Tentamen i Maskinelement
PPU210, CTH
Tisdag 2019-01-15 kl. 08.30 –13.30, Hörsalar

Lärare: Magnus Evertsson

Förfrågningar: Magnus Evertsson ankn 1368 alt 0709-218 708

Institution: Industri och Materialvetenskap

Lösningar: Anslås 2019-01-15 kl. 13.30 på institutionens anslagstavla.

Resultatlista: (Prel.) anslås senast 2019-02-06 på institutionens anslagstavla.

Granskning: Rättningen granskas 2019-02-07 kl 11.30-13.30 på institutionen.

Hjälpmedel
Tillåtna hjälpmedel är (vid tveksamhet fråga ansvarig lärare)
- **Allmänt:** SKF:s huvudkatalog
- **Läroböcker:** Lärobok i Maskinelement. OBS! enbart egna *mindre* anteckningar i boken accepteras. Litteratur i hållfasthetslära: t.ex. Strength of Materials, Hållfasthetslära KTH.
- **Formelsamlingar:** KTHs formelsamling eller liknande, Formelsamling ur Maskinelement – övningar (utskriven)
- **Tabellsamlingar:** Beta, TeFyMa och Stand. Math. Tab. eller liknande
- **Räknehjälpmedel:** Valfri räknedosa, dock ej dator.

Obs! Inga lösa blad med anteckningar eller lösta tal är tillåtna.

Lösningar
Lösningar skall vara tydliga och förses med text och figurer. Ekvationer skall motiveras. Slutligt svar skall skrivas ut tydligt. Även delvis behandlade uppgifter poängbedöms. Saknas några detaljer i lydelsen, så inför lämpliga beteckningar och anta vid behov siffervärden.
Använd ej rödpenna!

Bedömning
Fullständig lösning av ett problem ger 10 poäng. Gränsen för godkänt går vid högst 20 poäng.

Institutionens rättningsrutiner kräver att **varje** blad tydligt märks med **anonym kod**, och att endast en uppgift behandlas på varje blad. Bladen ska numreras i stigande nummerordning (löpande sidnummer) för **hela** tentan.

1. Rullningslager

En axel är lagrad med ett cylindriskt rullager och ett sfäriskt rullager.

Axeln belastas med tre olika lastnivåer. Livslängden i vid de första två lastnivåera är redan uträknad. Lagerreaktionerna för lastnivå 3 är givna nedan.
Lager B är ett SKF 22205 (Obs! Explorer lager).

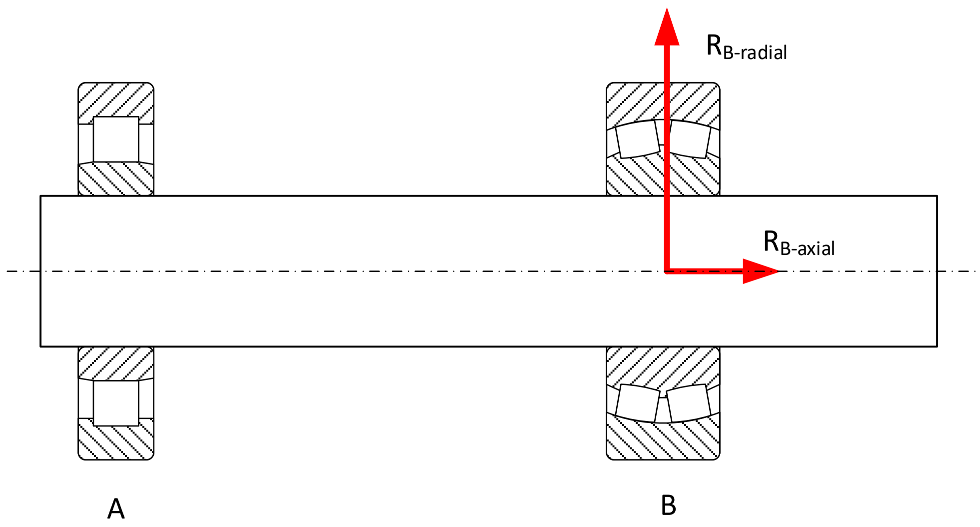
Normal renlighet av oljan kan antas och smörjmedlets viskositetsförhållande är sådan att $\kappa = 0.5$.

Andelen av belastade varv under respektive belastningsnivå betecknas U_1, U_2 och U_3.

Lagerlivslängden för Lager A är redan uträknad och för Lager B finns två av tre livslängder beräknade.

$R_{B-radiellt3} = 1600\,[N]$ $L_{10B-1} = 20\,000\,[\text{milj. varv}]$ $U_1 = 30\%$ $L_{10A-tot} = 34\,000\,[milj.\ \text{varv}]$

$R_{B-axiellt3} = -400\,[N]$ $L_{10B-2} = 15\,000\,[\text{milj. varv}]$ $U_2 = 50\%$ $U_3 = 20\%$



a) Beräkna livslängden L_{10B-3} för lastfall nr 3 med SKFs livslängdsformel. (4p)

b) Beräkna totala livslängden för Lager B $L_{10B-tot}$ med delskadeteori. (3p)

c) Beräkna lagerkomplexets livslängd med 95% överlevnadssannolikhet. (3p)

Lösning:

a)

För att beräkna L_{10B-3} krävs att vi letar reda på data om lagret. Sid 904.

$C = 49\,[kN]$ $e = 0.35$ $P_u = 4.75\,[kN]$

$Y_1 = 1.9$ $Y_2 = 2.9$

Enligt SKF sid: 894:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{400}{1600} = 0.25 \le e = 0.35 \rightarrow P = F_r + Y_1 F_a$$

$$P = 1600 + 1.9 \cdot 400 = 2360\,[N] = 2.36\,[kN]$$

$$L_{10B-3} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Vi behöver nu ta reda på a_{SKF} och $a_1 = 1$ då 90% överlevnadssannolikhet efterfrågas. Information om $\eta_c = 0.5$ urläsas från uppgiften samt i SKF på sidan 74. $P_u = 4.75$ finns bland lagerdatan. a_{SKF} diagram finns på sidan 67 för radialrullager.

$$\eta_c \frac{P_u}{P} = 0.5 \cdot \frac{4.75}{2.36} \approx 1 \rightarrow a_{SKF}(\kappa = 0.5) \approx 1$$

Observera att detta är et lager i explorerutförandet och den nedre axeln skall användas vid avsläning i diagrammet.

$$L_{10B-3} = a_1 a_{SKF} \left(\frac{C}{P}\right)^p = 1 \cdot 1 \cdot \left(\frac{49}{2.36}\right)^{10/3} = 24\,600.7\,[\text{milj.varv}]$$

b)

Delskadeteori formel ur lärobok eller formelsamling [60]. Andelen av lasten sätts in i formeln så summan av alla lasterna blir 1.

$$L_{B-tot} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10B-1}} + \frac{U_2}{L_{10B-2}} + \frac{U_3}{L_{10B-3}}} = \frac{1}{\frac{0.30}{20000} + \frac{0.50}{15000} + \frac{0.20}{24600.7}} = 17710.7$$

miljoner varv.

c)

Vi har ni både livslängden för lager A och Lager B och skall räkna ut den förväntade livslängden med 95% sannolikhet för lagerkomplexet. Formel [62] ur formelsamlingen används för att beräkna denna:

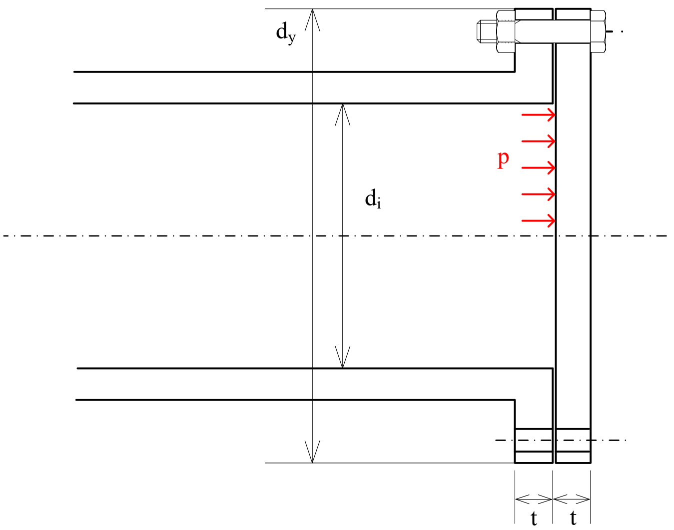
$$L_R = \left(\frac{\ln(R_{tot})}{\ln(0.9)(L_{10A-tot}^{-\kappa} + L_{10B-tot}^{-\kappa})}\right)^{1/\kappa} = \left(\frac{\ln(0.95)}{\ln(0.9)(34\,000^{-1.5} + 17\,710.7^{-1.5})}\right)^{1/1.5} = 8859.73 \text{ milj. varv}$$

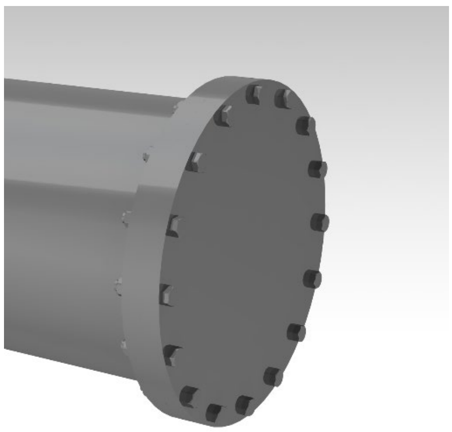
$$\kappa = \frac{3}{2};\ R \ge 0.90$$

2. Skruvförband

Ett trycksatt rör har satts igen med en fastskruvad skiva enligt bild och skiss nedan.
Skivan, röret och skruvarna bildar ett flänsförband. Röret är trycksatt och på grund av ventiler och utrustning ansluten till röret uppkommer tryckvariationer. Dessa studsar emot skivan och ger spänningar i skruvarna. Trycket i röret varierar mellan 0 och 6.0 MPa.

Det är bestämt att förbandet skall förspännas så att minsta klämkraft är 1000 N per skruv.
Spänningsarean per skruv i skivan och flänsen har beräknats till A_{ekv}.
Förbandet skruvas ihop med 16st M8 skruv av kvalitet 8.8.
Som förenkling kan vi anta att flänsen avlastas och skivan belastas när trycket ökar.





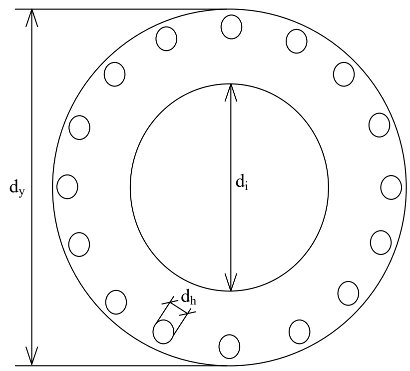
$t = 15$ $\qquad d_y = 260\,[mm]$

$d_i = 200\,[mm]$ $\qquad A_{ekv1} = 0.000090\,[m^2]$

a) Vilken förspännings krävs för att uppfylla villkoret om minsta klämkraft? (3p)
b) Bestäm maxspänning och amplitudspänningen i skruvarna (2p)

En 2 mm tjock packning av plast placeras mellan skivan och flänsen. Plasten har E-modul 1.0 GPa, packningen avlastas under bestlastning. För fläns och skiva är $A_{ekv2} = 0.000665\,[\mathrm{m}^2]$ i detta fall då spänningsutbredningen ändras i och med införandet av packningen.

c) Vad blir maxspänningen och amplitudspänningen med packningen?
Förspänningen uträknad i a) kan behållas och hela packningen antas belastas då den är mjukare än övriga delar. (5p)



Lösning:

a)

För att bestämma förspänningen behöver vi reda ut vilka delar som är beräkningsmässig skruv och underlag. I fallet utan packning är flänsen underlag och skruven och skivan är beräkningsmässig skruv.

$$F_k = F_0 - F_N \frac{c_{k1}}{c_{k1}+c_{s1}} \rightarrow F_0 = F_k + F_N \frac{c_{k1}}{c_{k1}+c_{s1}}$$

$$c_{k1} = c_{fläns} = \frac{A_{ekv}E_{stål}}{t} = \frac{0.00009 \cdot 210 \cdot 10^9}{0.015} = 1.26 \cdot 10^9 \text{ [N/m]}$$

$$c_{skiva} = \frac{A_{ekv}E_{stål}}{t} = \frac{0.00009 \cdot 210 \cdot 10^9}{0.015} = 1.26 \cdot 10^9 \text{ [N/m]}$$

$$c_{skruv} = \frac{\pi \frac{m^2}{4} E_{stål}}{2t} = \frac{\pi \frac{0.008^2}{4} \cdot 210 \cdot 10^9}{2 \cdot 0.015} = 3.5186 \cdot 10^8 \text{ [N/m]}$$

$$c_{s1} = \frac{1}{\frac{1}{c_{skruv}} + \frac{1}{c_{skiva}}} = \frac{1}{\frac{1}{3.5186 \cdot 10^8} + \frac{1}{1.26 \cdot 10^9}} = 2.75 \cdot 10^8 \text{ [N/m]}$$

$$F_N = \frac{\frac{\pi d_i^2}{4} p}{\text{[Antal skruv]}} = \frac{\frac{\pi \cdot 0.200^2}{4} 6 \cdot 10^6}{16} = 11\,781\,[N]$$

Lägst minsta klämkraft, $F_k = 1000N$ per skruv. Nu kan F_0 räknas ut:

$$F_0 = F_k + F_N \frac{c_{k1}}{c_{k1}+c_{s1}} = 1000 + 11\,781 \cdot \frac{1.26 \cdot 10^9}{1.26 \cdot 10^9 + 2.75 \cdot 10^8} = 10670.06\,[N]$$

b)

Maxspänning i skruvarna uppstår vid största lasten.

$$F_s = F_0 + F_N \frac{c_{s1}}{c_{s1}+c_{k1}} = 10\,670 + 11\,780 \cdot \frac{2.75 \cdot 10^8}{1.26 \cdot 10^9 + 2.75 \cdot 10^8} = 12781\,[N]$$

$$\sigma_{\max} = \frac{F_s}{A_{sp}} = \frac{F_s}{\frac{\pi}{16}(d_1 + d_2)^2} = \frac{12781}{\frac{\pi}{16}(0.006647 + 0.007188)^2} = 340.08\,[\text{MPa}]$$

Amplitudspänningen bestäms som skillnaden mellan största och minsta kraft i skruven genom två. Största kraft vid belastning och minsta kraft enbart förspänningen.

$$F_{amp} = \frac{F_{skruv,\max} - F_{skruv,\min}}{2} = \frac{F_s - F_0}{2} = \frac{12781 - 10670}{2} = 1055.5\,[N]$$

$$\sigma_{amp} = \frac{F_{amp}}{A_{sp}} = \frac{1055.5}{\frac{\pi}{16}(0.006647 + 0.007188)^2} = 28.1\,[\text{MPa}]$$

c)
En tätning i plast placeras mellan skivan och flänsen. Denna tillfaller underlaget då den avlastas vid belastning. Vi behöver räkna ut nya styvheter. Skruvarna blir också 2mm längre när packningen läggs in. Packningens styvhet räknas ut per skruv och här antas hela packningen komprimeras då den är så mycket mjukare än övriga delar. A_{ekv} gäller fortfarande för fläns och skiva. d_h är håldiametern, rimligt antagande är 9mm.

$$c_{packning} = \frac{\frac{1}{16}\left(\frac{\pi}{4}(d_y^2 - d_i^2) - 16\frac{\pi}{4}d_h^2\right)E_{plast}}{t_p} =$$

$$= \frac{\frac{1}{16}\left(\frac{\pi}{4}(0.26^2 - 0.2^2) - 16\frac{\pi}{4}0.009^2\right)\cdot 10^9}{0.002} = 6.46\cdot 10^8 \text{ [N/m]}$$

$$c_{skruv2} = \frac{\pi\frac{m^2}{4}E_{stål}}{2t + t_p} = \frac{\pi\frac{0.008^2}{4}\cdot 210\cdot 10^9}{2\cdot 0.015 + 0.002} = 3.30\cdot 10^8 \text{ [N/m]}$$

$$c_{skiva2} = c_{fläns2} = \frac{A_{ekv}E_{stål}}{t} = \frac{0.000665\cdot 210\cdot 10^9}{0.015} = 9.31\cdot 10^9$$

$$c_{s2} = \frac{1}{\frac{1}{c_{skruv2}} + \frac{1}{c_{skiva2}}} = \frac{1}{\frac{1}{3.30\cdot 10^8} + \frac{1}{9.31\cdot 10^9}} = 3.19\cdot 10^8$$

$$c_{k2} = \frac{1}{\frac{1}{c_{packning}} + \frac{1}{c_{fläns2}}} = \frac{1}{\frac{1}{6.646\cdot 10^8} + \frac{1}{9.31\cdot 10^9}} = 6.04\cdot 10^8 \text{ [N/m]}$$

Max- och amplitudspänning blir följande:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_s}{A_{sp}} = \frac{F_0 + F_N\frac{c_{s2}}{c_{s2} + c_{k2}}}{\frac{\pi}{16}(d_1 + d_2)^2} = \frac{10\,670 + 11781\cdot\frac{3.19}{3.19 + 6.04}\cdot 10^8}{\frac{\pi}{16}(0.006647 + 0.007188)^2} = 392.2\,[\text{MPa}]$$

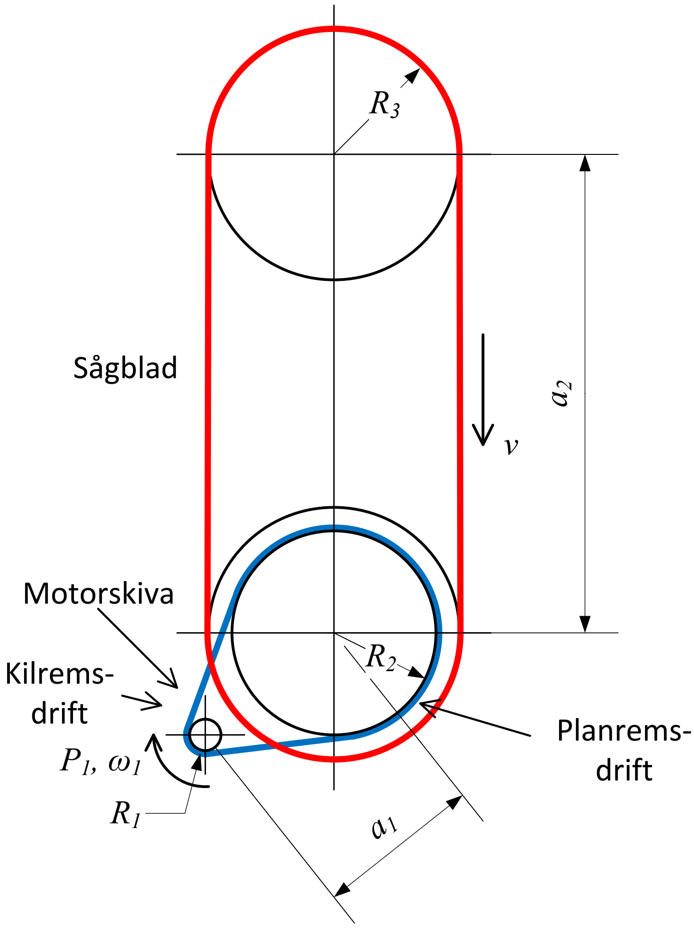
$$\sigma_{amp} = \frac{F_{amp}}{A_{sp}} = \frac{F_N\frac{c_{s2}}{c_{k2} + c_{s2}}}{2A_{sp}} = \frac{11781\cdot\frac{3.19}{3.19 + 6.04}\cdot 10^8}{\frac{\pi}{8}(0.006647 + 0.007188)^2} = 54.1\,[\text{MPa}]$$

3. Remväxel

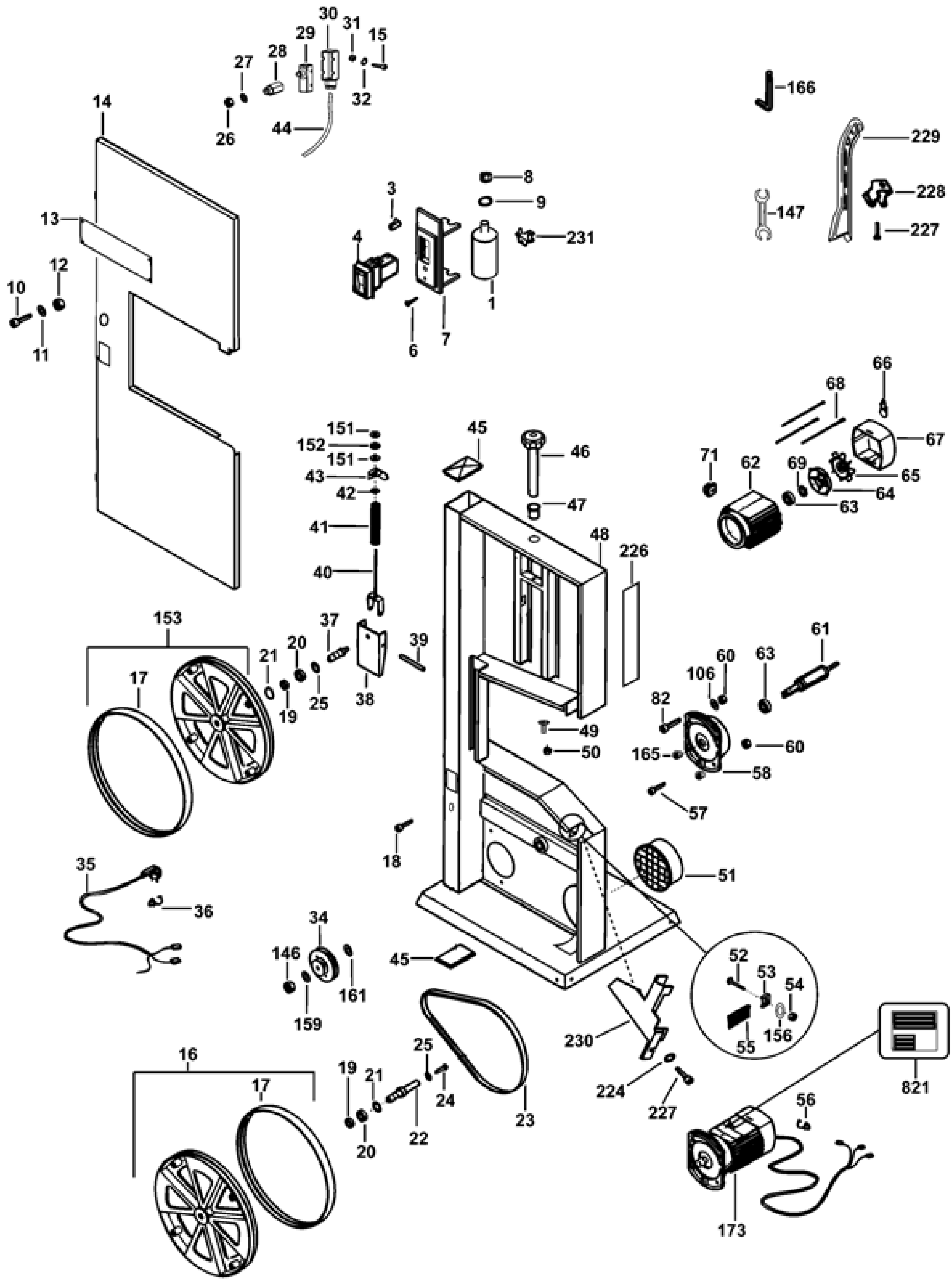
En bandsåg skall analyseras. Bandsågens sågblad är i själva verket en planremstransmission som i sin tur drivs av en remtransmission.
Remtransmissionen består av en motor med en liten kilremsskiva (R_1), kilrem, samt en större planremsskiva (R_2).

a) På vilken av de två remskivorna kommer kilremmen att slira först? (6p)
Motivering med beräkningar för båda skivorna skall redovisas för full poäng.

b) Vad måste förspänningen av remväxeln vara för att motoreffekten, P_{max} , skall kunna utnyttjas utan att det slirar? (4p)
(Räkna med remmen är på gränsen till att slira. Transmissionen anses vara förlustfri)



Data:	$R_1 = 18\,\text{mm}$	$R_2 = 130\,\text{mm}$	$R_3 = 157\,\text{mm}$
	$\mu = 0.5$	$a_1 = 215\,\text{mm}$	$a_2 = 610\,\text{mm}$
	$2\beta = 38°$ (kilvinkel)		
	$P_{max} = 1000\,\text{W}$	$n_1 = 2850\,\text{rpm}$	


30
31
15
29
28
27
32
26
44
14
166
229
228
147
227
8
9
231
3
4
1
6
7
13
12
10
11
66
68
67
71
62
69
65
64
63
151
152
151
45
46
43
42
47
41
48
226
40
153
37
39
21
20
17
19
25
38
61
60
63
106
82
49
50
60
165
58
57
18
51
35
36
34
146
161
159
45
52
53
54
55
156
230
821
16
17
19
21
25
24
20
22
23
224
227
56
173

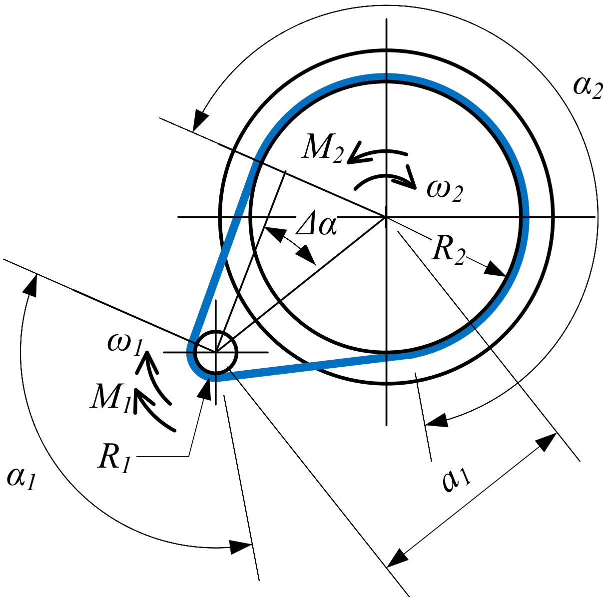
Lösning: (ME)

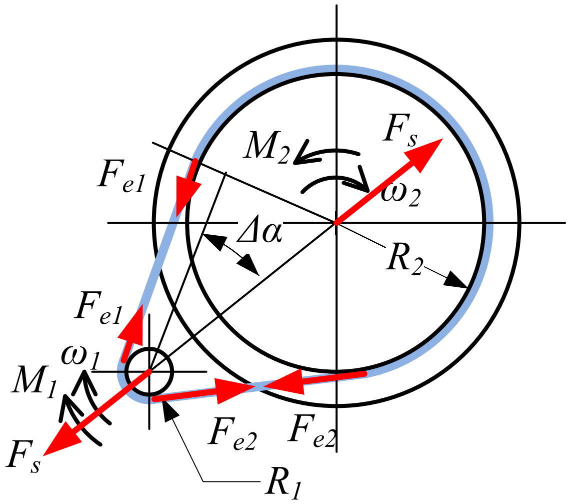
a)

På vilken av de två remskivorna kommer transmissionsremmen att slira först?

För att avgöra på vilken av skivorna det slirar först vid ökande belastning beräknar vi den maximala kraftkvoten mellan effektivkrafterna för respektive skiva.

Vi börjar med att bestämma remmens omslutningsvinklar som kommer behövas senare.





$$\sin\Delta\alpha = \frac{R_2 - R_1}{a_1} = \frac{130-18}{215} \Rightarrow \Delta\alpha = 31.4°$$

$$\alpha_1 = \pi - 2\Delta\alpha = 180° - 2\cdot 31.4° = 117.2°$$

$$\alpha_2 = \pi + 2\Delta\alpha = 180° + 2\cdot 31.4° = 242.8°$$

Lilla skivan (motorskivan, kilremsdrift)

Moment och kraftjämvikter:

$$M_1 = \left(F_{e2} - F_{e1}\right)R_1 \tag{1}$$

$$F_s = \left(F_{e1} + F_{e2}\right)\cos\Delta\alpha \tag{2}$$

Grashofs/Eytelweins ekvation ger den maximala kraftkvoten när fritkionen är utlöst över hela den tillgängliga omslutningsvinkeln (slirgräns):

$$\frac{F_{e2}}{F_{e1}} = e^{\mu_s \alpha_1} \tag{3}$$

Eftersom det handlar om en kilremstransmission kan vi räkna med det skenbara friktionstalet:

$$\mu_s = \frac{\mu}{\sin\beta} = \frac{0.5}{\sin 19°} = 1.536 \tag{4}$$

Den maximala kraftkvoten för den lilla skivan blir därmed:

$$\left(\frac{F_{e2}}{F_{e1}}\right)_{kilrem} = e^{\mu_s \alpha_1} = e^{1.536\cdot\frac{117.2}{180}\pi} = e^{3.1415} = 23.14$$

Stora skivan (driven skiva, planremsdrift)
Moment och kraftjämvikter:

$$M_2 = \left(F_{e2} - F_{e1}\right) R_1 \quad (5)$$

$$F_s = \left(F_{e1} + F_{e2}\right)\cos\Delta\alpha \quad (6)$$

Eytelweins ekvation ger den maximala kraftkvoten när friktionen är utlöst över hela den tillgängliga omslutningsvinkeln (slirgräns):

$$\frac{F_{e2}}{F_{e1}} = e^{\mu\alpha_2} \quad (7)$$

Notera att remmen i detta driftsfall arbetar som planrem.

Den maximala kraftkvoten för den lilla skivan blir därmed:

$$\left(\frac{F_{e2}}{F_{e1}}\right)_{planrem} = e^{\mu\alpha_2} = e^{0.5\cdot\frac{242.8}{180}\pi} = e^{2.12} = 8.321$$

Slutsatsen är att den möjliga maximala kraftkvoten som går att uppnå är lägst för den stora skivan där remmen arbetar som planrem. Därmed kommer remmen att slira på denna skiva först eftersom friktionen kommer vara utlöst för en större omslutningsvinkel på denna skiva.

b)
Vad måste förspänningen av remväxeln vara för att motoreffekten, $P_{\max}$, skall kunna utnyttjas utan att det slirar? (Räkna med växeln är på gränsen till att slira)

Vi skall utnyttja motorns maximala effekt. Eftersom vi nu vet att det kommer att slira först på den stora skivan räcker det med att vi beräknar erforderlig förspänning för denna. Av pedagogiska skäl vi bestämmer även förspänningen som krävs för den lilla skivan.

Lilla skivan:

$$P_{\max} = M_1\omega_1 \quad (8)$$

$$\omega_1 = 2\pi n_1 = 2\pi\frac{2850}{60} = 298.45\,\text{rad/s} \quad (9)$$

(2) och (3) ger:

$$F_s = \left(F_{e1} + F_{e2}\right)\cos\Delta\alpha = \left(1 + e^{\mu_s\alpha_1}\right)F_{e1}\cos\Delta\alpha \quad (10)$$

(8), (1) och (3) ger:

$$M_1 = \frac{P_{\max}}{\omega_1} = \left(F_{e2} - F_{e1}\right)R_1 = \left(e^{\mu_s\alpha_1} - 1\right)F_{e1}R_1$$

$$F_{e1} = \frac{P_{\max}}{\omega_1 R_1\left(e^{\mu_s\alpha_1} - 1\right)} \quad (11)$$

(10) och (11) ger:

$$F_s = \left(1+e^{\mu_s\alpha_1}\right)\frac{P_{\max}}{\omega_1 R_1\left(e^{\mu_s\alpha_1}-1\right)}\cos\Delta\alpha = \frac{P_{\max}}{\omega_1 R_1}\frac{\left(e^{\mu_s\alpha_1}+1\right)}{\left(e^{\mu_s\alpha_1}-1\right)}\cos\Delta\alpha \tag{12}$$

Insättning av data ger:

$$F_s = \frac{1000}{298.45\cdot 0.018}\frac{\left(e^{3.1415}+1\right)}{\left(e^{3.1415}-1\right)}\cos 31.4° = 173.24\,\mathrm{N}$$

Stora skivan:

$$P_{\max} = \omega_1 M_1 = \omega_2 M_2 = \omega_1 \frac{R_1}{R_2} M_2 \tag{13}$$

(6) och (7) ger:

$$F_s = \left(F_{e1}+F_{e2}\right)\cos\Delta\alpha = \left(1+e^{\mu\alpha_2}\right)F_{e1}\cos\Delta\alpha \tag{14}$$

(13), (5) och (7) ger:

$$M_2 = \frac{P_{\max}}{\omega_1 \frac{R_1}{R_2}} = \left(F_{e2}-F_{e1}\right)R_2 = \left(e^{\mu\alpha_2}-1\right)F_{e1}R_2$$

$$F_{e1} = \frac{P_{\max}}{\omega_1 R_1\left(e^{\mu\alpha_2}-1\right)} \tag{15}$$

(14) och (15) ger:

$$F_s = \left(1+e^{\mu\alpha_2}\right)\frac{P_{\max}}{\omega_1 R_1\left(e^{\mu\alpha_2}-1\right)}\cos\Delta\alpha = \frac{P_{\max}}{\omega_1 R_1}\frac{\left(e^{\mu\alpha_2}+1\right)}{\left(e^{\mu\alpha_2}-1\right)}\cos\Delta\alpha$$

Insättning av data ger:

$$F_s = \frac{1000}{298.45\cdot 0.018}\frac{\left(e^{2.12}+1\right)}{\left(e^{2.12}-1\right)}\cos 31.4° = 202.29\,\mathrm{N}$$

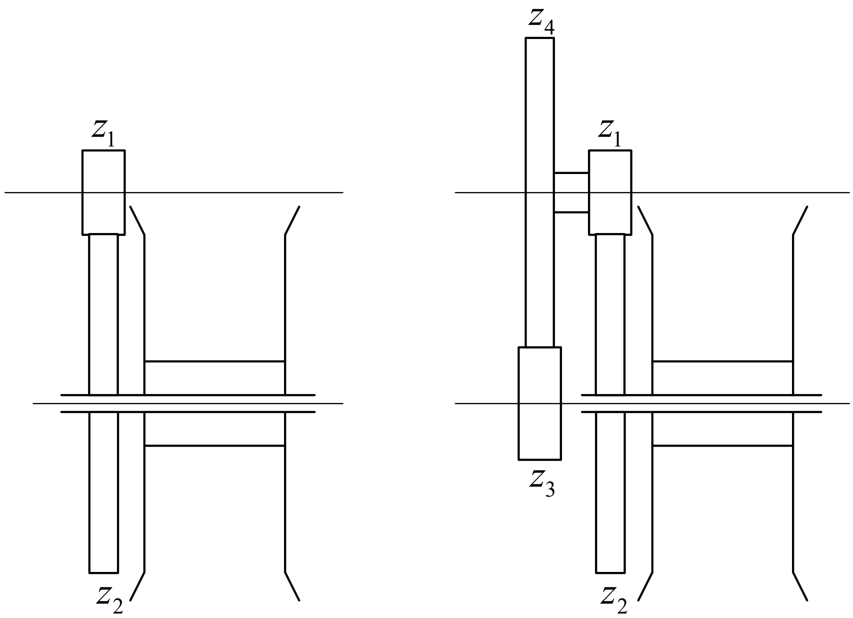
Den erforderliga förspänningen är alltså styrd av den stora skiva och behöver vara 202N.

SVAR:

a) Det slirar på den stora skivan först. Här arbetar remmen som planrem.
b) Den erforderliga förspänningen är 202N och styrs av den stora skivan.

4. Kuggväxel

En 1-stegs vinsch till en båttrailer har utvecklats och blivit en försäljningsframgång för lätta småbåtar.
Nu vill man utgå från den befintliga vinschkonstruktionen och skapa en vinsch med två växelsteg. Utväxlingen skall vara nära och minst 10 för att uppnå den erforderliga dragkraften. Man vill utnyttja så många detaljer som möjligt från 1-stegsvinschen. Principen för den nya konstruktionen visas till höger i figuren nedan. Veven kan flyttas mellan axel *A* eller *B* beroende på vilken utväxling som önskas. De två växelstegen skall ha gemensamma axlar med samma axelavstånd som för 1-stegsvinschen. Föreslå lämpliga kuggdata för det extra växelsteget.



Kuggdata för 1-stegsvinschens växelsteg är $z_1 = 10$, $x_1 = 0.50$, $z_2 = 44$ och $x_2 = 0$. Modulen är $m = 2.75$. Axelavståndet för växelsteget är 75.54365 mm (teoretiskt, därav den höga noggrannheten, vid tillverkning är det 75.55 mm).

a) Bestäm utväxlingen för 2-stegsvinschens extra växelsteg. (2p)

b) Bestäm kuggtalen z_3 och z_4 för det extra växelsteget. (4p)

c) Bestäm profilförskjutningen x_3 och x_4 så att det extra växelsteget blir glappfritt (4p)

Kugghjulen tillverkas med ett standardiserat verktyg med $\alpha_0 = 20°$ och $h_a = m$ och samma modul som växelsteg 1.

Lösning:

a)

Bestäm utväxlingen för 2-stegsvinschens extra växelsteg.

Totalutväxlingen skall vara $i_{tot} = 10$. För flera växelsteg i serie gäller att:

$$i_{tot} = \Pi i_i = i_{34} \cdot i_{12} \text{ där } i_{12} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{44}{10} = 4.4$$

Det extra nya växelsteget skall ha utväxllingen:

$$i_{34} > \frac{i_{tot}}{i_{12}} = \frac{10}{4.4} = 2.2727...$$

b)

Bestäm kuggtalen z_3 och z_4 för det extra växelsteget.

Konsten är nu att hitta kuggtal som ger rätt utväxling och som går att passa in på de befintliga axlarna. Gör en preliminär beräkning med hjälp av referensaxelavståndet:

$$a_{prel} = a_w = \frac{m(z_3 + z_4)}{2}$$

$$i_{34} = \frac{z_4}{z_3} \Rightarrow z_4 = i_{34} z_3$$

$$a_{prel} = a_w = \frac{m(z_3 + z_4)}{2} = \frac{m z_3 (1 + i_{34})}{2}$$

$$\Rightarrow z_3 = \frac{2a_w}{m(1+i_{34})} = \frac{2 \cdot 75.54365}{2.75(1 + 2.2727...)} = 16.7874...$$

Vi måste välja närmaste lägre heltal som kuggtal för hjul 3 för att uppfylla utväxlingskravet. Vi väljer alltså $z_3 = 16$.

För hjul 4 måste vi välja närmast högre heltal dvs $z_4 = 16 \cdot 2.2727... = 36.3632... \Rightarrow z_4 = 37$.

c)

Bestäm profilförskjutningen x_3 och x_4 så att det extra växelsteget blir glappfritt.

Bestäm den resulterande ingreppsvinkeln för det extra växelsteget. Utnyttja därefter Fölmers ekvation för att bestämma den totala profilförskjutningen.

Axelavståndet ges av MM (11.21):

$$a_{w,12} = a_{w,34} = a_{34} \frac{\cos\alpha_0}{\cos\alpha_{w,34}} \Rightarrow \cos\alpha_{w,34} = \frac{a_{34}}{a_{w,12}} \cos\alpha_0$$

Referensaxelavståndet är: $a_{34} = r_3 + r_4 = \dfrac{m(z_3 + z_4)}{2} = \dfrac{2.75(16+37)}{2} = 72.8750\,\text{mm}$

Ingreppsvinkeln blir:

$$\cos\alpha_{w,34} = \frac{a_{34}}{a_{w,12}} \cos\alpha_0 = \frac{72.8750}{75.54365} \cos 20° \Rightarrow \alpha_{w,34} = 24.974322...°$$

Fölmers ekvation MM (11.23):

$$\text{inv}\,\alpha_{w,34} = \text{inv}\,\alpha_0 + 2\frac{x_3 + x_4}{z_3 + z_4}\tan\alpha_0$$

$$\Rightarrow \left(x_3 + x_4\right) = \frac{\left(\text{inv}\,\alpha_{w,34} - \text{inv}\,\alpha_0\right)\left(z_3 + z_4\right)}{2\tan\alpha_0}$$

Involutan ges av MEB (9.5) (obs i radianer):

$$\text{inv}\,\alpha = \tan\alpha - \alpha$$

Insättning ger:

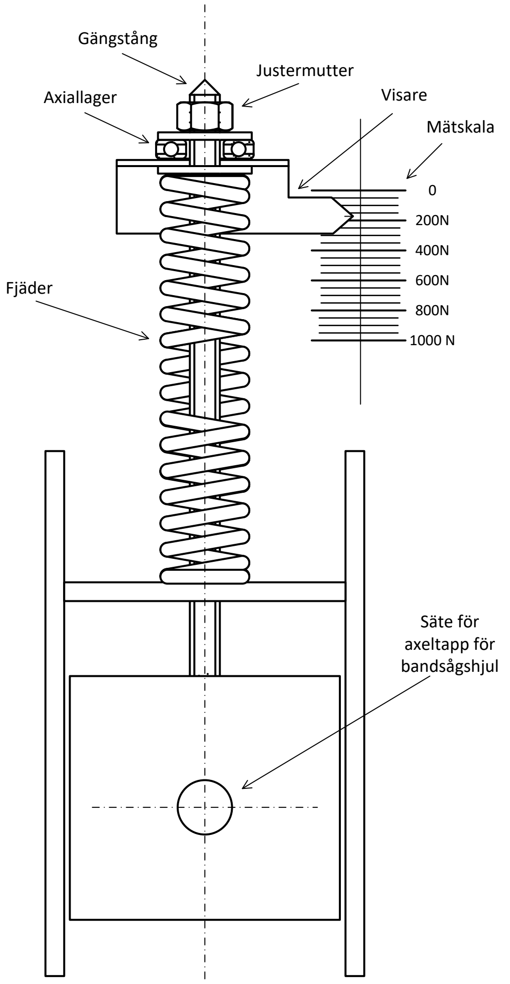
$$\left(x_3 + x_4\right) = \frac{\left(0.029878 - 0.014904\right)\left(16 + 37\right)}{2\tan 20°} = 1.0902$$

Den totala profilförskjutningen fördelas mellan hjul 3 och 4 så att de blir så jämnstarka som möjligt. Hänsyn tas till risken för spetskugg (och underskärning). Vi väljer därmed $x_3 = 0.7$ och $x_4 = 0.39$. Risken för spetskugg har kontrollerats i figur 11.49 MM s. 477.

SVAR: a) Utväxlingen för det extra växelsteget skall vara minst 2.27.
b) Kuggtalen skall vara $z_3 = 16$ och $z_4 = 37$.
c) Profilförskjutningen skall vara $x_3 = 0.7$ och $x_4 = 0.39$.

5. Skruvfjäder

Bandsågsbladet på bandsågen är också en slags remtransmission. För att motoreffekten skall kunna föras över till bandsågsbladet krävs förspänning. Det krävs dessutom förspänning för att bladet skall vara så styvt som möjligt för att sågsnittet skall bli bra (så rakt som möjligt vid klyvning av arbetsstycken).
Förspänningen åstadkoms med hjälp av en fjäder och konstruktionen framgår av figuren.



Dimensionera fjädern. De uppgifter som efterfrågas är tråddiameter, antal verksamma varv samt fri längd. (10p)

- Fjädern skall ha en karaktäristik som ger den maximala kraften 1000N vid 43mm kompression.
- Max tillåten spänning i fjädern är 845 MPa (skall utnyttjas så mycket som möjligt). Obs! Endast vridskjuvspänning behöver beaktas.
- Maximal ytterdiameter får vara 21mm.
- Av monteringsskäl får maximal fri längd vara högst 140mm.
- Tråddiametern bör vara mellan 3.00 till 4.00mm (i steg om 0.10 mm).
- Fjädern tillverkas av fjäderstål med skjuvmodulen 71GPa

Lösning: (ME)

Givet:

$\Delta F = 1000\,\mathrm{N},\ \delta = 0.043\,\mathrm{m}$

Skjuvmodul för stål: G = 71 GPa

Fjäderkonstant [10]:

$$c = \frac{\Delta F}{\delta} = \frac{1000}{0.043} = 23256\, N/mm$$

Dimensioneringsgång:

- Tråddiametrar från 3 till 4 mm bör användas. Det är att rekommendera att utgå från en tråddiameter och sedan räkna ut medeldiameter D får maximal skjuvspänning.
- Utgående från fjäderdiameter D beräknas sedan antal varv n för den givna fjäderstyvheten.
- Slutligen bestäms l_0 från kravet på bottning.

Fjäderns maximala medeldiameter [41]:

$$\tau_{\max} = \frac{8FD}{\pi d^3} \Rightarrow D = \frac{\pi d^3 \tau_{\max}}{8F}$$

Fjäderns ytterdiameter:

$$D_y = D + d = \frac{\pi d^3 \tau_{\max}}{8F} + d$$

Är $D_y > D_{y,max}$ sätts $D_y = D_{y,max}$. I detta fall minskas även medeldiametern D motsvarande distans.

Antal varv, [39]:

$$c = \frac{Gd^4}{8 n_v D^3} \Rightarrow n_v = \frac{Gd^4}{8cD^3}$$

Fri fjäderlängd [44]:

$$l_0 > 1,25(n+1)d + \delta$$

Ingen kontroll av knäckning behöver utföras eftersom fjädern är styrd av gängstången.

Gör en tabell. Prova med en tråddiameter mitt i intervallet (3.5mm).

Tråddiam.	Största Dy	$D=\frac{\pi d^3\tau_{\max}}{8F}$	Ytterdiam.	$n_v=\frac{Gd^4}{8cD^3}$	$l_0>1,25(n+1)d+\delta$		
d	**Dy,max-d**	**D**	**Dy=D+d**	**nv**	**l0,min**	**Kommentar**	
0.0030	0.0180	0.0090	0.0120	42.98	0.2079	orimligt antal fjädervarv	för lång
0.0031	0.0179	0.0099	0.0130	36.48	0.1882	orimligt antal fjädervarv	för lång
0.0032	0.0178	0.0109	0.0141	31.13	0.1715	orimligt antal fjädervarv	för lång
0.0033	0.0177	0.0119	0.0152	26.69	0.1572	orimligt antal fjädervarv	för lång
0.0034	0.0176	0.0130	0.0164	22.99	0.1449		för lång
0.0035	0.0175	0.0142	0.0177	19.89	0.1344	rimlig	
0.0036	0.0174	0.0155	0.0191	17.27	0.1252	rimlig	
0.0037	0.0173	0.0168	0.0205	15.06	0.1173	rimlig	
0.0038	0.0172	0.0182	0.0220	13.18	0.1104	otillåtet ty Dy>Dmax	
0.0039	0.0171	0.0197	0.0236	11.58	0.1043	otillåtet ty Dy>Dmax	
0.0040	0.0170	0.0212	0.0252	10.20	0.0990	otillåtet ty Dy>Dmax	

SVAR: Konstruera fjädern av en tråd med 3.7 mm tråddiameter, välj 15.1 varv. Det ger en fri längd på 117 mm.