

# Tentamen i Maskinelement PPU210 0105, CTH Måndag 2017-08-15 kl. 08.30 –12.30, M-salar

- Lärare:** Magnus Evertsson
- Förfrågningar:** Magnus Evertsson ankn 1368 alt 0709-218 708
- Institution:** Industri- och materialvetenskap
- Lösningar:** Anslås 2017-08-15 kl. 12.30 på institutionens anslagstavla.
- Resultatlista:** (Prel.) anslås senast 2017-08-25 på institutionens anslagstavla.
- Granskning:** Rättningen granskas 2017-08-XX kl 12.00-13.00 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.

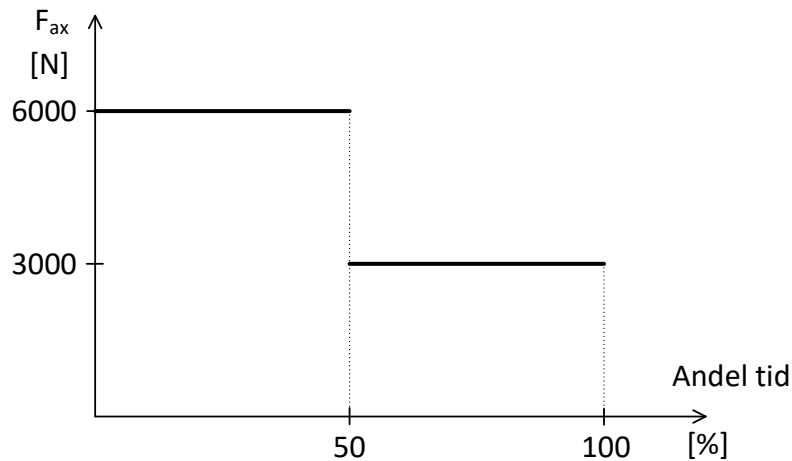
Institutionens rättningsrutiner kräver att **varje** blad tydligt märks med **anonym kod**, och att endast en uppgift behandlas på varje blad. Bladen ska numreras i stigande nummerordning (löpande sidnummer) för **hela** tentan.

## 1. Rullningslager

Ett spårkullager SKF 6210 i Explorer-utförande belastas med en radialkraft på 10000 N och en axialkraft som växlar cykliskt mellan nivåerna 3000 N och 6000 N.

Axeln roterar med varvtalet 800 rpm (varv/min).

Lagret smörjs av en olja med smörjmedelsviskositet  $\nu = 18 \text{ mm}^2/\text{s}$  och normal föroreningsgrad.



- Bestäm livslängden (enligt SKF:s nya teori) för de två olika lastnivåerna. (6p)
- Vad är den resulterande livslängden? (4p)

### Lösning:

Nominell livslängd beräknas enligt:

$$L_{10m} = a_{SKF} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad \text{där } p = 3 \text{ för kullager.}$$

Enligt SKF:s formulering av Palmgren-Miner's delskadeteori gäller:

$$L_{10m} = \frac{1}{\frac{U_1}{L_{10m1}} + \frac{U_2}{L_{10m2}} + \frac{U_3}{L_{10m3}}}$$

Vi räknar ut de två olika ekvivalenta dynamiska lagerlasterna för lagret samt de olika lagerlivslängderna för motsvarande laster.

Lagerfakta för aktuellt lager, SKF 6210, från SKF-katalogen sid 308:

$$d = 50 \text{ mm}$$

$$D = 90 \text{ mm}$$

$$C = 37,1 \text{ kN}$$

$$C_0 = 23,2 \text{ kN}$$

$$P_u = 0,98 \text{ kN}$$

$$f_0 = 14$$

**a) Bestäm livslängden för de båda lastnivåerna (enligt SKF:s nya teori)**

För att kunna bestämma lagrets livslängd behöver faktorn  $a_{SKF}$  först bestämmas.

$a_{SKF}$  avläses ur diagram 1, SKF sid 54, som kräver att man dels känner till  $\kappa$ , vilken fås ur diagram 5, SKF sid 60, dels känner till den ekvivalenta dynamiska lagerbelastningen  $P$ .

*Bestämning av viskositetsförhållandet  $\kappa$ :*

$$\left. \begin{array}{l} \text{Lagrets medeldiameter} \\ d_m = 0,5(d + D) = 0,5(50 + 90) = 70 \text{ mm} \\ \text{Varvtal vid aktuell drift} \\ n = 800 \text{ rpm} \end{array} \right\} \Rightarrow v_1 = 18 \text{ mm}^2/\text{s}$$

Viskositetsförhållandet  $\kappa$  kan nu bestämmas som

$$\kappa = \frac{v}{v_1} = \frac{18}{18} = 1$$

*Bestämning av ekvivalenta dynamisk lagerbelastning  $P$ :*

Enligt SKF sid 299 ges lagrets ekvivalenta dynamiska lagerbelastning av

$$P = F_r \quad \text{när } F_a/F_r \leq e$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{när } F_a/F_r > e$$

$$F_a = 3000 \text{ N}$$

Beräkningsfaktorn  $e$  måste alltså först bestämmas.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Tabell 5, SKF sid 299} \\ f_0 \frac{F_a}{C_0} = 14 \cdot \frac{3000}{23200} \approx 1,8 \end{array} \right\} \Rightarrow e = \{\text{Interpolation}\} \approx 0,32$$

$$\text{Detta ger att } \frac{F_a}{F_r} = \frac{3000}{10000} = 0,3 \leq e \Rightarrow P = F_r = 10000 \text{ N}$$

*Bestämning av kvoten  $\eta_c \frac{P_u}{P}$ :*

$$\left. \begin{array}{l} \text{Tabell 4, SKF sid 62:} \\ \text{Normalt rena förhållanden} \\ d_m = 70 \text{ mm} \end{array} \right\} \Rightarrow \eta_c = 0.50$$

$$\Rightarrow \eta_c \frac{P_u}{P} = 0,50 \cdot \frac{980}{10000} = 0,049$$

$a_{SKF}$  avläses till 1,1.

*Bestämning av lagerlivslängd:*

SKF:s nominella livslängd (SKF sid 52) ges av

$$L_{10m} = a_1 \cdot a_{SKF} \left( \frac{C}{P} \right)^p \quad \text{där } p = 3, \text{ ty kullager}$$

$$L_{10m} = 1 \cdot 1,1 \cdot \left( \frac{37100}{10000} \right)^3 \approx 56,17 \text{ milj varv}$$

**$F_a = 6000 \text{ N}$**

En ny ekvivalent dynamiska lagerlast måste bestämmas. Beräkningsfaktorn  $e$  måste därför först bestämmas för det nya driftförhållandet

$$\left. \begin{array}{l} \text{Tabell 5, SKF sid 299} \\ f_0 \frac{F_a}{C_0} = 14 \cdot \frac{6000}{23200} \approx 3,62 \end{array} \right\} \Rightarrow e = \{\text{Interpolation}\} \approx 0,384$$

$$\text{Detta ger att } \frac{F_a}{F_r} = \frac{6000}{10000} = 0,6 > e \Rightarrow P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Beräkningsfaktorerna  $X$  och  $Y$  måste således även bestämmas.

$$\left. \begin{array}{l} \text{Tabell 5, SKF sid 299} \\ f_0 \frac{F_a}{C_0} = 14 \cdot \frac{6000}{23200} \approx 3,62 \end{array} \right\} \Rightarrow \begin{array}{l} X = \{\text{Antar normalt lagerglapp}\} = 0,56 \\ Y = \{\text{Interpolation}\} \approx 1,139 \end{array}$$

Den ekvivalenta dynamiska lagerbelastningen bestäms till

$$P = 0,56 \cdot 10000 + 1,139 \cdot 6000 = 12434 \text{ N}$$

Den nya ekvivalenta dynamiska lasten ger upphov till ett nytt  $a_{SKF}$ :

$$\left. \begin{array}{l} \eta_c \frac{P_u}{P} = 0,50 \cdot \frac{980}{12434} \approx 0,039 \\ \kappa = \frac{v}{v_1} = 1 \end{array} \right\} \Rightarrow a_{SKF} \approx 0,9$$

Den nya livslängden blir följaktligen

$$L_{10m} = 1 \cdot 0,9 \cdot \left( \frac{37100}{12434} \right)^3 \approx 23,90 \text{ milj varv}$$

**b) Bestäm den totala livslängden med hjälp av Palmgren-miner's delskadeteori**

Vi applicerar nu delskadeteorin:

$$L_{10m,A} = \frac{1}{\frac{0.50}{56.17} + \frac{0.50}{23.90}} = 33.53 \text{ miljoner varv}$$

- SVAR:** a) Lagrets livslängd uppgår till 56,17 samt 23,90 miljoner varv.  
b) Den totala lagerlivslängden blir 33.53 miljoner varv.

## 2. Skivbroms

En skivbroms har konstruerats enligt figuren nedan.

Beläggets har ytterradie  $R_o = 300\text{mm}$ , innerradie  $R_i = 250\text{mm}$ , och vinkel  $\alpha = 30^\circ$

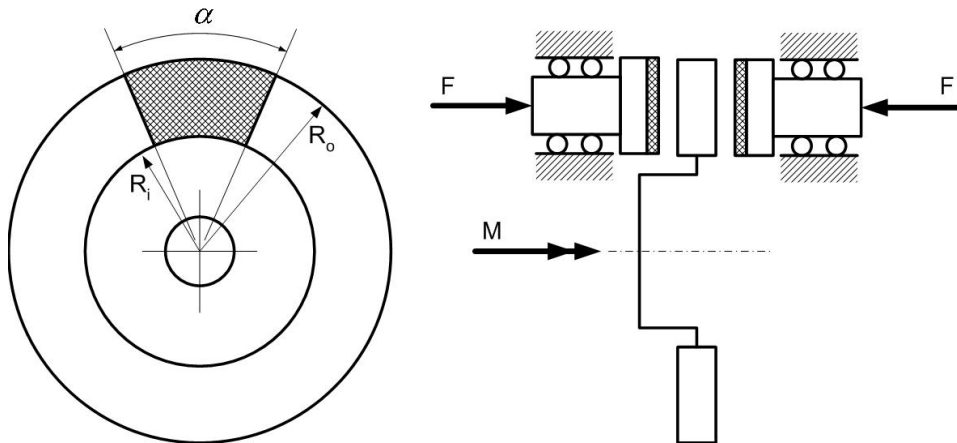
Friktionsmaterialet som är tänkt att användas finns beskrivet i datablad på nästa sida.

Man vill inte att det maximala tillåtna yttrycket överskrider någonstans på belägget.

*Bromsen betraktas som insliten.*

Till bromsens belägg används ett friktionsmaterial vara tekniska egenskaper ges av data bladet nedan.

- Beräkna bromsmomentet med hänsyn till sämst tänkbara friktionstal. (4p)
- Vad blir erforderlig ansättningskraft för att erhålla bromsmomentet i a)? (6p)





INDUSTRIFRIKTION

**Asbestfritt friktionsmaterial BK4200****Materialbeskrivning**

BK4200 är ett gjutet asbestfritt, halv-flexibelt material utan metall

**Leveransform**

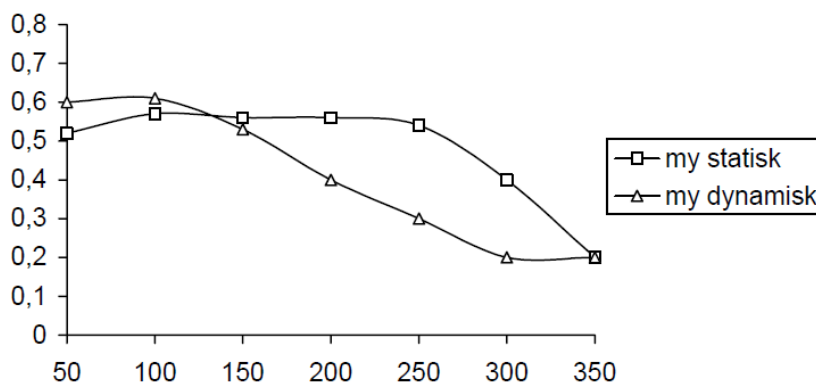
BK4200 levereras pressat efter kundens önskemål. Leveras också i rullar.

**Användningsområde**

En kvalitet avsedd för användning i många olika typer av maskiner, speciellt elektromagnetiska bromsar och kopplingar.

**Tekniska data**

Friktionskoefficient	0,39
Max kont. temperatur	300°C
Max temperatur	350°C
Max kont. yttryck	160 N/cm <sup>2</sup>
Max hastighet	24 m/s
Densitet	2,00 g/cm <sup>3</sup>
Slitstyrka	0,382 cm <sup>3</sup> /Hkh
Draghållfasthet	600 N/cm <sup>2</sup>

**Diagram - temperatur - friktionskoefficient**

De maximala belastningarna får inte uppnås samtidigt. Ovanstående värden är framtagna under laboratorieförhållanden. Materialet bör testas under verkliga förhållanden för att verifiera funktion och prestanda.



Huvudkontor, Karlstad Tel/vx 054-85 62 00 Fax 054-85 10 58

[www.rvdahls.se](http://www.rvdahls.se)

**Lösning:**

a)

Trycket på skivan som funktion av radien beskrivs med MM 7.18:

$$p_w = \frac{K_w}{r} \quad (1)$$

Då  $r = R_i$  är trycket som störst. (2)

Bromsmomentet fås med MM 7.20, två bromsbackar:

$$M_w = \mu K_w \alpha \frac{R_0^2 - R_i^2}{2} \cdot 2 \quad (3)$$

Kombinera (1), (2) och (3):

$$M_w = \mu p_w R_i \alpha \frac{R_0^2 - R_i^2}{2} \cdot 2 = \mu p_w \alpha (R_i R_0^2 - R_i^3) \quad (4)$$

Datablad för friktionsbelägget ger maximalt kontaktryck 1,6MPa och minsta friktionstal 0,2.

Insättning av värden i (4)

$$M_w = 0,2 \cdot 1,6 \cdot 10^6 \cdot 30 \cdot \left( \frac{\pi}{180} \right) \cdot (0,250 \cdot 0,300^2 - 0,250^3) = 1152 \text{ Nm}$$

b)

Ansättningskraften fås ges ur MM 7.21, två bromsbackar:

$$M_w = \mu F_w \frac{R_y + R_i}{2} \cdot 2 \quad (3)$$

$$F_w = \frac{M_w}{\mu (R_y + R_i)} = \frac{1152}{0,2 (0,300 + 0,250)} = 10473 \text{ N}$$

**SVAR:**

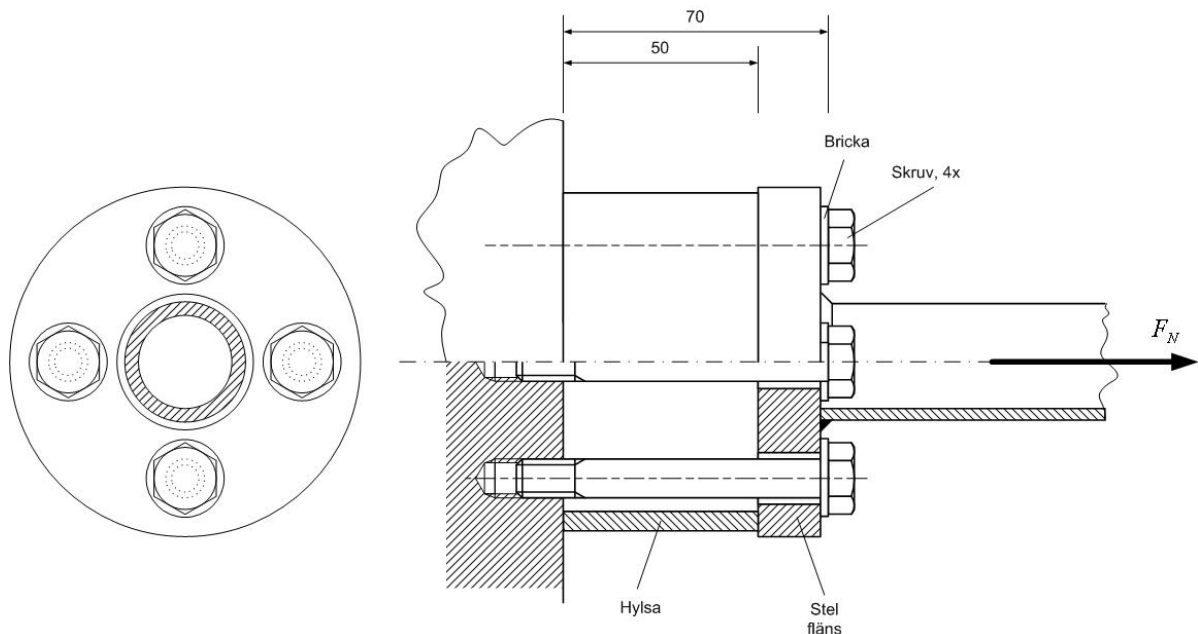
- a) Bromsmomentet för bromsen blir 1152Nm.
- b) Den erforderliga ansättningskraften blir 10473N.



### 3. Skruvförband

Konstruktionen i figuren belastas cykliskt med en last  $F_N$  som varierar mellan 60 och 120 kN. Den totala kontaktkraften  $F_k$  i konstruktionen får aldrig understiga 20 kN.

- a) Bestäm erforderligt åtragningsmoment för var och en av de fyra skruvarna så villkoret för kontaktkraften är uppfyllt.  
Det är föreskrivet att gängorna och skruvskallen skall smörjas vid montage vilket ger friktionstalet 0.08 i kontakterna. (6p)
- b) Bestäm erforderlig hållfasthetsklass för de fyra skruvarna. (4p)



Skruvarna är M10. Hylsan mellan den stela flänsen och underlaget har innerradie 38mm och ytterradie 43mm. Brickan är så tunn att den kan antas vara stel. När man drar åt skruvarna så glider det mellan bricka och skruvhuvud.

### Lösning

- a)  
Underlagskraften ges av ekvation (1.22):

$$F_k = F_0 - \frac{c_k}{c_s + c_k} F_N$$

Glapp undviks så länge  $F_k \geq F_k^{\min} = \frac{1}{4} \cdot 20000 = 5000$  N vilket ger:

$$F_0 \geq F_k^{\min} + \frac{c_k}{c_s + c_k} F_N$$

Vi identifierar att då den yttre lasten läggs på åt höger ökar belastningen i skruvarna och minskar i hylsan. Alltså blir:

$$c_s = c_{skruv} = \left( \frac{EA}{L} \right)_{skruv} = \frac{210 \cdot 10^9 \cdot \frac{\pi \cdot 0.010^2}{4}}{0.070} = 2.356 \cdot 10^8 \text{ N/m}$$

$$c_k = \frac{1}{4} c_{hylsa} = \frac{1}{4} \left( \frac{EA}{L} \right)_{hylsa} = \frac{1}{4} \frac{210 \cdot 10^9 \cdot \pi (0.043^2 - 0.038^2)}{0.050} = 1.336 \cdot 10^9 \text{ N/m}$$

Den erforderliga förspänningen blir:

$$F_0 \geq 5000 + \frac{1.336 \cdot 10^9}{2.356 \cdot 10^8 + 1.336 \cdot 10^9} \cdot \frac{120 \cdot 10^3}{4} = 30502 \text{ N}$$

Det totala åtdragningsmomentet ges av (1.10):

$$M_{tot} = F_{ax} (0.16P + 0.58\mu d_2 + \mu_b r_m)$$

För en M10 skruv gäller:  $P = 1.5 \text{ mm}$ ,  $d_2 = 9.026 \text{ mm}$

Medelradien i för kontaktytan mellan skruvskalle och bricka är:

$$r_m = \frac{d_w + d_1}{4} = \frac{14.47 + 10.5}{4} = 6.2425 \text{ mm}$$

Det erforderliga åtdragningsmomentet blir då:

$$M_{tot} = 30502 (0.16 \cdot 1.5 + 0.58 \cdot 0.08 \cdot 9.026 + 0.08 \cdot 6.2425) \cdot 10^{-3} = 35.38 \text{ Nm}$$

b)

Bestäm erforderlig hållfasthetsklass för skruvarna.

Vi konstaterar att minsta skruvkraft är lika med förspänningskraften. Största skruvkraft är lika med den yttre lasten (per skruv).

$$F_s^{\min} = F_0 + \frac{c_s}{c_s + c_k} F_N^{\min} = 30502 + \frac{2.356 \cdot 10^8}{2.356 \cdot 10^8 + 1.336 \cdot 10^9} \cdot \frac{60 \cdot 10^3}{4} = 32751 \text{ N}$$

$$F_s^{\max} = F_k^{\min} + \frac{1}{4} F_N = 35 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Högsta spänningen i skruven uppträder vid gängans första varv:

$$\sigma_s = \frac{F_s}{A_s}$$

Spänningstvärsnittet ligger mellan skruvens medel- och innerarea enligt (1.25):

$$A_s \approx \frac{\pi}{16} (d_1 + d_2)^2 = \frac{\pi}{16} (8.376 + 9.026)^2 = 5.946 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Spänningarna blir därmed:

$$\sigma_s^{\min} = \frac{32751}{5.946 \cdot 10^{-5}} = 551 \text{ MPa}$$

$$\sigma_s^{\max} = \frac{35 \cdot 10^3}{5.946 \cdot 10^{-5}} = 589 \text{ MPa}$$

Amplitudspänningen blir:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_s^{\max} - \sigma_s^{\min}}{2} = \frac{589 - 551}{2} = 19 \text{ MPa}$$

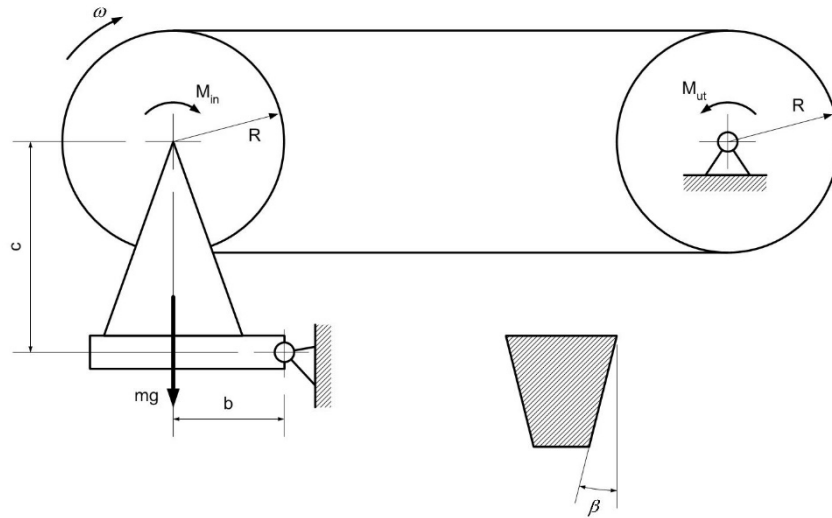
Vi kan konstatera ur MEA s 85 att en skruv med kvalitetsklass 4.6 ej är tillräcklig då dess sträckgräns är 240MPa.

Kvalitetsklass 8.8 har en sträckgräns som är 640 MPa och klara amplitudspänningar upp till 60 MPa för rullade och obehandlade gängor. Denna kvalitetsklass är acceptabel. Högre kvalitetsklasser har högre sträckgräns, exvis 10.9 som klara 900 MPa. Dock kan skruvar ur denna kvalitetsklass endast motstå amplitudspänningar uppgående till 35MPa.

- SVAR:**
- a) Åtdragningsmomentet skall minst vara 35.4Nm
  - b) Skruven skall ha kvalitetsklass 8.8.

#### 4. Remväxel

En kilremstransmission för drift av en krossmaskin är utformad enligt figur nedan. Förspänningen åstadkommes genom att utnyttja drivaggregatets tyngd.



Friktionstalet  $\mu$  är 0.3. Vinkeln  $\beta$  är  $20^\circ$ .

Den drivande motorskivans varvtal är 1400 rpm ( $= 46.7\pi$  rad/s).

Båda skivor har radien  $R=200\text{mm}$ . Avståndet  $b=400\text{mm}$  och  $c=500\text{mm}$ .

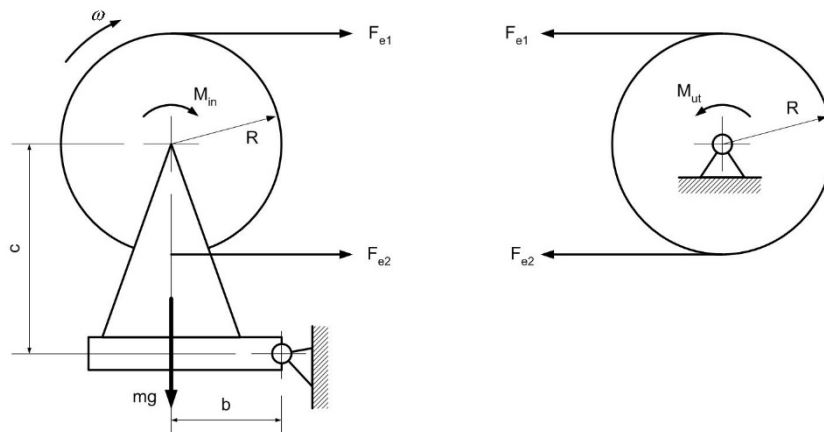
Drivaggregatets totala massa är 400kg.

- Vad blir det överförbara momentet vid slirgänsen? (8p)
- Vad är den maximalt överförbara effekten för remväxeln? (2p)

#### Lösning:

a) Beräkna erforderlig förspänningskraft.

Frilägg:



Den tillförda effekten till den drivande skivan är:

$$P_{in} = M_{in}\omega \quad (1)$$

Momentjämvikt för den drivande remskivan:

$$M_{in} - (F_{e1} - F_{e2})R = 0 \quad (2)$$

Teckna momentjämvikt  $\Sigma M = 0$  för drivaggregatet kring ledpunkten:

$$mgb - F_{e2}(c - R) - F_{e1}(c + R) = 0 \quad (3)$$

Eytelweins ekvation (på gränsen till slirning):

$$\frac{F_{e2}}{F_{e1}} = e^{\mu_s \alpha} \rightarrow F_{e2} = F_{e1} e^{\mu_s \alpha} \quad (4)$$

där  $\alpha$  är omslutningsvinkeln.

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

$$\mu_s = \frac{\mu}{\sin \beta} = \frac{0.3}{\sin 20^\circ} = 0.8771 \quad (5)$$

Ekvation (3) och (4) ger:

$$mgb - F_{e1} e^{\mu_s \alpha} (c - R) - F_{e1} (c + R) = 0$$

$$F_{e1} = \frac{mgb}{e^{\mu_s \alpha} (c - R) + (c + R)}$$

Sätt in i (2) och (4) vilket ger:

$$M_{in} = mgbR \frac{e^{\mu_s \alpha} - 1}{e^{\mu_s \alpha} (c - R) + (c + R)}$$

Insättning ger:

$$M_{in} = 400 \cdot 9.81 \cdot 0.400 \cdot 0.200 \frac{e^{0.8771\pi} - 1}{e^{0.8771\pi} (0.500 - 0.200) + (0.500 + 0.200)} = 853.31 \text{ Nm}$$

Slutligen kan den överförbara effekten beräknas:

$$P_{in} = M_{in} \omega = 853.31 \cdot 46.7\pi = 125.1 \text{ kW}$$

- SVAR: a) Transmissionen slirar vid 853Nm  
b) Maximalt överförbar effekt är 125kW.

## 5. Kuggväxel

I en multiplikator rulle för sportfiske (exempelvis en Abu Ambassador Classic 6000) finns en enstegs rakkuggväxel som växlar upp varvtalet från veven till linrullen cirka 5.3 gånger. När man vevar roterar alltså linrullen snabbare än veven vilket gör att man vevar in cirka 0.65m av fiskelinan per varv som man vevar.



(Bilden visar snedskurna kuggjul vilket vi kan bortse ifrån)

Kuggväxeln och dess ingående kuggjul har följande data:

$$m = 0.50, \alpha_0 = 20^\circ$$

$$z_1 = 64, x_1 = -0.50 \text{ (obs! negativ profilförskjutning)}$$

$$z_2 = 12, x_2 = +0.50 \text{ (obs! positiv profilförskjutning)}$$

Monterat axelavstånd är  $a_w = 19.00$  mm. (Växeln är glappfri.)

Som alla ingenjörer vet så gäller devisen ”det man vinner i kraft, förlorar man i väg” och tvärtom. I detta fall så vevas linan in snabbt men vissa fiskare upplever att de skulle vilja ha en fiskerulle som är lättare att veva när det ibland finns stora fiskar som gör det tungt att veva in linan.

Tillverkaren vill därför erbjuda en ny växelsats som ger en lägre uppväxling av varvtalet. Man funderar därför på att byta det lilla kuggjulet till ett nytt kuggjul med  $z_2 = 13$ . Tanken är att behålla det stora kuggjulet (som är det mest kostnadskrävande) oförändrat. Axelavståndet i fiskerullen får inte ändras

- Hur mycket ändras det erforderliga invevningsmomentet för sportfiskaren? (1p)
- Vad skall profilförskjutningen vara på det nya kuggjulet? (7p)
- Vad ger gränsen för underskärning för profilförskjutning för detta kuggtal? (2p)

**Lösning:**

a) Bestäm hur mycket momentet ändras då utväxlingen ändras till den nya.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

Utväxlingens förändring blir:

$$\frac{i_{ny}}{i} = \frac{\left(\frac{z_2}{z_1}\right)_{ny}}{\frac{z_2}{z_1}} = \frac{\frac{13}{64}}{\frac{12}{64}} = \frac{13}{12} = 1.08333\dots$$

b) Vad skall profilförskjutningen vara på det nya kugghjulet? (7p)

Vi vet att det monterade axelavståndet skall vara  $a_w = 19.00$  mm.

För den ursprungliga utväxlingen blir referensaxelavståndet:

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{0.50(64 + 12)}{2} = 19.00$$

För den nya utväxlingen blir referensaxelavståndet:

$$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{0.50(64 + 13)}{2} = 19.25$$

Ingreppsvinkeln då den nya kombinationen av kugghjul monteras med det ursprungliga axelavståndet blir (ges ut uttrycket för axelavstånd, MM (11.21) s 431):

$$a_w = a \frac{\cos \alpha_0}{\cos \alpha_w}$$
$$\Rightarrow \alpha_w = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha_0\right) = \arccos\left(\frac{19.25}{19.00} \cos 20^\circ\right) = 17.812564\dots^\circ = 17^\circ 49'$$

Profilförskjutningen kan nu bestämmas med hjälp av Fölmers ekvation, MM (11.23):

$$\text{inv } \alpha_w = \text{inv } \alpha_0 + 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} \tan \alpha_0$$
$$\Rightarrow (x_1 + x_2) = \frac{(\text{inv } \alpha_w - \text{inv } \alpha_0)(z_1 + z_2)}{2 \tan \alpha_0}$$

Involutan ges av MM (11.5) (obs i radianer):

$$\text{inv } \alpha = \tan \alpha - \alpha$$
$$\text{inv } 20^\circ = 0.014904$$
$$\text{inv } 17^\circ 49' = 0.010426$$

Insättning ger:

$$(x_1 + x_2) = \frac{(0.010426 - 0.014904)(64 + 13)}{2 \tan 20^\circ} = -0.172403\dots$$

Det stora kugghjulet på ingående axeln har en negativ profilförskjutning  $x_1 = -0.50$  vilket ger  $x_2 = 0.50 - 0.172403\dots = 0.327597\dots$

c) Vad ger gränsen för underskärning för profilförskjutning för detta kuggtal? (2p)

Gränsen för underskärning ges av MM (11.xx):

$$z = \frac{2(1-x)}{\sin^2 \alpha_0}$$

$$x = 1 - \frac{z \sin^2 \alpha_0}{2} = 1 - \frac{13 \sin^2 20^\circ}{2} = 0.239644$$

Det nya kugghjulet är alltså inte underskuret!!!

- SVAR:**
- a) Utväxlingen ökar med 8.33%
  - b) Profilförskjutningen skall vara  $x_2 = 0.3276$
  - c) Gränsen för kravet på profilförskjutning för att undvika underskärning för ett kugghjul med 13 kuggar är 0.239644.