

Aufgabe 1 (22 Punkte)

Sie legen die Zahnradgeometrie eines Verteilergetriebes für ein Fahrzeug mit permanentem Allradantrieb aus. Das Getriebe verfügt über zwei wählbare Gänge. In beiden Gängen wird die Antriebsleistung an die Vorderachse (VA) und die Hinterachse (HA) verteilt. Der Straßengang (S) ist für das Fahren auf der Straße ausgelegt. Die Zahnradpaarung des Straßengangs ist als Null-Verzahnung ausgelegt. Der Geländegang (G) ist für den Einsatz im schweren Gelände vorgesehen. Hierbei wird das Antriebsdrehmoment durch die Betätigung des Schalthebels über den Geländegang geleitet und das Abtriebsdrehmoment vergrößert. Ihre Aufgabe als Mitarbeiter der Entwicklungsabteilung ist es, die maximal zulässige Geschwindigkeit des Fahrzeuges im Geländegang zu bestimmen.

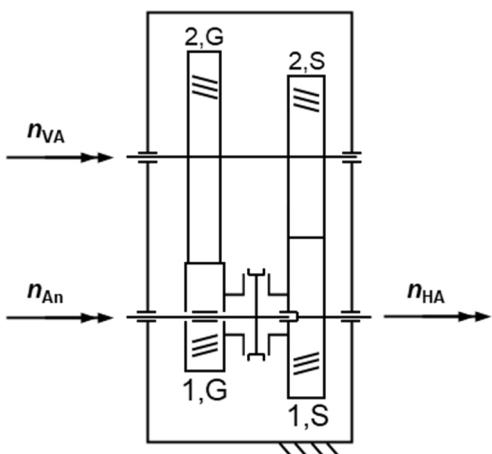


Abbildung 1.1: Schematischer Aufbau des Verteilergetriebes

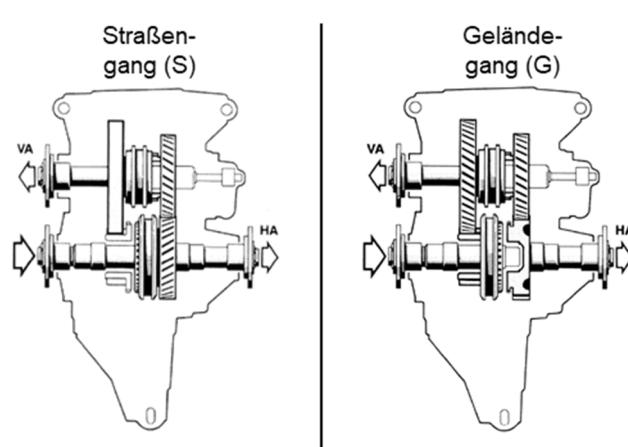


Abbildung 1.2: Schemadarstellung der zwei unterschiedlichen Schaltstellungen des Verteilergetriebes

Parameter Geländegang (G)

Zähnezahl Zahnrad 2	$z_{2,G}$	=	44
Nenndrehzahl Getriebe	n_{An}	=	660 min ⁻¹
Nenndrehzahl Vorderachse	$n_{VA,G}$	=	- 315 min ⁻¹

Allgemeine Parameter

Normaleingriffswinkel	α_n	=	20 °
Schrägungswinkel	β	=	15 °
Modul	m_n	=	2,5 mm
Maximal zulässige Gleitgeschwindigkeit	v_g	=	1,2 m/s

Parameter Straßengang (S)

Zähnezahl Zahnrad 1	$z_{1,S}$	=	33
Zähnezahl Zahnrad 2	$z_{2,S}$	=	33

Hinweise:

- Nutzen Sie zur Lösung der Aufgabe die Diagramme auf dem Hilfsblatt 1 zu Aufgabe 1.
- Nutzen Sie zur Lösung der Aufgabe die ISO 53 und die DIN 867.
- Alle Zahnräder sind geschliffen worden.

1.1	Berechnen Sie die Zähnezahl des Zahnrades 1 des Geländegangs G. (1,5 Punkte)
1.1.1	Berechnen Sie das Übersetzungsverhältnis i_G .
1.1.2	Berechnen Sie die Zähnezahl $z_{1,G}$ des Zahnrades 1 des Geländegangs G. Runden Sie auf ganze Zähne.

Falls Sie Aufgabenteil 1.1 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $i_G = -2,2$ und $z_{1,G} = 20$ weiter.

1.2	Benennen Sie das Drehmoment, welches neben An- und Abtriebsdrehmomenten berücksichtigt werden muss, damit alle Momente in einem Getriebe im Gleichgewicht stehen. (1,5 Punkte)
-----	--

1.3	Berechnen Sie den Betriebseingriffswinkel $\alpha_{wt,G}$. (4 Punkte)
1.3.1	Berechnen Sie den Stirneingriffswinkel $\alpha_{t,G}$ in ° des Geländegangs G.
1.3.2	Berechnen Sie den Achsabstand a in mm.
1.3.3	Berechnen Sie den Null-Achsabstand $a_{d,G}$ in mm des Geländegangs G.
1.3.4	Berechnen Sie den Betriebseingriffswinkel $\alpha_{wt,G}$ in ° des Geländegangs G.

Falls Sie Aufgabenteil 1.3 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $\alpha_{t,G} = 21,2^\circ$, $\alpha_{wt,G} = 23,3^\circ$, $a = 87$ mm und $a_{d,G} = 85,5$ mm weiter.

1.4	Sie verkleinern bei einem Zahnradpaar die Summe der Profilverschiebungsfaktoren. Beantworten Sie folgende Fragen. (3 Punkte)
1.4.1	Wie verändern sich die Wälzkreisdurchmesser d_w qualitativ?
1.4.2	Wie verändert sich die Fußhöhe des Bezugsprofils h_{fp} qualitativ?

Nachdem Sie sich den Grundlagen der Zahnradgeometrie gewidmet haben, wenden Sie sich wieder der Auslegung ihres Verteilergetriebes zu.

1.5	Bestimmen Sie die Profilverschiebung $x_{1,G}$. (4 Punkte)
1.5.1	Berechnen Sie die Summe der Ersatzzähnezahlen $\sum z_{n,G}$.
1.5.2	Berechnen Sie die Summe der Profilverschiebungsfaktoren $\sum x_G$ des Geländegangs G.
1.5.3	Bestimmen Sie die Profilverschiebung $x_{1,G}$ nach DIN 3992 des Zahnrades 1 des Geländegangs G.

Falls Sie Aufgabenteil 1.5 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $\Sigma x_G = 0,67$ und $x_{1,G} = 0,35$ weiter.

Die Geschwindigkeit des Fahrzeuges im Geländegang wird durch die maximal zulässige Gleitgeschwindigkeit v_g am Zahnkopf des Ritzels begrenzt. Zum Anreiben der Vorderräder des Fahrzeuges wird die Antriebsleistung über ein Differential an der Vorderachse mit dem Übersetzungsverhältnis $i_{\text{Diff}} = -2$ an die Räder übertragen.

1.6 Berechnen Sie die maximal zulässige Geschwindigkeit des Fahrzeuges im Geländegang. (6,5 Punkte)	
1.6.1	Berechnen Sie den Teilkreisdurchmesser $d_{1,G}$ in mm des Geländegangs G.
1.6.2	Berechnen Sie den Kopfhöhenänderung k_G in mm des Geländegangs G.
1.6.3	Berechnen Sie den Kopfkreisdurchmesser $d_{a1,G}$ in mm des Geländegangs G.
1.6.4	Berechnen Sie die Austritts-Eingriffsstrecke $g_{a,G}$ in mm des Geländegangs G.
1.6.5	Berechnen Sie die maximal zulässige Geschwindigkeit des Fahrzeuges $v_{\max,G}$ in km/h im Geländegang.
1.7 Nennen Sie ein geeignetes nachgelagertes Wärmebehandlungsverfahren, durch welches der Verschleiß am Zahnrad verringert werden kann. (1,5 Punkte)	

Hilfsblatt 1 zu Aufgabe 1

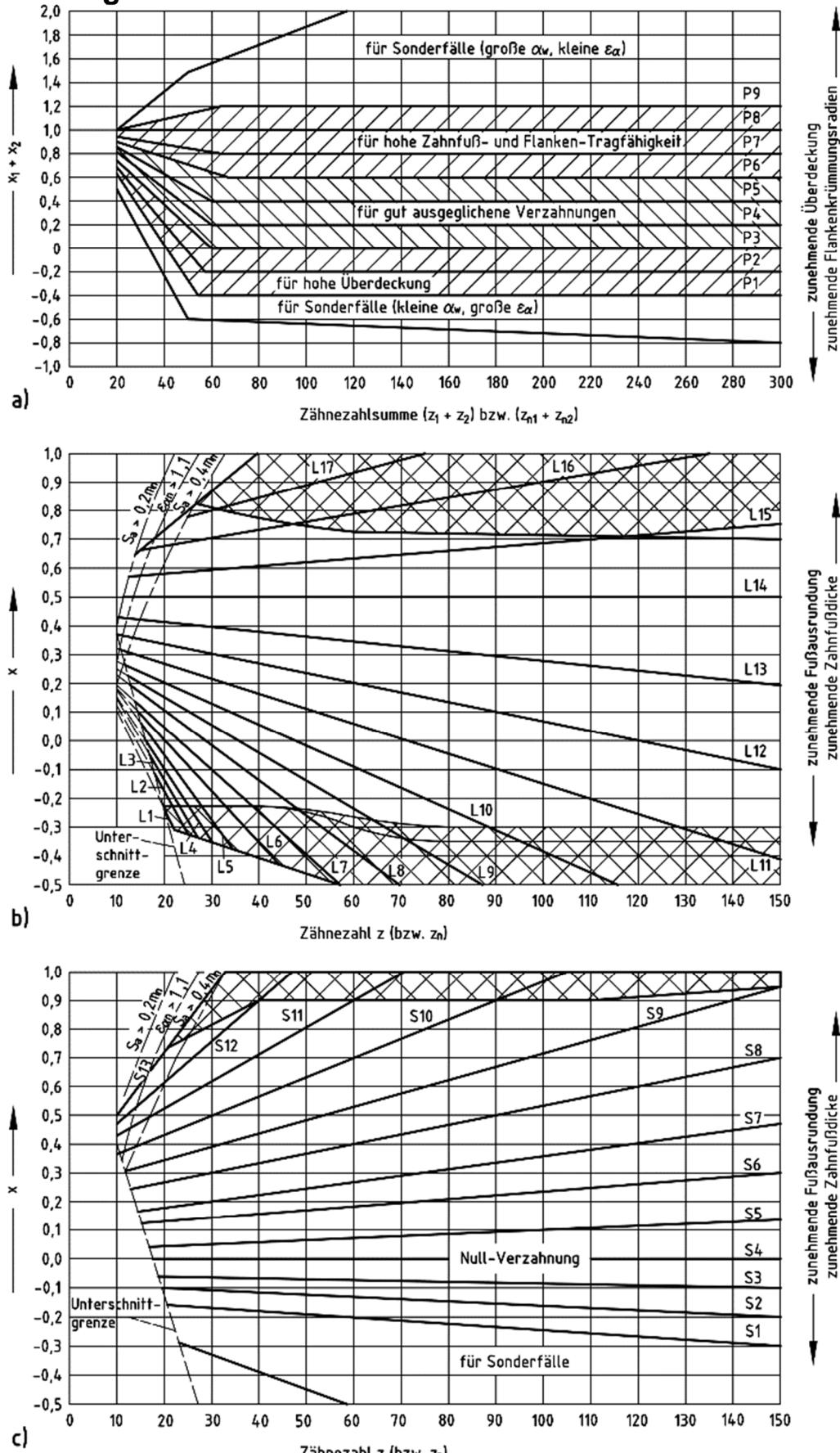


Bild 1.1: Wahl der Profilverschiebung für Außenradpaare nach DIN 3992; Diagramm a: Empfehlungen für die Summe der Profilverschiebungsfaktoren; Diagramm b: Aufteilung der Profilverschiebungssumme auf Ritzel und Rad für Übersetzungen ins Langsame (Paarungslinien L1 bis L17); Diagramm c: Aufteilung der Profilverschiebungssumme auf Ritzel und Rad für Übersetzungen ins Schnelle (Paarungslinien S1 bis S17)

Lösung zur Aufgabe 1

1.1 Berechnung von Zähnezahl

Σ 1,5 P

Berechnung des Übersetzungsverhältnisses i_G :

$$i_G = \frac{n_{An}}{n_{VA,G}} = -2,095 \quad 0,5 \text{ P}$$

Berechnung der Zähnezahl $z_{1,G}$:

$$z_{1,G} = -\frac{z_{2,G}}{i_G} = 21 \quad 1 \text{ P}$$

1.2 Momentengleichgewicht

Σ 1,5 P

Für die Herstellung des Momentengleichgewichts bedarf es neben den an- und abtreibenden Momenten zusätzlich eines **Stützmoments** M_G .

1,5 P

$$\sum M_i = M_{An} + M_{Ab} + M_G$$

1.3 Betriebseingriffswinkel $\alpha_{wt,G}$

Σ 4 P

Berechnung Stirneingriffswinkel $\alpha_{t,G}$:

$$\tan \alpha_{t,G} = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad 1 \text{ P}$$

$$\alpha_{t,G} = 20,647^\circ$$

Berechnung der Achsabstände a :

$$a = a_{d,S} = \frac{m_n \cdot (z_{1,S} + z_{2,S})}{2 \cdot \cos \beta} = 85,410 \text{ mm} \quad 1 \text{ P}$$

Berechnung des Null-Achsabstandes $a_{d,G}$:

$$a_{d,G} = \frac{m_n \cdot (z_{1,G} + z_{2,G})}{2 \cdot \cos \beta} = 84,116 \text{ mm} \quad 1 \text{ P}$$

Berechnung des Betriebseingriffswinkel $\alpha_{wt,G}$:

$$\cos \alpha_{wt,G} = \frac{a_{d,G}}{a} \cdot \cos \alpha_{t,G} \quad 1 \text{ P}$$

$$\alpha_{wt,G} = 22,840^\circ$$

1.4 Einfluss von Profilverschiebung auf Wälzkreisdurchmesser

Σ 3 P

Bei Verkleinerung der Summe der Profilverschiebungsfaktoren eines Zahnradpaars **verkleinern** sich die Wälzkreisdurchmesser der beiden Zahnräder. 2 P

Herleitung:

$$d_w = d \cdot \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}$$

$$inv(\alpha_{wt}) = inv(\alpha_t) + 2 \cdot \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \cdot \tan \alpha_n$$

$$\Sigma x \downarrow \Rightarrow \alpha_{wt} \downarrow \Rightarrow \cos \alpha_{wt} \uparrow \Rightarrow d_w \downarrow$$

Bei Verkleinerung der Summe der Profilverschiebungsfaktoren einer Zahnradpaars bleibt die Fußhöhe des Bezugsprofils **gleich**

1 P

Herleitung:

$$h_{fP} = h_{fP}^* \cdot m_n = 1 \cdot m_n + c_p \text{ mit } c_p = 0,25 \cdot m_n \text{ nach ISO 53}$$

1.5 Profilverschiebung

Berechnung der Summe der Ersatzzähnezahlen $\sum z_{n,G}$:

$$\Sigma z_{n,G} = z_{n1,G} + z_{n2,G} = 72,124$$

0,5 P

mit

$$z_n \approx \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

$$z_{n1,G} = 23,302$$

$$z_{n2,G} = 48,823$$

Berechnung der Summe der Profilverschiebungsfaktoren $\sum x_G$:

$$\Sigma x_G = \frac{(z_{1,G} + z_{2,G}) \cdot (\operatorname{inv}(\alpha_{wt,G}) - \operatorname{inv}(\alpha_t))}{2 \cdot \tan \alpha_n} = 0,544$$

1,5 P

mit

$$\operatorname{inv}(\alpha_t) = 0,016453$$

$$\operatorname{inv}(\alpha_{wt,G}) = 0,022255$$

Berechnung und Auslesen von Profilverschiebungsfaktor $x_{1,G}$:

$$x_{1,G} = 0,32$$

2 P

mit

$$z_n \approx \frac{z}{\cos^3 \beta}$$

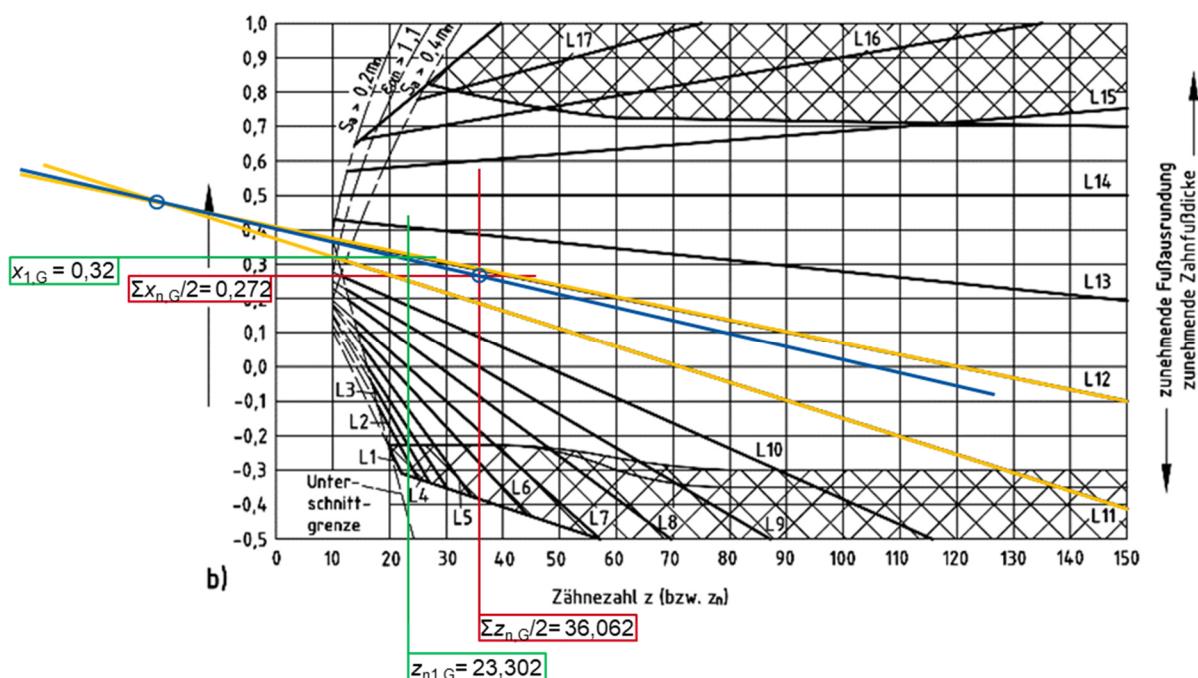
$$z_{n1,G} = 23,302$$

$$z_{n2,G} = 48,823$$

$$\frac{\Sigma z_{n,G}}{2} = 36,062$$

$$\frac{\Sigma x_G}{2} = 0,272$$

Übersetzung ins Langsame $i > |1| \Rightarrow$ Auswahl Diagramm b)



1.6 maximale Fahrzeuggeschwindigkeit

Σ 6,5 P

Berechnung Teilkreisdurchmesser $d_{1,G}$ des Geländegangs:

$$d_{1,G} = \frac{m_n \cdot z_{1,G}}{\cos(\beta)} = 54,352 \text{ mm}$$

0,5 P

Berechnung Kopfhöhenänderung k_G des Geländegangs:

$$k = a - a_{d,G} - m_n \cdot (x_{1,G} + x_{2,G}) = -0,067 \text{ mm}$$

1 P

Berechnung Kopfkreisdurchmesser $d_{a1,G}$ des Geländegangs:

$$d_{a1,G} = d_{1,G} + 2 \cdot x_{1,G} \cdot m_n + 2 \cdot h_{aP} + 2 \cdot k = 60,818 \text{ mm}$$

1,5 P

mit

$$h_{aP} = 1 \cdot m_n = 2,5 \text{ mm nach ISO 867}$$

Berechnung Abstand Wälzpunkt und Eingriffspunkt (Zahnkopf) \overline{CE} :

$$g_a = \overline{CE} = \frac{1}{2} \cdot \left(\sqrt{d_{a1,G}^2 - d_{b1,G}^2} - d_{b1,G} \cdot \tan(\alpha_{wt,G}) \right) = 5,963 \text{ mm}$$

1,5 P

mit

$$d_{b1,G} = d_{1,G} \cdot \cos(\alpha_t) = 50,861 \text{ mm}$$

Berechnung maximal zulässiger Geschwindigkeit $v_{max,G}$:

$$v_{max,G} = \frac{\omega_{2,G} \cdot d_{Reifen}}{i_{diff} \cdot 2} \cdot \frac{3600}{1000} = 46,813 \frac{\text{km}}{\text{h}}$$

2 P

mit

$$\omega_{2,G} = \frac{v_g}{\overline{CE} \cdot (i_G - 1)} = -65,019 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$$

Umformen und einsetzen aus

$$v_g = \overline{CE} \cdot (\omega_{1,G} - \omega_{2,G})$$

$$\omega_{1,G} = i_G \cdot \omega_{2,G}$$

1.7 Verringerung von Verschleiß

Σ 1,5 P

Als nachgelagertes Wärmebehandlungsverfahren kann mittels **Gasnitrieren** der Verschleiß an geschliffenen Zahnrädern verringert werden.

1,5 P

Aufgabe 2 (22 Punkte)

Sie nehmen eine neue Prüfmaschine für Radialgleitlager in Betrieb und stellen fest, dass weder Gleitlager noch Schmierstoff geliefert wurden. Glücklicherweise finden Sie ein Gleitlager mit passenden geometrischen Abmessungen. Aufgrund der fabelhaften Fähigkeiten Ihres Montageleiters treten keine Fluchtungsfehler zwischen der Welle und dem Lager auf. Im Vorratslager der Prüfhalle finden Sie außerdem eine Flasche des Schmierstoffs SAE 10W-40. Überprüfen Sie, ob ein sicherer Betrieb bei Verwendung der gefundenen Gleitlager-Schmierstoff-Kombination gewährleistet ist.

Lagerlast	$F = 7000 \text{ N}$	Drehzahl	$n = 250 \text{ min}^{-1}$
Lagerdurchmesser	$D = 50 \text{ mm}$	Umgebungstemperatur	$T_U = 20 \text{ }^\circ\text{C}$
Lagerbreite	$B = 50 \text{ mm}$	Grenztemperatur	$T_G = 65 \text{ }^\circ\text{C}$
Gehäusehöhe	$H = 67 \text{ mm}$	Lagermaterial	<i>Kupfer Basis-Legierung</i>
Axiale Gehäuselänge	$L = 61,5 \text{ mm}$		

Hinweis:

- Nutzen Sie zur Lösung der Aufgabe die Diagramme auf den Hilfsblättern 1 bis 2 zu Aufgabe 2.

Aus Sicherheitsgründen soll die höchstzulässige spezifische Lagerlast doppelt so hoch wie die tatsächlichen Lagerlast sein. Überprüfen Sie die Werkstoffsicherheit.

2.1 Überprüfung der Werkstoffsicherheit. (2 Punkte)	
2.1.1	Berechnen Sie die spezifische Lagerlast \bar{p} in N/mm ² .
2.1.2	Berechnen Sie die mindestens erforderliche zulässige Lagerlast \bar{p}_{zul}^* in N/mm ² unter Berücksichtigung der Mindestanforderung an Sicherheit.
2.1.3	Ist die Werkstoffsicherheit auf Basis Ihrer Ergebnisse gegeben?

Laut Lagerhersteller muss ein Schmierstoff verwendet werden, der bei 100 °C mindestens die Viskosität eines ISO VG 100 Mineralöls besitzt. Überprüfen Sie die Anwendbarkeit des Schmierstoffs SAE 10W-40.

2.2 Überprüfung der Anwendbarkeit des Schmierstoffs SAE 10W-40. (4 Punkte)	
2.2.1	Bestimmen Sie die maximale dynamische Viskosität $\eta_{SAE,\max}$ des Schmierstoffs SAE 10W-40 bei 100 °C in mPas.
2.2.2	Bestimmen Sie die minimale dynamische Viskosität $\eta_{SAE,\min}$ des Schmierstoffs SAE 10W-40 bei 100 °C in mPas.
2.2.3	Bestimmen Sie, welcher ISO VG Klasse der Schmierstoff SAE 10W-40 bei 100 °C entspricht.
2.2.4	Darf der Schmierstoff SAE 10W-40 auf Basis Ihrer Ergebnisse verwendet werden?

2.3 Wie heißt das Viskosimeter, mithilfe dessen auf Basis einer Reibmomentmessung die Viskosität von Schmierstoffen ermittelt wird? (1 Punkt)

Gehen Sie für die weitere Berechnung davon aus, dass der Schmierstoff SAE 10W-40 bei der Grenztemperatur T_G den Eigenschaften eines ISO VG 220 entspricht. Ein unaufmerksamer Mitarbeiter platziert eine schwere Palette mit Dämmmaterial direkt neben Ihrem freistehenden Stehlagergehäuse und reduziert somit die wärmeabgebende Oberfläche des Gehäuses um 30 %. Da Sie Ihren Prüfstand heute noch in Betrieb nehmen wollen und aktuell keine Möglichkeit haben, das Dämmmaterial zu entfernen, überprüfen Sie, ob die Temperatursicherheit, trotz Reduzierung der wärmeabgebenden Oberfläche, gewährleistet ist.

2.4 Überprüfung der Temperatursicherheit. (7 Punkte)

2.4.1	Berechnen Sie die Umfangsgeschwindigkeit u in m/s bei Drehzahl n .
2.4.2	Berechnen Sie die reduzierte wärmeabgebende Oberfläche des Lagergehäuses A_{red} in m^2 .
2.4.3	Berechnen Sie die Erwärmungszahl W für den Schwerlastbereich in $\sqrt{\frac{\text{m}^2 \cdot \text{K}^2}{\text{N} \cdot \text{s}}}$.
2.4.4	Bestimmen Sie, welche ISO VG Klasse maximal eingesetzt werden darf.
2.4.5	Ist die Temperatursicherheit bei Einsatz des Schmierstoffs SAE 10W-40 auf Basis Ihrer Ergebnisse gegeben?

Falls Sie Aufgabenteil 2.4 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $u = 0.5 \text{ m/s}$ weiter.

Überprüfen Sie, ob ein verschleißfreier Betrieb bei der angegebenen Fertigungsgüte des gefundenen Lagers und bei Erreichung der Grenztemperatur gewährleistet ist.

2.5 Überprüfung der Verschleißsicherheit. (5 Punkte)

2.5.1	Berechnen Sie das Lagervolumen V in mm^3 .
2.5.2	Bestimmen Sie die dynamische Viskosität η_G bei Grenztemperatur T_G in mPas.
2.5.3	Berechnen Sie die Übergangskonstante $C_{\text{ü},\min}$ in m^{-1} , die für einen verschleißfreien Betrieb mindestens erforderlich ist.
2.5.4	Ist ein verschleißfreier Betrieb auf Basis Ihrer Ergebnisse gegeben?

2.6 Ab welchem minimalen Breiten-Verhältnis eines Radialgleitlagers darf die Volumenformel nach VOGELPOHL angewendet werden? (1 Punkt)

2.7 Wie wird der notwendige Öl-Druck in einem hydrostatischen Gleitlager aufgebaut?
(1 Punkt)

2.8 Wozu dient die REYNOLDSche Differentialgleichung bei Anwendung für hydrodynamische Gleitlager? *(1 Punkt)*

Hilfsblatt 1 zu Aufgabe 2

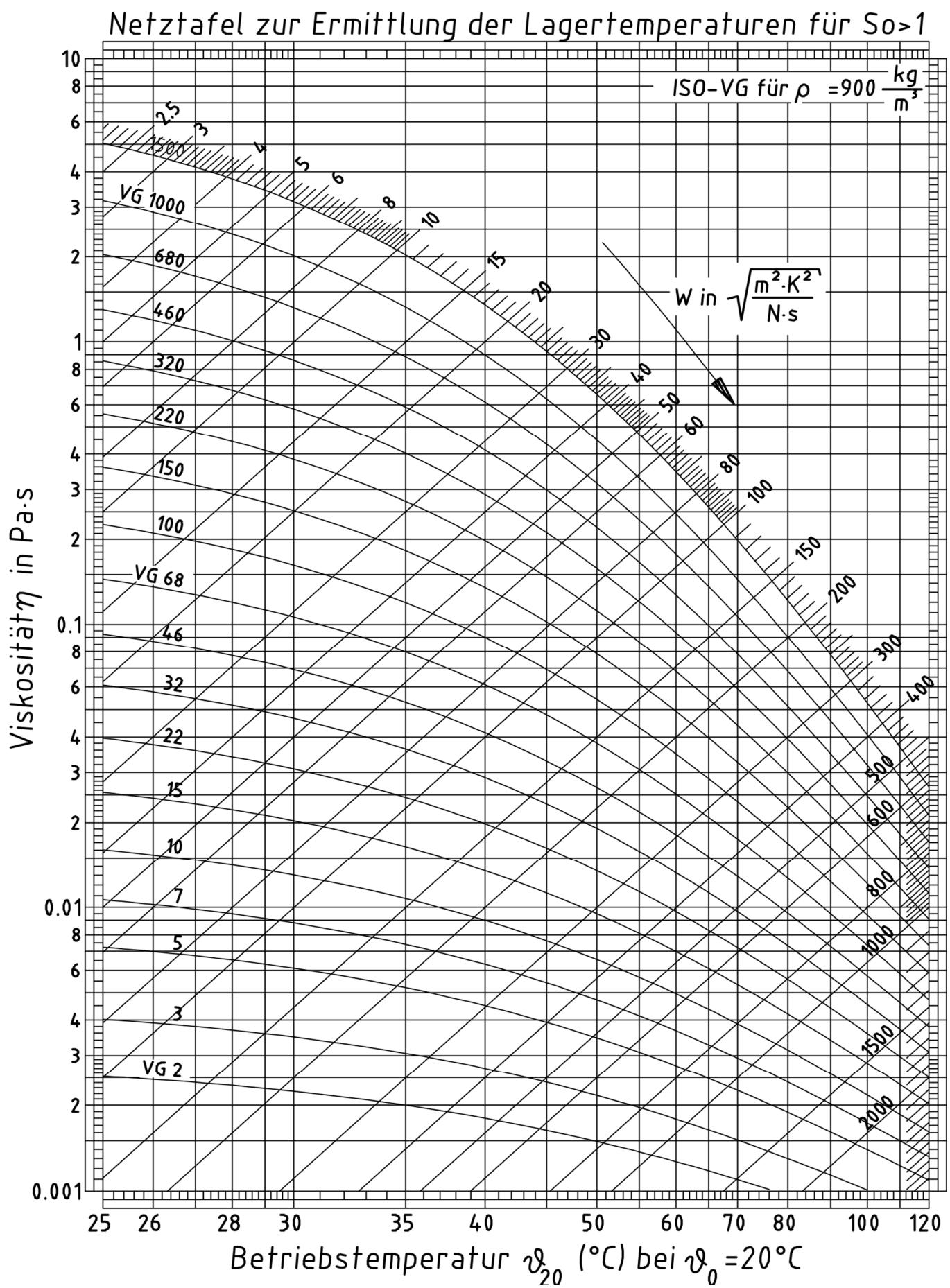


Bild 2.1: Netztafel für den Bereich $S_0 > 1$

Hilfsblatt 2 zu Aufgabe 2

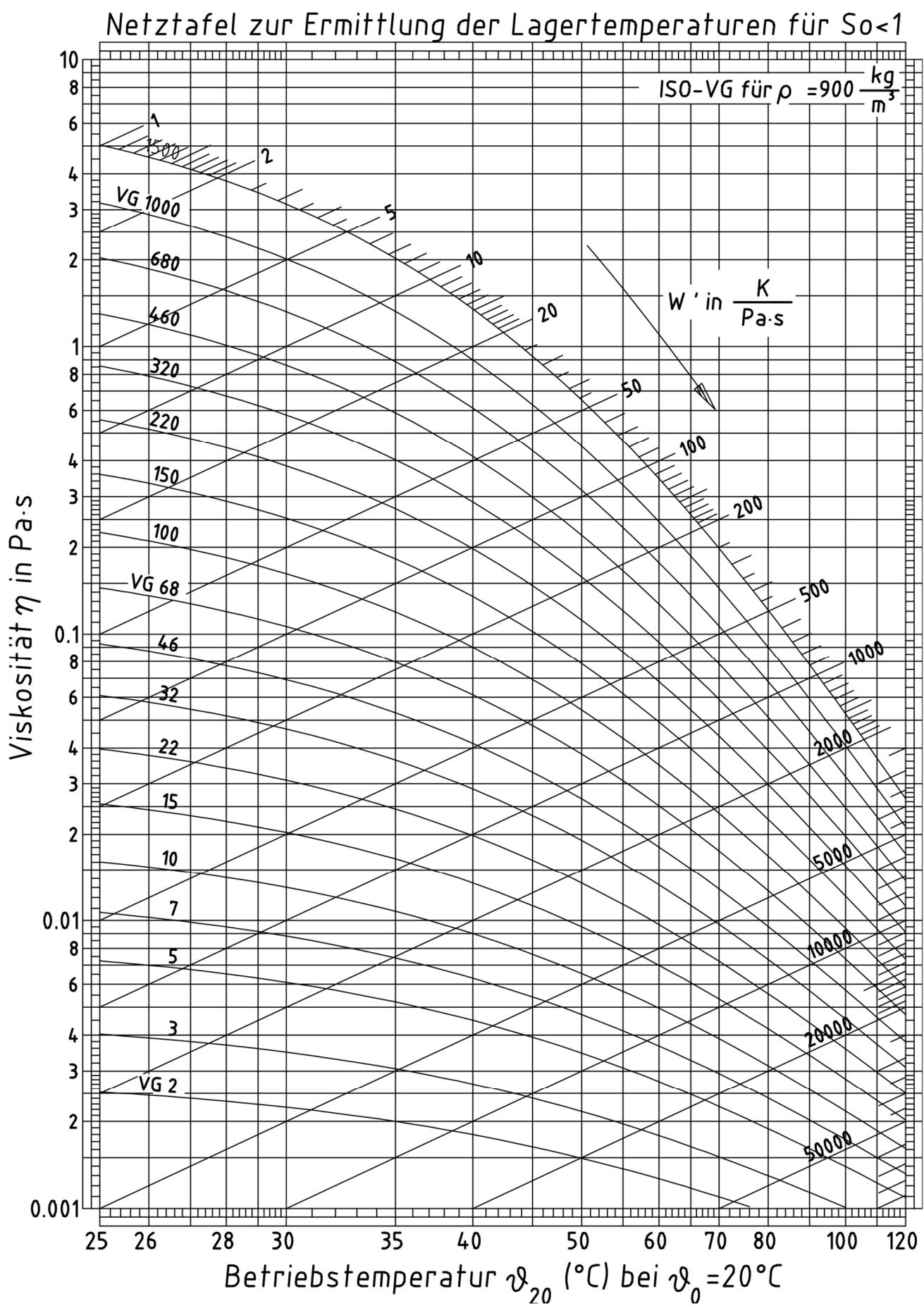


Bild 2.2: Netztafel für den Bereich $So < 1$

Lösung zur Aufgabe 2

2.1 Werkstoffsicherheit

Σ 2 P

Spezifische Lagerlast

$$\bar{p} = \frac{F}{B \cdot D} = 2,8 \frac{N}{mm^2} \quad 0,5 \text{ P}$$

$$\bar{p}_{zul}^* = 2 \cdot \bar{p} = 5,6 \frac{N}{mm^2} \quad 0,5 \text{ P}$$

Werkstoffsicherheit gegeben?

Ja, da $\bar{p}_{zul}^* < \bar{p}_{zul} = 7 \frac{N}{mm^2}$ (Kupfer-Basis-Legierung) **1 P**

2.2 Anwendbarkeit des Schmierstoffs SAE 10W-40

Σ 4 P

$$\eta_{SAE,max} = v_{100,max} \cdot \rho_{Öl} = 14,670 \text{ mPas} \quad 1 \text{ P}$$

$$\text{mit } v_{100,max} = 16,3 \frac{m^2}{s} \text{ & } \rho_{Öl} = 900 \text{ kg/m}^3$$

$$\eta_{SAE,min} = v_{100,min} \cdot \rho_{Öl} = 11,250 \text{ mPas} \quad 1 \text{ P}$$

$$\text{mit } v_{100,min} = 12,5 \frac{m^2}{s} \text{ & } \rho_{Öl} = 900 \text{ kg/m}^3$$

ISO VG 150, da $\eta_{SAE,min} < \eta_{VG150}(100°C) < \eta_{SAE,max}$ **1 P**

mit $\eta_{VG150}(100°C) = 12 \text{ mPas}$

Ja, da $\eta_{VG150}(100°C) > \eta_{VG100}(100°C)$ **1 P**

2.3 Viskosimeter zur Viskositätsbestimmung auf Basis des Reibmoments

Σ 1 P

Rotationsviskosimeter

1 P

2.4 Überprüfung der Temperatursicherheit

Σ 7 P

Umfangsgeschwindigkeit

$$u = \pi \cdot D \cdot n = 0,654 \text{ m/s} \quad 1 \text{ P}$$

Wärmeabgebende Oberfläche

$$A_{red} = 0,7 \cdot \pi \cdot H \cdot \left(L + \frac{H}{2} \right) = 0,014 \text{ m}^2 \quad 1,5 \text{ P}$$

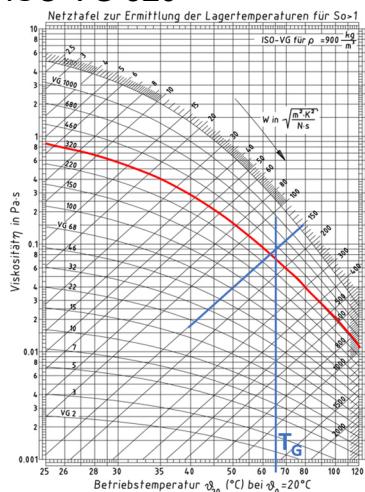
Erwärmungszahl

$$W = \frac{4,25 \cdot u}{\alpha \cdot A_{red}} \cdot \sqrt{F \cdot u \cdot B} = 150,187 \sqrt{\frac{m^2 \cdot K^2}{N \cdot s}} \quad 1,5 \text{ P}$$

mit $\alpha = 20 \text{ W/m}^2\text{K}$, da Lager im freistehenden Stehlagergehäuse

Maximale ISO VG Klasse
ISO VG 320

2 P



Temperatursicherheit gegeben?

Ja, da $\eta_{VG220}(T_G) < \eta_{VG320}(T_G)$

1 P

2.5 Überprüfung der Verschleißsicherheit

Σ 5 P

Lagervolumen

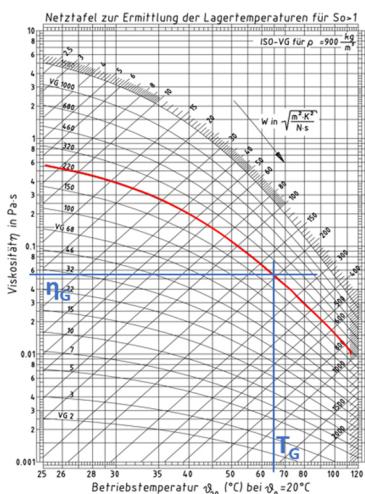
$$V = \frac{\pi \cdot B \cdot D^2}{4} = 98174,770 \text{ mm}^3$$

1 P

Dynamische Viskosität

$$\eta_G(T_G) = 55 \text{ mPas}$$

0,5 P



Mindestens erforderlicher Cü-Wert

$$C_{\ddot{u},min} = \frac{10^{-8} \cdot F}{6 \cdot n_{\ddot{u}} \cdot \eta_G \cdot V} = 1,556 \text{ m}^{-1}$$

2 P

$$\text{mit } \frac{n}{n_{\ddot{u}}} = 3 \text{ (da } U < 3 \text{ m/s)} \rightarrow n_{\ddot{u}} = \frac{n}{3} = 1,389 \text{ s}^{-1}$$

Verschleißsicherheit gegeben?

Ja, da $C_{\ddot{u},min} < C_{\ddot{u}} = 3 \dots 4 \text{ m}^{-1}$ (keine Fluchtungsfehler)

1,5 P

2.6 Minimales B/D-Verhältnis für Volumenformel nach VOGELPOHL?

Σ 1 P

0,5

1 P

2.7 Druckaufbau im hydrostatischen Gleitlager?	$\Sigma 1 P$
Mithilfe einer Pumpe	1 P
2.8 Zweck der REYNOLDSchen Differentialgleichung	$\Sigma 1 P$
Die Gleichung dient zur Ermittlung einer der folgenden Punkte	1 P

- **Druckverlauf im Schmierspalt**
- **Schmierspalthöhe**
- **Umfangsgeschwindigkeit**

Aufgabe 3 (22 Punkte)

Sie beschäftigen sich mit der Getriebe-Entwicklung für einen elektromechanischen LKW-Antrieb. Aufgrund der notwendigen Gesamtleistung werden zwei Elektromotoren als Antrieb genutzt, die die größeren, häufig auftretenden Anfahrmomente überwinden können. Die Leistung der E-Motoren wird über mehrere Stirnradstufen und ein Differential auf die Abtriebswelle übertragen. Ihr LKW erfährt während des Betriebs mäßige Stöße. Sie prüfen nun die Tragfähigkeit Ihres Systems bei motorischem Betrieb und Geradeausfahrt. Sie fokussieren sich dabei zunächst auf Zahnrad 3.

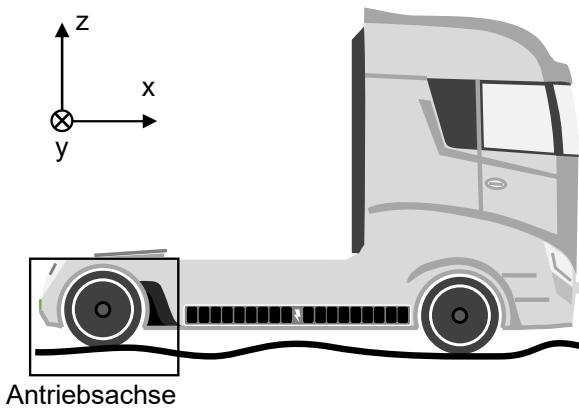


Abbildung 3.1: Schemazeichnung des LKWs

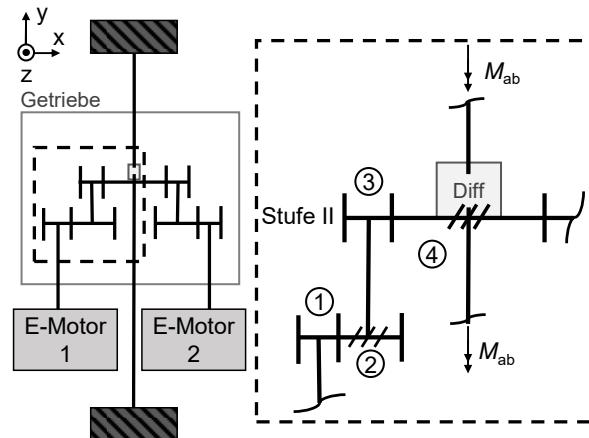


Abbildung 3.2: Schematischer Aufbau der Antriebsachse

Parameter

Abtriebsmoment pro Rad	M_{ab}	=	15 kNm
$K_V \cdot K_{Fa}$		=	1,3
$Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{Sa}$		=	0,9
$Y_{\delta \text{ rel T}} \cdot Y_{R \text{ rel T}} \cdot Y_X$		=	1,2
Verzahnungsqualität (alle Zahnräder)	IT 6		
Werkstoff (alle Zahnräder)	15 CrNi6 (DIN 17210)		
Bezugsprofil (alle Zahnräder)	DIN 867		

Parameter Zahnrad 3

Zähnezahl	z_3	=	21
Breitenverhältnis	b/h_3	=	5
Schrägungswinkel	β	=	15 °
Profilverschiebung	x_3	=	-0,2
Modul	m_n	=	6 mm
Parameter Zahnrad 4			
Zähnezahl	z_4	=	58
Gemeinsame Zahnbreite	b	=	75 mm

Hinweise:

- Nutzen Sie zur Lösung der Aufgabe die Diagramme auf dem Hilfsblatt 1 zu Aufgabe 3.
- Nehmen Sie alle Komponenten als verlustfrei an.
- Nehmen Sie an, dass das Differential keine weitere Auswirkung auf die Übersetzung hat.
- Nehmen Sie an, dass die Antriebsleistung von Motor 1 und Motor 2 identisch ist.

3.1 In welche Richtung (Vorzeichen und Achse) müssen sich die E-Motoren drehen, damit der LKW vorwärtsfährt? (1 Punkt)

3.2 Bestimmung der Zahnkräfte im Zahnkontakt an Zahnrad 3. (4,5 Punkte)

3.2.1 Geben Sie die Richtung (Vorzeichen und Achse) der Tangentialkraft $F_{t,3}$ an Zahnrad 3 an.

3.2.2 Berechnen Sie den Betrag der Tangentialkraft $F_{t,3}$ in kN.

3.2.3 Geben Sie die Richtung (Vorzeichen und Achse) der Axialkraft $F_{a,3}$ an Zahnrad 3 an.

3.2.4 Berechnen Sie den Betrag der Axialkraft $F_{a,3}$ in kN.

Falls Sie Aufgabenteil 3.2 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $F_{t,3} = 75$ kN weiter.

3.3 Auf welcher Kraft basiert die Tragfähigkeitsberechnung von Zahnrädern nach DIN 3990? (1 Punkt)

3.4 Geben Sie den Anwendungsfaktor K_A an. (1 Punkt)

Falls Sie Aufgabenteil 3.4 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $K_A = 1,5$ weiter.

3.5 Bestimmung der Zahndruckspannung $\sigma_F,3$. (5,5 Punkte)

3.5.1 Berechnen Sie den Teilkreisdurchmesser des Zahnrads 3 d_3 in mm.

3.5.2 Bestimmen Sie den Formfaktor $Y_{Fa,3}$.

3.5.3 Berechnen Sie den Breitenfaktor $K_{H\beta}$ gemäß Methode D.

3.5.4 Berechnen Sie den Breitenfaktor $K_{F\beta}$.

3.5.5 Berechnen Sie die Zahndruckspannung $\sigma_F,3$ in N/mm².

Falls Sie Aufgabenteil 3.5 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $\sigma_{F,3} = 1100 \text{ N/mm}^2$, $Y_{Fa,3} = 3$ und $K_{F\beta} = 1,23$ weiter.

3.6 Prüfung der Sicherheit gegen Zahnbruch an Zahnrad 3. (3,5 Punkte)	
3.6.1	Bestimmen Sie die zur Einhaltung der Zahnfußtragfähigkeit mindestens notwendige zulässige Zahnfußspannung $\sigma_{FP,min,3}$ in N/mm^2 .
3.6.2	Berechnen Sie den mindestens notwendigen zulässigen Grenzwert der ertragbaren Grundspannung $\sigma_{FE,min,3}$ bei Dauerfestigkeit in N/mm^2 .
3.6.3	Ist Zahnfußtragfähigkeit auf Basis Ihrer Ergebnisse für Zahnrad 3 gegeben?

Da Sie aufgrund Ihrer Lagerbestände keinen anderen Werkstoff nutzen wollen, prüfen Sie, wie Sie Zahnrad 3 fertigen müssten, damit Dauerfestigkeit gegen Zahnbruch gegeben ist.

3.7 Um wie viel Prozent sinkt die Eingriffs-Teilungsabweichung bei Verbesserung der Verzahnungsqualität von IT 6 auf IT 3? (1,5 Punkte)	
---	--

3.8 Nennen Sie neben der Verbesserung der Verzahnungsqualität eine weitere konstruktive Möglichkeit zur Erhöhung der Sicherheit gegen Zahnbruch bei gleichbleibender Übersetzung und bei unverändertem Material. (1 Punkt)	
--	--

Sie entschließen sich dazu, Ihr Zahnrad mit einer verbesserten Verzahnungsqualität zu fertigen. Die Auswirkung davon ist, dass der Dynamikfaktor um 10 % auf $K_{V,neu}$ sinkt. Gehen Sie davon aus, dass alle anderen Faktoren unverändert bleiben. Sie prüfen nun, ob Sie aus Ihren Rohlingen mit Breite 120 mm ein Zahnrad mit ausreichender Sicherheit gegen Zahnbruch fertigen können.

3.9 Bestimmung der minimalen Breite für Zahnrad 3 unter Berücksichtigung der angepassten Verzahnungsqualität. (3 Punkte)	
3.9.1	Geben Sie die zulässige Zahnfußspannung $\sigma_{FP,3}$ in N/mm^2 an.
3.9.2	Bestimmen Sie die minimale Breite b_{min} in mm bei sonst unveränderten Bedingungen, bei denen das Zahnrad gerade dauerfest gegen Zahnbruch ist.
3.9.3	Können Sie Zahnrad 3 auf Basis Ihrer Ergebnisse aus den vorhandenen Rohlingen fertigen?

Hilfsblatt 1 zu Aufgabe 3

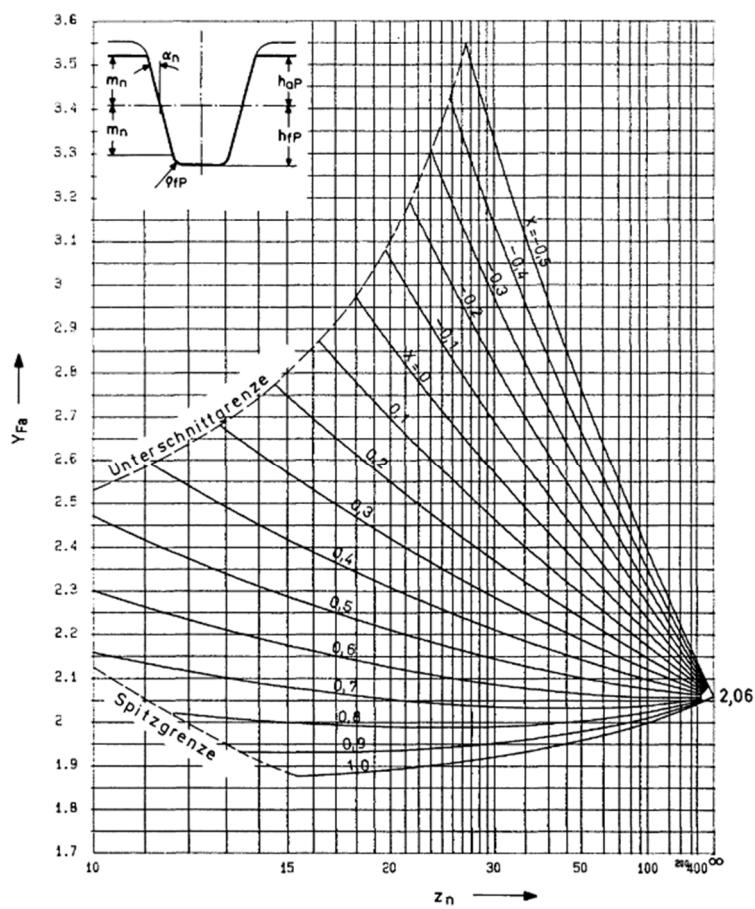


Bild 3.1: Formfaktor Y_{FA} für eine Außenverzahnung mit Bezugsprofil nach DIN 867

Lösung zur Aufgabe 3

3.1 Drehrichtung E-Motor 1

Σ 1 P

Drehrichtung E-Motoren
positive y-Richtung

1 P

3.2 Berechnung der Zahnkräfte an Zahnrad 3

Σ 4,5 P

Richtung Tangentialkraft
negative z-Richtung

1 P

Betrag der Tangentialkraft

1,5 P

$$F_{t,3} = F_{t,4} = \frac{2 \cdot M_4}{d_4 \cdot z_{e,4}} = 83,269 \text{ kN}$$

mit

$$M_4 = 2 \cdot M_{ab} = 30 \text{ kNm}$$

$$d_4 = \frac{z_4 \cdot m_n}{\cos \beta} = 360,276 \text{ mm}$$

$$z_{e,4} = 2$$

Alternativ

$$F_{t,3} = \frac{2 \cdot M_3}{d_3 \cdot z_{e,3}} = 83,267 \text{ kN} \quad (1,5 \text{ P})$$

mit

$$M_3 = \frac{M_4}{2} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{(2 \cdot M_{ab})}{2} \cdot \frac{z_3}{z_4} = 5,431 \text{ kNm}$$

$$d_3 = \frac{z_3 \cdot m_n}{\cos \beta} = 130,448 \text{ mm}$$

$$z_{e,3} = 1$$

Richtung Axialkraft

1 P

positive y-Richtung

Betrag der Axialkraft

1 P

$$F_{a,3} = F_{t,3} \cdot \tan \beta = 22,311 \text{ kN}$$

3.3 Bestimmende Kraft

Σ 1 P

Tangentialkraft (Nenn-Umfangskraft, F_t)

1 P

3.4 Anwendungsfaktor

Σ 1 P

$$K_A = 1,35$$

1 P

mit

Antriebsmaschine → leichte Stöße,

da Elektromotor (größere, häufige auftretende Anfahrmomente)

Getriebene Maschine → mäßige Stöße (aus der Aufgabenstellung)

3.5 Bestimmung der Zahndurchmesser σ_F

Σ 5,5 P

Berechnung Durchmesser Zahnrad 3

$$d_3 = \frac{z_3 \cdot m_n}{\cos \beta} = 130,444 \text{ mm}$$

0,5 P

mit

$$z_3 = 21$$

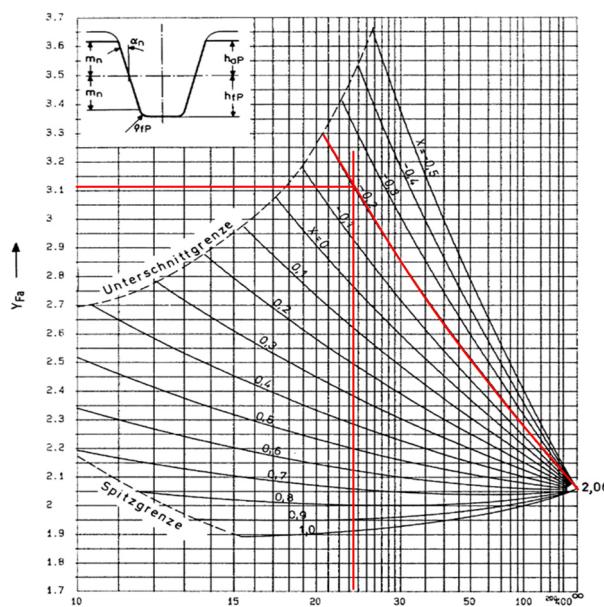
$$m_n = 6 \text{ mm}$$

$$\beta = 15^\circ$$

Bestimmung Formfaktor

$$Y_{Fa,3} = 3,11$$

1 P



mit

$$z_{n,3} \approx \frac{z_3}{\cos^3 \beta} = 23,302$$

$$x_3 = -0,2$$

Bestimmung Breitenfaktor

$$K_{H\beta} = 1,05 + 0,26 \cdot \left(\frac{b}{d_3} \right)^2 + 1,6 \cdot 10^{-4} \cdot b = 1,148 < 1,2 \rightarrow K_{H\beta} = 1,2$$

1 P

(da Verzahnungsqualität 6)

mit

$$b = 75 \text{ mm}$$

$$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^{N_F} = 1,158$$

1,5 P

mit

$$N_{F,3} = \frac{\left(\frac{b}{h}\right)^2}{1 + \frac{b}{n} + \left(\frac{b}{n}\right)^2} = 0,806$$

Bestimmung Zahndurchmesser σ_F

1,5 P

$$\sigma_{F,3} = \frac{F_{t,3}}{b \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{Sa} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 1052,591 \text{ N/mm}^2$$

3.6 Sicherheit gegen Zahnbruch

$\Sigma 3,5 P$

Bestimmung mind. erforderliche zulässige Zahndurchmesser

$$\sigma_{FP,min,3} = \sigma_{F,3} = 1052,591 \text{ N/mm}^2$$

1 P

Bestimmung mind., erforderliche Grenzwert der Zahndurchmesser

$$\sigma_{FE,min,3} = \frac{\sigma_{FP,min,3} \cdot S_{F,min}}{Y_{NT} \cdot Y_{\delta rel T} \cdot Y_{R rel T} \cdot Y_X} = 1228,023 \text{ N/mm}^2$$

1,5 P

mit

$$Y_{NT} = 1$$

$$S_{F,min} = 1,4$$

$$\sigma_{FE,min,3} > \sigma_{FE} \rightarrow \text{Nein}$$

1 P

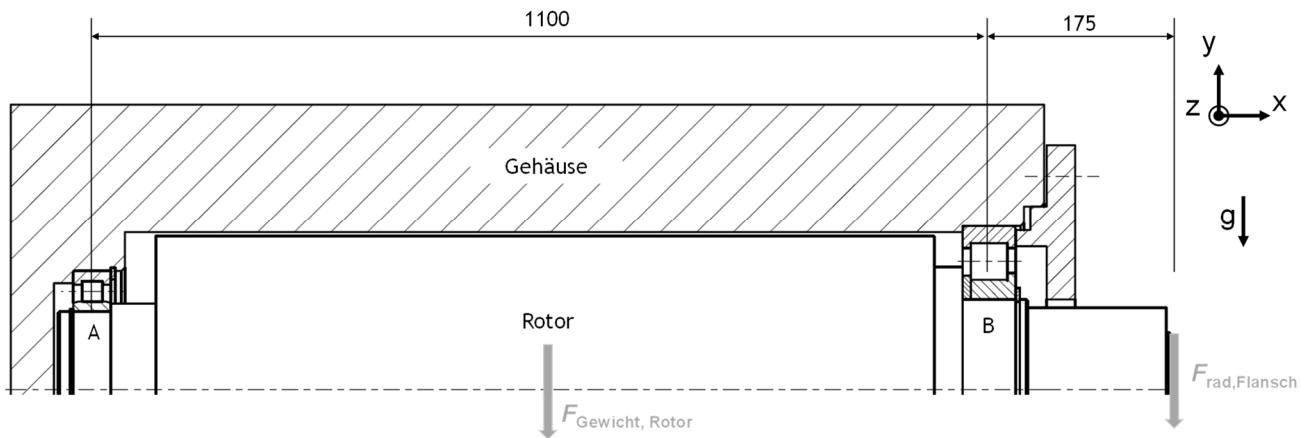
mit

$$\sigma_{FE} = 920 \text{ N/mm}^2 \text{ (15 CrNi6 nach DIN 17210)}$$

3.7 Anpassung der Verzahnungsqualität	$\Sigma 1,5 \text{ P}$
$\Delta f = \frac{ f _6 - f _3}{ f _6} = \frac{ f _5 \cdot \varphi^1 - f _5 \cdot \varphi^{-2}}{ f _5 \cdot \varphi^1} = 1 - \frac{\varphi^{-2}}{\varphi^1} = 63,557 \%$	1,5 P
mit	
$\varphi = 1,4$, da $Q = \{3,6\} \leq 9$	
3.8 Konstruktive Maßnahmen	$\Sigma 1 \text{ P}$
Bspw. Erhöhung der Profilverschiebung, Vergrößerung der Zahnbreite	1 P
3.9 Minimale Zahnbreite	$\Sigma 3 \text{ P}$
Bestimmung zulässige Zahnfußspannung σ_{FP}	
$\sigma_{FP,3} = \frac{\sigma_{FE} \cdot Y_{NT}}{S_{F \min}} \cdot Y_{\delta \text{ rel } T} \cdot Y_{R \text{ rel } T} \cdot Y_X = 788,571 \text{ N/mm}^2$	1 P
mit	
$\sigma_{FE} = 920 \text{ N/mm}^2$	
Bestimmung mind. erforderliche Breite	
$b_{\min} = \frac{F_t}{\sigma_F \cdot m_n} \cdot Y_{Fa} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_{Sa} \cdot K_A \cdot K_{V,neu} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} = 90,01 \text{ mm}$	1,5 P
mit	
$K_{V,neu} = 0,9 \cdot K_V$	
$\sigma_F = \sigma_{FP} = 788,571 \text{ N/mm}^2$	
$b < 120 \text{ mm} \rightarrow \text{Ja}$	0,5 P

Aufgabe 4 (22 Punkte)

Als Entwicklungsingenieur eines Herstellers von elektrischen Maschinen legen Sie die Wälzlagern eines Rotors aus. Diese sollen eine nominelle Lebensdauer $L_{10,h}$ von 35.000 h erreichen. Die Lager werden mittels einer Ölumlaufschmierung unter Feinstfilterung betrieben. Sie bestimmen die maximal zulässigen Lasten und Temperaturen, um die erforderliche Lebensdauer nicht zu unterschreiten. Auf den Rotor wirkt im Betrieb am Rotorflansch eine Radiallast $F_{\text{rad,Flansch}}$. Zusätzlich werden die Lager durch die Gewichtskraft des Rotors $F_{\text{Gewicht,Rotor}}$ belastet.



Dynamischer Radiallastfaktor	$X = 0,92$	Statischer Radiallastfaktor	$X_0 = 1$
Dynamischer Axiallastfaktor	$Y = 0,6$	Statischer Axiallastfaktor	$Y_0 = 0$
Grenzwert	$e = 0,2$	Öl	ISO VG 46
Dynamische Tragzahl Festlager	$C = 700 \text{ kN}$	Masse Rotor	$m_{\text{Rotor}} = 100 \text{ kg}$
Statische Tragzahl Festlager	$C_0 = 780 \text{ kN}$	Betriebsart	Stoßbelastung
Innendurchmesser Festlager	$d = 170 \text{ mm}$	Drehzahl	$n = 1500 \text{ min}^{-1}$
Außendurchmesser Festlager	$D = 310 \text{ mm}$	Ausfallwahrscheinlichkeit	2 %

Hinweise:

- Nutzen Sie zur Lösung der Aufgabe die Diagramme auf den Hilfsblättern 1 bis 2 zu Aufgabe 4.
- Es wirken außer den eingezeichneten Radialkräften keine weiteren Kräfte auf den Rotor.
- Nehmen Sie an, dass die Gewichtskraft des Rotors mittig zwischen den Wälzlagern angreift.

4.1 Berechnen Sie die zur Einhaltung der nominellen Lebensdauer maximal zulässige Radialkraft am Rotorwellenflansch $F_{\text{rad},\text{Flansch}}$. (4,5 Punkte)	
4.1.1	Geben Sie an, ob Lager A oder Lager B das Festlager ist.
4.1.2	Berechnen Sie die erforderliche Lebensdauer L_{10} in 10^6 Umdrehungen.
4.1.3	Berechnen Sie die zur Einhaltung der geforderten nominellen Lebensdauer $L_{10,h}$ maximal zulässige dynamisch äquivalente Lagerlast des Festlagers $P_{\text{Festlager,max}}$ in kN.
4.1.4	Berechnen Sie die Radiallast am Festlager $F_{\text{rad,Festlager}}$, die die dynamisch äquivalente Lagerlast $P_{\text{Festlager,max}}$ hervorruft, in kN.
4.1.5	Berechnen Sie die zur Einhaltung der nominellen Lebensdauer maximal zulässige Radialkraft am Rotorwellenflansch $F_{\text{rad},\text{Flansch}}$ in kN.

Falls Sie Aufgabenteil 4.1 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $P_{\text{Festlager,max}} = 70 \text{ kN}$ und $L_{10} = 4000 [10^6 \text{ U}]$ weiter.

4.2 Wie ändert sich die ertragbare Radiallast am Festlager $F_{\text{rad,Festlager}}$ qualitativ, wenn zusätzlich am Flansch eine Axialkraft in Höhe von 5 % der Radiallast aufgeprägt wird? (1 Punkt)	
4.3	Um welchen Faktor verändert sich die maximal zulässige Radiallast am Festlager $F_{\text{rad,Festlager}}$, wenn statt Zylinderrollenlagern Kugellager gleicher dynamischer Tragzahl verwendet werden? (1 Punkt)
4.4	Kann vor Erreichen der Ermüdungslebensdauer ein Ermüdungsschaden eintreten? (1 Punkt)

Bestimmen Sie nachfolgend die maximal zulässige Temperatur ϑ_{\max} , die nicht überschritten werden darf, um bei $P_{\text{Festlager,max}}$ und bei Verwendung der Zylinderrollenlager eine erweiterte Lebensdauer $L_{2m,h}$ von 35.000 h einzuhalten.

4.5 Bestimmen Sie die maximal zulässige Temperatur ϑ_{\max} . (6,5 Punkte)	
4.5.1	Bestimmen Sie den Beiwert $e_c \cdot C_U / P$.
4.5.2	Berechnen Sie den Beiwert a_{ISO} .
4.5.3	Bestimmen Sie die Bezugsviskosität ν_1 in mm ² /s.
4.5.4	Bestimmen Sie die minimal erforderliche Betriebsviskosität ν in mm ² /s.
4.5.5	Bestimmen Sie die maximal zulässige Temperatur ϑ_{\max} in °C.

Falls Sie Aufgabenteil 4.5 nicht lösen konnten, rechnen Sie mit $e_c \cdot C_u / P = 1$ weiter.

- 4.6 Welcher Grenzwert beschränkt zusätzlich zur erforderlichen Betriebsviskosität die maximal zulässige Lagertemperatur? (1 Punkt)

Aufgrund eines Fehlers in der Kühlung steigt die Lagertemperatur. Dadurch reduziert sich das Viskositätsverhältnis κ auf 0,75. Bestimmen Sie die Ausfallwahrscheinlichkeit bei der erhöhten Lagertemperatur und bei maximaler Belastung mit $P_{\text{Festlager},\max}$ nach 35.000 h.

- 4.7 Bestimmen Sie die Ausfallwahrscheinlichkeit bei erhöhter Lagertemperatur und maximaler Belastung. (2,5 Punkte)

4.7.1 Bestimmen Sie den Faktor $a_{ISO,\text{neu}}$ unter den neuen Betriebsbedingungen.

4.7.2 Berechnen Sie den Faktor $a_{1,\text{neu}}$.

4.7.3 Geben Sie die zum Faktor $a_{1,\text{neu}}$ zugehörige Ausfallwahrscheinlichkeit in % an. Runden Sie dazu $a_{1,\text{neu}}$ auf den Wert in der entsprechenden Tabelle, der die geringste Differenz zu dem von Ihnen berechneten Faktor $a_{1,\text{neu}}$ aufweist.

Zusätzlich überprüfen Sie die statische Sicherheit des Lagers. Dazu gehen Sie davon aus, dass in Stößen die bisher betrachtete maximale Radialkraft am Festlager $F_{\text{rad,Festlager}}$ um den Faktor 5 vergrößert wird.

- 4.8 Überprüfen Sie, ob die statische Sicherheit S_0 ausreichend groß ist. (2,5 Punkte)

4.8.1 Berechnen Sie die statisch äquivalente Lagerlast am Festlager $P_{0,\text{Festlager}}$ in kN.

4.8.2 Berechnen Sie die statische Sicherheit S_0 .

4.8.3 Ist die statische Sicherheit auf Basis Ihrer Ergebnisse ausreichend groß?

- 4.9 Gegen welchen Versagensmechanismus wird im Rahmen der statischen Sicherheit abgesichert? (1 Punkt)

- 4.10 Nennen Sie eine Einflussgröße, die die kinematische Grenzdrehzahl beeinflusst. (1 Punkt)

Hilfsblatt 1 zu Aufgabe 4

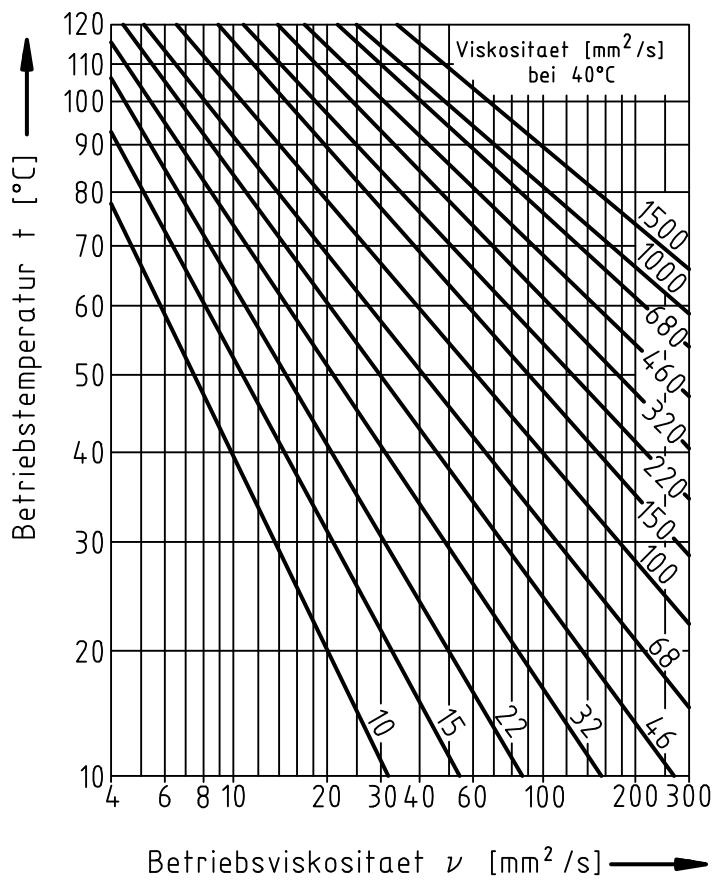


Bild 4.1: Betriebsviskosität ν

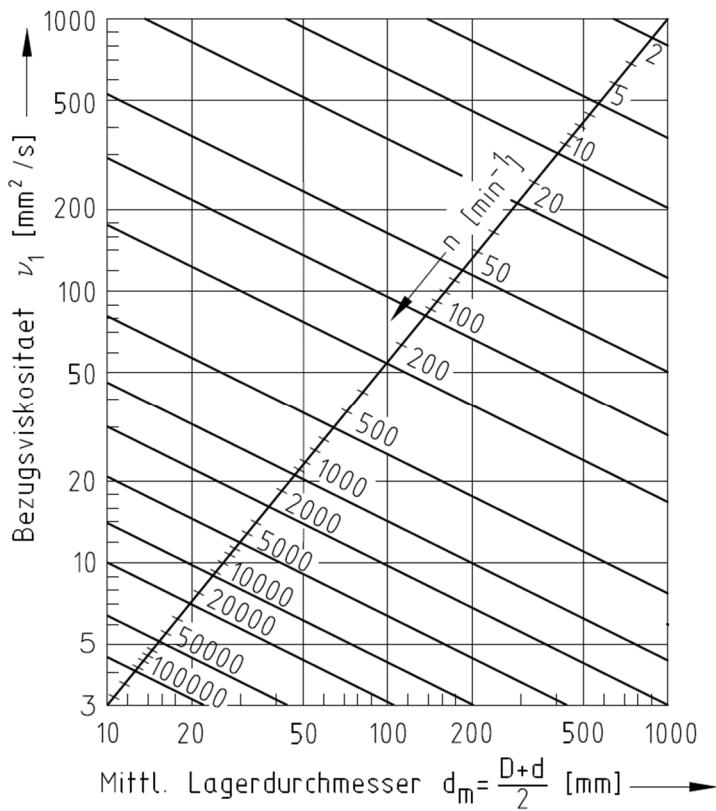


Bild 4.2: Bezugsviskosität ν_1

Hilfsblatt 2 zu Aufgabe 4

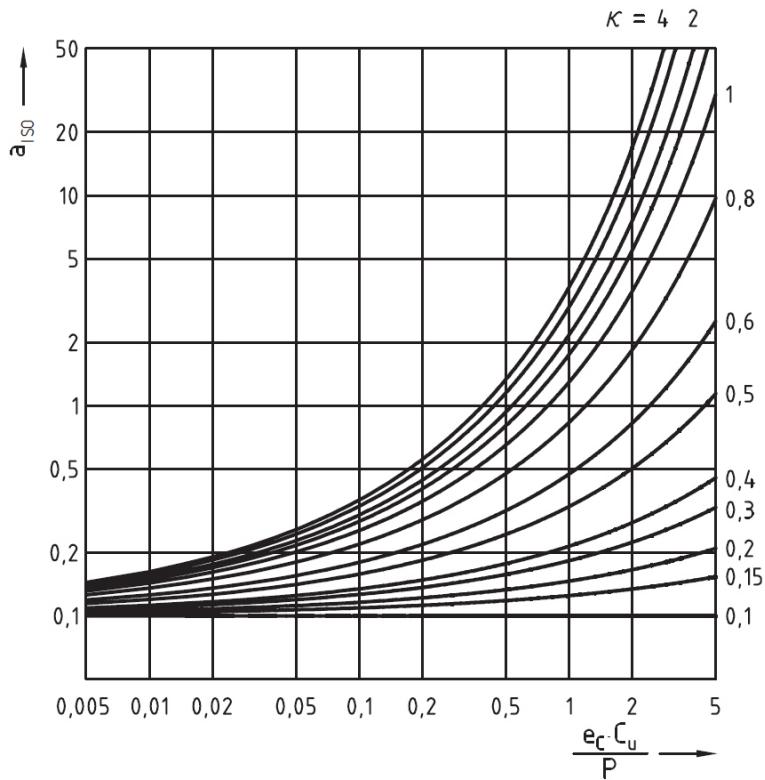


Bild 4.3: a_{ISO} Axial-Rollenlager

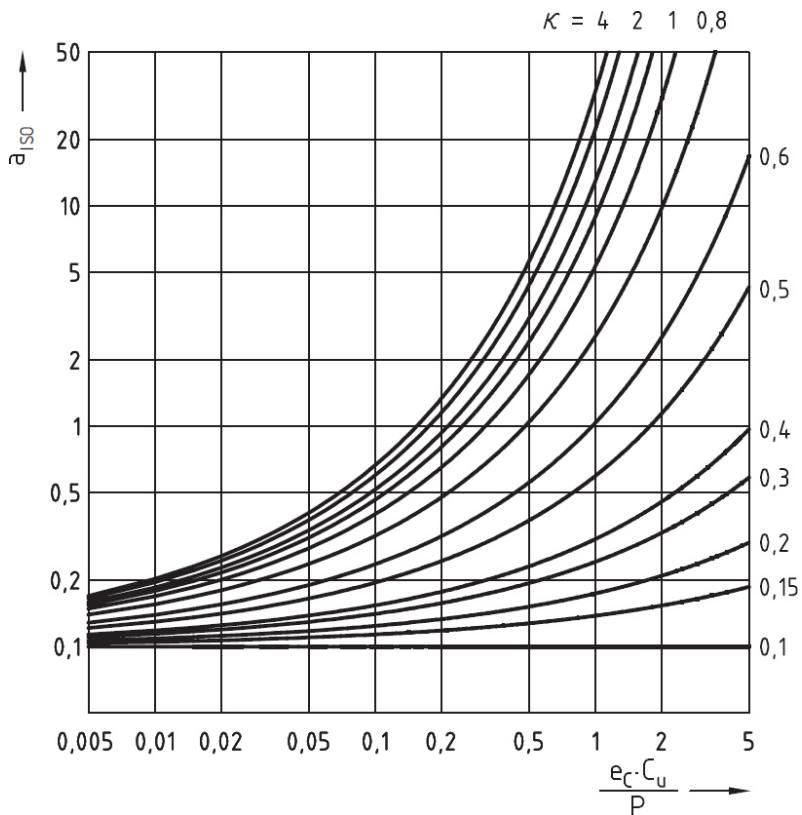


Bild 4.4: a_{ISO} Radial-Rollenlager

Lösung zur Aufgabe 4

4.1 Maximal zulässige Radialkraft am Rotorwellenflansch $F_{\text{rad},\text{Flansch}}$

Σ 4,5 P

Lager B ist das Festlager, da beide Lagerringe durch Formschluss gegen axiale Verschiebung gesichert sind und das Lager zudem nicht demontierbar ist, da auch der Wälzkörper durch Formschluss gegen axiale Verschiebung gegenüber beiden Lagerringen gesichert ist. Lager A ist demgegenüber das Loslager, da sich die Wälzkörper gegenüber dem Innenring axial verschieben können.

0,5 P

$$L_{10} = \frac{L_{10,h} \cdot 60 \cdot n}{10^6} = 3150 [10^6 U]$$

0,5 P

mit:

$$L_{10,h} = 35000 h$$

$$n = 1500 \text{ min}^{-1}$$

$$P_{\text{Festlager},\text{max}} = \frac{C}{L_{10}^{\frac{1}{p}}} = 62,460 \text{ kN}$$

1 P

mit:

$$C = 700 \text{ kN}$$

$$L_{10} = 3150$$

$$p = \frac{10}{3}, \text{ wegen Rollenlagern}$$

$$F_{\text{rad},\text{Festlager}} = P_{\text{Festlager},\text{max}} = 62,460 \text{ kN}$$

1 P

$$\text{da keine Axialkraft auftritt und somit } \frac{F_{\text{ax}}}{F_{\text{rad}}} = 0 < e$$

$$\sum M_{z,A} = 0$$

$$\rightarrow F_{\text{rad},\text{Festlager}} \cdot 1100 - F_{\text{Gewicht,Rotor}} \cdot \frac{1100}{2} - F_{\text{rad},\text{Flansch}} \cdot (1100 + 175) = 0$$

$$\Leftrightarrow F_{\text{rad},\text{Flansch}} = \frac{F_{\text{rad},\text{Festlager}} \cdot 1100 - F_{\text{Gewicht,Rotor}} \cdot \frac{1100}{2}}{1100 + 175} = 53,464 \text{ kN}$$

1,5 P

mit:

$$F_{\text{rad},\text{Festlager}} = 62,460 \text{ kN}$$

$$F_{\text{Gewicht,Rotor}} = m_{\text{Rotor}} \cdot g = 100 \text{ kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} = 0,981 \text{ kN}$$

4.2 Qualitativer Einfluss einer zusätzlichen Axialkraft auf ertragbare Radiallast **Σ 1 P**

Die ertragbare Radialkraft ändert sich bei 5% zusätzlicher Axialkraft nicht, weil die Axialkraft erst dann die dynamisch äquivalente Lagerlast beeinflusst, wenn das Verhältnis aus Axial- und Radiallast den Faktor e überschreitet. Da $e = 0,2 > 5\%$, hat die Axialkraft keinen Einfluss.

4.3 Quantitativer Einfluss Kugellager auf maximal zulässige Radiallast

Σ 1 P

Durch den Wechsel auf Kugellager ändert sich der Faktor p zu 3. Es gilt also bei gleichbleibender geforderter Lebensdauer:

$$L_{10,\text{Kugellager}} = L_{10,\text{Zylinderrollenlager}}$$

$$\Leftrightarrow \left(\frac{C}{P_{\text{Kugellager}}} \right)^{p_{\text{Kugellager}}} = \left(\frac{C}{P_{\text{Zylinderrollenlager}}} \right)^{p_{\text{Zylinderrollenlager}}}$$

$$\Leftrightarrow \frac{P_{\text{Kugellager}}}{P_{\text{Zylinderrollenlager}}} = C^{1 - \frac{p_{\text{Zylinderrollenlager}}}{p_{\text{Kugellager}}}} \cdot P_{\text{Zylinderrollenlager}}^{\frac{p_{\text{Zylinderrollenlager}}}{p_{\text{Kugellager}}}-1} = 0,765 \quad 1 \text{ P}$$

mit:

$$C = 700 \text{ kN}$$

$$p_{\text{Zylinderrollenlager}} = \frac{10}{3}$$

$$p_{\text{Kugellager}} = 3$$

$$P_{\text{Zylinderrollenlager}} = 62,460 \text{ kN}$$

Alternativer Lösungsweg:

$$P_{\text{Kugellager},\max} = \frac{\frac{C}{1}}{L_{10}^{\frac{p}{\text{Kugellager}}}} = 47,753 \text{ kN}$$

$$\frac{P_{\text{Kugellager},\max}}{P_{\text{Festlager},\max}} = 0,765 \quad (1 \text{ P})$$

mit:

$$P_{\text{Festlager},\max} = 62,460 \text{ kN}$$

4.4 Ermüdungsschaden für Erreichen der Ermüdungslebensdauer

Σ 1 P

Ja, da die Ermüdungslebensdauer lediglich für eine in Kauf zu nehmende Ausfallwahrscheinlichkeit > 0% bestimmt wird.

1 P

4.5 Maximal zulässige Lagertemperatur

Σ 6,5 P

$$\frac{e_c \cdot C_U}{P} = 0,937$$

1,5 P

mit:

$e_c = 0,8$, da hohe Sauberkeit wegen Feinstfilterung und $D_{pw} > 100\text{mm}$ da $d > 100\text{mm}$

$$C_U \approx \frac{C_0}{8,2} \cdot \left(\frac{100}{D_{pw}} \right)^{0,3} = 73,151 \text{ kN}$$

$$C_0 = 780 \text{ kN}$$

$$D_{pw} \approx \frac{d+D}{2} = \frac{170\text{mm}+310\text{mm}}{2} = 240\text{mm}$$

$$P = P_{\text{Festlager},\max} = 62,460 \text{ kN}$$

$$a_{ISO} = \frac{L_{2m}}{a_1 \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^p} = 2,703$$

1 P

mit:

$L_{2m} = 3150 [10^6 U]$, da die gleiche Lebensdauer wie zuvor bei der nominellen Lebensdauerberechnung erreicht werden soll

$a_1 = 0,37$, da eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 2% gefordert wird

$$C = 700 \text{ kN}$$

$$P = 62,460 \text{ kN}$$

$$p = \frac{10}{3}, \text{ wegen Zylinderrollenlagern}$$

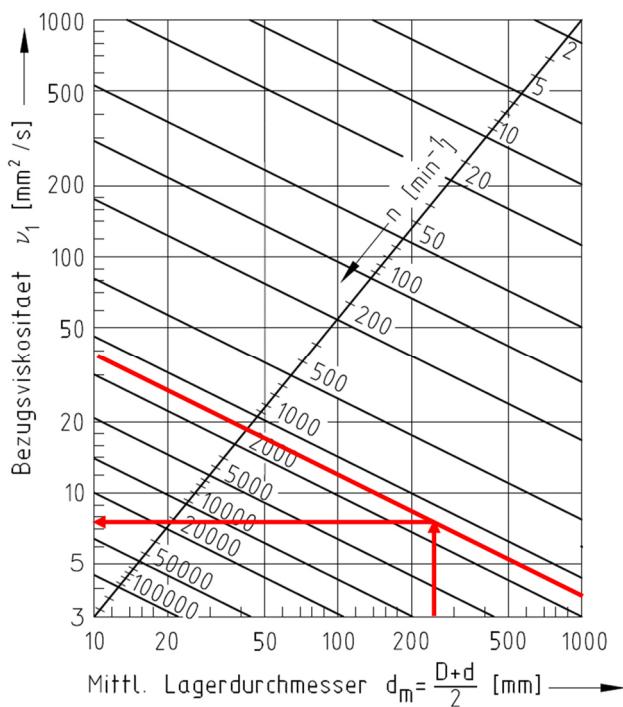
Alternativer Lösungsweg:

$$\text{Da } L_{2m} = L_{10} \text{ muss gelten: } a_{ISO} \cdot a_1 = 1 \Rightarrow a_{ISO} = \frac{1}{a_1} = 2,703 \quad (1 \text{ P})$$

mit $a_1 = 0,37$, da eine Ausfallwahrscheinlichkeit von 2% gefordert wird

1 P

$$\nu_1 = 7,5 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$



mit:

$$n = 1500 \text{ min}^{-1}$$

$$D_{pw} = 240 \text{ mm}$$

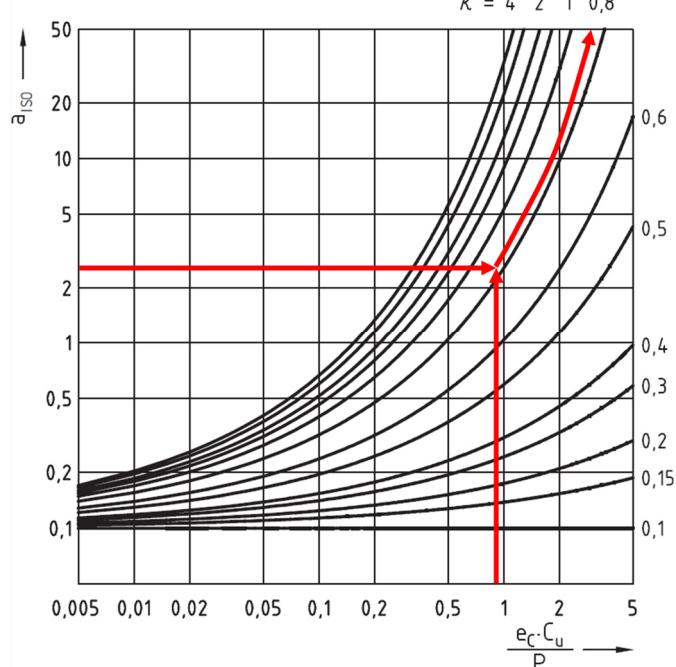
2 P

$$\nu = \kappa \cdot \nu_1 = 6,3 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

mit:

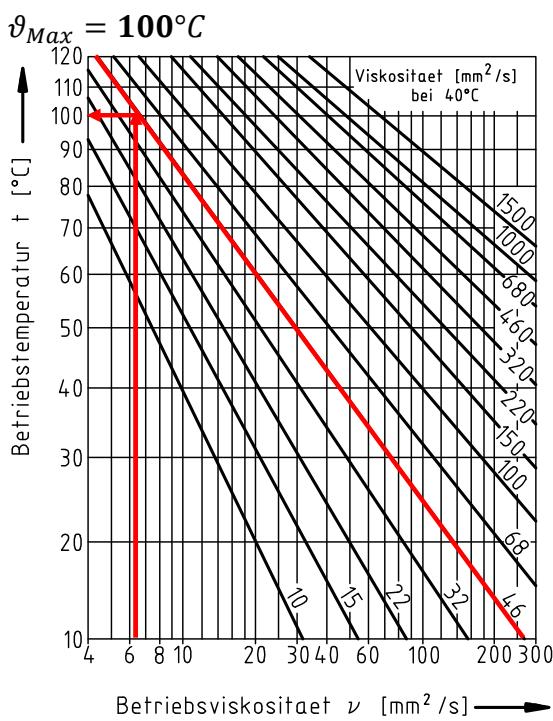
$$\nu_1 = 7,5 \frac{\text{mm}^2}{\text{s}}$$

$\kappa = 0,84$, abgelesen aus Diagramm für Radial-Rollenlager



mit:

$$\frac{e_c \cdot C_u}{P} = 0,937$$



mit:

$$\nu = 6,3 \frac{mm^2}{s}$$

ISO VG 46

4.6 Grenzwert für maximale Lagertemperatur

Σ 1 P

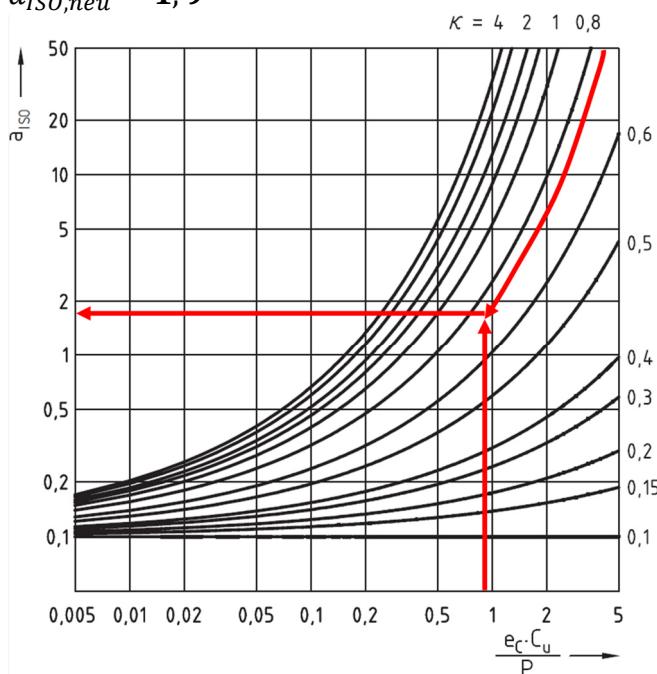
Zusätzlich zur Einhaltung der minimalen Betriebstemperatur wird die Lagertemperatur durch die **maximal zulässige Temperatur** des Öls begrenzt, bei deren Überschreiten sich das Öl zersetzen würde.

4.7 Ausfallwahrscheinlichkeit bei erhöhter Lagertemperatur

Σ 2,5 P

$$a_{ISO,neu} = 1,9$$

1 P



mit:

$$\kappa_{neu} = 0,75$$

$$\frac{e_c \cdot C_u}{P} = 0,937$$

$$a_{1,neu} = \frac{L_{2m}}{a_{ISO,erwärm} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p} = 0,526$$

1 P

mit:

$L_{2m} = 3150 [10^6 U]$, da die gleiche Lebensdauer von 35.000 h erreicht werden soll

$a_{ISO,erwärm} = 1,9$

$C = 700 \text{ kN}$

$P = 62,460 \text{ kN}$

$p = \frac{10}{3}$, wegen Zylinderrollenlagern

Die Ausfallwahrscheinlichkeit beträgt ca. **4 %**, da der Wert in Tabelle 2.3 im Skript, 0,5 P
der am nächsten an 0,526 ist, 0,55 beträgt und zu 4 % Ausfallwahrscheinlichkeit
gehört.

4.8 Überprüfen der statischen Sicherheit

Σ 2,5 P

$P_{0,Festlager} = 5 \cdot F_{rad,Festlager} = 312,3 \text{ kN}$, da keine Axiallast wirkt

1 P

mit:

$F_{rad,Festlager} = 62,460 \text{ kN}$

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} = 2,498$$

0,5 P

mit:

$C_0 = 780 \text{ kN}$

$P_0 = P_{0,Festlager} = 312,3 \text{ kN}$

Nein, die statische Sicherheit ist nicht ausreichend groß, da für Rollenlager unter 1 P
Stoßbelastung eine Mindestsicherheit von 3 gefordert wird und $S_0 = 2,498 < 3$.

4.9 Versagensmechanismus statische Sicherheit

Σ 1 P

Der Nachweis der statischen Sicherheit sichert gegen den **Versagensmechanismus
plastischer (bleibender) Verformung** der Wälzkörper ab.

1 P

4.10 Einfluss auf kinematische Grenzdrehzahl

Σ 1 P

Einer der folgenden Punkte ist zu nennen:

1 P

- Fliehkraft der Wälzkörper
- Schmierung
- Laufstörungen / Schiefstellung von Wälzkörpern
- Lagerbauart
- Lagergröße
- Käfigart
- Lagerspiel
- Genauigkeit der Lagerteile
- Lagerlast

Aufgabe 5 (8 Punkte)

5.1 Nennen Sie einen Vorteil eines Harmonic Drive Getriebes. (1 Punkt)

5.2 In Tabelle 5.1 sind für die drei Wellen eines Planetengetriebes die Vorzeichen von Drehzahl und Drehmoment angegeben. Benennen Sie alle Abtriebswellen. (1 Punkt)

Tabelle 5.1: Betriebsdaten

	Welle 1	Welle s	Welle 2
Drehzahl	+	-	-
Drehmoment	+	-	+

5.3 Wie viele Drehzahlen müssen bei einem Planetengetriebe im Dreiwellenbetrieb mindestens bekannt sein, damit das System eindeutig bestimmt ist? (1 Punkt)

5.4 Sie streben betragsmäßig die größtmögliche Erhöhung des Drehmoments mittels einer Planetenstufe im Zweiwellenbetrieb an. (1 Punkt)

5.4.1 Welche Welle ist in diesem Betriebsmodus fest mit dem Gehäuse verbunden?

5.4.2 An welcher Welle befindet sich in diesem Betriebsmodus der Antrieb?

5.5 Ist bei einem ausgangsseitig gekoppelten Leistungsverzweigungsgetriebe das Planetengetriebe direkt mit dem Getriebeeingang oder dem Getriebeausgang verbunden? (1 Punkt)

- 5.6 In Abbildung 5.1 ist der Geschwindigkeitsplan nach KUTZBACH für eine Planetenstufe dargestellt. Die Stegwelle weist eine Drehzahl von 100 min^{-1} auf. Wie schnell dreht die Hohlradwelle in min^{-1} ? (1,5 Punkte)

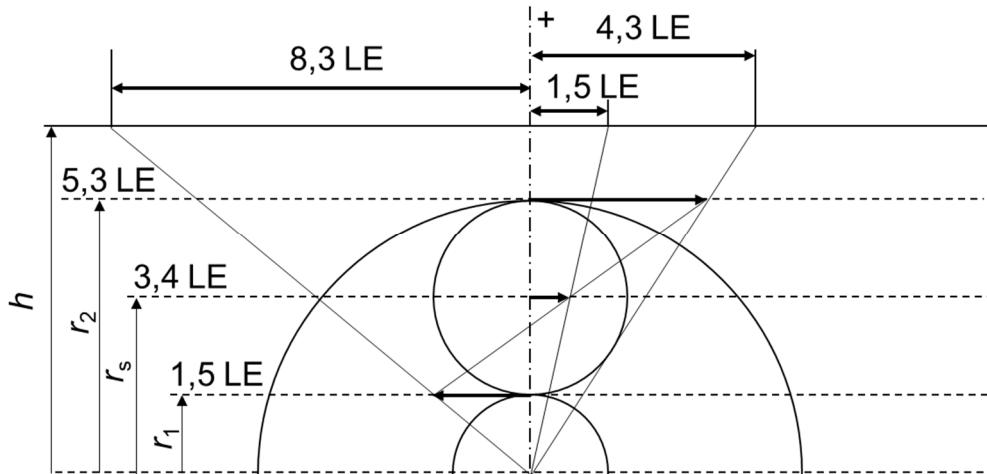


Abbildung 5.1: Geschwindigkeitsplan nach KUTZBACH

- 5.7 Bei einem Planetengetriebe im Dreiwellenbetrieb weisen die Sonnenwelle und die Hohlradwelle die gleiche Drehzahl auf. Welchen Wert nimmt der Gesamtwirkungsgrad des Planetengetriebes für diesen Betriebspunkt an? (1,5 Punkte)

Lösung zur Aufgabe 5

5.1 Harmonic Drive Getriebe	Σ 1 P
Eine Antwort aus: Gute Positioniergenauigkeit, gute Wiederholgenauigkeit, hohe Leistungsdichte, hohe Übersetzung in einer Stufe, geringer Verschleiß, guter Wirkungsgrad, hohe Torsionssteifigkeit, Spielfreiheit	1 P
5.2 Abtriebswelle	Σ 1 P
Der Abtrieb befindet sich an Welle 2 , da sich dort durch die Multiplikation von Drehzahl und Drehmoment ein negatives Vorzeichen für die Leistung ergibt, und es sich nach der Vorzeichenkonvention deswegen um Abtriebsleistung handelt.	1 P
5.3 Drehzahlen Planetengetriebe	Σ 1 P
Bei einem Planetengetriebe im Dreiwellenbetrieb müssen mindestens zwei Drehzahlen bekannt sein, damit der Betriebspunkt eindeutig definiert ist.	1 P
5.4 Übersetzung	Σ 1 P
Die größte Übersetzung bei einem Planetengetriebe im Zweiwellenbetrieb wird bei der Übersetzung von Sonne auf Steg und festem Hohlrad erreicht. Deshalb gilt: Das Hohlrad ist fest mit dem Gehäuse verbunden.	0,5 P
Der Antrieb befindet sich an der Sonne .	0,5 P
5.5 Leistungsverzweigung	Σ 1 P
Das Planetengetriebe ist direkt mit dem Getriebeeingang verbunden.	1 P
5.6 Geschwindigkeitsplan nach KUTZBACH	Σ 1,5 P
$n_{Hohlrad} = \frac{n_{Steg}}{1,5 \text{ LE}} \cdot 4,3 \text{ LE} = \frac{100 \text{ min}^{-1}}{1,5 \text{ LE}} \cdot 4,3 \text{ LE} = 286,667 \text{ min}^{-1}$	1,5 P
5.7 Wirkungsgrad	Σ 1,5 P
Für den Betriebspunkt nimmt der Wirkungsgrad den Wert eins an, da das Planetengetriebe nur Kupplungsleistung überträgt und diese als verlustfrei angesehen werden kann.	1,5 P

Konstruktionsaufgabe (24 Punkte)

K.1 Bearbeiten Sie als Hilfestellung zu Aufgabenteil K.2 zunächst Tabelle 1 zur Konstruktionsaufgabe auf dem folgenden Blatt. (6 Punkte)

K.2 Setzen Sie auf dem Hilfsblatt 1 zur Konstruktionsaufgabe ein funktionierendes und montierbares Getriebe aus den im Elementkatalog vorgegebenen Maschinenelementen zusammen. Geben Sie hierzu für jeden Bauraum das gewählte Maschinenelement, die gewählte Variante, ob die Variante seitlich gespiegelt dargestellt ist und das jeweilige charakteristische Maß an. (18 Punkte)

*Beachten Sie folgende
Aufgabenstellung:*

Gestalten Sie die Lagerungen, die Verzahnung, die Abdichtungen, die Welle-Nabe-Verbindung und das Gussgehäuse eines Getriebes. Das Getriebe setzt sich aus einem einstufigen Planetengetriebe und einer Stirnradstufe zusammen. Das Planetengetriebe wird im Zweiwellenbetrieb betrieben. Das Hohlrad ist fest mit dem Gehäuse verbunden. Das Gehäuse ist in der Mitte senkrecht zur Zeichenebene geteilt und setzt sich aus zwei Gehäusehälften und einem Mittelstück zusammen. Das Mittelstück dient dabei auch als Lagersitz für die Lagerung der Sonnenwelle.

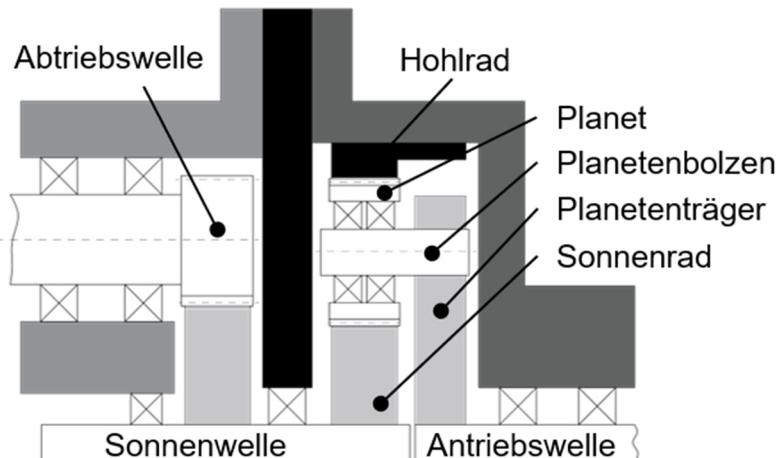


Abbildung 1: Prinzipskizze des Getriebes

Teil der Aufgabe ist die Darstellung des gesamten in Abbildung 1 gezeigten Bereichs.

Lagerungen:

- Sehen Sie für die Antriebswelle eine Lageranordnung mit der größtmöglichen Stützweite vor. Die Antriebswelle wird bei niedrigen Drehzahlen und hohen Lasten betrieben.
- An der Sonnenwelle ist eine spielfreie axiale Führung vorzusehen. Aufgrund der Übersetzung des Planetengetriebes wird die Sonnenwelle bei hohen Drehzahlen betrieben. Die Hauptbelastung der Sonnenwelle wird durch die Zahnkräfte der Stirnradstufe hervorgerufen.
- An der Abtriebswelle kann es zu starker Erwärmung kommen. Die Lagerung soll dem gegenüber unempfindlich sein und dennoch am Ritzel eine enge axiale Führung ermöglichen. Die Abtriebswelle rotiert mit hohen Drehzahlen und erfährt geringe Lasten. Die auftretenden Lagerkräfte sollen durch die Lageranordnung möglichst gering gehalten werden.

Welle-Nabe-Verbindung:

- Die formschlüssige WNV des Sonnenrades mit der Sonnenwelle soll die Last gleichmäßig auf den Umfang der Welle verteilen.

Abdichtung:

- Wählen Sie einen für den Wärmetransport geeigneten Schmierstoff. Dichten Sie das Lagergehäuse vollständig gegen den Austritt dieses Schmierstoffs ab. Die Zugänglichkeit der Abtriebswelle ist eingeschränkt, deshalb ist hier eine wartungsfreie Dichtung vorzusehen.

Verzahnung:

- Die Verzahnung der Planetenräder sind geradverzahnt und normgerecht darzustellen.

Gehäuse:

- Stellen Sie sicher, dass beide Gehäusehälften eindeutig positioniert und montiert werden können.

Viel Erfolg

Tabelle 1 zur Konstruktionsaufgabe

K.1 Fragen zur Konstruktion (6 Punkte)

Lagerung Antriebswelle

K.1.1	Welche Lageranordnung zeichnet sich durch eine maximale Stützweite aus?
K.1.2	An welchem Lagerring wird die Vorspannung aufgeprägt, wenn Sie eine Lageranordnung mit maximaler Stützweite wählen?
K.1.3	Mit welchem Element können Sie die Vorspannung bei einer Lageranordnung mit maximaler Stützweite aufprägen?

Planeten

K.1.4	Welche in Abbildung 1 dargestellte Komponente stellt durch ihre Biegeelastizität den Lastausgleich zwischen den Planeten sicher?
-------	--

Lagerung Sonnenwelle

K.1.5	Welcher Lagerring erfährt Umfangslast, wenn die Hauptbelastung durch die Verzahnung der Stirnradstufe hervorgerufen wird?
K.1.6	Wie sind die Lagerringe zu passen, wenn diese Umfangslast erfahren?
K.1.7	Welche Kontaktart zwischen Wälzkörper und Lagerring eignet sich für hohe Drehzahlen, wenn gleichzeitig geringe Lasten übertragen werden sollen?

Lagerung Abtriebswelle

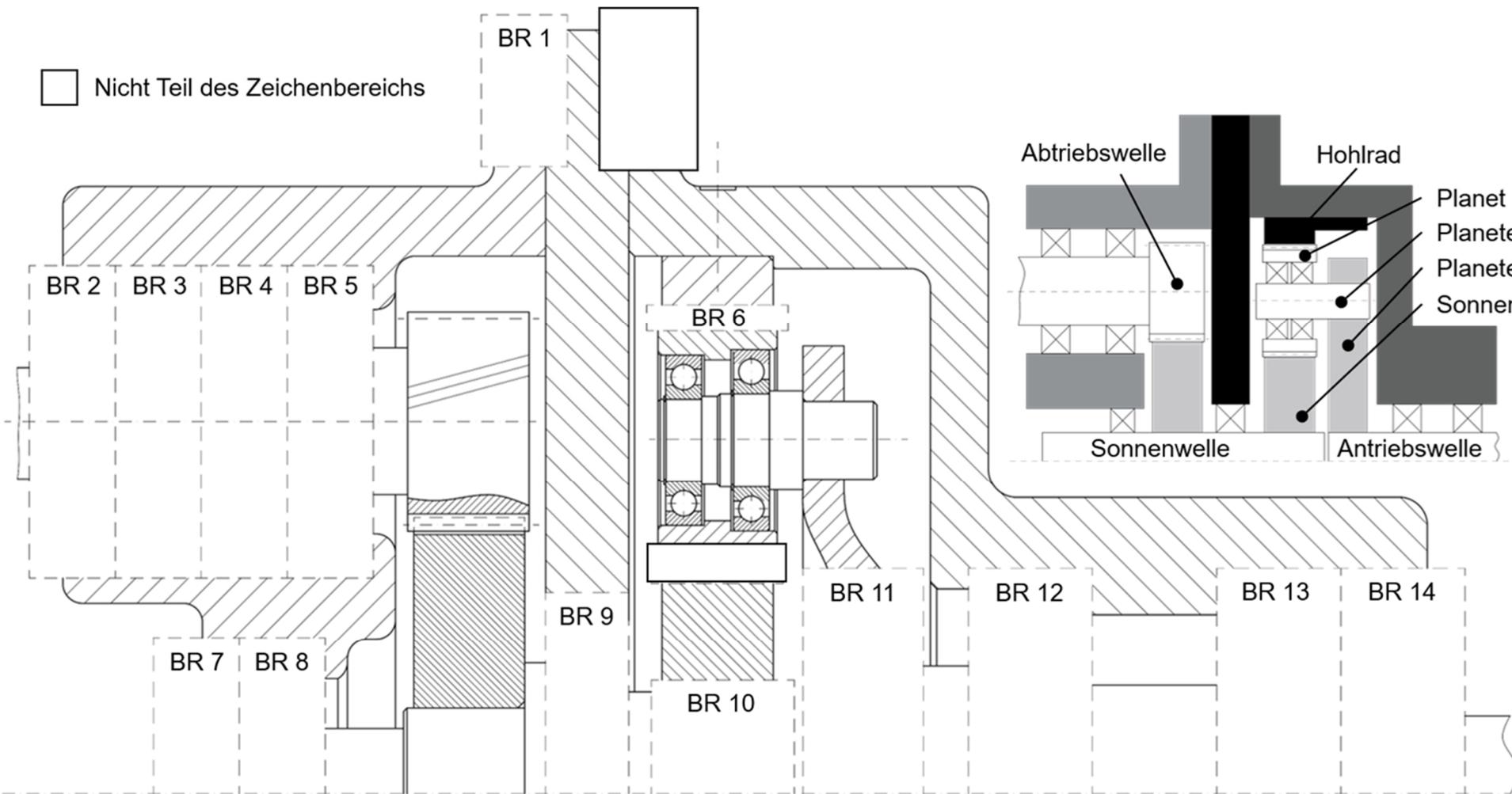
K.1.8	Welche Lagerung ist unempfindlich gegenüber Ausdehnung der Welle und ermöglicht gleichzeitig eine enge axiale Führung an einem Wellenende?
K.1.9	Wie verändern sich die Auflagerkräfte einer fliegenden Lagerung, wenn sich der Abstand zwischen den Lagern vergrößert?

Dichtung

K.1.10	Welches verschleißarme Dichtungselement eignet sich zur Abdichtung von Abtriebswelle und Gehäusedeckel?
K.1.11	Wie viele freie Wellenende müssen mithilfe einer dynamischen Dichtung abgedichtet werden?

Hilfsblatt 1 zur Konstruktionsaufgabe

Nicht Teil des Zeichenbereichs



Musterlösung zur Konstruktionsaufgabe

K.1 Fragen zur Konstruktion (6 Punkte)

Lagerung Antriebswelle

K.1.1	Welche Lageranordnung zeichnet sich durch eine maximale Stützweite aus? (O-Anordnung) (0,5 P)
K.1.2	An welchem Lagerring wird die Vorspannung aufgeprägt, wenn Sie eine Lageranordnung mit maximaler Stützweite wählen? (Innenring) (0,5 P)
K.1.3	Mit welchem Element können Sie die Vorspannung bei einer Lageranordnung mit maximaler Stützweite aufprägen? (Nutmutter mit Sicherungsblech) (0,5 P)

Planeten

K.1.4	Welche in Abbildung 1 dargestellte Komponente stellt durch ihre Biegeelastizität den Lastausgleich zwischen den Planeten sicher? (Planetenträger) (1 P)
-------	--

Lagerung Sonnenwelle

K.1.5	Welcher Lagerring erfährt Umfangslast, wenn die Hauptbelastung durch die Verzahnung der Stirnradstufe hervorgerufen wird? (Innenring) (0,5 P)
K.1.6	Wie sind die Lagerringe zu passen, wenn diese Umfangslast erfahren? (fest) (0,5 P)
K.1.7	Welche Kontaktart zwischen Wälzkörper und Lagerring eignet sich für hohe Drehzahlen, wenn gleichzeitig geringe Lasten übertragen werden sollen? (Punktkontakt) (0,5 P)

Lagerung Abtriebswelle

K.1.8	Welche Lagerung ist unempfindlich gegenüber Ausdehnung der Welle und ermöglicht gleichzeitig eine enge axiale Führung an einem Wellenende? (Fest-Loslagerung) (0,5 P)
K.1.9	Wie verändern sich die Auflagerkräfte einer fliegenden Lagerung, wenn sich der Abstand zwischen den Lagern vergrößert? (geringer) (0,5 P)

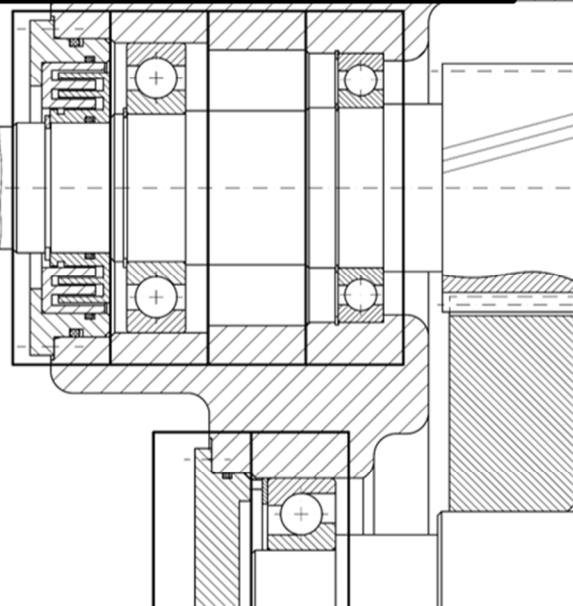
Dichtung

K.1.10	Welches verschleißarme Dichtungselement eignet sich zur Abdichtung von Abtriebswelle und Gehäusedeckel? (Labyrinthdichtung) (0,5 P)
K.1.11	Wie viele freie Wellenende müssen mithilfe einer dynamischen Dichtung abgedichtet werden? (zwei) (0,5 P)

Musterlösung

Lagerung Abtriebswelle (4 P)

- Lager vorhanden (0,5 P)
- Lager für Fest-Loslagerung (0,5 P)
- Fest-Loslagerung (0,5 P)
- Punktkontakt (0,5 P)
- Lange Bauweise (0,5 P)
- Abstandselement (0,5 P)
- Richtige Lagerposition (0,5 P)
- Montierbarkeit (0,5 P)

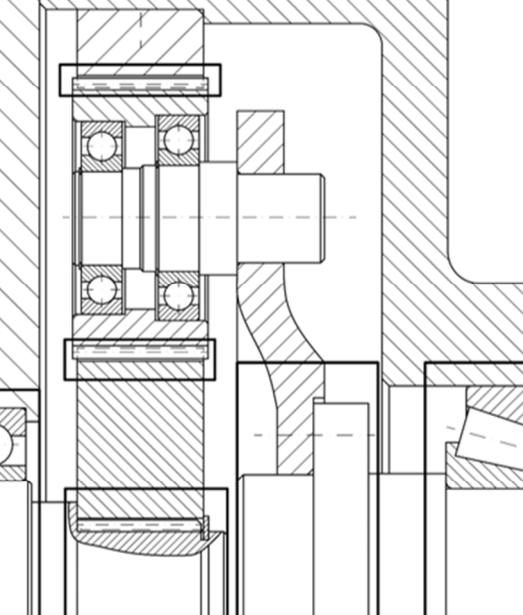


Gehäuse (1 P)

- Verschraubung vorhanden und gussgerecht (0,5 P)
- Alle Deckel gussgerecht (0,5 P)

Verschraubung Planetenträger (1 P)

- Verschraubung vorhanden (0,5 P)
- Verschraubung korrekt (0,5 P)



Verzahnung (1,5 P)

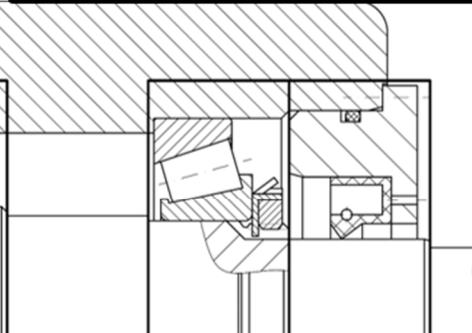
- Verzahnung Planetenrad vorhanden (0,5 P)
- Verzahnung Planetenrad korrekt (0,5 P)
- Verzahnung normgerecht (0,5 P)

WNV (1 P)

- WNV Antriebswelle vorhanden (0,5 P)
- WNV Antriebswelle korrekt (0,5 P)

Abdichtung (3,5 P)

- Dichtung Antriebswelle vorhanden (0,5 P)
- Dichtung Sonnenwelle vorhanden (0,5 P)
- Dichtung Abtriebswelle vorhanden (0,5 P)
- Dynamisch berührend & gegen Öl (0,5 P)
- Statische Dichtung gegen Öl (0,5 P)
- Dynamisch nicht berührend & gegen Öl (0,5 P)
- Orientierung (0,5 P)



Lagerung Zwischenwelle (3 P)

- Lager vorhanden (0,5 P)
- Punktkontakt (0,5 P)
- Lager für angestellte Lagerung (0,5 P)
- Angestellte Lagerung (0,5 P)
- X-Anordnung (0,5 P)
- Montierbarkeit (0,5 P)

Lagerung Antriebswelle (3 P)

- Lager vorhanden (0,5 P)
- Linienkontakt (0,5 P)
- Lager für angestellte Lagerung (0,5 P)
- Angestellte Lagerung (0,5 P)
- O-Anordnung (0,5 P)
- Montierbarkeit (0,5 P)

Musterlösung zur Konstruktionsaufgabe

Bauraum	Element	Variante	Seitlich gespiegelt?	Maß
1	4	7	nein	-
2	1	3	nein	150
3	3	7	nein	200
4	1	1	nein	250
5	3	6	nein	300
6	6	1	nein	-
7	1	8	nein	-
8	3	5	nein	200
9	3	10	ja	400
10	5	2	nein	150
11	4	5	nein	-
12	3	8	ja	500
13	3	3	ja	450
14	1	6	Ja	400

Abdichtung	Σ 3,5 P
<u>Dichtung Antriebswelle vorhanden</u> Auf der Antriebswelle (BR 11-14) ist ein abdichtender Deckel (E1; V2-9) vorhanden.	0,5 P
<u>Dichtung Sonnenwelle vorhanden</u> Auf der Sonnenwelle (BR 7-10) ist ein abdichtender Deckel (E1; V2-9) vorhanden.	0,5 P
<u>Dichtung Abtriebswelle vorhanden</u> Auf der Abtriebswelle (BR 2-5) ist ein abdichtender Deckel (E1; V2-9) vorhanden.	0,5 P
<u>Dynamisch berührende Dichtung gegen Öl</u> In den für Dichtungen in Frage kommenden Bauräumen (BR 2-5, 7-10,11-14) ist mindestens eine dynamisch berührende Dichtung vorhanden, die zur Abdichtung gegenüber Öl geeignet ist (E1; V5-6).	0,5 P
<u>Statische Dichtung gegen Öl</u> In den für Dichtungen in Frage kommenden Bauräumen (BR 2-5, 7-10,11-14) ist mindestens eine statische Dichtung vorhanden, die zur Abdichtung gegenüber Öl geeignet ist (E1; V8,9).	0,5 P
<u>Dynamisch nicht berührende Dichtung gegen Öl</u> In den für Dichtungen in Frage kommenden Bauräumen (BR 2-5, 7-10,11-14) ist mindestens eine dynamische Dichtung vorhanden, die zur Abdichtung gegenüber Öl geeignet ist (E1; V2-4).	0,5 P
<u>Orientierung</u> In den für Dichtungen in Frage kommenden Bauräumen sind mindestens zwei richtig angeordnete abdichtende Deckel vorhanden (BR 11-14: E1; V2-9; gespiegelt; BR 2-5, 7-10: E1; V2-9; ungespiegelt) und keine falsch angeordneten abdichtenden Deckel (BR 11-14: E1; V2-9; ungespiegelt; BR 2-5, 7-10: E1; V2-9; gespiegelt).	0,5 P
Lagerung Antriebswelle	Σ 3 P
<u>Lager vorhanden</u> In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 11-14), sind genau zwei Lager (E2,3) vorhanden.	0,5 P
<u>Linienkontakt</u> In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 11-14), sind zwei Lager mit Linienkontakt (E2; V4,9-11 & E3; V3,4,8,12) und kein Lager mit Punktkontakt (E2; V1-3,5-8,12 & E3; V1,2,5-7,9-11) vorhanden.	0,5 P
<u>Lager für angestellte Lagerung</u> In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 11-14), sind genau zwei Lager, die sich für eine angestellte Lagerung eignen (E2; V3, 6-9, 11, 12 & E3; V3-5, 8-10) und kein Lager, das sich nicht für eine angestellte Lagerung eignet (E2; V1,2,4,5,10 & E3; V1,2,6,7,11,12), vorhanden.	0,5 P
<u>Angestellte Lagerung</u> In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 11-14), sind genau 2 Lager (E2,3) vorhanden. Eines der Lager überträgt Axialkräfte von links unten nach rechts oben (E2; V7,9,11 ungespiegelt & E3; V 3,9 ungespiegelt & E2; V3,6,8,12 gespiegelt & E3; V4,5,8,10 gespiegelt). Das andere Lager überträgt Axialkräfte von links oben nach rechts unten (E2; V7,9,11 gespiegelt & E3; V3,9 gespiegelt & E2; V3,6,8,12 ungespiegelt & E3; V4,5,8,10 ungespiegelt).	0,5 P
	0,5 P

O-Anordnung

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 11-14), sind genau 2 Lager im Gussgehäuse (E3) vorhanden. Das linke Lager überträgt Axialkräfte von links unten nach rechts oben (E3; V3,9 ungespiegelt & E3; V4,5,8,10 gespiegelt). Das rechte Lager überträgt Axialkräfte von links oben nach rechts unten (E3; V4,5,8,10 ungespiegelt & E3; V3,9 gespiegelt).

Montierbarkeit

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 11-14), sind mindestens drei Maße angegeben. Die Maße werden von links (BR 12) nach rechts (BR 12:14) kleiner. Die Spiegelung der Bauteile ermöglicht eine Montage von rechts nach links auf der Welle.

0,5 P

Gehäuse

Σ 1 P

Verschraubung vorhanden

Im Gehäusebauraum (BR 1) ist ein gussgerechtes Gehäuseteil mit Verschraubung (E4: V7 ungespiegelt) vorhanden.

0,5 P

Deckel gussgerecht

In den für Dichtungen in Frage kommenden Bauräumen (BR 2,7,14) sind mindestens zwei gussgerechte Deckel (E1: V3,6,8) vorhanden.

0,5 P

Verschraubung Planetenträger

Σ 1 P

Im Bauraum für die Verschraubung des Planetenträgers (BR 11) ist eine Verschraubung (E4: V1-5) vorhanden.

0,5 P

Im Bauraum für die Verschraubung des Planetenträgers (BR 11) ist eine korrekte Verschraubung (E4: V5) vorhanden.

0,5 P

Lagerung Sonnenwelle

Σ 3 P

Lager vorhanden

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Sonnenwelle ermöglichen (BR 7-10), sind genau zwei Lager (E2,3) vorhanden.

0,5 P

Punktkontakt

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Sonnenwelle ermöglichen (BR 7-10), ist ein Lager mit Punktkontakt (E2; V1-3,5-8,12 & E3; V1,2,5,6,9-11) und kein Lager mit Punktkontakt (E2; V4,9-11 & E3; V3,4,7,8,12) vorhanden.

0,5 P

Lager für angestellte Lagerung

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Antriebswelle ermöglichen (BR 7-10), sind genau zwei Lager, die sich für eine angestellte Lagerung eignen (E2; V3, 6-9, 11, 12 & E3; V3-5, 8-10) und kein Lager, das sich nicht für eine Fest-/Loslagerung eignet (E2; V1,2,4,5 & E3; V1,2,6,7,11,12), vorhanden.

0,5 P

Angestellte Lagerung

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Sonnenwelle ermöglichen (BR 7-10), sind genau 2 Lager (E2,3) vorhanden. Eines der Lager überträgt Axialkräfte von links oben nach rechts unten (E2; V7,9,11 gespiegelt & E3; V3,9 gespiegelt & E2; V3,6,8,12 ungespiegelt & E3; V4,5,8,10 ungespiegelt). Das andere Lager überträgt Axialkräfte von links unten nach rechts oben (E2; V7,9,11 ungespiegelt & E3; V3,9 ungespiegelt & E2; V3,6,8,12 gespiegelt & E3; V4,5,8,10 gespiegelt).

0,5 P

X-Anordnung

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Sonnenwelle ermöglichen (BR 7-10), sind genau 2 Lager im Gussgehäuse (E3) vorhanden. Das linke Lager überträgt Axialkräfte von links oben nach rechts unten (E3; V3,9 gespiegelt & E3; V4,5,8,10 ungespiegelt). Das rechte Lager überträgt Axialkräfte von links unten nach rechts oben (E3; V4,5,8,10 gespiegelt & E3; V3,9 ungespiegelt).

0,5 P

Montierbarkeit

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Sonnenwelle ermöglichen (BR 7-10), sind mindestens zwei Maße angegeben. Die Maße werden von rechts (BR 9) nach links (BR 8) kleiner. Die Spiegelung der Bauteile ermöglicht die Montage von rechts nach links.

0,5 P

Lagerung Abtriebswelle

Σ 4 P

Lager vorhanden

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Abtriebswelle ermöglichen (BR 2-5), sind genau zwei Lager (E2,3) vorhanden.

0,5 P

Lager für Fest-Loslagerung

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Abtriebswelle ermöglichen (BR 2-5), sind zwei Lager, die sich für eine Fest-/Loslagerung eignen (E2; V1,2,5,10 & E3; V1,2,6,7,11) und kein Lager, das sich nicht für eine Fest-/Loslagerung eignet (E2; V3,4,6,7,8,9,11,12 & E3; V3,4,5,8,9,10,12), vorhanden.

0,5 P

Fest-/Loslagerung

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Abtriebswelle ermöglichen (BR 2-5), sind genau ein Loslager mit Gussgehäuse (E3; V1,2,7,11,12), genau ein Festlager mit Gussgehäuse (E3; V6) und keine weiteren Lager vorhanden.

0,5 P

Punktkontakt

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Sonnenwelle ermöglichen (BR 2-5), ist ein Lager mit Punktkontakt (E2; V1-3,5-8,12 & E3; V1,2,5,6,7,9-11) und kein Lager mit Linienkontakt (E2; V4,9-11 & E3; V3,4,8,12) vorhanden.

0,5 P

Lange Bauweise

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Abtriebswelle ermöglichen (BR 2-5), sind genau 2 Lager mit Gussgehäuse (E3) vorhanden, die nicht direkt aneinander liegen.

0,5 P

Abstandselement

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Abtriebswelle ermöglichen (BR 2-5) sind genau 2 Lager mit Gussgehäuse (E3) vorhanden, die nicht direkt aneinander liegen. Zwischen den beiden Lagern ist mindestens ein Abstandselement vorhanden (E1: V1)

0,5 P

Richtige Lagerposition

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Abtriebswelle ermöglichen (BR 2-5) wurde eine Fest-/Loslagerung umgesetzt. Das Festlager ist näher an der Verzahnung als das Loslager.

0,5 P

Montierbarkeit

In den Bauräumen, die eine Lagerung der Abtriebswelle ermöglichen (BR 2-5), sind mindestens drei Maße angegeben. Die Maße werden von rechts (BR 5) nach links (BR 4-2) kleiner. Die Spiegelung der Bauteile ermöglicht die Montage von links nach rechts.

0,5 P

Verzahnung

Verzahnung Planetenrad vorhanden

Im Bauraum für die Verzahnung des Planetenrads (BR 6) ist ein Verzahnungselement (E6) vorhanden.

0,5 P

Normgerechte Verzahnungsdarstellung

Im Bauraum für die Verzahnung des Planetenrads (BR 6) ist ein normgerecht dargestelltes Verzahnungselement (E6; V1,7) vorhanden.

0,5 P

Korrekte Verzahnung

Im Bauraum für die Verzahnung des Planetenrads (BR 6) ist ein normgerechtes und korrektes Verzahnungselement (E6; V1) vorhanden.

0,5 P

Welle-Nabe-Verbindung

$\Sigma 1 P$

WNV an der Sonnenwelle vorhanden

Im Bauraum der WNV der Sonnenwelle (BR 10) ist eine WNV (E5) vorhanden.

0,5 P

WNV an der Sonnenwelle korrekt

Im Bauraum der WNV der Sonnenwelle (BR 10) ist eine Steckverzahnung (E5; V2 gespiegelt) vorhanden.

0,5 P

