



YAKIN DOĞU ÜNİVERSİTESİ



NEAR EAST UNIVERSITY

Makine Mühendisliği Bölümü Department of Mechanical Engineering

## MAK 304 MAKİNE TASARIMI II – ME 304 MACHINE DESIGN II

2014- 2015 Bahar Dönemi - 2014- 2015 Spring Semester

### Final Sınavı - Final

Dr. Mehmet Ali Güler

Ad, Soyad \_\_\_\_\_

14 Mayıs 2016 (May 14, 2016) Cumartesi

Öğrenci No \_\_\_\_\_

Verilen Zaman: 2 saat (11:30-13:30) Time allowed: 2 hours (11:30-13:30)

5 Sorudan 3 tanesini cevaplayınız. 1 soruda bonus olarak verilmiştir.

Please answer 3 out of 5 questions. An additional question is bonus.

Soru No	Maksimum Puan	Puan
1	35	
2	35	
3	35	
4	35	
5	35	
<b>Toplam</b>		

---

### ÖNEMLİ UYARI /WARNING !!!

Yükseköğretim Kurumları Öğrenci Disiplin Yönetmeliği Madde 9-m'ye göre "sınavlarda kopya yapmak veya yaptırmak veya bunlara teşebbüs etmek" fiilinin suçu YÜKSEKÖĞRETİM KURUMUNDAN BİR VEYA İKİ YARIYIL İÇİN UZAKLAŞTIRMA cezasıdır.

Your exams are an opportunity to demonstrate your skills, talent and hard work. It is an offence for a candidate to infringe, or attempt to infringe, the regulations governing the conduct of examinations or to engage, or attempt to engage, in conduct for the purpose of gaining for himself or herself, or for another candidate, an unfair advantage with a view to obtaining a better result than he or she would otherwise achieve.

---

### Özel Sınav Kuralları:

Sınav süresince cep telefonları kapalı konumda olmak suretiyle sıra üzerine konulmalıdır.

**UYARI VE KURALLARI OKUDUM.**

**Adı Soyadı/Name:** :.....

**İmzası/Signature:** .....

Ön sayfa dahil, bu sınav kağıdında toplam (10) sayfa vardır.

There are (10) pages including the cover page

**Soru 1: (35 puan)**

Bir dişli çifti (pinyon – dişli)  $20^\circ$  basınç açısına, 80 mm genişliğe ve 4 mm module sahiptir. Lewis denklemini ve  $K_f = 1.4$  kullanarak

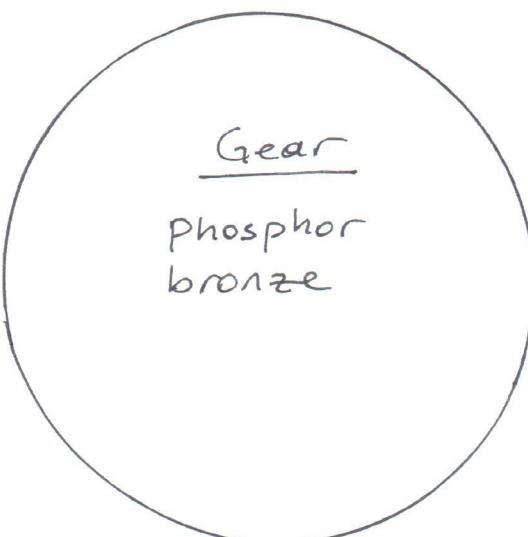
- Pinyon için müsade edilebilen yükü bulunuz,  $F_b^{pinyon} = ?$
- Dişli için müsade edilebilen yükü bulunuz,  $F_b^{disli} = ?$
- Pinyonun mu yoksa dişlinin mi zayıf olduğunu tesbit ediniz. Zayıf olana göre, aktarılabilen azami tork ve azami kilovatı ve beygir gücünü bulunuz.

*Tasarım kararları: Dişli fosfor bronzdan imal edilmiştir ve 50 dişe sahip olup 240 dev/dak dönmektedir. Pinyon ise SAE 1040 çelikten yapılmış olup 600 dev/dak dönmektedir.*

*A pair of gears have a  $20^\circ$  pressure angle, 80 mm width, and a module of 4 mm. Applying the Lewis equation and  $K_f = 1.4$*

- Determine the allowable load, for the pinion,  $F_b^{pinion} = ?$
- Determine the allowable load, for the pinion,  $F_b^{gear} = ?$
- Determine whether the pinion or the gear is weaker. Based on the weaker one determine the maximum torque, maximum kW and horsepower that can be transmitted
- 

*Design Decisions: The gear is made of phosphor bronze, has 60 teeth, rotates at 240 rpm. The pinion is made of SAE 1040 steel and rotates at 600 rpm.*

Question 1 $N_p = ?$  $n_p = 600 \text{ rpm}$ Pressure angle  $\phi = 20^\circ$   
Module  $m = 4 \text{ mm}$  $N_g = 60$  $n_g = 240 \text{ rpm}$ Face width,  $b = 80 \text{ mm}$  $K_f = 1.4$ 

$$\frac{n_g}{n_p} = \frac{N_p}{N_g} \Rightarrow \frac{240}{600} = \frac{N_p}{60} \Rightarrow N_p = 24$$

From Table 11.2,  $\phi = 20^\circ$ 

$$N_p = 24 \Rightarrow Y^P = 0.337$$

$$N_g = 60 \Rightarrow Y^g = 0.421$$

From Table 11.3

$$\sigma_o^P = 172 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o^g = 82.7 \text{ MPa}$$

$$F_b^g = \frac{\sigma_o^g \cdot b \cdot Y^g}{K_f \cdot P}, \quad P = \frac{1}{m}$$

$$F_b^g = \frac{\sigma_o^g \cdot b \cdot Y^g \cdot m}{K_f} = \frac{(82.7)(80)(0.421)(4)}{1.4} = 7958.1 \text{ N}$$

$$F_b^P = \frac{\sigma_o^P \cdot b \cdot Y^P \cdot m}{K_f} = \frac{(172)(80)(0.337)(4)}{1.4} = 13248.9 \text{ N}$$

Since  $F_b^g < F_b^P$   $\therefore$  the gear is weaker

$$P \cdot N = \pi d \quad , \quad P P = \pi \quad , \quad P = \frac{1}{m}$$

$$\frac{\pi}{P} N = \pi d \Rightarrow d = \frac{N}{P} \Rightarrow d = N \cdot m$$

$$d_g = N_g \cdot m = (60)(4) = 240 \text{ mm}$$

$$d_p = N_p \cdot m = (24)(4) = 96 \text{ mm}$$

$$\underline{\text{Angular velocity}} : \omega = n \cdot \frac{2\pi}{60}$$

$$\omega_g = n_g \cdot \frac{2\pi}{60} = (240) \cdot \frac{2\pi}{60} = 8\pi \text{ rad/s}$$

### Velocity of gear

$$V_g = \omega_g \cdot r_g = \omega_g \cdot \frac{d_g}{2} = 8\pi \cdot \frac{(0.24)}{2} = 3.016 \text{ m/s}$$

To convert m/s to fpm multiply by 196.8

$$V_g = 3.016 \text{ m/s} = 593.5 \text{ fpm}$$

$$V_g < 2000 \text{ fpm}$$

$$F_d = \frac{600 + V}{600} \cdot F_t = F_b^g = 7958.1 \text{ N}$$

$$F_t = \frac{600}{600 + V} \cdot 7958.1 = 4000.7 \text{ N}$$

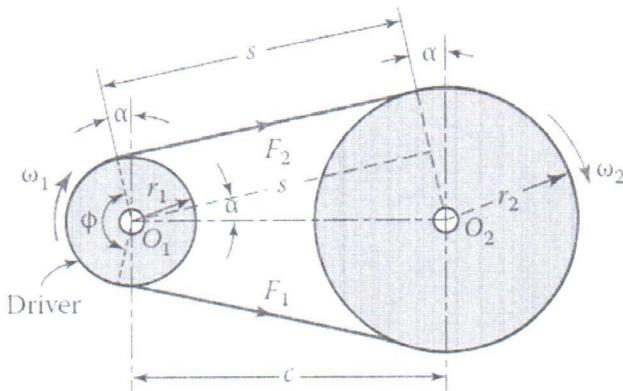
$$T_g = F_t \cdot r_g = (4000.7) \left( \frac{240}{2} \right) = 480084 \text{ N.mm}$$

$$T_g = 480 \text{ N.m}$$

$$kW = \frac{T_g \cdot n_g}{9549} = \frac{(480)(240)}{9549} = 12.06$$

$$hp = \frac{T_g \cdot n_g}{7121} = \frac{(480)(240)}{7121} = 16.2$$

Soru 2: (35 puan)



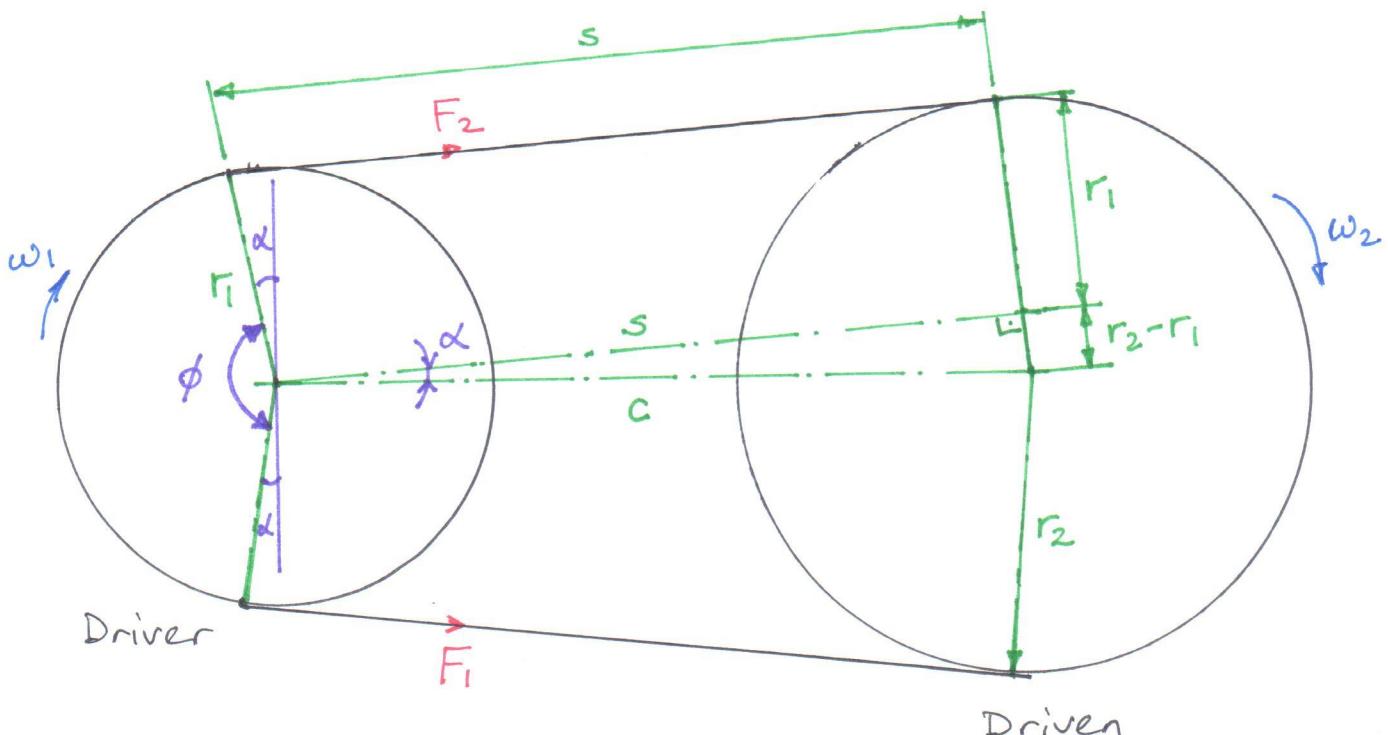
$\beta = 18^\circ$  ve birim ağırlığı  $2.2 \text{ N/m}$  olan bir V kayışı, çapı  $180 \text{ mm}$  ve  $1750 \text{ dev/dak}$ 'da dönmekte olan bir kasnaktan  $1050 \text{ dev/dak}$ 'da dönmekte olan başka bir kasnağa  $12 \text{ kW}$  güç aktarmaktadır. Kasnakların merkezleri arasındaki mesafe  $400 \text{ mm}$  dir.

- Döndüren kasnağın serbest cisim diyagramını çiziniz
- Sürtünme katsayısını  $0.2$  alarak  $F_1$  ve  $F_2$  'yi bulunuz
- Döndüren kasnağın milindeki tork ve reaksiyon kuvvetlerini bulunuz
- Kayış hareket etmediği durumdaki, kayışın ilk gerginliğini (initial belt tension) bulunuz
- Kasnağın normal hızda döndüğünü fakat only  $6 \text{ kW}$ 'lık güç aktardığını varsayıarak  $F_1$  ve  $F_2$  kuvvetlerini bulunuz.

A single V-belt with  $\beta = 18^\circ$  and a unit weight of  $2.2 \text{ N/m}$  is to be used to transmit  $12 \text{ kW}$  from a  $1750 \text{ rpm}$ ,  $180 \text{ mm}$  diameter driving pulley to a  $1050 \text{ rpm}$  driven pulley. Center distance is  $400 \text{ mm}$ .

- Draw the free body diagram for the driver
- On the basis that the coefficient of friction is  $0.2$  determine the values of  $F_1$  and  $F_2$  .
- Determine the torque and reaction forces on the shaft of the driver
- Determine the initial belt tension when the drive is not operating
- Determine the values of  $F_1$  and  $F_2$  .when the drive is operating at normal speed but transmitting only  $6 \text{ kW}$ .

## Question 2



V - Belt

$$\beta = 18^\circ$$

$w = 2.2 \text{ N/m}$  (unit weight)

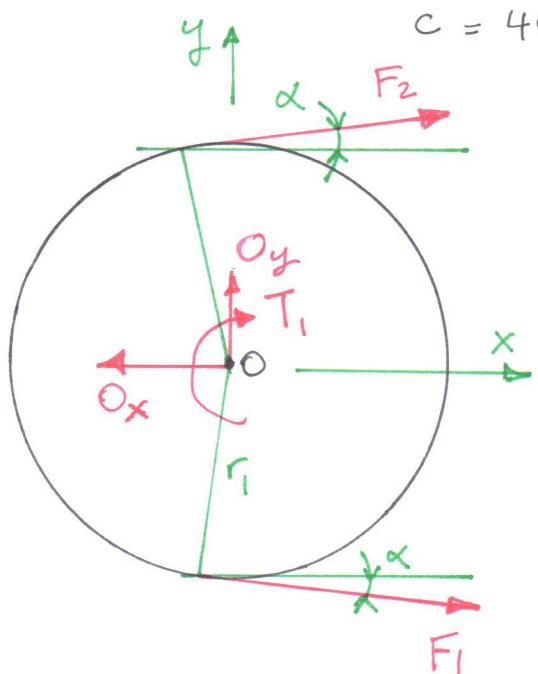
12 kW (Power)

$$d_1 = 180 \text{ mm}$$

$$n_1 = 1750 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 1050 \text{ rpm}$$

$$c = 400 \text{ mm}$$



$$\rightarrow \sum M_O = 0$$

$$F_2 \cdot r_1 + T_1 - F_1 \cdot r_1 = 0$$

$$T_1 = (F_1 - F_2) r_1$$

$$\text{Angular velocity : } \omega_1 = n_1 \cdot \frac{2\pi}{60} = 183.26 \frac{\text{rad}}{\text{sec}}$$

$$\text{Velocity : } V = \omega_1 \cdot r_1 = (183.26)(0.090)$$

$$V = 16.49 \text{ m/s}$$

Centrifugal force

$$F_C = \frac{w}{g} V^2 = \frac{2.2}{9.81} (16.49)^2 = 60.98 \text{ N}$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \Rightarrow \frac{1750}{1050} = \frac{d_2}{180} \Rightarrow d_2 = 300 \text{ mm}$$

$$d_1 = 180 \text{ mm} \Rightarrow r_1 = 90 \text{ mm}$$

$$d_2 = 300 \text{ mm} \Rightarrow r_2 = 150 \text{ mm}$$

$$\sin \alpha = \frac{r_2 - r_1}{c} = \frac{150 - 90}{400} \Rightarrow \alpha = 8.627^\circ = 0.15057 \text{ rad}$$

$$\phi = \pi - 2\alpha = 2.84 \text{ rad}$$

$$T_1 = (F_1 - F_2)r_1 \Rightarrow F_1 - F_2 = \frac{T_1}{r_1} \Rightarrow F_2 = F_1 - \frac{T_1}{r_1}$$

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = e^{\frac{f\phi}{\sin \beta}} = \gamma \Rightarrow \gamma = e^{\frac{f\phi}{\sin \beta}} = e^{\frac{(0.2)(2.84)}{\sin 18}} = 6.2845$$

$$\frac{F_1 - F_c}{F_1 - \frac{T_1}{r_1} - F_c} = \gamma \Rightarrow F_1 - F_c = \gamma F_1 - \gamma \frac{T_1}{r_1} - \gamma F_c$$

$$F_1(1-\gamma) = F_c(1-\gamma) - \gamma \frac{T_1}{r_1}$$

$$F_1 = F_c - \frac{\gamma}{1-\gamma} \frac{T_1}{r_1}$$

$$= 60.98 - \frac{6.2845}{1-6.2845} \cdot \frac{65.48}{0.09}$$

$$T_1 = \frac{(9549)(12)}{1750}$$

$$T_1 = 65.48 \text{ N.m}$$

$$F_1 = 926.2 \text{ N}$$

$$F_2 = F_1 - \frac{T_1}{r_1} = 926.2 - \frac{65.48}{0.09}$$

$$F_2 = 198.6 \text{ N}$$

c)  $T = 65.48 \text{ N.m}$

From the Free body diagram

$$\rightarrow \sum F_x = 0 : F_1 \cos \alpha + F_2 \cos \alpha - O_x = 0$$

$$O_x = (F_1 + F_2) \cos \alpha = (926.2 + 198.6) \cos 8.627$$

$$O_x = 1112.07 \text{ N}$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0 : O_y + F_2 \sin \alpha - F_1 \sin \alpha = 0$$

$$O_y = (F_1 - F_2) \sin \alpha = (926.2 - 198.6) \sin 8.627$$

$$O_y = 109.14 \text{ N}$$

$$R_o = \sqrt{O_x^2 + O_y^2} = 1117.4 \text{ N} \rightarrow \text{radial load}$$

d) Initial belt tension,  $F_i$

$$F_i = \frac{F_1 + F_2}{2} = \frac{926.2 + 198.6}{2} = 562.4 \text{ N}$$

e) If 6 kW

$$T_1 = \frac{(9549)(6)}{1750} = 32.74 \text{ N.m}$$

$$F_1 = F_c - \frac{\gamma}{1-\gamma} \frac{T_1}{r_1} = 60.98 - \frac{6.2845}{1-6.2845} \cdot \frac{32.74}{0.09}$$

$$F_1 = 493.6 \text{ N}$$

$$F_2 = F_1 - \frac{T_1}{r_1} = 493.6 - \frac{32.74}{0.09}$$

$$F_2 = 129.8 \text{ N}$$

**Soru 3: (35 puan)**

Her iki yüzü de tork aktaran bir debriyaj diskinin dış çapı iç çapının dört katıdır. Debriyaj disk 500 dev/dak'da dönmekte ve 40 Beygir Gücü güç aktarmaktadır. Buna göre

- a) **Düzgün aşınma (uniform wear)** varsayımlına göre iç ve dış çapını bulunuz
- b) **Düzgün aşınma (uniform wear)** varsayımlına göre eksenel kuvveti bulunuz
- c) **Düzgün aşınma (uniform wear)** varsayımlına göre aktarılan torqu bulunuz
- d) **Düzgün basınç (uniform pressure)** varsayımlına göre iç ve dış çapını bulunuz
- e) **Düzgün basınç (uniform pressure)** varsayımlına göre eksenel kuvveti bulunuz
- f) **Düzgün basınç (uniform pressure)** varsayımlına göre aktarılan torqu bulunuz

Tasrim kararı: Molded friction malzemesi kullanılacaktır (Tablodan sürtünme katsayısı ve azami basıncı okurken ortalama değeri alın)

İpucu: İki adet aktif yüzey olduğundan ( $N = 2$ ) torqu hesaplamalarda ikiye bölün

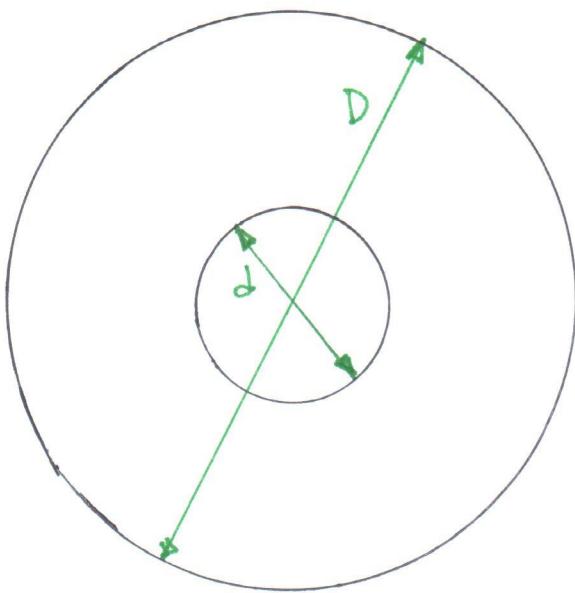
*A disk clutch that has both sides effective, an outside diameter four times the inside diameter, used in an application where 40 hp is to be developed at 500 rpm.*

- a) *The inside and outside diameters based on **uniform wear** assumption*
- b) *The actuating force required based on **uniform wear** assumption*
- c) *The torque transmitted based on **uniform wear** assumption*
- d) *The inside and outside diameters based on **uniform pressure** assumption*
- e) *The actuating force required based on **uniform pressure** assumption*
- f) *The torque transmitted based on **uniform pressure** assumption*

*Design decision: Molded friction material is used (Use the average value of the coefficient of friction and maximum pressure from the Table)*

*Hint: Since there are two active surfaces ( $N = 2$ ) divide the torque by 2 in the calculations*

### Question 3



$$D = 4d$$

40 hp

500 rpm

Molded friction material  
Table 13.11 (Using mean value)

$$f = \frac{0.25 + 0.45}{2} = 0.35$$

$$P_{max} = \frac{150 + 300}{2} = 225 \text{ psi}$$

$$hp = \frac{T \cdot n}{63000}$$

$$T = \frac{63000 (40)}{500} = 5040 \text{ lb.in}$$

a) Uniform wear assumption

$$T = \left[ \frac{1}{8} \pi f P_{max} d (D^2 - d^2) \right] N = \frac{1}{8} \pi (0.35) (225) d [(4d)^2 - d^2] (N)$$

$$= 247.4 d (16d^2 - d^2) \cdot 2 = 494.8 d (15d^2) = 7422 d^3$$

Since there are two active surfaces ( $N=2$ )

$$7422 d^3 = 5040 \Rightarrow d = 0.6791 \text{ in}$$

$$D = 4d = 2.7164 \text{ in}$$

b) Actuating force

$$F_a = \frac{1}{2} \pi P_{max} d (D - d) = \frac{1}{2} \pi P_{max} d (4d - d) = \frac{1}{2} \pi P_{max} 3d^2$$

$$= \frac{1}{2} \pi (225) 3 (0.6791)^2 = 155.65 \text{ lb}$$

c) Transmitted torque

$$T = 5040 \text{ lb.in}$$

d) Uniform pressure assumption

$$T = \left[ \frac{1}{12} \pi f P_{max} (D^3 - d^3) \right] N = 5040$$

$$\frac{1}{12} \pi (0.35)(225) \underbrace{[(4d)^3 - d^3]}_{63d^3} \cdot 2 = 5040$$

$$2597.7 d^3 = 5040$$

$$d^3 = 1.9402$$

$$d = 1.247 \text{ in}$$

$$D = 4d = 4.988 \text{ in}$$

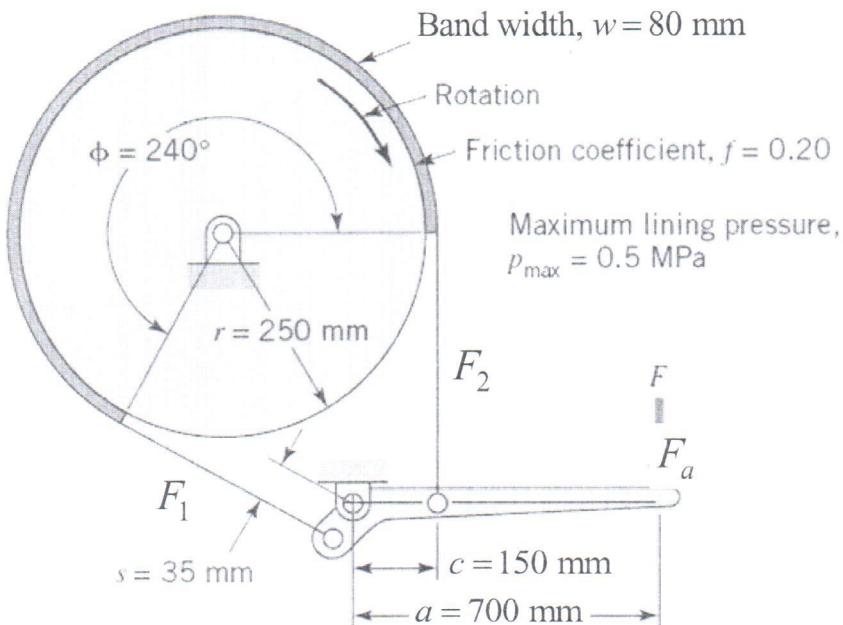
e) Actuating force

$$\begin{aligned} F_a &= \frac{1}{4} \pi P_{max} (D^2 - d^2) = \frac{1}{4} \pi P_{max} [(4d)^2 - d^2] \\ &= \frac{1}{4} \pi P_{max} (16d^2 - d^2) = \frac{1}{4} \pi P_{max} 15d^2 \\ &= \frac{1}{4} \pi (225)(15)(1.247)^2 = 4121.9 \text{ lb} \end{aligned}$$

f) Torque transmitted

$$T = 5040 \text{ lb-in}$$

Soru 4: (35 puan)



Şekilde gösterilen diferansiyel bantlı frende kullanılan woven lining malzemesinin sürtünme katsayısı  $f = 0.2$ 'dır. Boyutlar aşağıda verilmiştir.

$$w = 80 \text{ mm}, r = 250 \text{ mm}, c = 150 \text{ mm}, a = 700 \text{ mm}, s = 35 \text{ mm}, \phi = 240^\circ.$$

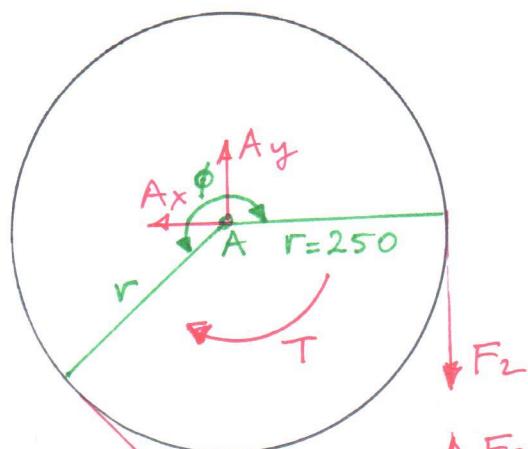
- a) Tambur ve fren için serbest cisim diyagramlarını çiziniz
- b)  $F_1$  and  $F_2$  kuvvetlerini hesaplayınız
- c) Maksimum basınç 0.5 MPa ise frenleme torkunu hesaplayınız.
- d) Frenleme kuvvetini bulunuz  $F_a = ?$
- e) Self-locking olma durumu için  $s$  ne olmalıdır.

A differential band brake shown in Figure uses a woven lining having a design value of  $f = 0.2$ . Dimensions are  $w = 80 \text{ mm}$ ,  $r = 250 \text{ mm}$ ,  $c = 150 \text{ mm}$ ,  $a = 700 \text{ mm}$ ,  $s = 35 \text{ mm}$ ,  $\phi = 240^\circ$ .

- a) Draw the Free Body Diagrams for the brake and the drum
- b) Find the forces  $F_1$  and  $F_2$
- c) Find the brake torque if the maximum lining pressure is 0.5 MPa
- d) Find the corresponding actuating force  $F_a = ?$
- e) Find the value of the dimension  $s$  that would cause the brake to be self-locking

## Question 4

a)



Coefficient of friction:  $f = 0.2$

Band width:  $w = 80 \text{ mm}$

$$r = 250 \text{ mm}$$

$$c = 150 \text{ mm}$$

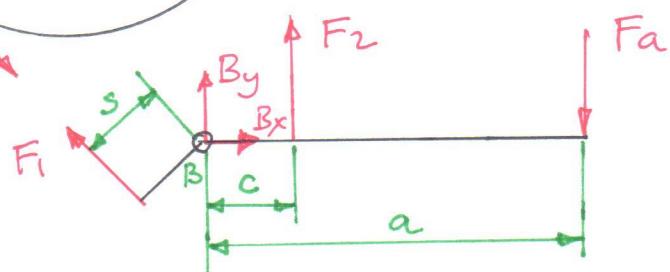
$$a = 700 \text{ mm}$$

$$s = 35 \text{ mm}$$

$$\phi = 240^\circ$$

$$P_{\max} = 0.5 \text{ MPa}$$

b)



$$\nabla \sum M_A = 0 : F_2 \cdot r - F_1 \cdot r + T = 0 \Rightarrow T = (F_1 - F_2) \cdot r$$

$$\nabla \sum M_B = 0 : F_a \cdot a - F_2 \cdot c + F_1 \cdot s = 0 \Rightarrow F_a = \frac{F_2 \cdot c - F_1 \cdot s}{a}$$

$$F_1 = w \cdot r \cdot P_{\max} = (80)(250)(0.5) = 10000 \text{ N}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f\phi} ; \quad \phi = 240^\circ = 240 * \frac{\pi}{180} \text{ rad} = \frac{4\pi}{3} \text{ rad} ; f = 0.2$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{(0.2) \frac{4\pi}{3}} = 2.311 \Rightarrow F_2 = \frac{F_1}{2.311} = \frac{10000}{2.311} = 4327.13 \text{ N}$$

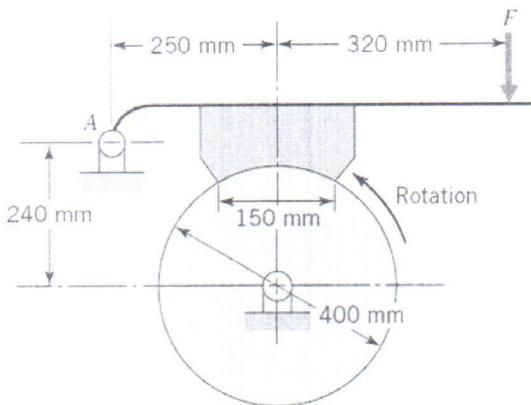
$$c) \quad T = (F_1 - F_2)r = (10000 - 4327.13)(0.25) = 1418.2 \text{ N.m}$$

$$d) \quad F_a = \frac{F_2 \cdot c - F_1 \cdot s}{a} = 427.24 \text{ N}$$

$$e) \quad \text{For self locking } F_a = 0 \Rightarrow F_2 c - F_1 s = 0$$

$$s = \frac{F_2}{F_1} \cdot c = \frac{4327.13}{10000} (150) = 64.9 \text{ mm}$$

Soru 5: (35 puan)



Şekilde pabuçlu bir fren görülmektedir. Fren pabucunun genişliği 40 mm'dır. Sürtünme malzemesinin sürtünme katsayısı 0.3'tür ve temasın projeksiyon alanındaki ortalama basınç 600 kPa'dır. Kısa pabuçlu varsayımini kullanın. Tamburun ilk hızı 1200 dev/dak'dır.

- Fren ve tambur için serbest cisim diyagramını çiziniz
- Müsade edilen temas basıncını aşmamak kaydıyla  $F$  değeri ne olmalıdır?
- Torku hesaplayınız
- Fren self energizing mi yoksa deenergizing mi
- Frenin A noktasındaki reaksiyon kuvvetini hesaplayınız
- Frene tam basıldığında tamburu 240 dev/dak'dan 0 dev/dak'ya 6 saniyede geldiğine göre ne kadar ısı açığa çıkmıştır?
- Tambur durana kadar ne kadar güç harcanmıştır?

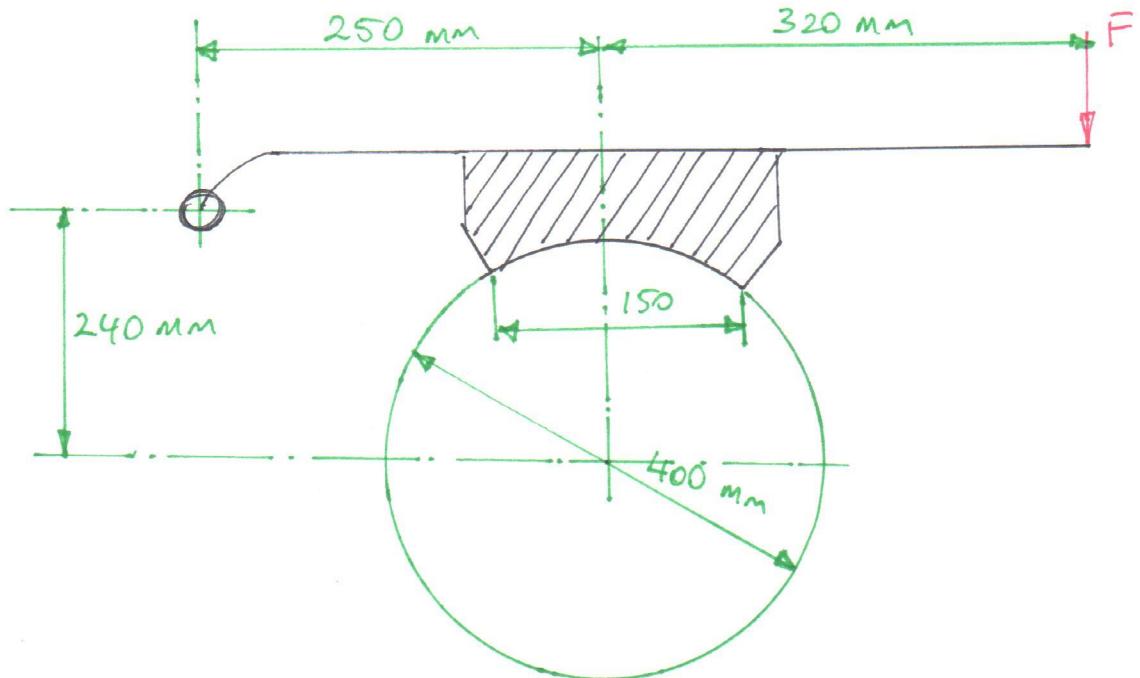
*İpucu:* Tamburun  $N_r$  kere dönme sayısı için,  $\theta = 2\pi N_r$ , ve yapılan iş  $W = T\theta$ . Ortaya çıkan ısı yapılan işe eşittir. Harcanan güç yapılan iş bölü zamana eşittir.

*Figure shows a brake with one shoe. The width of shoe contact with the drum is 40 mm. The friction material provides a coefficient of friction of 0.3, and permits an average pressure of 600 kPa, based on the projected area of contact. Use the short-shoe approximate relationships. The initial drum speed is 1200 rpm.*

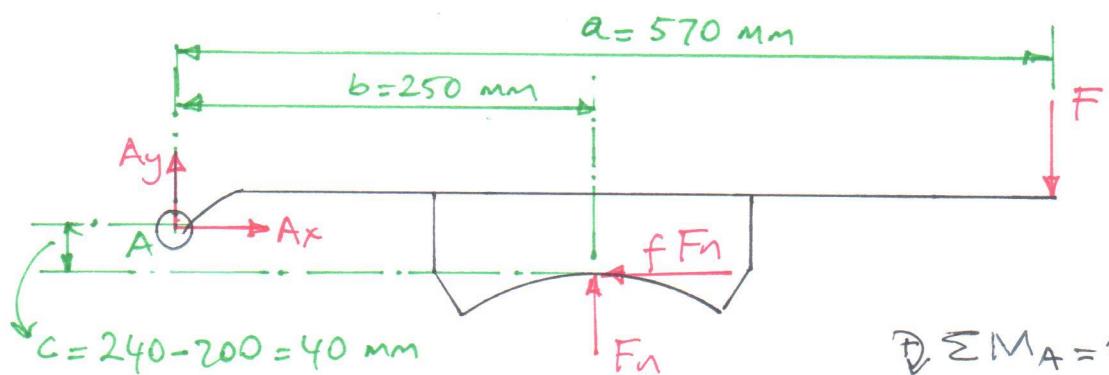
- Draw the free body diagram for the drum and the brake*
- What value of force  $F$  can be applied without exceeding the allowable contact pressure?*
- What is the resulting brake torque*
- Is the brake self-energizing or deenergizing for the direction of rotation?*
- What radial force is applied to the pivot bearing at point A*
- If full application of the brake brings the drum from 240 rpm to a stop in 6 seconds, how much heat is generated?*
- What is the average power developed by the brake during the stop?*

*Hint:* For  $N_r$  number of revolutions,  $\theta = 2\pi N_r$ , and work done is  $W = T\theta$ . Heat generated is equal to work done. Power is work divided by the time.





shoe width = 40 mm ,  $n = 1200 \text{ rpm}$  ,  $P = 600 \text{ kPa}$  ,  $f = 0.3$



$$\sum M_A = 0$$

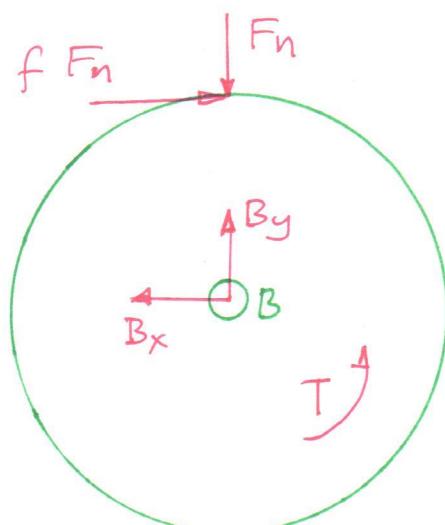
$$F \cdot a - F_n \cdot b + f F_n \cdot c = 0$$

$$F = \frac{F_n}{a} (b - fc)$$

$$\sum M_B = 0$$

$$f F_n \cdot r - T = 0$$

$$T = f F_n \cdot r$$



$$A = \text{Projected area} = (40)(150) = 6000 \text{ mm}^2 ; P = 600 \text{ kPa} = 0.6 \text{ MPa}$$

$$F_n = P \cdot A = (0.6)(6000) = 3600 \text{ N}$$

$$T = f \cdot F_n \cdot r = (0.3)(3600)(0.2) = 216 \text{ N.m}$$

$$b) F = \frac{F_n}{a} (b - f_c) = \frac{3600}{570} [250 - (0.3)(40)] = 1503.16 \text{ N}$$

From the free body diagram

$$\Rightarrow \sum F_x = 0 : A_x - f F_n = 0$$

$$A_x = f F_n = (0.3)(3600) = 1080 \text{ N}$$

$$+\uparrow \sum F_y = 0 : A_y - F + F_n = 0$$

$$A_y = F - F_n = 1503.16 - 3600$$

$$A_y = -2096.84 \quad (\downarrow)$$

$$R_A = \sqrt{A_x^2 + A_y^2} = 2358.6 \text{ N}$$

d)  $F_a = F > 0 \therefore$  the brake is self energizing

c)  $T = 216 \text{ N.m}$

e)  $R_A = 2358.6 \text{ N}$

f) Heat generated = Work done (conservation of energy)  
=  $T \cdot \theta$   
=  $T \cdot 2\pi N r$