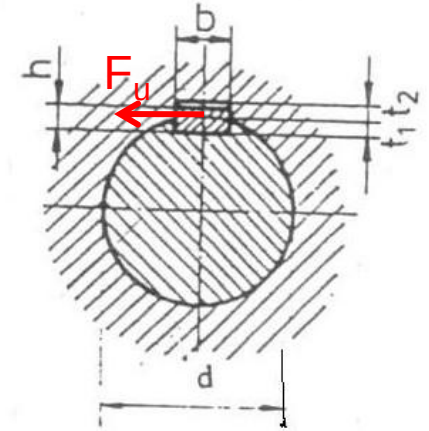
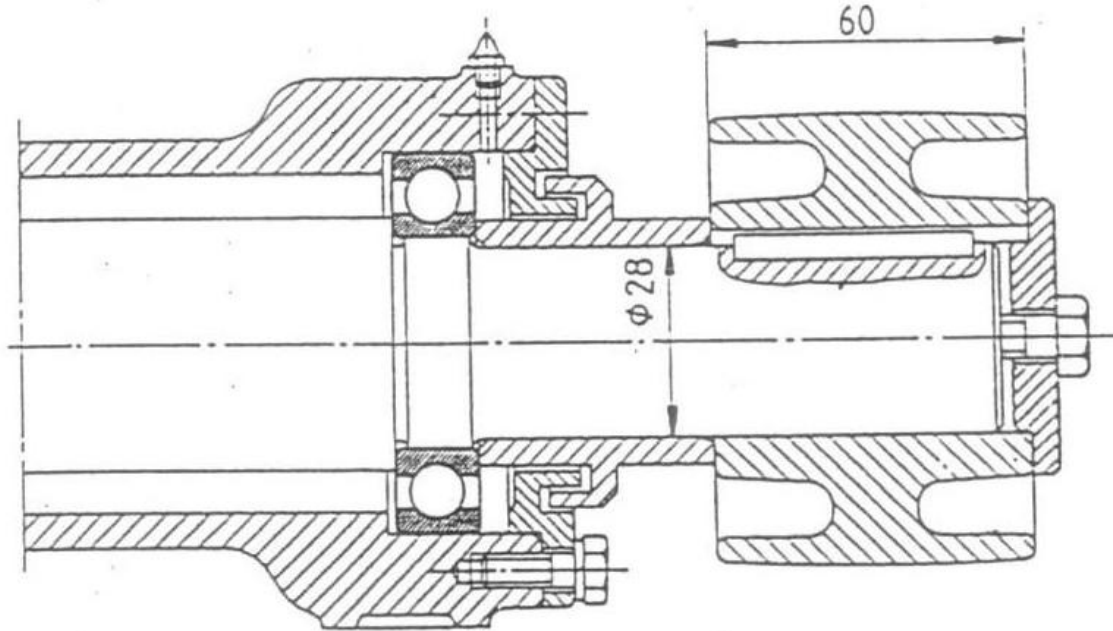


ÖRNEK 1: Düz kayış kasnağı bir mil üzerine radyal yönde uygu kaması ile eksenel yönde ise bir pul ve cıvata ile sabitleştirilmiştir. İletilecek güç 21 kW ve devir sayısı $n=2500$ D/d olup uygu kaması A formuna sahiptir. Müsaade edilen yüzey basıncı $p_{em} = 60 \text{ N/mm}^2$ kasnak malzemesi GG ve mil malzemesi St 50'dir.

- a) Gerekli kama uzunluğunu bulunuz.
b) Uygu kamasındaki kesme gerilmesini hesaplayınız. ($\tau_{a_{em}} = 100 \text{ N/mm}^2$)

Tüm ölçüler mm'dir.



$$a) M_b = \frac{P}{2\pi.n/60} = \frac{21.10^3}{2\pi.2500/60} = 80,22 N.m \quad \text{veya bir başka yol ile}$$

$$M_b = 955. \frac{P}{n} = 955. \frac{21}{2500} = 8.022 daN.m$$

$$M_b = F_u. \frac{d}{2} \rightarrow F_u = \frac{2M_b}{d} = \frac{2.80,21.10^3}{28} = 5730 N \quad \text{Uygu kaması tablosundan}$$

$$\phi 28 mm \text{ için } b = 8 mm, h = 7 mm, t_1 = 4,1 mm, t_2 = 3 mm$$

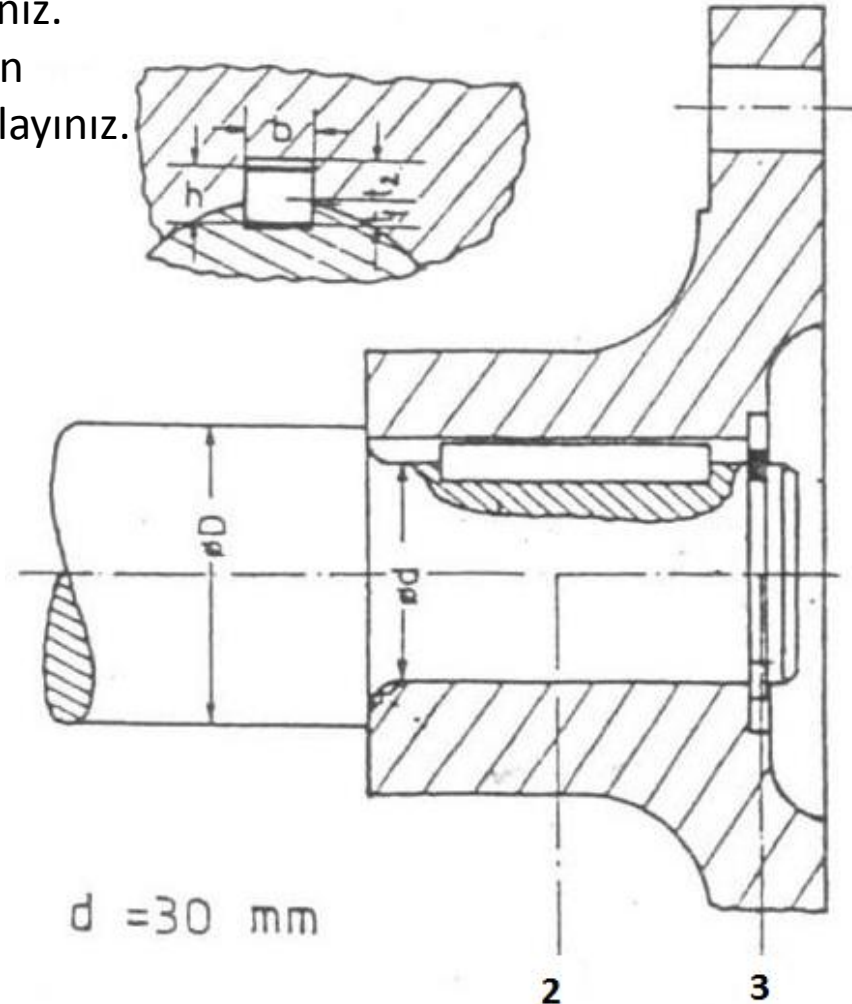
$$p = \frac{F}{A} = \frac{F_u}{t_2 \cdot p_{em}} + b = \frac{5730}{3.60} + 8 \geq 39,83 mm \quad \text{Standart uzunluk tablosundan}$$

L=40 mm olarak seçilmiştir.

b) Standart uygu kamalarında kesme gerilmesinin pek önemi yoktur.

$$\tau_a = \frac{F_u}{A} = \frac{F_u}{b.(l-b)} = 22,4 N / mm^2 \leq 100 \quad \text{emniyetli}$$

Çıkış mili üzerine flanş A tipi bir uygu kaması ile bağlanmıştır.



Uygu kaması talosundan

$h=7$ mm, $b=8$ mm,

$t_1 = 4,1 \text{ mm}$, $t_2 = 3 \text{ mm}$, $d = 30 \text{ mm}$

$$a) \quad p = \frac{F_u}{b \cdot \frac{h}{2} \cdot (l - b)} \leq p_{em} \quad l \geq \frac{F_u \cdot 2}{h \cdot p_{em}} + b$$

$$P = M_b \cdot \omega = M_b \cdot \frac{\pi \cdot n}{30} \Rightarrow M_b = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n} = \frac{30 \cdot 10 \cdot 10^3}{\pi \cdot 750} = 127,3 \text{ N.m}$$

$$M_b = F_u \cdot \frac{d}{2} \Rightarrow F_u = \frac{2 \cdot M_b}{d} = 8487 \text{ N}$$

$$l \geq \frac{8487 \cdot 2}{7 \cdot 80} + 8 = 38,311 \text{ mm} \Rightarrow l = 40 \text{ mm}$$

Standart uzunluk tablosundan

b) A-8x7x40 DIN 6885

$$c) \tau_a = \frac{F_u}{b \cdot l} = \frac{8488}{8 \cdot 38,4} = 27,6 \text{ N / mm}^2$$

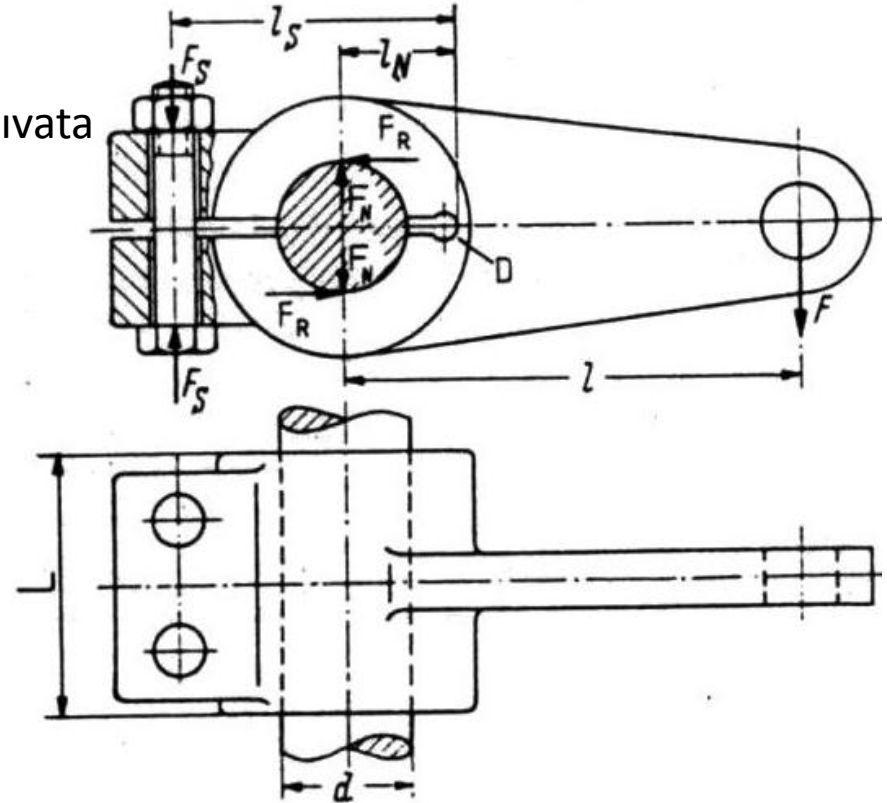
d) Zorlamanın fazla olduğu nokta (2) noktasıdır. Çünkü bu nokta burulma momentin iletildiği bölgede bulunmaktadır.

ÖRNEK 3: Tek taraftan yarıklı kol (GS) $d=20$ mm çapında bir mil (St 37) üzerine bir cıvata yardımı ile bağlanmıştır. Kola etki eden kuvvet $F=300$ N'dur. Kol ile mil arasındaki yüzey basıncı eşit bir şekilde dağılmaktadır. Sürtünme katsayısı

$$\mu = 0,12; \quad p_{em} = 60 \text{ N/mm}^2 \text{ (GS için); } l_s = 50 \text{ mm; } l_N = 20 \text{ mm; } l = 310 \text{ mm}$$

olarak verilmiştir.

- Kayma emniyet katsayısını $k_0=1.2$ alarak cıvata öngerilme kuvvetini (F_s) hesaplayınız.
- Ortalama yüzey basıncından yararlanarak L uzunluğunu bulunuz.



Sürtünme katsayısı tablodan da bulunabilirdi.

$$a) M_s \geq k_0 \cdot M_b \quad 2 \cdot F_R \cdot \frac{d}{2} \geq k_0 \cdot F \cdot l \quad 2 \cdot \mu \cdot F_N \cdot \frac{d}{2} \geq k_0 F \cdot l$$

$$F_N \geq \frac{k_0 F \cdot l}{\mu \cdot d} = \frac{1,2 \cdot 300 \cdot 310}{0,12 \cdot 20} = 46500 N$$

$$i \cdot F_s \cdot l_s = F_N \cdot l_N \quad i = 2 \quad (\text{civata sayısı})$$

$$F_s = \frac{F_N \cdot l_N}{l_s \cdot i} = \frac{46500 \cdot 20}{50 \cdot 2} = 9300 N$$

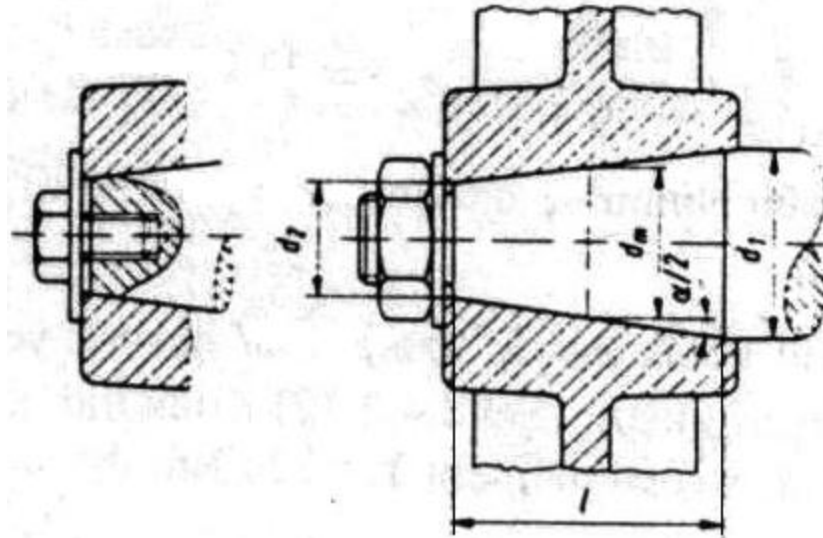
b) Ortalama yüzey basıncı p;

$$p = \frac{k_0 M_d}{\mu \cdot L \cdot d^2} = \frac{1,2 \cdot 300 \cdot 310}{0,12 \cdot L \cdot 20^2} \leq p_{em} = 60$$

$$L \geq \frac{1,2 \cdot 300 \cdot 310}{0,12 \cdot 20^2 \cdot 60} = 38,75 mm$$

ÖRNEK 4: Bir dişli çark konik mıylu bağlantısı ile bir mile geçmeli olarak bağlanmıştır. İletilecek güç 7.5 kW, devir sayısı $n=80$ D/d, müsaade edilen yüzey basıncı $p_{em} = 150 \text{ N/mm}^2$, $d_1=60 \text{ mm}$, koniklik 1:10, etkili konik uzunluğu $l=80 \text{ mm}$, sürtünme katsayısı $\mu=0,1$ 'dir.

- Ortalama çapı (d_m) bulunuz.
- Koniklik açısını bulunuz.
- Mil ile çark arasındaki yüzey basıncını bulunuz.
- Geçmeyi aksel olarak sıkıştırmak için gerekli aksel kuvveti (somun ön gerilme kuvvetini) hesaplayınız.



a) Ortalama ap d_m ;

$$\frac{d_1 - d_2}{l} = \frac{1}{10} \quad d_2 = d_1 - 8 = 52 \text{ mm}$$

$$d_m = \frac{60 + 52}{2} = 56 \text{ mm}$$

b) Koniklik açısı;

$$\tan \alpha = 1/10 \quad \alpha = \arctan 0,1 = 5,7106$$

$$(\alpha / 2) = 2,85^0$$

c) Mil ile ark arasındaki yüzey basıncı;

$$M_b = \frac{P}{\omega} = \frac{P.30}{\pi.n} = \frac{7,5.10^3.30}{\pi.80} = 895,25 \text{ Nm} = 895,25.10^3 \text{ Nmm}$$

$$[\text{ diğ er yolla zersek } M_b = 955. \frac{P}{n} = 955. \frac{7,5}{80} = 89,53 \text{ daN.m}]$$

$$p = \frac{2.M_b}{\mu.\pi.d_m^2.l} = \frac{2.895,25.10^3}{0,1.\pi.56^2.80} = 22,717 \text{ N / mm}^2 \leq 150 \text{ N / mm}^2$$

d) $F_{\ddot{o}n}$ eksenel kuvvet;

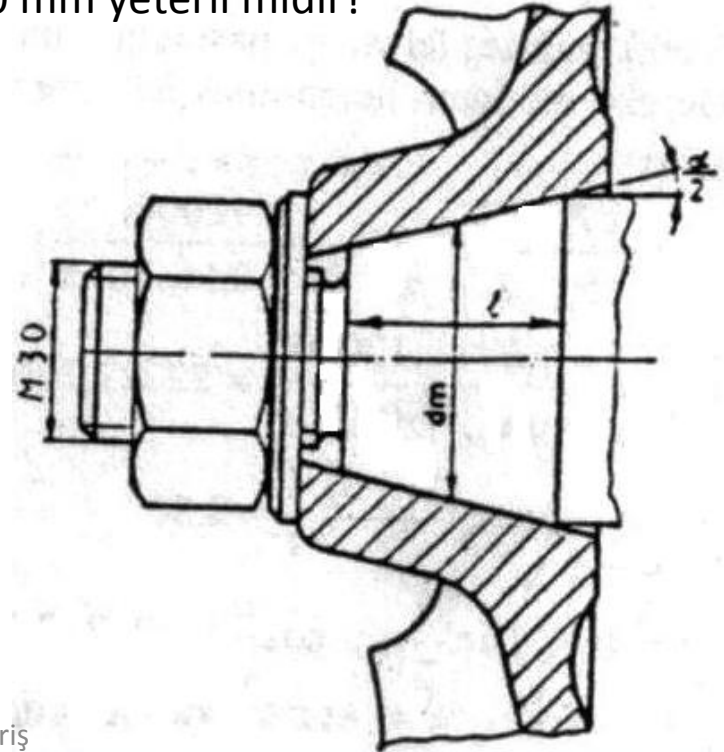
$$F_{\ddot{o}n} = \frac{2.k_0.M_b.\tan\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right)}{\mu.d_m} \quad k_0 = 1$$

$$\tan \rho = \mu = 0,1 \quad \Rightarrow \quad \rho = 5,71$$

$$F_{\ddot{o}n} = \frac{2.895,25.10^3.\tan\left(\frac{5,7}{2} + 5,71\right)}{0,1.56} = 48126,6 \text{ N}$$

ÖRNEK 5: Konik muylu bağlantıda aşağıdaki veriler bilinmektedir; iletilecek güç $P=14$ kW, devir sayısı $n=150$ D/d, ortalama çap $d_m=56$ mm, konik açısı $\alpha/2=2,86$, sürtünme katsayısı $\mu=0,1$, somun üzerinden aksel yönde etki eden kuvvet $F_{\text{ön}}=70$ kN

- Kayma emniyet katsayısını hesaplayınız.
- Mil ve göbek arasında müsaade edilen yüzey basıncı $p_{\text{em}}=100$ N/mm² olması durumunda efektif muylu uzunluğu $l=80$ mm yeterli midir?



$$a) M_b = \frac{P}{\omega} = \frac{P.30}{\pi.n} = \frac{14000.30}{\pi.150} = 891,3 Nm$$

$$F_{\ddot{o}n} = \frac{2.k_0.M_b.\tan\left(\frac{\alpha}{2} + \rho\right)}{\mu.d_m} = 70000$$

$$k_0 = \frac{70000.56.0,1}{2.891700.\tan(2,86 + 5,71)} = 1,458 \cong 1,5$$

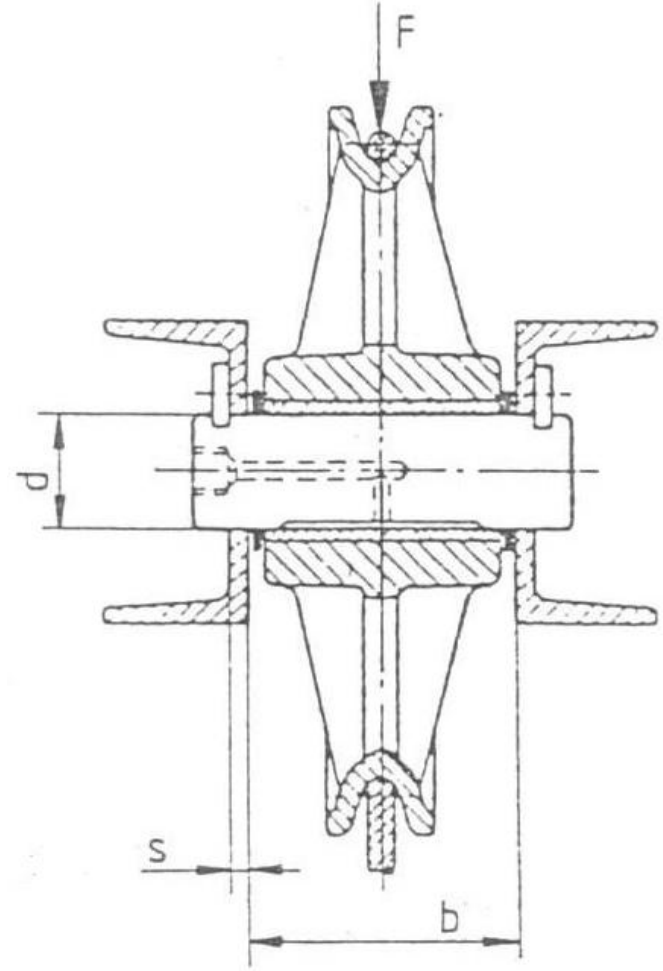
$$b) p = \frac{2.M_b.k_o}{\pi.\mu.l.d_m^2} = \frac{2.891700.1,5}{\pi.0,1.80.56^2} = 33.94 N / mm^2$$

$$p < p_{em} = 100 N / mm^2 \quad \text{olduğu için I yeterlidir.}$$

ÖRNEK 6: Bir halat kasnağı kaymalı yatak ile bir perno üzerine yataklandırılmıştır. Perno St 37'den olan iki U profili üzerine takılarak Eksenel yönde sabitlenmiştir. Halat kuvvetlerinden dolayı kasnağa $F=12$ kN'luk bir kuvvet etki etmektedir. Malzemesi St 60'dan olan perno ile kaymalı yatak görevini yapan burç arasında bir boşluklu geçme vardır.

$d=30$ mm, $s=6$ mm, $b=50$ mm

- Pernoda hangi gerilmeler oluşur?
- Maksimum eğilme momentini bulunuz.
- Pernonun çapı yeterli midir?
- Yüzey basıncını hesaplayınız.



Sertleştirilmiş burç için $p_{em}=20$ N/mm² (oynak yüzeyler arasında),
St37 için $p_{em}=100$ N/mm² (hareketsiz yüzeyler arasında); St 60 için $\sigma_{eem}=100$ N/mm² alınacaktır.

- a) Kesme gerilmesi, eğilme gerilmesi ve yüzey basıncı oluşur.
b) Maksimum eğilme momenti:

$$M_{e_{\max}} = \frac{F}{2} \left(\frac{s}{2} + \frac{b}{2} \right) = \frac{12}{2} \left(\frac{6}{2} + \frac{50}{2} \right) = 168.10^3 \text{ Nmm}$$

c) *St60 için* $\sigma_{e_{em}} = 100 \text{ N / mm}^2$

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W} = \frac{Me}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}} = \frac{168.10^3 \cdot 32}{\pi \cdot 30^3} = 63 \text{ N / mm}^2$$

$\sigma_e \leq \sigma_{e_{em}}$ perno çapı yeterlidir.

d) Burç için yüzey basıncı;

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F}{d \cdot b} = \frac{12}{30 \cdot 50} = 8 \text{ N / mm}^2 \leq p_{em} \quad (\text{Sertleştirilmiş burç için } p_{em} = 20 \text{ N/mm}^2)$$

Perno ile U profili arasındaki yüzey basıncı;

$$p = \frac{F/2}{d \cdot s} = \frac{12 \cdot 10^3}{2 \cdot 30 \cdot 6} = 33,3 \text{ N / mm}^2 \leq p_{em}$$

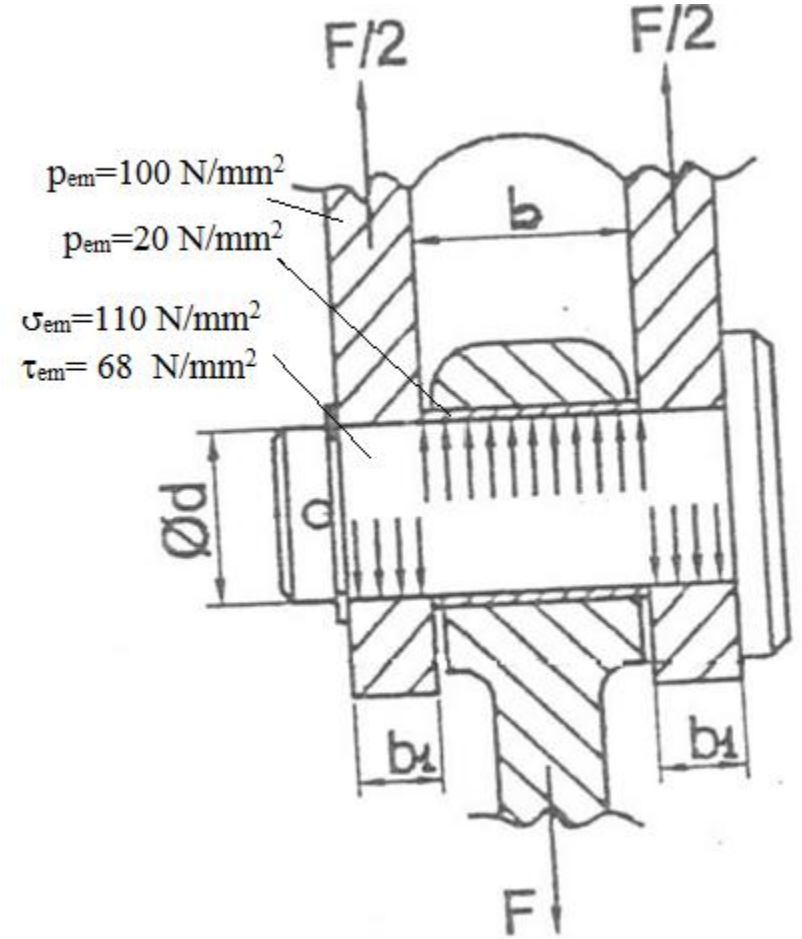
$(p_{em} = 100 \text{ N / mm}^2 \quad \text{St 37 için})$

ÖRNEK 7: Bir mafsal için aşağıdaki veriler geçerlidir.

$b_1=20$ mm, $b=45$ mm (St 37)

$d=30$ mm (St 70) , $F=15$ kN

- Kol ve çataldaki yüzey basıncını hesaplayınız.
- Eğilme gerilmesini hesaplayınız.
- Kesme gerilmesini hesaplayınız.



a) Koldaki yüzey basıncı;

$$p = \frac{F}{L.d} = \frac{15.10^3}{45.30} = 11,11 \text{ N / mm}^2$$

$$p \leq p_{em} = 20 \text{ N / mm}^2$$

Çatal deliklerindeki yüzey basıncı;

$$p_1 = \frac{F}{2.b.d} = \frac{15.10^3}{2.20.30} = 12,5 \text{ N / mm}^2 \leq p_{em} = 100 \text{ N / mm}^2$$

$$b) M_{e_{\max}} = \frac{F}{2} \left(\frac{b+L}{2} \right) = 7500. \frac{20+45}{2} =$$

$$M_{e_{\max}} = 243750 \text{ Nmm}$$

Eğilme gerilmesi;

$$\sigma_e = \frac{M_{e_{\max}}}{W} \quad W_b = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$$

$$\sigma_e = \frac{243750.32}{\pi \cdot 30^3} = 91,95 \text{ N} / \text{mm}^2$$

$$\sigma_e \leq \sigma_{em} = 110 \text{ N} / \text{mm}^2$$

c) Kayma gerilmesi;

$$\tau = \frac{F/2}{A} = \frac{F \cdot 2}{\pi \cdot d^2} = \frac{15 \cdot 10^3 \cdot 2}{\pi \cdot 30^2} = 10,61 \text{ N} / \text{mm}^2$$

$$\tau \leq \tau_{em} = 68 \text{ N} / \text{mm}^2$$

ÖRNEK 8: Bir vincin tekerleğine ait ve St50 ($\sigma_{Ak}=29 \text{ daN/mm}^2$) malzemesinde yapılan sabit bir aks, $F= 2500 \text{ daN}$ statik bir kuvvete zorlanmaktadır. Kuvvet aksa rulmanların yardımı ile $F/2$ şeklinde iletilmektedir. Aksın çapı istenmektedir . $l_A=100 \text{ mm}$, emniyet katsayısı $s=2,5$ olarak verilmektedir.

Çözüm:

a) Eğilme momenti

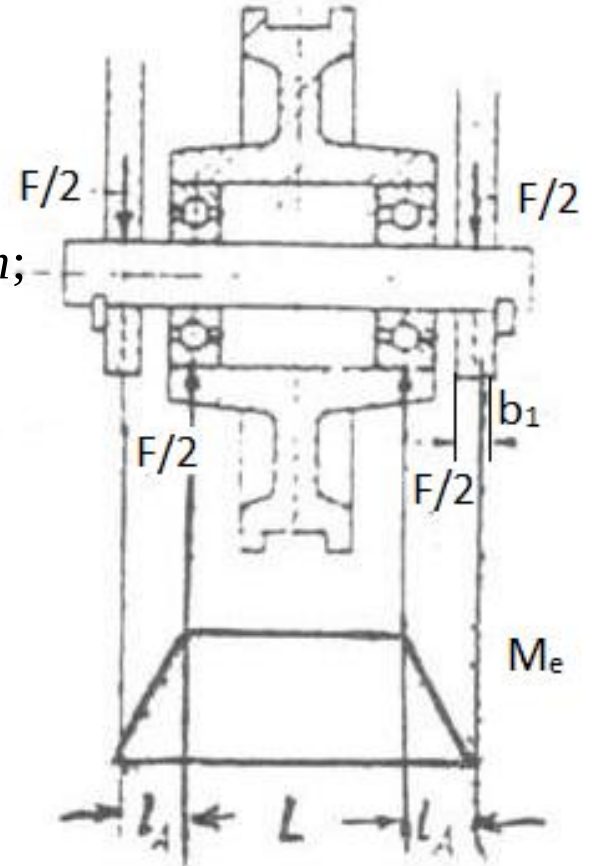
$$M_e = (F / 2)l_A = (2500 / 2).100 = 125000 \text{ daNmm};$$

b) Aksın çapı

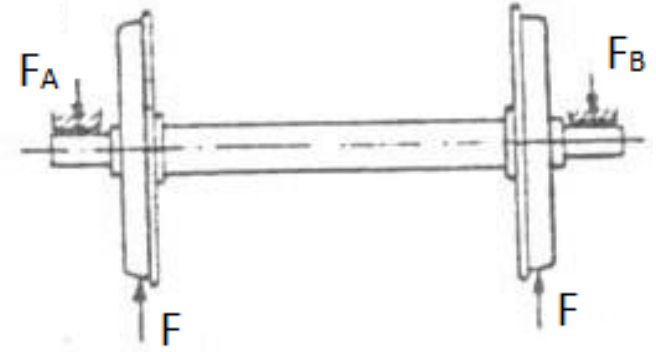
$$\sigma_{em} = \sigma_{Ak} / S = 29 / 2,5 = 11,6 \text{ daN / mm}^2 \text{ ile}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32M_e}{\pi\sigma_{em}}} = \sqrt[3]{\frac{32.125000}{\pi.11,6}} = 47,8 \text{ mm}$$

$d=50 \text{ mm}$ seçilir.



ÖRNEK 9: Raylı taşıtlarda kullanılan, tekerlekleri sıkı geçme ile monte edilen ve Şekilde görülen döner aksın boyutlandırılması (çapı) istenmektedir. Bir tekerleğe gelen kuvvet $F=5700$ daN, aksın malzemesi St50 ($\sigma_{Ak}=29$ daN/mm²) ; $l=250$ mm, emniyet katsayısı $s=2$; yüzey pürüzlük faktörü $K_y= 0,88$, boyut faktörü $K_b= 0,75$, çentik faktörü $K_c=1,4$ (pres geçmeden dolayı) olarak verilmektedir.

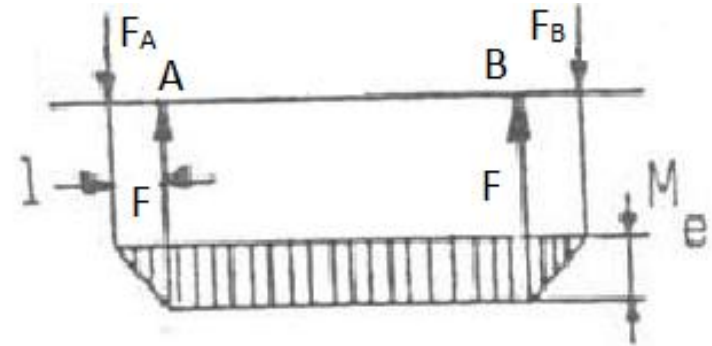


Çözüm:

a. Yataklara gelen kuvvet $F_A=F_B=F=5700$ daN ve buna göre eğilme momenti (eğilme momentinin genliği)

$$M_e = M_{eg} = F_A \cdot 250 = \\ = 5700 \cdot 250 = 1425000 \text{ daN}$$

olarak bulunur.



b. Aks, tam değişken gerilmelerle zorlanmaktadır. Buna göre;

$$\sigma_D = 0,5.\sigma_k = 0,5.50 = 25 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

$$\sigma_{D_{em}} = \frac{K_y K_b}{K_c} \frac{\sigma_D}{s} = \frac{0,88.0,75}{1,4} \cdot \frac{25}{2} = 5,89 \text{ daN} / \text{mm}^2 \quad \text{ile}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32.M_{eg}}{\pi\sigma_{D_{em}}}} = \sqrt[3]{\frac{32.1425000}{\pi.5,89}} \approx 135 \text{ mm} \quad \text{elde edilir.}$$

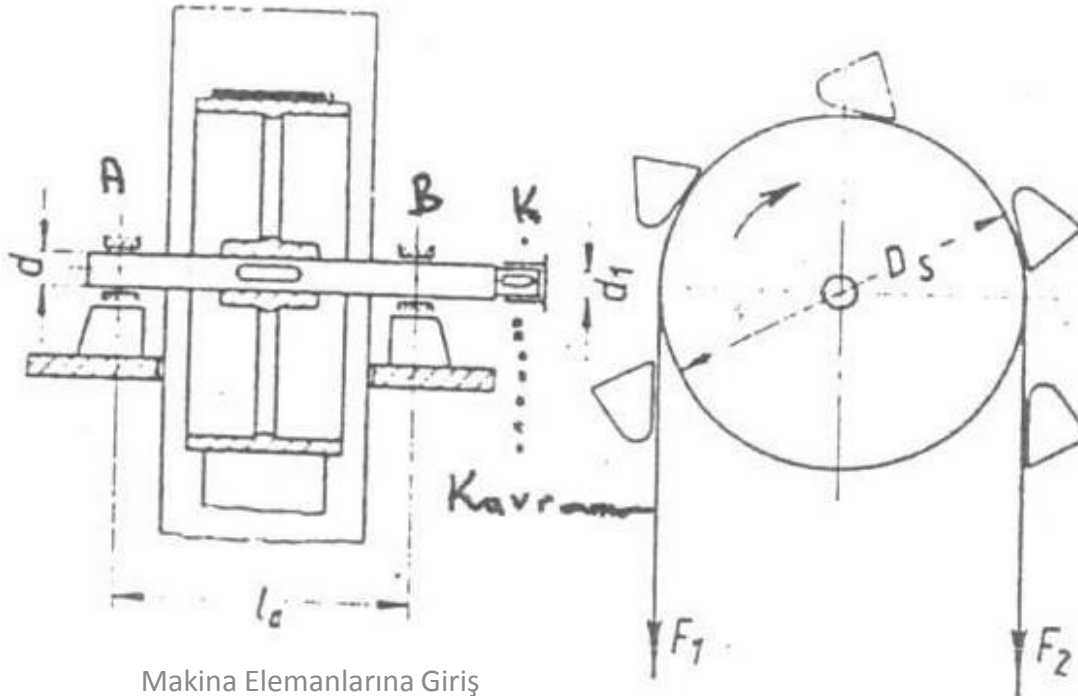
c

c

ÖRNEK 10: Şekilde gösterilen ve bir elevatör tamburuna ait olan mil tambura $n=80$ d/dk dönme hızında $P=7$ kW bir güç iletmektedir. Buna göre

- Emniyet katsayısı $s=1,5$ için milin çapı d ;
- Milin kavrama yerindeki d_1 çapı istenmektedir.

Tamburun çapı $D_s=800$ mm, milin yataklar arası uzunluğu $l=580$ mm, elevatörün dolu kolundaki kuvvet $F_1=1200$ daN ve boş kolundaki kuvvet $F_2=1000$ daN, mil malzemesi St50 ($\sigma_{Ak}=30$ daN/mm²), yüzey pürüzlük faktörü $K_v=0,9$, boyut faktörü $K_b=0,75$, çentik faktörü $K_c=1,7$ olarak verilmektedir.



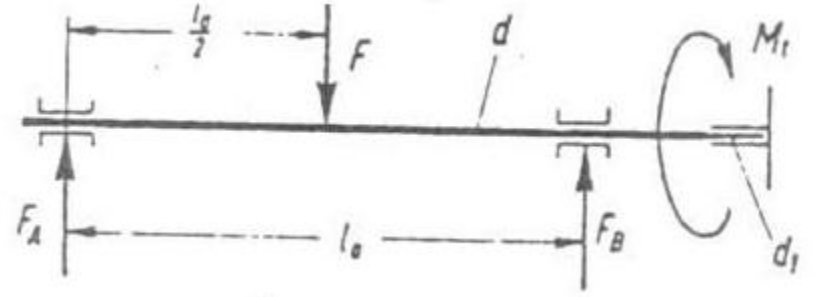
Çözüm:

a. Eğilme momenti tepki kuvvetleri

$$F = F_1 + F_2 = 1200 + 1000 = 2200 \text{ daN}$$

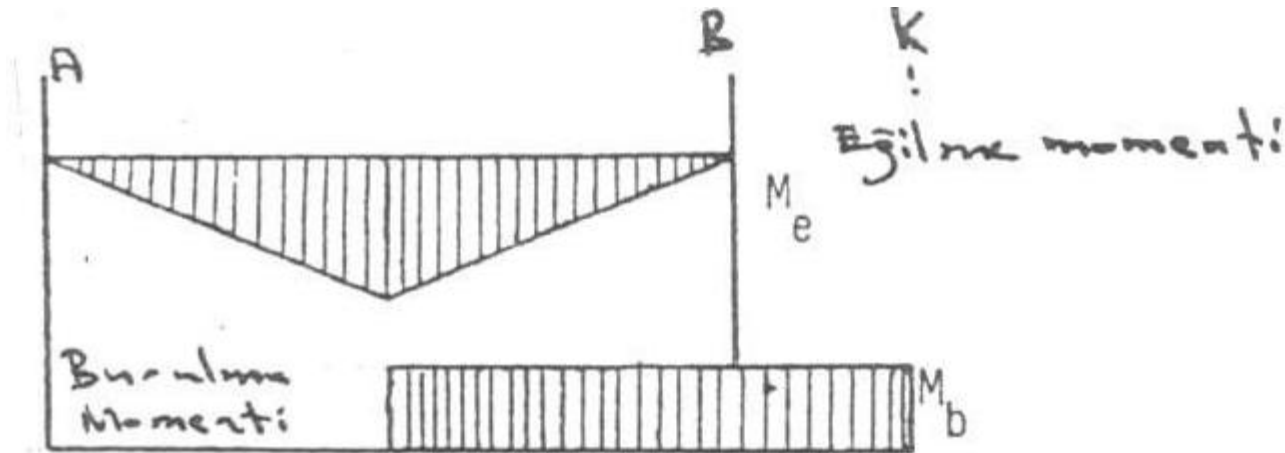
$$F_A = F_B = F/2 = 2200/2 = 1100 \text{ daN}$$

$$M_e = F_A \cdot l/2 = 1100 \cdot 580 = 319000 \text{ daNmm} \text{ bulunur.}$$



Burulma momenti

$$M_b = 955 \cdot (P/n) = 955(7/80) = 83,56 \text{ daNm} = 83560 \text{ daNmm} \text{ elde edilir.}$$



Bileşik moment

$$\sigma_D = 0,5\sigma_K = 0,5.50 = 25 \text{ daN} / \text{mm}^2$$

$$\sigma_D^* = \left(\frac{K_y K_b}{K_\zeta}\right) \sigma_D = \left(\frac{0,75.0,9}{1,7}\right).25 = 9,93 \text{ daN} / \text{mm}^2 \quad \text{ile}$$

$$M_B = \sqrt{[M_e]^2 + (\alpha_0 M_b)^2} = \sqrt{[319000]^2 + (0,7.83560)^2}$$

$$M_B = 324318 \text{ daNmm}$$

bu bileşik moment ile zorlanan milin çapı $\sigma = 32 M_b / \pi d^3 \leq \sigma_{Ak} / s$ bağıntısından

$$d = \sqrt[3]{\frac{32.M_B}{\pi.\sigma_D^* / s}} = \sqrt[3]{\frac{32.324318}{\pi(9,93/1,5)}} = 79,31 \text{ mm}$$

$$d = 80 \text{ mm} \quad \text{seçilir.}$$

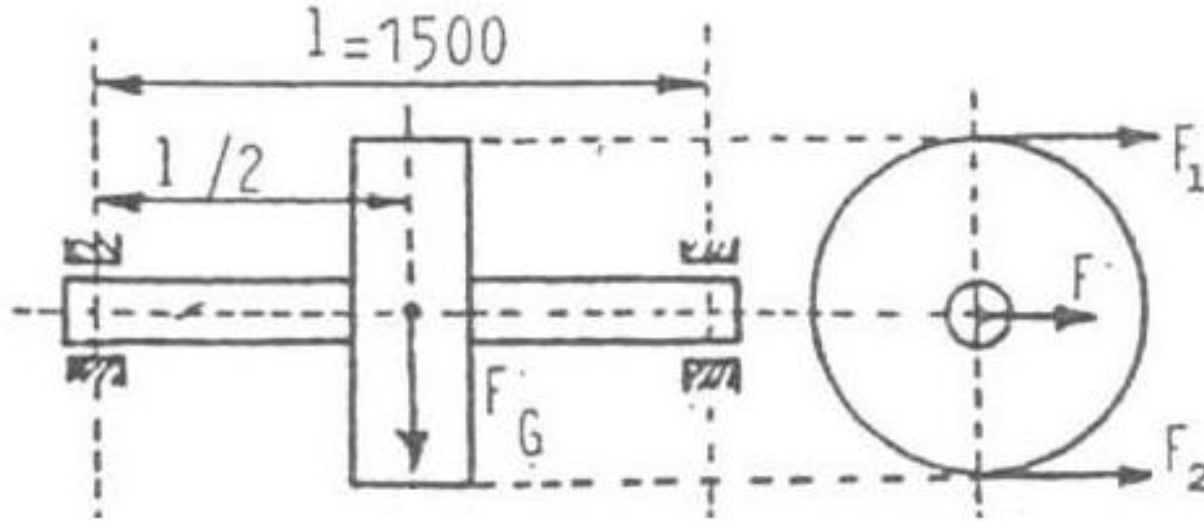
b. Kavramanın takıldığı bölgede mil, moment diyagramlarından da görüldüğü gibi sadece burulmaya zorlanır. Bu durumda $\tau=16 \cdot M_b / \pi d_1^3 < \tau_{Ak}/s$ bağıntısından

$\tau_{Ak}=0,58 \sigma_{Ak}=0,58 \cdot 30=17,4 \text{ daN/mm}^2$ ile

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_b}{\pi \sigma_{Ak} / s}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 83560}{\pi (17,4 / 1,5)}} = 33,5 \text{ mm}$$

olur. Görüldüğü gibi çok küçük bir değer vermektedir. Bu nedenle pratikte millerin en çok zorlanan yerlerde çapı bulunur ve bu çapa göre diğer çaplar konstrüktif olarak tayin edilir. Örneğin burada $d_1=70\text{mm}$ seçilebilir.

ÖRNEK 11: Şekilde mil St70 ($\sigma_{Ak}=36 \text{ daN/mm}^2$) malzemesinden yapılmıştır. Milin ortasında uygu kaması ile bağlanan bir kasnak bulunmaktadır. İletilen güç $P=15\text{kW}$, dönme hızı $n=150\text{D/d}$, kasnak ağırlığı $F_G=100 \text{ daN}$, kayış kollarındaki toplam kuvvet $F= 600 \text{ daN}$ olduğu durumda: a. Milin boyutlandırılması (çapı) b. Burulma açısı istenmektedir. Milin yataklar arası uzunluğu $l=1500 \text{ mm}$, emniyet katsayısı $s=2$, yüzey pürüzlük faktörü $K_v= 0,88$, boyut faktörü $K_b= 0,74$, çentik faktörü $K_c=1,6$, burulma momenti statik, kayma modülü $G=8000 \text{ daN/mm}^2$ olarak verilmektedir.



Çözüm:

- a. Mil eğilme bakımından kasnağın ağırlığı düşey düzlemde ve kayış kuvveti yatay düzlemde kalmak üzere iki düzlemde zorlanmaktadır. Bu bakımdan düşey düzlemde tepki kuvvetleri: $F_{AV}=F_{BV}=F_G/2=100/2=50 \text{ daN}$;

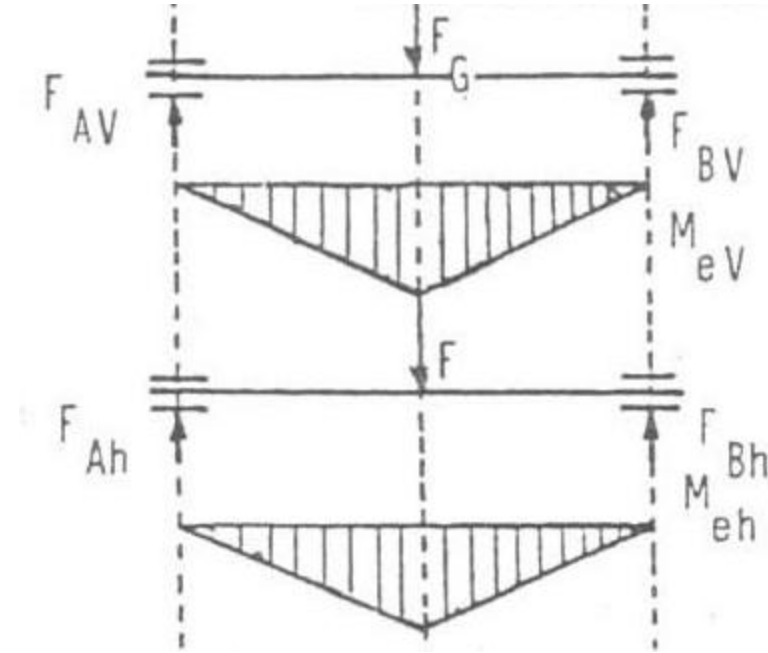
Yatay düzlemde tepki kuvvetleri: $F_{Ah}=F_{Bh}=F/2=600/2=300 \text{ daN}$;

Toplam tepki kuvveti:

$$F_A = \sqrt{F_{Ad}^2 + F_{Ay}^2} = \sqrt{50^2 + 300^2} \approx 304 \text{ daN}$$

Ve eğilme momenti

$$M_e = F_A \cdot l/2 = 304 \cdot 1500/2 = 22800 \text{ daNmm}$$



b. Burulma momenti

$M_b = 955 \cdot P/n = 955 \cdot 15/150 = 95,5 \text{ daN/m} = 95500 \text{ daNmm}$ elde edilir.

c. Milin çapı, eğilme zorlanması tam değişken ve burulma zorlanması statik koşullarından hesaplanacaktır. Buna göre bileşik moment:

$$\sigma_D = 0,5\sigma_K = 0,5 \cdot 70 = 35 \text{ daN / mm}^2$$

$$\sigma_D^* = \left(\frac{K_y K_b}{K_\phi} \right) \sigma_D = \left(\frac{0,74 \cdot 0,88}{1,6} \right) \cdot 35 = 14,24 \text{ daN / mm}^2 \text{ ile}$$

$$M_B = \sqrt{[M_e]^2 + (0,7M_b)^2} = \sqrt{[22800]^2 + (0,7 \cdot 95500)^2}$$

$$M_B = 70631 \text{ daNmm}$$

ve mil çapı:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32.M_B}{\pi\sigma_{Ak} / s}} = \sqrt[3]{\frac{32.70631}{\pi(14,24 / 2)}} = 46,57 \text{ mm}$$
$$d = 50 \text{ mm} \quad \text{seçilir .}$$

d. Burulma açısı

$$\theta = \frac{M_b.l}{GI_p} = \frac{32M_b.l}{G\pi d^4} = \frac{32.95500.1500}{8300.\pi.50^4} = 0,0282 \text{ rad} = 0,0282.\left(\frac{180^0}{\pi}\right) = 1,616^0$$

olarak hesaplanır.

ÖRNEK 12: Katalogdaki dinamik yük sayısı $C=4150$ daN olan 6309 tek sıralı sabit bilyalı radyal rulman $F_r=450$ daN'luk bir kuvvet taşımakta ve $n=840$ D/d dönme hızı ile dönmektedir. Buna göre:

- $L_h=20000$ saat ömür için uygun olup olmadığını;
- Yük aynı kaldığı ve ömür iki misli azaldığı durumda rulmanın dinamik yük sayısı istenmektedir.

Çözüm:

a. Rulman sadece radyal kuvvete zorlanmaktadır; dolayısıyla

$F=F_r$ dir. Bu durumda hesaplanan dinamik yük sayısı

$L_h=10^6/60n(C_{hes}/F)^p$ ' den

$$C_{hes} = F \cdot \sqrt[p]{L_h \cdot 60n / 10^6} = 450 \cdot \sqrt[3]{20000 \cdot 60 \cdot 840 / 10^6} = 4502 \text{ daN}$$

bulunur. $C_{hes}=4502 \text{ daN} > C=4150 \text{ daN}$ olduğundan rulman uygun değildir. Bu rulman 20 000 saat ömre ulaşamaz.

b. Ömür iki misli azaldığı durumda:

$$F = C_1 \sqrt[p]{10^6 / L_{h_1} \cdot 60 \cdot n} = C_2 \sqrt[p]{10^6 / L_{h_2} \cdot 60 \cdot n} \text{ 'den } C_1 \sqrt[p]{1 / L_{h_1}} = C_2 \sqrt[p]{1 / L_{h_2}} \text{ bulunur ve}$$

$$L_{h_2} = 0,5L_{h_1} \text{ ile } C_2 = C_1 \sqrt[p]{\frac{L_{h_2}}{L_{h_1}}} = 4502 \sqrt[3]{0,5} = 3574 \text{ daN}$$

elde edilir. Bu durumda $C_{hes2}=3574 \text{ daN} < C=4150 \text{ daN}$ dir ve dolayısıyla rulman uygundur. 20000 saat ömrü aşar.

ÖRNEK 13: Tek sıralı sabit bir rulman ile desteklenmesi istenilen ve $n=1450$ D/d dönme hızı ile dönen bir milin, bu rulmana düşen kuvveti $F=390$ daN dır. Bu rulman için dinamik yük sayıları parantez içinde yazılan 6010 ($C=1700$ daN), 6210 ($C=2750$ daN) ve 6310 ($C=4800$ daN) rulmanları önerilmektedir. Buna göre:

- Rulmanların takılacağı milin çapı;
- $L_h=15000$ saatlik ömür için hangi rulmanın uygun olduğu,
- Bu rulmanların arasındaki fark sorulmaktadır.

Çözüm:

- Rulmanların takılacağı mil çapı $d=10.5=50$ mm dir.
- hesaplanan dinamik yük sayısı

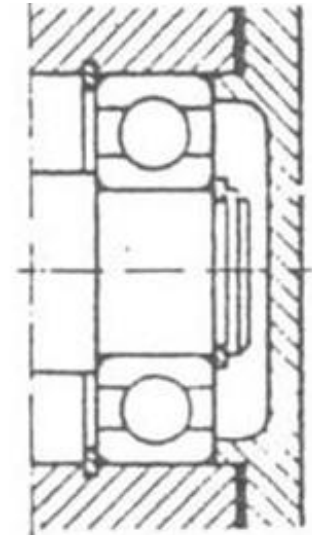
$$C = F \cdot \sqrt[3]{L_h 60n / 10^6} = 390 \cdot \sqrt[3]{15000 \cdot 60 \cdot 1450 / 10^6} = 4161 \text{ daN}$$

bulunur.

- Rulmanların hepsi aynı iç çapa $d=50$ mm ye sahiptirler; ancak aralarında boyut serisi farkı vardır. Bu nedenle dinamik yük sayısı değişmektedir.

ÖRNEK 14: Şekilde gösterilen 6314 tek sıralı sabit bilyalı rulman, radyal $F_r=350$ daN ve eksenel $F_a=250$ daN kuvvetleri taşımaktadır. Buna göre rulman kataloglarından alınan aşağıdaki cetveldен yararlanarak rulmanın saat cinsinden ömrü istenmektedir. Rulmanın dönme hızı $n=2000$ D/d, dinamik yük sayısı $C=8150$ daN, statik yük sayısı $C_0=6300$ daN olarak verilmektedir.

	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		e
	X	Y	X	Y	
$F_a/C_0 = 0,025$				2	0,22
$= 0,04$	1	0	0,56	1,8	0,24
$= 0,07$				1,6	0,27



Çözüm:

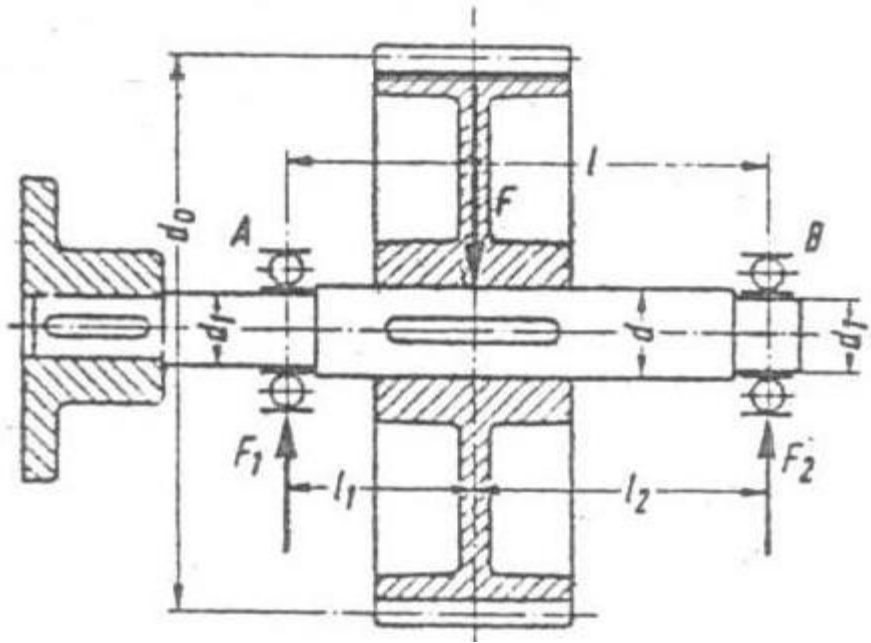
Verilen değerlere göre $F_a/C_o=250/6300=0,04$ dür; buna cetvelden $e=0,24$ karşılık gelir. Diğer taraftan $F_a/F_r=250/350=0,714 > 0,22$ bulunur. Burumda cetvelden $F_a/C_o=0,04$ için $X=0,56$ ve $Y=1,8$ seçilir. Eşdeğer yük ve ömür

$$F = xF_r + yF_a = 0,56 \cdot 350 + 1,8 \cdot 250 = 646 \text{ daN}$$

$$L_h = (10^6/60 \text{ n})(C/F)^P = (10^6/60 \cdot 2000)(8150/646)^3 = 16734 \text{ saat bulunur.}$$

	$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		e
	X	Y	X	Y	
$F_a/C_o = 0,025$				2	0,22
$= 0,04$	1	0	0,56	1,8	0,24
$= 0,07$				1,6	0,27

ÖRNEK 15: Şekilde gösterilen mil için A ve B destekleme noktalarındaki rulmanlı yatakların aşağıdaki cetvelden yararlanarak seçimi istenmektedir. $F=710$ daN, $l=310$ mm, $l_2=190$ mm, $L_h=12000$ saat olarak verilmektedir.



Rulman	d	D	b	C (daN)	C_0 (daN)
6010	50	80	16	1700	1370
6210	50	90	20	2750	2010
6310	50	110	27	4800	3650
NU 210	50	90	20	3400	2000

Çözüm:

a. Yataklara gelen tepkiler

$$F_1 + F_2 = 0$$

$$F_1 = F_2 \cdot l_2 / l_1 = 710 \cdot 190 / 310 = 435 \text{ daN}$$

$$F_2 = F - F_1 = 710 - 435 = 275 \text{ daN} \quad \text{bulunur.}$$

b. A ve B yatak için seçilecek rulmanın hesaplanan dinamik yük sayısı

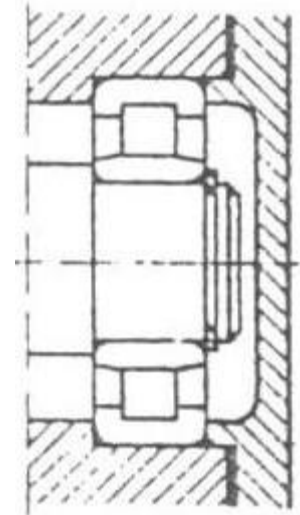
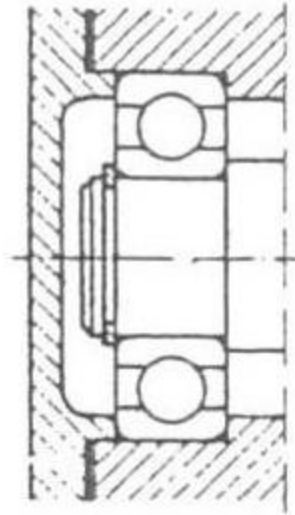
$$C_A = F_1 \cdot \sqrt[3]{L_h \cdot 60n / 10^6} = 435 \cdot \sqrt[3]{12000 \cdot 60 \cdot 315 / 10^6} = 2648 \text{ daN}$$

$$C_B = F_2 \cdot \sqrt[3]{L_h \cdot 60n / 10^6} = 275 \cdot \sqrt[3]{12000 \cdot 60 \cdot 315 / 10^6} = 1647 \text{ daN}$$

elde edilir. Buna göre A yatağı için $C = 2750 > 2648$ daN olan 6210 rulmanı ve B yatağı için $C = 1700 > 1647$ daN olan 6010 rulmanı seçilir. Çok çeşit rulman olması için her iki yatak için 6210 rulmanı seçilebilir.

ÖRNEK 16: Şekilde gösterilen milin bir ucu dinamik yük sayısı $C=5200$ daN ve statik yük sayısı $C_0=4250$ olan 6215 tek sıralı sabit bilyalı rulman; diğer ucu ise dinamik yük sayısı $C=6950$ daN ve statik yük sayısı $C=5850$ daN olan NU215 silindirik rulman tarafından desteklenmektedir. Buna göre:

- Rulmanların monte edildiği mil kısımlarının çapları;
 - Dönme hızı $n=960$ d/dk ve $L_h=8500$ saat ömür için her iki rulmanın taşıyabileceği dinamik yük,
 - Emniyet katsayısı $f_s=1.25$ için her iki rulmanın taşıyabileceği statik yük
- istenmektedir.



Çözüm:

- a. Her iki rulmanın monte edileceği mil bölgesinin çapları
 $d=15*5=75\text{mm}$ 'dir.
- b. 6215 rulmanın taşıyabileceği eşdeğer yük

$$F = C \sqrt[p]{10^6 / L_h \cdot 60n} = 5200 \sqrt[3]{10^6 / 8500 \cdot 60 \cdot 960} = 661 \text{ daN}$$

NU215 rulmanın taşıyabileceği eşdeğer yük

$$F = C \sqrt[p]{10^6 / L_h \cdot 60n} = 6950 \sqrt[3]{10^6 / 8500 \cdot 60 \cdot 960} = 1084 \text{ daN}$$

olarak bulunur.

- c. 6215 ve NU215 rulmanın taşıyabileceği statik yük sırası ile

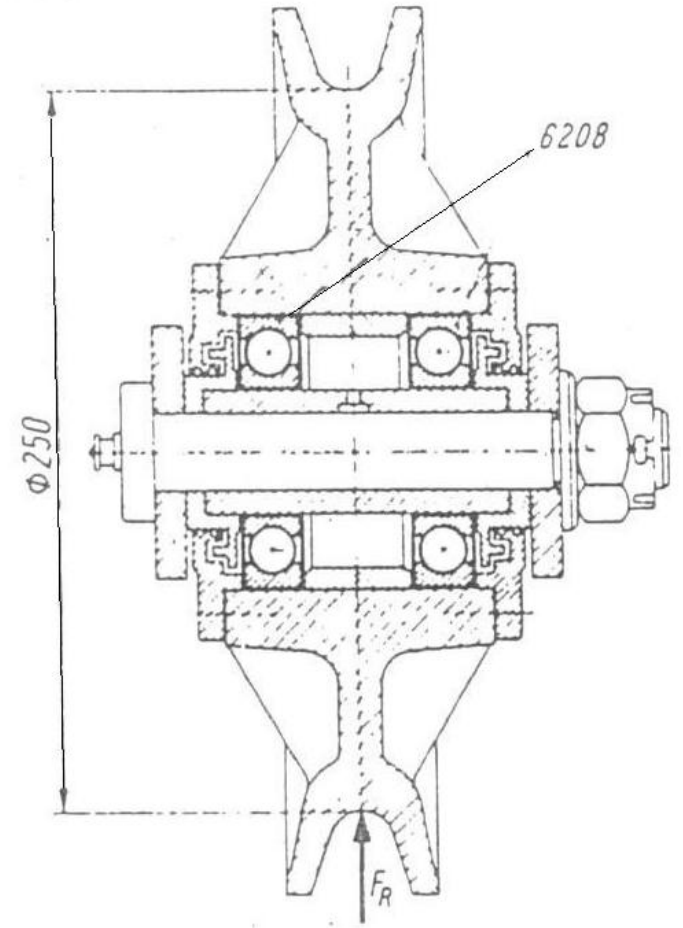
$$F_o = C_o / f_s = 4250 / 1,25 = 3400 \text{ daN} \quad ; \quad F_o = C_o / f_s = 5850 / 1,25 = 4680 \text{ daN}$$

olur.

ÖRNEK 17: Bir teleferikte kullanılan bir halat kasmağı iki adet (6208) sabit bilyalı rulman ile şekilde ki gibi desteklenmiştir. Kasmağa radyal yönde $F_R=6$ kN'luk bir kuvvet etki etmektedir. Halattan dolayı kasmağa gelebilecek eksenel yöndeki kuvvet ihmal edilebilir. Kasmağın yuvarlanma çapı $d=250$ mm ve halat hızı $v=3$ m/s'dir. Yatakların nominal ömrü $L_h=50000$ h olarak istenmektedir. kasmağa gelen eksenel yöndeki kuvvet $F_a=0$ olarak alınabilir.

- Yatakların devir sayısını hesaplayınız.
- Seçilen yatakların nominal ömrü yeterli midir?

Rulman	d	D	b	C (kN)	C_0 (kN)
6208	40	80	18	30,7	19



Hesap faktörleri
dinamik

F_a/C_0 e $F_a/F_r \leq e$ $F_a/F_r > e$

F_a/C_0	e	$F_a/F_r \leq e$	$F_a/F_r > e$
-----------	-----	------------------	---------------

0,025	0,22	1	0	0,56	2
0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
0,5	0,44	1	0	0,56	1

a) Devir sayısının belirlenmesi:

$$v = \pi.D.n \Rightarrow n = \frac{v}{\pi.D} = \frac{3.1000.60}{\pi.250} = 229 \text{ D/d}$$

b) Eşdeğer yatak kuvvetinin hesabı, rulmanın ömrü:

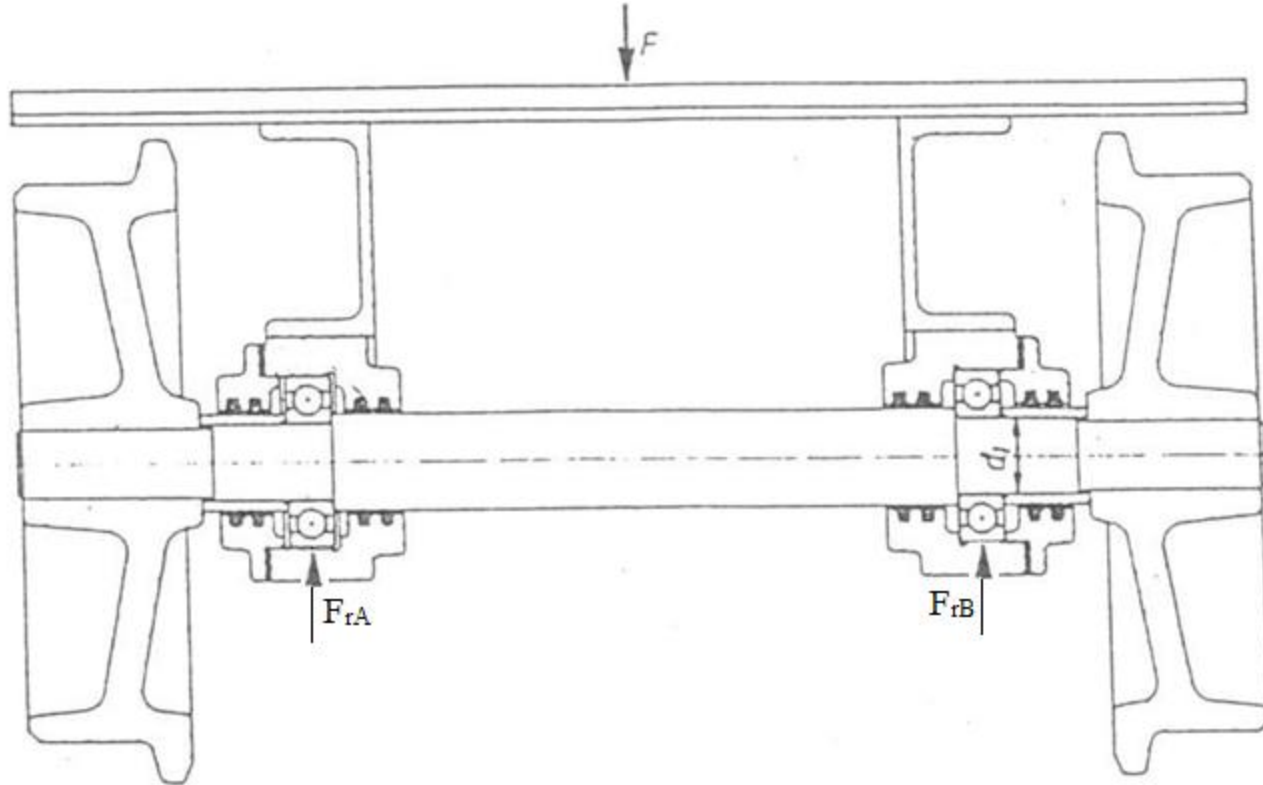
$$F = x.F_r + y.F_a \Rightarrow F_a = 0 \text{ olduğu için;}$$

$$F = F_r = \frac{F_R}{2} = 3 \text{ kN}$$

Seçilen 6208 rulmanı için; $C_0=19 \text{ kN}$, $C=30,7 \text{ kN}$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{30,7 \text{ kN}}{3 \text{ kN}} \right)^3}{60.229} = 58260 h \text{ böylece seçilen rulmanın yeterli olduğu görülür.}$$

ÖRNEK 18: Bir yük vagonunun aksı sabit bilyalı rulmanlar ile yataklanmıştır. Aksa gelen kuvvet $F=24$ kN'dır. Yatağın takıldığı yerdeki mil çapı $d=55$ mm'dir. Aksın devir sayısı $n=140$ 1/min, yükten dolayı sabit yatağa eksenel yönde kuvvet etki etmektedir. Deneyimlere göre eksenel kuvvet, radyal kuvvetin %10'u kadardır. Her iki rulmanın aynı büyüklükte seçilmesi ve normal ömrün $L_h=25000$ h olması istenmektedir. Buna göre uygun rulmanlı yatakları seçiniz.



Rulman	d	D	b	C (kN)	C ₀ (kN)
16011	55	90	11	19,5	14,2
6011	55	90	18	28	19,7
6211	55	100	21	43,6	29
6311	55	120	29	61	48
6411	55	140	33	96,5	73

Hesap faktörleri

dinamik

$$F_d/C_0 = \begin{cases} F_0/F_r \leq e \\ X & Y \end{cases} \quad F_0/F_r > e \quad \begin{cases} X & Y \end{cases}$$

0,025	0,22	1	0	0,56	2
0,04	0,24	1	0	0,56	1,8
0,07	0,27	1	0	0,56	1,6
0,13	0,31	1	0	0,56	1,4
0,25	0,37	1	0	0,56	1,2
0,5	0,44	1	0	0,56	1

Yataklara etki eden radyal kuvvetler: $F_{r_B} = F_{r_A} = \frac{F}{2} = \frac{24}{2} = 12 \text{ kN}$

Sabit yatağa etki eden eksenel kuvvet: $F_a = 0,1 \cdot F_{r_B} = 1,2 \text{ kN}$

Şekil incelenecek olursa B yatağının sabit düzende monte edildiği görülecektir. Aks çapı $d=55 \text{ mm}$ olduğundan 6211 rulmanı deneyelim ($C_0=29 \text{ kN}$; $C=43.6 \text{ kN}$).

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{1,2}{29} = 0,041 < e \Rightarrow e = 0,24$$

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1,2}{12} = 0,1 < e \Rightarrow X = 1, Y = 0 \Rightarrow F = F_{r_A} = F_{r_B}$$

$$L_h = \frac{10^6 \left(\frac{C}{F} \right)^3}{60.140} = \frac{10^6 \left(\frac{43,6}{12} \right)^3}{60.140} = 5750 \text{ h}$$

İstenen ömrü dolduramadığından yeni rulman seçimi yapılması gerekir.

2. denemeyi 6311 nolu yatak için yapalım; $C_0=45$ kN, $C=71,5$ kN

$$\frac{F_a}{C_0} = 0,026 \Rightarrow e = 0,22 > \frac{F_a}{F_r} \Rightarrow X = 1, Y = 0$$

$$L_h = 25358 h$$

Böylece istenen ömrü yerine getirmektedir. Her iki yatak 6311 olarak seçilir.

1. Kalın şekilli (TS 147/2), takım tezgâhları için kalın şekilli (TS 147/3) ve ince şekilli (TS 147/4) uygun kamaları (paralel yüzeyli kamalar)

bxh	d		Kalın şekilli			Takım tezgâhları için		Tespit vidası TS 80/19
	>	≤	t ₁	I	t ₂ II	t ₁	t ₂	
2×2	6	8	1,1+0,1	1 +0,1	0,6+0,1			
3×3	8	10	1,7+0,1	1,4+0,1	1 +0,1			
4×4	10	12	2,4+0,1	1,7+0,1	1,3+0,1	3 +0,1	1,1+0,1	
5×5	12	17	2,9+0,1	2,2+0,1	1,8+0,1	3,8+0,2	1,3+0,1	
6×6	17	22	3,5+0,2	2,6+0,1	2,1+0,1	4,4+0,2	1,7+0,1	
8×7	22	30	4,1+0,2	3 +0,1	2,4+0,1	5,4+0,2	1,7+0,1	M 3× 8
10×8	30	35	4,7+0,2	3,4+0,2	2,8+0,1	6 +0,2	2,1+0,1	M 3×10
12×8	38	44	4,9+0,2	3,2+0,2	2,6+0,1	6 +0,2	2,1+0,1	M 4×10
14×9	44	50	5,5+0,2	3,6+0,2	2,9+0,1	6,5+0,2	2,6+0,1	M 5×10
16×10	50	55	5,5+0,2	3,6+0,2	2,9+0,1	7,5+0,2	2,6+0,1	M 5×10

Örnek1

Örnek2

4. Uygu kamaları (paralel yüzeyli kamalar) ve kamalar için kama uzunlukları

Standart kama uzunlukları													
6,	8,	10,	12,	14,	16,	18,	20,	22,	25,	28,	32,	36,	40,
45,	50,	56,	63,	70,	80,	90,	100,	110,	125,	140,	160,	180,	200,
220,	250,	280,	315,	355,	400.								



Cetvel - 40 Sürtünme bağlantılarında μ değerleri

Malzeme çifti	μ	
	Kuru	Yağlı
Çelik/Çelik veya dökme çelik	0,065...0,16	0,055...0,12
Çelik/Dökme demir veya bronz	0,15...0,2	0,03...0,06
Dökme demir/Dökme demir veya bronz	0,15...0,25	0,02...0,1
Çelik/Magnezyum alaşımı	0,05...0,06	---
Çelik/Pirinç	0,05...0,14	---

Sürtünme bağlantıları: Oyuk kama, konik ve sıkma geçme bağlantıları



Kaynaklar:

- 1) Prof. Dr. M. Akkurt; Makina Elemanları Problemleri
- 2) Prof. Dr. Hikmet Rende; Soru-Yanıt Şeklinde Makine Elemanları