Werte laut Wälzlagerkatalog NKE

$d_{\text{iLG}} = 55 \text{ mm}$	Bohrungsdurchmesser Rillenkugellager
$d_{\text{aLG}} = 90 \text{ mm}$	Aussendurchmesser Rillenkugellager
$b_{\text{LG}} = 18 \text{ mm}$	Breite Rillenkugellager
$r_{\text{gmaxR}} := 1 \text{ mm}$	Maximaler Radius Anschlussstelle Lagerung
$h_{\text{minR}} := 3 \text{ mm}$	Minimale Anschlusshöhe Lagerung

Passfeder nach DIN 6885-A12x8x45

Werte laut RMTB 12-2a

$d_{\text{GKu}} = 40 \text{ mm}$	Antriebsdurchmesser der Ritzelwelle-Kupplungsseite
$l_{\text{FG}} = 45 \text{ mm}$	Passfederlänge an der Ritzelwelle
$b_{\text{FG}} = 12 \text{ mm}$	Passfederbreite an der Ritzelwelle
$h_{\text{FG}} = 8 \text{ mm}$	Passfederhöhe an der Ritzelwelle

Abdichtung der Lagerstelle Großrad mit Radialwellendichtring nach DIN 3760

$d_{\text{ringiG}} := 48 \text{ mm}$	Innendurchmesser des RWDR an der Großradwelle
$d_{\text{ringaG}} := 62 \text{ mm}$	Aussendurchmesser des RWDR an der Großradwelle
$b_{\text{ringR}} := 8 \text{ mm}$	Breite des RWDR an der Großradwelle

Abtrieb

Sicherheitsrutschkupplung Baugröße 40