Eidgenössische Technische Hochschule Zürich
Swiss Federal Institute of Technology Zurich

Name	
Vorname	
Legi-Nr.	

Dimensionieren II

151-0304-00S

Prof. Dr. K. Wegener

Sessionsprüfung, Musterprüfung mit Lösung

3.6.2008

Erlaubte Hilfsmittel:
Persönliche Zusammenfassungen, Scripte Dimensionieren 1 und 2, Taschenrechner ohne vorgefertigte Programme, Massstab, Zirkel, Geo-Dreieck, Schreibzeug, SNV-Buch, INA-Büchlein, Wörterbuch für Fremdsprachige und beliebige weitere schriftliche Unterlagen (Bücher, Übungen etc.)

Nicht erlaubt:
Laptop, Handy

Lösungen bitte auf Aufgabenblätter schreiben (bei Bedarf Rückseite verwenden).
Eventuelle Zusatzblätter bitte anheften und Verweis im Aufgabenblatt anbringen.
Alle Seiten mit Namenskürzel versehen. Farbe Rot ist für Korrektur reserviert.
Lösungen sind abzuleiten, der jeweilige Lösungsweg ist nachvollziehbar zu beschreiben bzw. graphisch darzustellen. Quellenangaben empfohlen.

Aufgabe	1	2	3	4	5	Zw.Total 1
Punkte max.	2	2	2	2	2	10
Punkte						

Aufgabe	6	7	8	9	10	Zw.Total 2
Punkte max.	2	2	2	2	2	10
Punkte						

Aufgabe	11	12	13	14	15	Zw.Total 3
Punkte max.	12	10	10	10	6	48
Punkte						

Punkte total max 68			Note	

1 Zugmittelgetriebe 2 Punkte

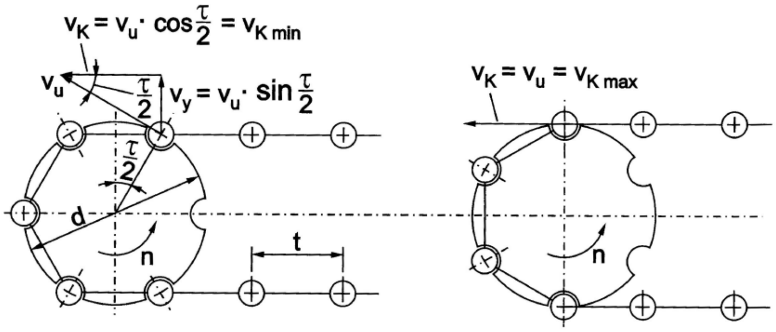
Warum übersetzt ein Kettentrieb nicht gleichförmig?

Lösung

Die Umfangsgeschwindigkeit v_u *eines Kettengliedes ist konstant (bei konstanter Winkelgeschwindigkeit), aber die Axialkomponente variiert zwischen* v_u *und* $v_u \cdot \cos \tau/2$ *wo* τ *der Teilungswinkel ist.*

Erläuterung: Das Kettenglied bewegt sich auf dem Kettenrad mit der Momentangeschwindigkeit v.
$v = r \cdot \varpi$

Die Geschwindigkeitskomponente in Richtung der Trumbewegung v_k ist veränderlich über den Drehwinkel φ des Kettenrads: $v_k = v \cdot \cos\varphi$



Es ergibt sich eine Ungleichförmigkeit der Trumgeschwindigkeit:

$$\delta = \frac{v_{k\max} - v_{k\min}}{v_{k\max}} = \frac{v - v \cdot \cos\varphi}{v} = 1 - \cos\varphi$$

2 Verschraubungen 2 Punkte

Was beschreibt der Anziehfaktor?

Lösung

Der Anziehfaktor ist definiert als: $\alpha_a = \dfrac{F_{M\max}}{F_{M\min}}$

$F_{M\min}$ *ist die minimal erforderliche Vorspannkraft einer Schraube.*

$F_{M\max}$ *ist die grösste Vorspannkraft, die auftreten kann, wenn man bei der Schraubenmontage versucht, die Vorspannkraft auf* $F_{M\min}$ *einzustellen. Sie ist abhängig vom Anziehverfahren.*

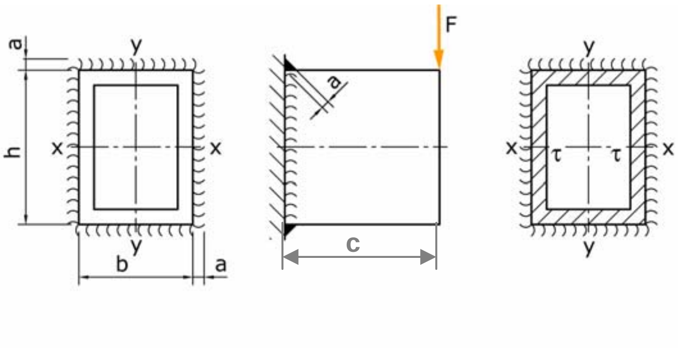
Erläuterung:

Der Anziehfaktor α_a *(Montageunsicherheit) berücksichtigt die Fehler beim Abschätzen der Reibungszahlen, das Anziehverfahren, die Gerätetoleranzen sowie die Bedienungsfehler und Ableseungenauigkeiten.*

α_a *berücksichtigt somit die Streuung der erzielbaren Montagevorspannkraft zwischen* $F_{M\max}$ *und* $F_{M\min}$*. Die Auslegung der Schraube wird auf das maximale Anziehdrehmoment* $M_{A\max}$ *ausgerichtet, damit die Schraube bei der Montage nicht überbeansprucht wird.*

3 Schweissverbindungen **2 Punkte**

a) Wie werden bei Schweisskonstruktionen Schubspannungen infolge Querkraft berücksichtigt?
b) Wie gross ist im Bild die rechnerische Schubspannung?



Lösung

a)
- wenn c>h überhaupt nicht.
- Kraft bezogen auf die Flächen in Kraftrichtung
b)

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot a \cdot h}$$

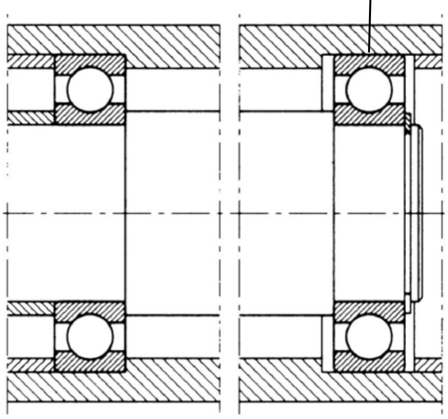
4 Lagerungen **2 Punkte**

Skizzieren Sie eine Fest-Loslagerung
a) mit Rillenkugellagern
b) mit Rollenlagern

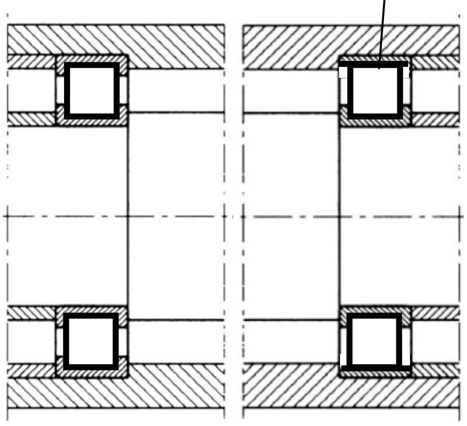
Lösung: Jeweils links Festlager, rechts Loslager

a)

Verschiebung an Wirkfläche



Verschiebung im Lager



(NUP-Lager) *(N-Lager)*

5 Welle-Nabe-Verbindungen 2 Punkte

a) Warum konstruiert man elastisch-plastische Pressverbände? {1}
b) Welche Teile sind elastisch? {0.5}
c) Welche Teile sind plastisch? {0.5}

Lösung
a) Um einen gegenüber dem elastischen Pressverband höheren Pressdruck und damit ein höheres übertragbares Moment zu erzielen. (Der Werkstoff wird besser ausgenützt).

(Die für die reibkraftschlüssige Übertragung von Drehmomenten und Axialkräften erforderliche Flächenpressung erfordert bei hochbeanspruchten Pressverbänden Deformationen, die teilweise plastisch sind. Vorussetzung hierfür ist also ein zäher Werkstoff.)

b) Die ganze Welle und der Aussenteil der Nabe sind elastisch.
c) Der Innenteil der Nabe ist plastisch

(Ein Grossteil (2/3) der Streckgrenze wird benötigt um parasitäre Tangentialspannungen zu übertragen, anstatt für den Aufbau von Fugendruck zur Verfügung zu stehen. Daraus folgt

- *Ein Teil der Nabe im Inneren plastiziert, aussen bleibt sie elastisch, d.h. Stützwirkung: Plastizierung für* $r < \rho_A$ *(Plastizitätsradius)*
- *Die Welle muss elastisch bleiben, weil sie nur vollplastisch werden kann und dann unbegrenzt fliesst* $p < R_{\mathrm{Re}W}$

Plastizierungsbedingung $\sigma_v = R_{eN}$ *für* $r = \rho_A$ *Vor. gleiche Materialien Welle und Nabe, Innenteil voll, ideal plastisch)*

6 Schrauben 2 Punkte

a) Wie wird eine Schraube beansprucht?
b) Nennen Sie Möglichkeiten, eine Schraube bezüglich Beanspruchungen zu optimieren.

a) Aufgrund des Montagevorgangs sind Schrauben auf Zug und Torsion belastet.

(Die maximale statische Beanspruchung der Schraubenverbindung tritt daher bei der erstmaligen Belastung mit der Betriebslast auf, da dann die Setzungsvorgänge noch nicht vollständig abgelaufen sind.)
(Schäden:
Bruch des Schaftes
Bruch des Gewindebolzens
Abstreifen des Gewindes)

b) (Die Verschraubung soll so gestaltet sein, dass die Eintretenswahrscheinlichkeit für alle Schäden etwa gleich gross ist.)
Gezielte Veränderung von

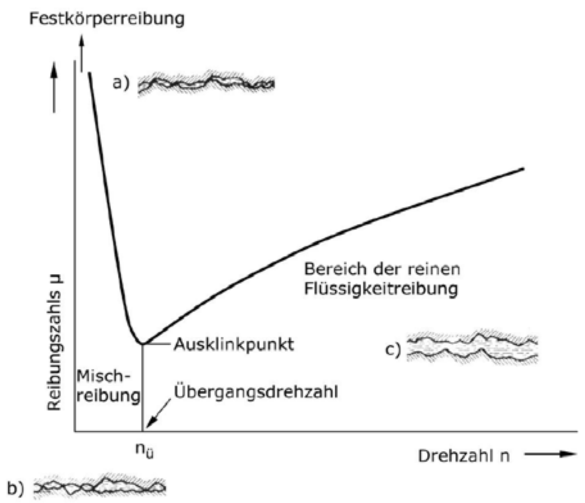
- Steigung,
- Schraubendurchmesser, (Schaftdurchmesser, Gewindedurchmesser)
- Schraubenlänge
- Steifigkeitsverhältnis Schraube-Flansch

7 Gleitlager 2 Punkte

Wie verändert sich bei der hydrodynamischen Lagerung der Reibwert über der Drehzahl und warum?

Lösung

a) *Bei sehr kleinen Drehzahlen ist der Schmierstoff verdrängt, es liegt Festkörperreibung mit sehr hohem Reibwert vor.*
b) *Anschliessend gibt es Mischreibung mit reduziertem Reibwert: (Die Oberflächenrauigkeiten stossen aufeinander, aber die Oberfläche ist vom Schmiermittel benetzt.)*
c) *Der kleinste Reibwert liegt dann vor, wenn erstmals reine Flüssigkeitsreibung auftritt.*
d) *Bei weiterer Drehzahlzunahme nehmen die hydrodynamischen Scherspannungen im Schmierstoff zu, steigendes Schergefälle. Die Reibung ist abhängig von der dynamischen Viskosität n des Schmierstoffs, der Drehzahl und der Dicke des Schmierfilms.*



8 Schrauben 2 Punkte

Was bedeutet die Angabe 14.9 auf einem Schraubenkopf?

Lösung

Die Angabe bezeichnet die Festigkeitsklasse.
*14: Mindestzugbruchfestigkeit ist 14*100=1400N (=* $R_{mmin} = \sigma_{B\,min}$*)*
*9: Mindeststreckgrenze (ReH oder Rp0.2) ist 0.9** $\sigma_{B\,min}$ *(=0.9*1400N= 1260N)*

9 Lötverbindungen 2 Punkte

Nennen Sie fünf Vor- und vier Nachteile des Lötens !

Lösung
Vorteile des Lötens:

- *Verbindung mehrerer Metalle möglich*
- *elektrisch und thermisch gut leitfähig*
- *vollständige Dichtheit gegen Fluide*
- *saubere Verbindung ohne Nachbearbeitung*
- *gleichzeitiges Löten mehrerer Lötstellen (Serienfertigung)*
- *geringer Energieaufwand*
- *geringe Gefügebeeinflussung*
- *keine Kerbwirkung*
- *annähernd gleiche Spannungsverteilung*

Nachteile des Lötens:

- *niedrige Betriebstemperatur bei Weichloten wegen begrenzter Warmfestigkeit*
- *hochwertige Lötverbindungen erfordern Prozesssicherheit*
- *Lote wegen Bunt- und Edelmetallanteil teuer*
- *bei Biege-, Schäl- und Zugbeanspruchung nur niedrig belastbar*

10 Federn Knicksicherheit 2 Punkte

Wie kann das seitliche Ausknicken von Schraubendruckfedern verhindert werden?

Lösung

- *Schlankheitsgrad* L_0 / D_m *klein*
- *Lagerungsbeiwerte klein*
- *Federweg kleiner als Knickfederweg.*
- *Führungshülse oder Dorn* 3 von 4 {2}

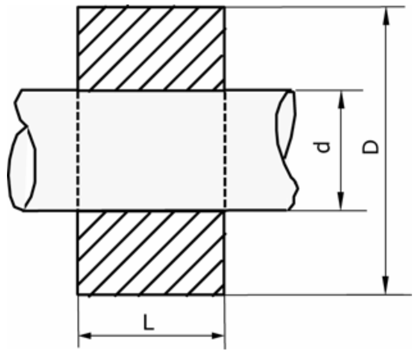
(Unter bestimmten Randbedingungen können Schraubendruckfedern seitlich ausknicken, auch bei mittiger Krafteinleitung.

Hierbei spielt das Verhältnis von Federlänge L_0 *zum mittleren Windungsdurchmesser* D_m*, als bezeichnet, eine grosse Rolle. Die kritische Stauchung (Knickfederweg)* s_k *hängt vom Schlankheitsgrad der Feder im unbelasteten Zustand und von den Lagerungsbedingungen ab.)*

11 Schrumpfsitz **12 Punkte**

Eine Nabe soll mittels Schrumpfsitz auf einer Welle befestigt werden.
Gegeben
Wellendurchmesser d=70 mm Nabenaussendurchmesser D = 160 mm
Nabenlänge L =90 mm
Zu übertragendes Torsionsmoment MT = 500 NmReibwert μ = 0.15 Zu erwartende Glättung G = 0.01 mm
Betriebsfaktor c_B = 1.4 Sicherheit gegen Rutschen S_R = 1.6
Welle aus Stahl, E-Modul = 210000 N/mm^2 ; Querkontraktionszahl ν = 0.3
Nabe aus Gusseisen mit Lamellengraphit, E = 115000 N/mm^2 ; Querkontraktionszahl ν = 0.25
Wärmeausdehnungskoeffizient $\alpha_T = 0.9 \cdot 10^{-5}\ 1/°C$
σ_B = 180 N/mm^2 ; Sicherheit gegen Bruch S_B = 2.0

Gesucht:
a) Der minimal erforderliche Pressdruck im Sitz p_{min}
b) Der maximale Pressdruck aufgrund der Nabenbeanspruchung
c) Die Extremalwerte für das Übermass des Sitzes
d) Die erforderliche Erwärmung der Nabe für einen Querpresssitz



Lösung
a) Minimaler Pressdruck, damit Torsionsmoment M_T übertragen wird:

$$F_{Rres} = c_B \cdot S_R \cdot \frac{2 \cdot M_T}{d} = 1.4 \cdot 1.6 \cdot \frac{2 \cdot 500Nm}{0.070m} = 32000N$$

$$p_{min} = \frac{F_{Rres}}{\mu_H \cdot A} = \frac{F_{Rres}}{\mu_H \cdot d \cdot \pi \cdot L} = \frac{32000N}{0.15 \cdot 70mm \cdot \pi \cdot 90mm} = 10.78N/mm^2$$

Formel $\{1\}_1$ Wert $\{1\}_2$

b) Maximaler Pressdruck aufgrund der Nabenbeanspruchung
Das Versagen von sprödem Material wird nach der Normalspannungshypothese beurteilt:

Mit $\chi_N = \frac{r_i}{r_a} = \frac{d}{D} = \frac{70}{160} = 0.4375; \quad \chi_N^2 = 0.1914$

Tangentialspannung $\sigma_t = \frac{\chi_N^2 \cdot p_i - p_a}{1-\chi_N^2} + (p_i - p_a) \cdot \frac{\chi_N^2}{1-\chi_N^2} \cdot \frac{r_a^2}{r^2}$

An der Stelle r_i, mit p_i = p ; p_a = 0

$$\sigma_t = \frac{\chi_N^2 \cdot p}{1-\chi_N^2} + p \cdot \frac{1}{1-\chi_N^2} = \frac{1+\chi_N^2}{1-\chi_N^2} \cdot p = \frac{1+0.1914}{1-0.1914} \cdot p = 1.4734 \cdot p$$

Bedingung: $\sigma_t \le \frac{\sigma_B}{S_B}$*:* $p = \frac{\sigma_t}{1.4734} \Rightarrow p \le \frac{\sigma_B}{1.4734 \cdot S_B} \Rightarrow \underline{\underline{p_{max}}} = \frac{180MPa}{1.4734 \cdot 2.0} = \underline{\underline{61.08MPa}}$

Weg $\{2\}_4$ Wert $\{1\}_5$

c) Übermass

Radiale Verschiebung der Nabe bei r_i unter Innendruck p:

$$w_{Ni} = \frac{\frac{1+\chi_N^2}{1-\chi_N^2}+\nu_N}{E_N}\cdot\frac{d}{2}\cdot p = \frac{1.4734+0.25}{115000\text{MPa}}\cdot\frac{70\text{mm}}{2}\cdot p = 0.0005245\frac{\text{mm}}{\text{MPa}}\cdot p$$

$$w_{Ni}(p_{min}) = 0.0005245\frac{\text{mm}}{\text{MPa}}\cdot 10.78\text{MPa} = 0.005654\text{mm}$$

$$w_{Ni}(p_{max}) = 0.0005245\frac{\text{mm}}{\text{MPa}}\cdot 61.08\text{MPa} = 0.0320\text{mm}$$

Weg $\{1\}_6$ Werte $\{1\}_7$

Radiale Verschiebung der Welle bei r_a unter Aussendruck p:

$$w_{Wa} = \frac{1-\nu_W}{E_W}\cdot\frac{d}{2}\cdot(-p) = \frac{1-0.3}{210000\text{MPa}}\cdot\frac{70\text{mm}}{2}\cdot(-p) = 0.0001167\frac{\text{mm}}{\text{MPa}}\cdot(-p)$$

$$w_{Wa}(p_{min}) = 0.0001167\frac{\text{mm}}{\text{MPa}}\cdot(-10.78\text{MPa}) = -0.00126\text{mm}$$

$$w_{Wa}(p_{max}) = 0.0001167\frac{\text{mm}}{\text{MPa}}\cdot(-61.08\text{MPa}) = -0.007128\text{mm}$$

Weg $\{1\}_8$ Werte $\{1\}_9$

Übermass des Sitzes:

$$U = 2\cdot(w_N - w_W) = 2\cdot(|w_N| + |w_W|) + G$$

bei p_{min}: $\underline{\underline{U_{min}}} = 2\cdot(0.005654 + 0.00126) + 0.01\text{mm} = \underline{\underline{0.02383\text{mm}}}$

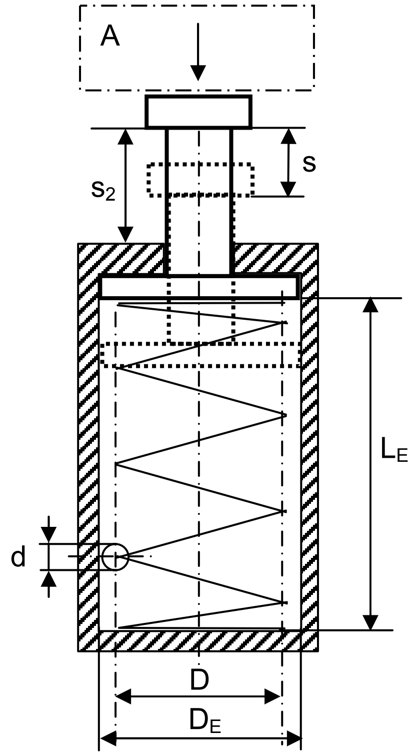
bei p_{max}: $\underline{\underline{U_{max}}} = 2\cdot(0.0320 + 0.007128) + 0.01 = \underline{\underline{0.08256\text{mm}}}$

Weg $\{1\}_{10}$ Werte $2\text{x}\{1\}_{12}$

d) $\Delta U_W + \Delta U_N = U_{max} + U_f$ *mit* $\Delta U_W = 0 \Rightarrow \Delta U_N = U_{max} + U_f$

$$\Delta t_N = \frac{\Delta U_N}{\alpha_N\cdot d} = \frac{U_{max}+U_f}{\alpha_N\cdot d}$$

12 Federn **10 Punkte**



Ein Puffer soll den Körper A mit einer Federkraft abbremsen, welche von F_1 in der dargestellten Situation (s=0) bis zu F_2 bei Stösselweg s_2 ansteigt. Bei F_2 sei ein Abstand von 0.6 d zwischen den wirksamen Windungen vorhanden und es wirke an den höchsbelasteten Stellen die zulässige Schubspannung τ_{zul}.

Gesucht

a) Wirksame n und totale n_{tot} Anzahl Windungen
b) Blocklänge L_B
c) Kraft F_2 , eingefahren
d) Federkonstante R
e) Kraft F_1 ausgefahren
f) Federlänge L_0 der ausgebauten, entlasteten Feder

Gegeben

Federdurchmesser D=40mm
Drahtdurchmesser d = 5 mm
Federstahl mit $\tau_{zul} = 600\text{MPa}$
Schubmodul G = 83000 MPa
Federenden angeschliffen
Nicht wirksame, angelegte Windungen: 2
Max. Weg s_2 = 40 mm
Einbauraum:
Einbaulänge L_E = 150 mm
(Einbaudurchmesser D_E = 50 mm)

Lösung

a) Wirksame Anzahl n und die totale Anzahl n_{tot} Windungen:
Die wirksame Anzahl Windungen n ergibt sich aus der Tatsache, daß die Feder im eingefahrenen Zustand die gleiche Länge aufweist wie die auf Block gepresste Feder zuzüglich der Summe SA der n Luftspalte:

$L_E - s_2 = L_B + S_A = (n+2)\cdot d + 0{,}6\cdot n\cdot d$ aufgelöst: $\underline{\underline{n}} = \frac{L_E - s_2 - 2d}{1{,}6d} = \frac{150-40-2\cdot 5\text{mm}}{1.6\cdot 5\text{mm}} = \underline{\underline{12{,}5}}$

n_{tot} ergibt sich somit zu $\underline{ntot}$ = n+2 = $\underline{14{,}5}$ Formel $\{1\}_1$, Werte $2x\{0.5\}_2$

b) Blocklänge $L_B = (n+2)\cdot d = (12.5+2)\cdot 5\text{mm} = 72.5\text{mm}$ Wert $\{0.5\}_{2.5}$

c) Kraft F_2 im eingefahrenen Zustand:
Aus Formel (120) mit k aus Tabelle für D/d= 40/5=8: k = 1,17 Wert {0.5}3

$$\underline{\underline{F_2}} = \frac{\pi\cdot d^3\cdot \tau_{zul}}{8\cdot D\cdot k} = \frac{3.1416\cdot 5^3\text{mm}^3\cdot 600\text{MPa}}{8\cdot 40\text{mm}\cdot 1.17} = \underline{\underline{629.3\text{N}}}$$

Formel $\{1\}_4$, Wert $\{1\}_5$

d) Federkonstante R: (Gl. 114) (d = 5mm; D = 40mm; n = 12,5 ; G = 83000MPa)

$$\underline{\underline{R}} = \frac{G\cdot d^4}{8\cdot n\cdot D^3} = \frac{83000\text{MPa}\cdot 5^4\text{mm}^4}{8\cdot 12.5\cdot 40^3\text{mm}^3} = \underline{\underline{8{,}1\,\text{N}/\text{mm}}}$$

Formel $\{1\}_6$, Wert $\{1\}_7$

e) Kraft F_1 im ausgefahrenen Zustand:
Die Federkonstante R ist der Quotient aus Kraft- und Längendifferenz der Feder

$$R = \frac{\Delta F}{\Delta s} = \frac{F_2 - F_1}{s_2} \Leftrightarrow \underline{\underline{F_1}} = F_2 - (R\cdot s_2) = 629.3\text{N} - 8.1\frac{\text{N}}{\text{mm}}\cdot 40\text{mm} = \underline{\underline{305{,}3\text{N}}}$$

Formel $\{1\}_8$ Wert $\{1\}_9$

f) Federlänge L_0 der ausgebauten, entlasteten Feder: $\underline{\underline{L_0}} = L_E + \frac{F_1}{R} = 150 + \frac{305.3\text{N}}{8.1\text{N}/\text{mm}} = \underline{\underline{187.7\text{mm}}}$

oder = Summe aus der Federblocklänge L_B, dem Mindestabstand S_A nach DIN 2095 zwischen den Windungen und der Einfederung S_n bei höchster Prüfkraft F_n=F_2: $S_n = \frac{F_2}{R}$ F $\{0.5\}_{9.5}$, Wert $\{0.5\}_{10}$

$$\underline{\underline{L_0}} = L_B + S_A + S_n = (n+2)\cdot d + n\cdot 0{,}6\cdot d + S_n = (1.6\cdot 12.5 + 2)\cdot 5\text{mm} + \frac{629.3\text{N}}{8.1\text{N}/\text{mm}} = \underline{\underline{187.7\text{mm}}}$$

13 Lagerung — 10 Punkte

Eine Welle ist mit 2 gleichen Rillenkugellagern gemäss Abbildung gelagert. Das Gehäuse und die an der Welle angreifenden Kräfte F_1, F_2, F_3 sind im Raum fest.

a) Wie nennt man diese Lageranordnung und warum?

b) Geben Sie an, wo feste Passungen und wo lose Passungen vorzusehen sind und warum.

Berechnen Sie

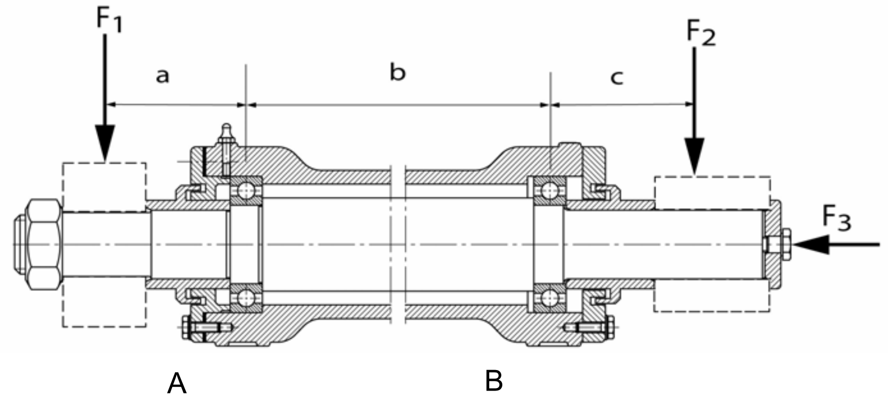
c) Die auf die Lager wirkenden Kräfte.

d) Je die dynamisch äquivalente Lagerbelastung für beide Lager.

e) Die nominelle Lebensdauer in 10^6 Umdrehungen L und in Betriebsstunden L_h des kritischen Lagers.

Gegeben:

$F_1 = 600$ N	a = 50 mm
$F_2 = 800$ N	b = 200 mm
$F_3 = 400$ N	c = 50 mm



Drehzahl der Welle n = 1500 U/min

Kurzzeichen der Lager: 6005

Faktor $f_0 = 14.5$

Tragzahlen:

C = 10000 N ; C_0 = 5850 N

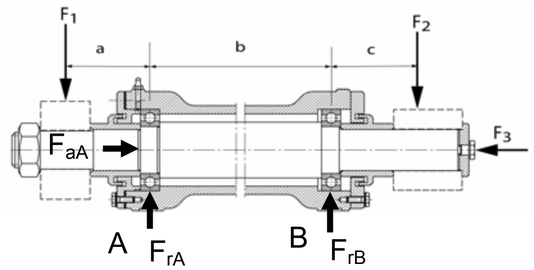
$f_0{*}F_a/C_0$	e	X	Y
0.5	0.24	0.56	1.80
0.9	0.28	0.56	1.58
1.6	0.32	0.56	1.40

Lösung

a) Fest-Loslagerung. Von Lager A sind der Innen- und der Aussenring auf der Welle bzw. im Gehäuse eingespannt.Bei Lager B kann sich der Aussenring im Gehäuse verschieben.

b) Die Ringe, welche umlaufende Kräfte erfahren, müssen feste Passungen erhalten: Bei beiden Lagern die Innenringe. Die Aussenringe lose. (Der Aussenring von A kann, von B muss lose sein).

c) Lagerkräfte:



Momentenbedingung um Lagerzentrum B: Weg $\{1\}_1$, Wert $\{1\}_2$

$$F_{rA}\cdot b + F_2\cdot c - F_1\cdot(a+b) = 0 \Rightarrow F_{rA} = \frac{F_1\cdot(a+b) - F_2\cdot c}{b}$$

$$\Rightarrow \underline{\underline{F_{rA}}} = \frac{600\text{N}\cdot(50+200\text{mm}) - 800\text{N}\cdot 50\text{mm}}{200\text{mm}} = \underline{\underline{550\text{N}}}$$

Komponentenbedingung vertikal:

$$\underline{\underline{F_{rB}}} = F_1 + F_2 - F_{rA} = 600 + 800 - 550 = \underline{\underline{850\text{N}}}$$ Wert $\{0.5\}_{2,5}$

Komponentenbedingung axial: $\underline{\underline{F_{aA}}} = F_3 = \underline{\underline{400\text{N}}}$ Wert $\{0.5\}_3$

d) $\dfrac{f_0\cdot F_a}{C_0} = \dfrac{14.5\cdot 400\text{N}}{5850\text{N}} = 0.991 \approx 1.0 \Rightarrow e = 0.28...0.29$ Weg $\{1\}_4$, Wert $\{1\}_5$

$\dfrac{F_{aA}}{F_{rA}} = \dfrac{400\text{N}}{550\text{N}} = 0.727 > e = 0.29$ $\Rightarrow$ *Die Axialkraft wird mitberücksichtigt* Test und Entscheid: $\{1\}_6$

$X = 0.56;\ Y = 1.58 - (1.58 - 1.4)\cdot\dfrac{1-0.9}{1.6-0.9} = 1.55$ Weg $\{0.5\}_{6.5}$, Wert $\{0.5\}_7$

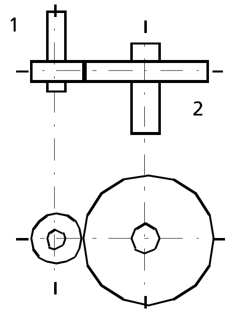
dynamisch äquivalente Lagerbelastung:

$\underline{\underline{P_A}} = X\cdot F_{rA} + Y\cdot F_{aA} = 0.56\cdot 550\text{N} + 1.55\cdot 400\text{N} = \underline{\underline{928\text{N}}}$ $\underline{\underline{P_B}} = F_{rB} = \underline{\underline{850\text{N}}} < P_A$ *Das Lager A ist kritisch.*

Weg $\{0.5\}_{7.5}$, Wert $\{0.5\}_8$

e) Nominelle Lebensdauer Lager A:	$\underline{\underline{L}} = \left(\dfrac{C}{P}\right)^p = \left(\dfrac{10000\text{N}}{928\text{N}}\right)^3 = \underline{\underline{1250\cdot 10^6\text{U}}}$	*Formel $\{0.5\}_{8.5}$, Werte $\{0.5\}_9$*
	$\Rightarrow \underline{\underline{L_h}} = \dfrac{L}{60\cdot n} = \dfrac{1250\cdot 10^6\text{U}}{60\text{min/h}\cdot 1500\text{U/min}} = \underline{\underline{13900\text{h}}}$	*Formel $\{0.5\}_{9.5}$, Werte $\{0.5\}_{10}$*

14 Getriebe 10 Punkte



Eine Maschine soll über ein einstufiges, geradverzahntes Stirnradgetriebe angetrieben werden.Es sind folgende Grössen bekannt:
Leistung an Welle 1: P_1 = 25 kW
Drehzahl der Antriebswelle n_1 = 50 s^{-1}
Übersetzung $i = 5.2 \pm 3\%$
Achsabstand $a = 216\text{mm} \pm 2\text{mm}$
Betriebsfaktor KI = 1.6 (mittelschwere Stösse)
Dynamikfaktor Kv = 1 (Stossbelastungen bei Formfehlern der Zahnräder und hohen Geschwindigkkeiten)
Zahnformfaktor Y_F = 2.95
Zulässige Zahnfussbeanspruchung: $\sigma_{Fzul} = 200\text{MPa}$

Gesucht
a) Zähnezahl der beiden Zahnräder z_1 und z_2 (empfohlene Mindestzähnezahl = 14)
b) Modul m (aus der Normreihe 2; 2.5; 3; 4; 5 mm)
Wirkliche Werte für
c) Teilkreisdurchmesser
d) Achsabstand
e) Übersetzungsverhältnis
f) Drehmoment an der Antriebswelle
g) Nennumfangskraft am Teilkreis
h) Zahnradbreite b derart, dass die die zulässige Zahnfussbeanspruchung nicht überschritten wird.

Lösung
a) Zähnezahl der beiden Zahnräder z1 und z2
Annahme z1= 14 $\Rightarrow z_2 = i \cdot z_1 = 5.2 \cdot 14 = 72.8 \Rightarrow \underline{\underline{z_2 = 73}}$ Formel {0.5}0.5, Wert {0.5}1

b) Teilkreisdurchmesser $d_1 = z_1 \cdot m$; $d_2 = z_2 \cdot m$; Achsabstand $a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2}$

Daraus der Modul $m = \frac{2 \cdot a}{z_1 + z_2} = \frac{2 \cdot 216\text{mm}}{14 + 73} = 4.97\text{mm} \Rightarrow \underline{\underline{m = 5\text{mm}}}$ F {1}2, W{1}3

c) Wirkl. Teilkreisd. $\underline{\underline{d_1}} = z_1 \cdot m = 14 \cdot 5\text{mm} = \underline{\underline{70\text{mm}}}$; $\underline{\underline{d_2}} = z_2 \cdot m = 73 \cdot 5\text{mm} = \underline{\underline{365\text{mm}}}$ W {0.5}3.5, W{0.5}4

d) Wirklicher Achsabstand $\underline{\underline{a}} = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \cdot \frac{z_1 + z_2}{2} = 5 \cdot \frac{14 + 73}{2} = \underline{\underline{217.5\text{mm}}}$ W {0.5}4.5
Wert liegt innerhalb der Toleranz 214 ... 218 mm. W {0.5}5

e) wirkliches Übersetzungsverhältnis $\underline{\underline{i}} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{73}{14} = \underline{\underline{5.214}} \Rightarrow \frac{5.214}{5.2} = 1.0027 \leq 1.03$ Toleranz eingehalten Wert {0.5}5.5; Entscheid {0.5}6

f) Drehmoment an der Antriebswelle $M_1 = \frac{P}{2\pi \cdot n_1} = \frac{25\text{kW}}{2 \cdot 3.1416 \cdot 50\text{s}^{-1}} = 79.6\text{Nm}$ F {0.5}6.5, W {0.5}7

g) Nennumfangskraft am Teilkreis $\underline{\underline{F_t}} = \frac{2 \cdot M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 79.6\text{Nm}}{0.070\text{m}} = \underline{\underline{2.274\text{kN}}}$ F {0.5}7.5, W {0.5}8

h) Massgebende bezogene Nennumfangskraft am Teilkreis aus der zulässigen Zahnfussbeanspruchung:

$$\sigma_F = \frac{w_t}{m} \cdot Y_F \Rightarrow w_{tzul} = \frac{\sigma_{Fzul} \cdot m}{Y_F} \quad \text{mit} \quad w_t = K_I \cdot K_V \cdot \frac{F_t}{b}$$

Zahnradbreite aus zulässiger Zahnfussbeanspruchung

$$\underline{\underline{b}} = K_I \cdot K_V \cdot \frac{F_t}{w_t} = K_I \cdot K_V \cdot \frac{F_t}{\frac{\sigma_{Fzul} \cdot m}{Y_F}} = 1.6 \cdot 1.0 \cdot \frac{2274\text{N} \cdot 2.95}{200 \cdot 10^6 \, \text{N}/\text{m}^2 \cdot 0.005\text{m}} = \underline{\underline{0.0107\text{m}}}$$

Weg {1}9, Wert {1}10

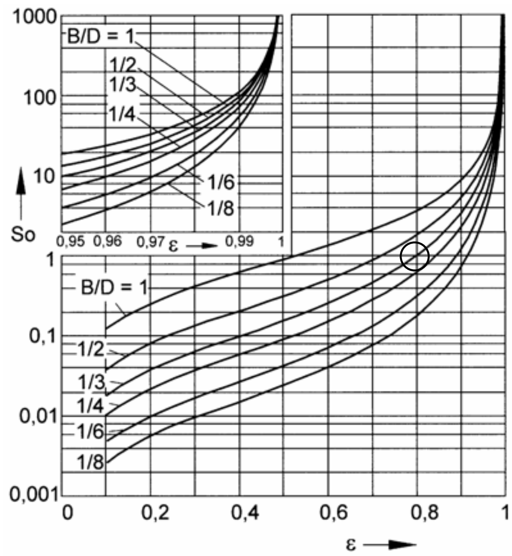
15 Gleitlager 6 Punkte

Von einem hydrodynamischen Radialgleitlager mit kreisrunder Lagerschale und Welle liegen folgende Bau- und Betriebsdaten vor:
Lagerkraft = 10'000 N
relative Exzentrizität = 0.80
Verhältnis Lagerbreite/Lagerdurchmesser B/D=1/3
Effektives relatives Lagerspiel = 0.0015
effektive dynamische Viskosität = 0.006 Pas
Drehzahl n = 1500 U/min

a) Wie gross ist der Lagerdurchmesser?
b) Wie gross ist das Lagerreibmoment
c) Wie gross ist die Lagerreibleistung
d) Wie wird ein Einlaufen durchgeführt und was wird damit erreicht?

-

Lösung:
Bezeichnungen:
Lagerkraft F = 10'000 N
Verhältnis Lagerbreite/Lagerdurchmesser B/D=1/3
relative Exzentrizität $\varepsilon = 0.80$
Effektives relatives Lagerspiel $\psi = 0.0015$
effektive dynamische Viskosität $\eta = 0.006$ Pas
Drehzahl n = 1500 U/min



a) Mit $\frac{B}{D} = \frac{1}{3}$ *und der relativen Exzentrizität* $\varepsilon = 0.80$
aus Diagramm (Skript) So = 1.0

Aus $So = \frac{p_L \cdot \psi^2}{\eta \cdot \omega}$ *mit* $p_L = \frac{F}{B \cdot D}$ *folgen* $So = \frac{F \cdot \psi^2}{B \cdot D \cdot \eta \cdot \omega}$ *und* $B \cdot D = \frac{D^2}{3} = \frac{F \cdot \psi^2}{So \cdot \eta \cdot \omega}$ *somit*

$$\underline{\underline{D}} = \sqrt{\frac{3 \cdot F \cdot \psi^2}{So \cdot \eta \cdot \omega}} \cdot = \sqrt{\frac{3 \cdot 10^4 N \cdot 0.0015^2}{1.0 \cdot 0.006\ Pas \cdot 1500 \cdot \frac{2\pi}{60} s^{-1}}} = \underline{\underline{0.268m}}$$

Weg $\{2\}_2$, Wert $\{1\}_3$

b) $M_R = \frac{\mu}{\psi} \cdot p_L \cdot B \cdot D \cdot \frac{D}{2} \cdot \psi =$ mit So=1 und B/D=1/3 aus Grafik $\frac{\mu}{\psi} = 5.8$

Weg $\{0.5\}_{3.5}$, Wert $\{0.5\}_4$

$$M_R = 5.8 \cdot 10^4 N \cdot \frac{0.268}{2} \cdot 0.0015 = 11.65Nm$$

c) $P_R = MR \cdot \omega = 11.65Nm \cdot 1500 \, {}^1\!/_{min} \cdot \frac{2\pi}{60 \, {}^s\!/_{min}} = 1830W$ Formel $\{0.5\}_{4.5}$, Wert $\{0.5\}_5$

d) Langsam oder mit reduzierter Last fahren, damit Unebenheiten geglättet, und Spalt kleiner sein kann. $\{1\}_6$