

+

TENTAMEN I

TMKT39 MASKINELEMENT

Fredagen den 17 januari 2014, kl. 8-12

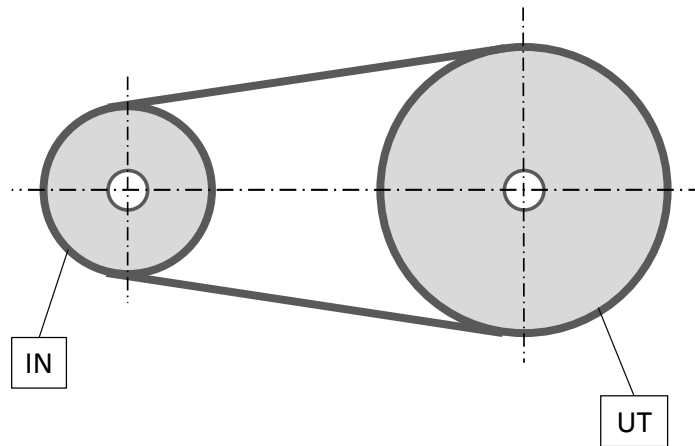
- Kurs- och Provkod:** TMKT39, TEN2
- Tid:** 17/1 2014 klockan 8-12
- Sal:** G32,G34,TER4
- Antal uppgifter:** 5
- Antal sidor:** 6
- Ansvarig examinator:** Johan Ölvander
johan.olvander@liu.se
- Telefon under skrivtid:** Johan Ölvander
013-281711
- Besöker saken ca kl.:** Johan Ölvander besöker salen ca 9:30
- Kursadministratör:** Lisbeth Hägg, tel. 013-281149,
lisbeth.hagg@liu.se
- Tillåtna hjälpmedel:**
- Formelsamlingar i Maskinelement, hållfasthetslära, mekanik, samt matematik/fysik
 - Skriv och ritdon
 - Räknare
- Betygsgränser:** 41-50 poäng ger betyg 5
32-40 poäng ger betyg 4
23-31 poäng ger betyg 3
- Övrigt:** *Glöm inte att lämna in alla blad som används till lösningar!
Lycka till!*

1. Teorifrågor

Besvara följande frågor. Varje delfråga ger 2p.

Delfråga a – c besvaras genom att markera de rutor som anger rätt svar. För varje delfråga fördelas poängen enligt följande: Två rätta svar ger 2p. Ett rätt svar ger 1p. Ett rätt och ett fel svar ger 0p, Två felaktiga svar ger 0p.

- a. Betrakta remväxeln i figuren nedan. Om inget annat sägs, antag samma friktionskoefficient på båda hjulen, och bortse från centrifugalverkan i remmen.



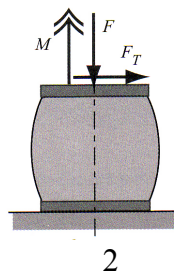
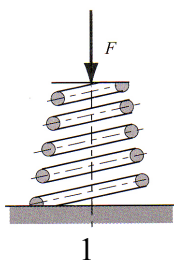
Ange om följande påståenden är sanna (S) eller falska (F).

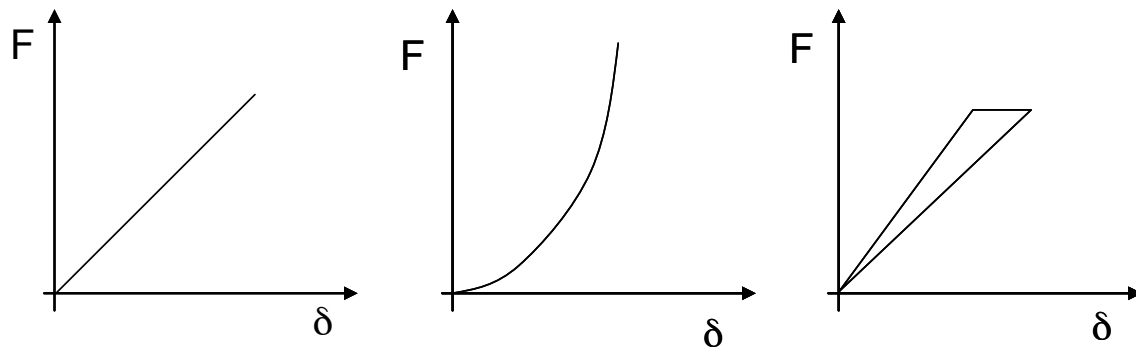
- Om friktionskoefficienten inte är lika, slirar alltid utgående hjul först F
- Det överförbara momentet ökar genom att göra hela växeln 10% större S

- b. Ange om följande påståenden är sanna (S) eller falska (F).

- I en ideal kuggväxel med evolventkugg har man ingen glidning i rullningspunkten. S
- En snedkuggväxel har normalt högre verkningsgrad än en rakkuggväxel.. F

- c. Nedan visas två fjädrar (1 och 2). Vilken karakteristik (i – iii) beskriver bäst respektive fjäder.

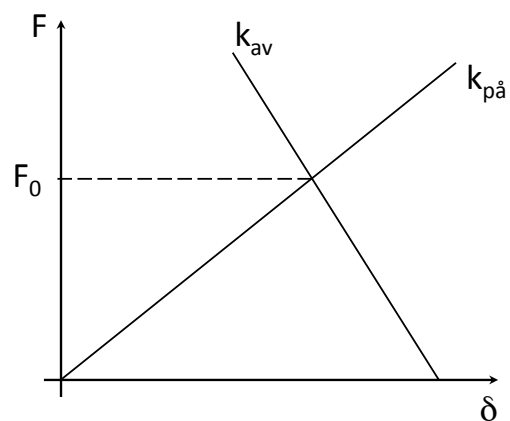
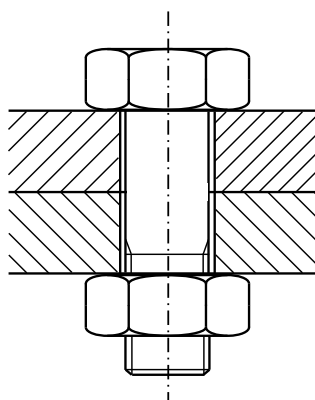




i ii iii

- Fjäder 1 beskrivs bäst med: i ii iii
- Fjäder 2 beskrivs bäst med: i ii iii

d. Studera nedanstående skruvförband och motsvarande f - δ -diagram. I konstruktionen antas friktionskoefficienten vara lika för alla delar. Rita in i samma diagram hur kurvorna skulle kunna se ut om friktionskoefficienten mellan mutter och underlag minskades och samma åtdragningsmoment användes.

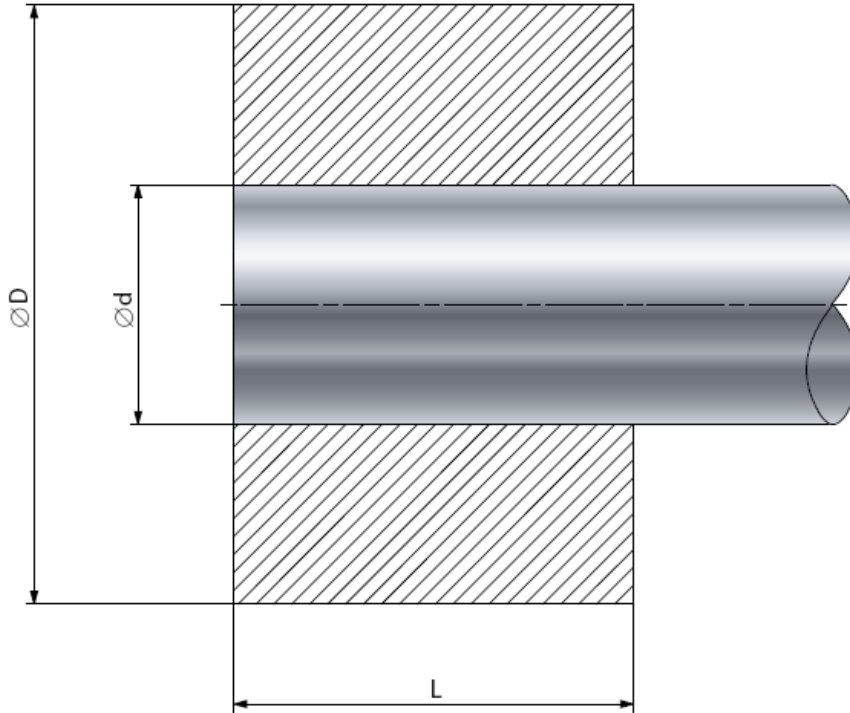


F₀ blir högre, och k_{av} flyttas åt höger i figuren

- e. Rita en trumbroms med en plusback. Kan en sådan bli självhämmande? Motivera ditt svar. (2p)
Ja, den kan bli självhämmande då kraften som alstras av friktionen mellan trumma och bromsback vill trycka backen hårdare mot trumman.

2. Krympförband

Ett nav av mässing med ytterdiameter D monteras på en homogen stålaxel med diameter d , genom att navet pressas på plats. Det visar sig då att erforderlig presskraft är $F = 300$ kN. Montering sker vid rumstemperatur $+20^\circ\text{C}$.



- Hur stort vridmoment kan överföras om axeln samtidigt utsätts för axialkraften $F_{ax} = 200$ kN? (4p)
- Hur stort blir det diametrala greppet om temperaturen höjs till $+50^\circ\text{C}$? (4p)
- Hur stort blir det maximala vridande momentet som kan överföras om temperaturen höjs till $+50^\circ\text{C}$ och samma axialkraft som i a) anbringas? (2p)

Data:

$$D = 120 \text{ mm}, \quad d = 45 \text{ mm}, \quad L = 100 \text{ mm}, \quad \mu = 0,23$$

$$E_{\text{stål}} = 2.1 \cdot 10^5 \text{ MPa}, \quad \nu_{\text{stål}} = 0.3, \quad \alpha_{\text{stål}} = 11 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}$$

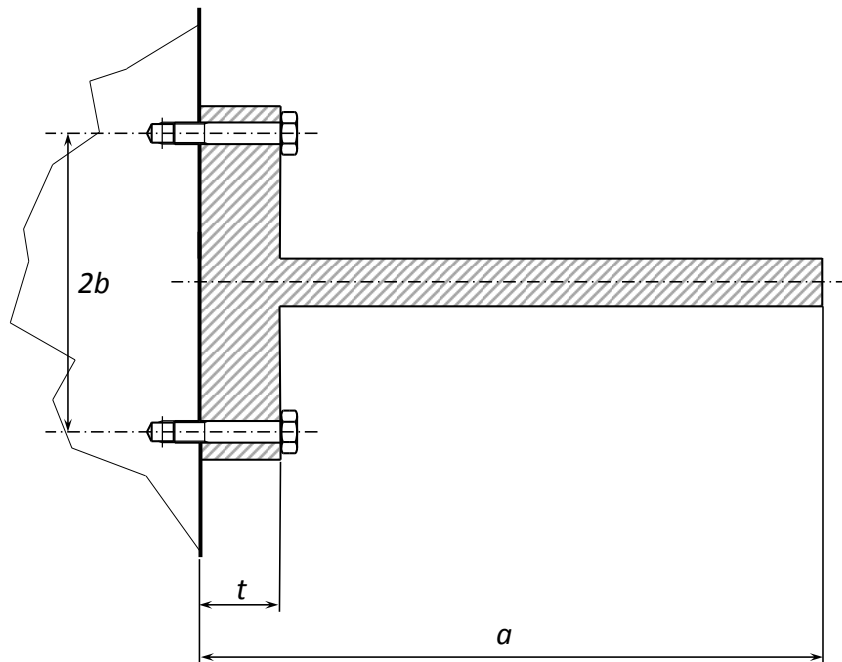
$$E_{\text{mässing}} = 0.95 \cdot 10^5 \text{ MPa}, \quad \nu_{\text{mässing}} = 0.41, \quad \alpha_{\text{mässing}} = 21 \cdot 10^{-6} \text{ } 1/^\circ\text{C}$$

3. Skruvförband

En konsol enligt figuren nedan belastas med massan $m = 30$ kg som vilar längst ut på horisontella delen. Konsollen är monterad mot en vägg med hjälp av 2st M6 skruvar. Antag att alla delar är av stål men E-modulen $E = 210$ GPa, att friktionskoefficienten är $\mu = 0,12$ överallt och att konsollen är styv med avseende på böjning. Konsollens styvhet kan antas vara 1000 kN/mm. Hålen genom konsollens bas är av serie medel.

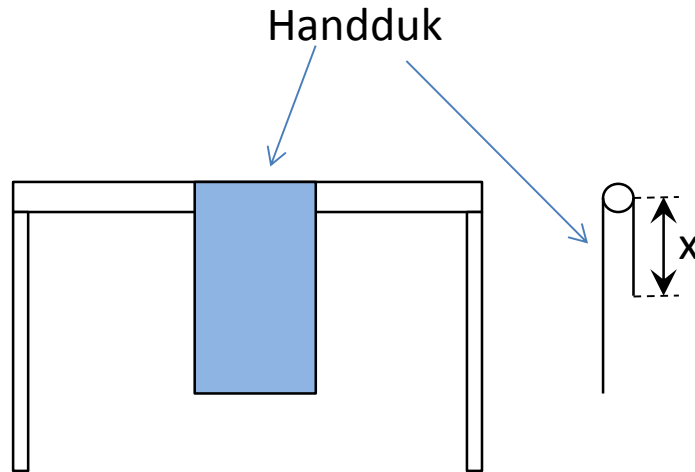
Data: $a = 750$ mm
 $2b = 60$ mm
 $t = 20$ mm

- Vad blir den yttre kraften F_y på den övre skruven då konsollen belastas? (Tips: Förenkla den som en resulterande kraft i skruvens axiella riktning.) (3p)
- Med vilket minsta åtdragningsmoment skall skruvarna dras åt om man vill undvika glapp mellan vägg och konsol när massan belastar konstruktionen? (4p)
(Har du inte löst a) uppgiften, så använd $F_y = 3$ kN)
- Är skruvclassen 8.8 tillräcklig för att ha en säkerhetsmarginal 4 mot skruvbrott? Motivera ditt svar. (3p)



4. Bandbroms

Efter att ha badat hänger Linus upp sin badhandduk på tork över en stång på en mattpiskarställning, se figuren nedan. Handduken är 2 meter lång och väger 1 kg/m. Stången har radien 3 cm och friktionen mellan stång och handduk är 0.4.



- Hur lång del av handduken, x , måste han minst hänga på andra sidan stången för att handduken inte skall glida av? (6p)
- Hur stort blir det maximala vridande momentet på stången? (4p)

5. Kuggväxlar

En rakkuggväxel skall konstrueras som skall överföra maximalt 25 kW vid 1750 varv per minut på ingående axel. Maximal tillåten flankpåkning är 600 MPa. E-modulen är 205 GPa och pressvinkeln $\alpha_0 = 20^\circ$. Av utrymmesskäl kan kuggjulens bredd vara max 30 mm och utväxlingen skall vara $i = 3$. Vilket axelavstånd måste man minst ha?

Dimensionera med avseende på flankpåkänningen i rullningspunkten och antag att växeln är glappfri och att man inte har några profilförskjutningar. (10p)

2

%Krympförband

%Givet:

F_p=300e3; %N

T_0=20; %oC

F_ax=200e3; %N

T_1=50; %oC

D=0.12; %m

d=0.045; %m

L=0.1; %m

my=0.23;

E_s=2.1e11; %Pa

v_s=0.3;

alfa_s=11e-6; %/oC

E_m=0.95e11; %Pa

v_m=0.41;

alfa_m=21e-6; %/oC

% Sökt:

% a) M_max då F_ax verkar

% b) greppet vid T=50 oC

% c) M_max vid T=50 oC

% M=0 vid montering

% Fs.s.10:

% $F_{ax}^2 + (2M/d)^2 = (my \cdot \pi \cdot p \cdot d \cdot L)^2$

p=F_p/(my*pi*d*L) % p=9.2264e+07 Pa

M=sqrt((my*pi*p*d*L)^2-F_ax^2)*d/2 % M_max=5.0312e+03 Nm

% b)

%nav

K=d/D % K=0.3750

u_nav=d/2*p/E_m*((1-v_m)*K^2+(1+v_m))/(1-K^2) % = 3.7963e-05 m

%axel

K_0=0;

u_axel=-d/2*p/E_s*(1-v_s) % = -6.9198e-06 m

grepp=2*(u_nav-u_axel) % = 8.9765e-05 m

u_temp=d*(alfa_s-alfa_m)*(T_1-T_0) % = -1.3500e-05 m

grepp_nytt=grepp+u_temp % = 7.6265e-05 m

% c)

%trycket och utböjningen varierar linjärt med varandra

% p_0/u_0 = p_1/u_1

p_new=p*grepp_nytt/grepp % = 7.8388e+07 Pa

M_new = sqrt((my*pi*p_new*d*L)^2-F_ax^2)*d/2 % = 3.5551e+03 Nm

3

%Skruvuppgift

%Givet:

m=30; %kg

%M6 skruvar

d=0.006; %m

d1=4.917e-3; %m

d2=5.350e-3; %m

alfa=30; %grader

N=0.010; %m

d_h=6.6e-3; %m

P=1.0e-3; %m

n=2; %antal skruvar

E=210e9; %pa

my=0.12; %friktionskoefficient

k_konsoll=1000e6; %N/m

a=0.75; %m

b=0.03; %m

t=0.02; %m

g=9.81; %m/s^2

%Sökt:

% a) M_nyckel_min så att F_k >= 0

% b) Är klassen 8.8 tillräcklig för att ha en säkerhetsmarginal på 2 mot

% brott?

%Lösning:

%Momentjämvikt kring mitten på stängen där den blir bredare:

%F_y*b+F_y*b=m*g*a

F_y=m*g*a/(2*b) %F_y=3.6788e+03 N

%b)

%Styvheter, K_på = skruv, K_av=konsoll

K_av=k_konsoll;

K_pa=E*pi*d^2/4/t %K_pa=2.9688e+08 N/m

%Glappar då F_k <= 0

F0=F_y*K_av/(K_av+K_pa) %F0=2.8366e+03 N

phi=atan(P/(pi*d2)) %phi=0.0594 = 3.4049 grader

rho=atan(my/cos(alfa*pi/180)) %rho=0.1377 = 7.8896 grader

M_u=F0*my*(N+d_h)/4 %M_u=1.4126 Nm

Mg=F0*d2/2*tan(phi+rho) %Mg= 1.5154 Nm

Mtot=M_u+Mg %Mtot= 2.9280 Nm

%c)

Fs=F0+F_y*K_pa/(K_pa+K_av)

%Fs= 3.6788e+03 N, dvs. samma som Fy när det precis börjar glappa.

%Maximal spänning för skruven sker i gängan

As=pi/16*(d1+d2)^2 %As=2.0697e-05 m2

sigma=Fs/As %sigma=1.7774e+08 Pa = 177 MPa

%Skruvklassen 8.8 har 800 MPa som brottgräns. Med en

%säkerhetsfaktor på två behövs en skruv med en brottgräns på över 177*2=354 MPa

4

% Bandbromsuppgift

L=2; % [m]

rho=1; % [kg/m]

R=0.03; % [m]

my=0.4; % [-]

alfa =pi; % handduken omsluter halva stången

g=9.81; % [m/s^2]

%Använd Eytelwein's ekvation

% $F_2 = F_1 * e^{(my * \text{alfa})}$

% x= den sökta kortare del som hängs över stången

% o = stångens omkrets

% $F_2 = (L - x - o/2) * \rho * g$;

% $F_1 = x * \rho * g$;

% Ur ovanstående löses x

$o = \pi * R^2$ % = 0.1885 m

$x = (L - o/2) / (\exp(my * \text{alfa}) + 1)$ % = 0.4222 m

$F_2 = (L - x - o/2) * \rho * g$ % = 14.5534 N

$F_1 = x * \rho * g$ % = 4.1420 N

$M = (F_2 - F_1) * R$ % = 0.3123 Nm

5

% Kuggväxel

%Givet

P_max=25e3; % W

n=1750; % rpm

sigma_max=600e6; %Pa

E=205e9; %pa

b=0.03; %m

i=3;

alfa0=20*pi/180; %grader

% sökt: a_w_min

w=n*2*pi/60 % = 183.2596 rad/s

M1=P_max/w % = 136.4185 Nm

% Fs.s.53: sigma_H=0.418*sqrt(N*E/b*(1/rk1+1/rk2))

% Fs.s.53: N=M1/rb1

% i=Z2/Z1=rb2/rb1 <=> rb2=i*rb1

rb1=0.418/sigma_max*sqrt(4*M1*E/(b*3*tan(alfa0))) % = 0.0407m

rb2=i*rb1 % = 0.1221 m

% Fs.s.52: a_w=m/2(z1+z2)*cos(alfa0)/cos(alfaw)

% glappfritt och okorrigerade hjul => alfa0=alfaw

% Fs.s.49: rb=mz/2*cos(alfa0) <=> m*z/2 = rb / cos(alfa0)

% => a_w=(rb1+rb2)/cos(alfa0)

a_w=(rb1+rb2)/cos(alfa0) % = 0.1733 m

% Alternativt kan r1 och r2 lösas ut, a=r1+r2