

## MAK 302 MAKİNA ELEMANLARI-2, Ders Notları: Prof.Dr. Kürşad DÜNDAR

### Güç İletim Elemanları :

Dışlı Çarklar (Düz,Helis,Konik,Sonsuz vidalar), Kayışlı Kasnaklar, Zincirli Çarklar, Sürtümlü Çarklar, Miller, Yataklar (Kuru,Yağlamalı,Rulmanlı), Kamalar, Fren, Kavrama, Kaplinler

### Mekanik Güç Üretimi:

- Elektrik Motorları: genellikle 1200-2800 dev/dak sabit devirli (daha düşük ve değişken devirli özel üretimleri var), darbesiz
- İçten Yanmalı Motorlar: ~ 2000-8000 dev/dak (dizel/otto..) değişken devirli, darbeli
- Türbinler: ~ 10000–30000 dev/dak değişken devirli, darbesiz, yüksek hız, şok ve kritik hız problemlili

### Dinamik Bağlıntılar :

$$\text{çizgisel hız- açısal hız: } v = w(\text{rad/s}) \cdot \frac{d}{2} \quad (1)$$

### Tork-Güç Bağlıntıları:

$$\text{Burulma Momenti – Tork : } T(\text{Nm}) = \frac{P(\text{Watt})}{w(\text{rad/s})} \quad \text{veya} \quad T(\text{Nm}) = \frac{9,55 \cdot P(\text{Watt})}{n(\text{dev / dak})} \quad (2)$$

$$\text{Teknik Metrik Birimlerde : } T(\text{kgcm}) = 71620 \frac{P(\text{BG,HP,PS})}{n(\text{dev / dak})} \quad (3)$$

### İletim oranı :

$$v_1 = v_2 \Rightarrow w_1 \cdot \frac{d_1}{2} = w_2 \cdot \frac{d_2}{2}$$

$$\text{İletim oranı : } i_1 = \frac{w_1}{w_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (4)$$

$$\rightarrow i_1 \approx \frac{T_2}{T_1}$$

Sistemin iletim oranı :

$$i_t = i_1 \cdot i_2 \cdot i_3 \dots \quad (5)$$

Sistemde kayıp önemsiz ise Güç :

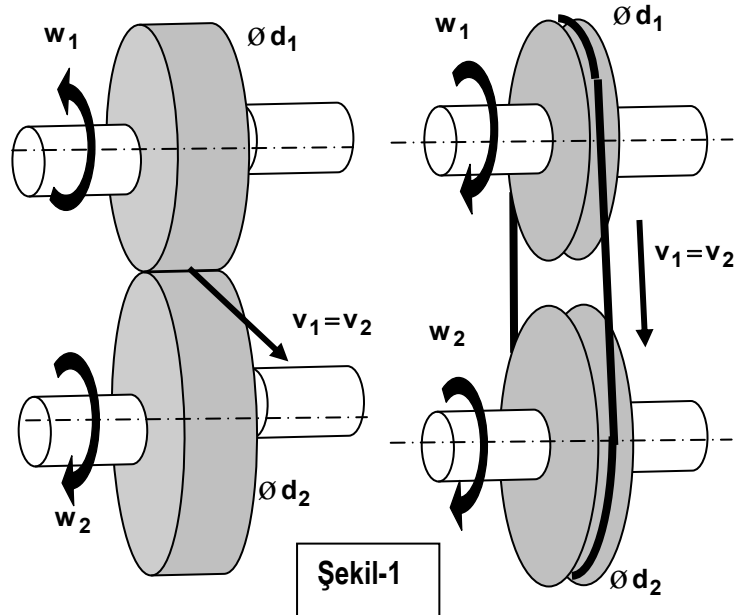
$$P_1 \approx P_2 \approx P_3 \approx \dots$$

Kayıp varsa verim :

$$\eta_1 = \frac{P_2}{P_1} \quad (6)$$

Sistemde toplam verim :

$$\eta_t = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \quad (7)$$



Şekil-1

Güç iletim Elemanları seçiminde en önemli etkenler verim, hacim ve sestir.

Verim; düz dişli, düz konik, düz kayışlı ve bütün zincirli sistemlerde % 95-98 etrafındadır. V kayışlarda kayış açısına; helis çark ve sonsuz vidalarda da helis açısına ve sürtünme katsayısına bağlı

olarak verim düşer.

## SÜRTÜNMELİ ÇARKLAR

$$\text{Döndüren kuvvet : } F_t = \frac{T_1}{d_1/2} = \frac{T_2}{d_2/2} \quad (8)$$

$$\text{Radyal kuvvet : } F_r = N \geq \frac{F_t}{\mu} \quad (9)$$

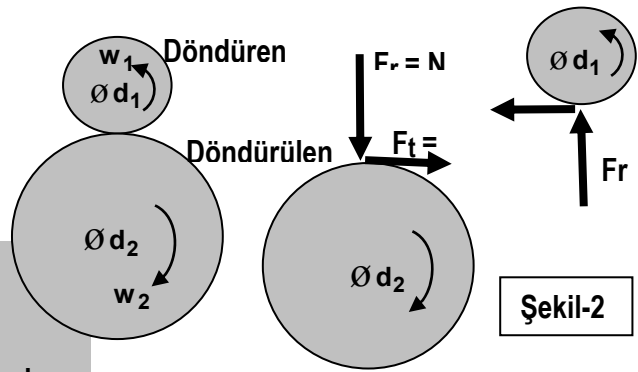
Bütün Güç İletim elemanlarında :

“F<sub>t</sub>” ile “w” dönme yönü ;

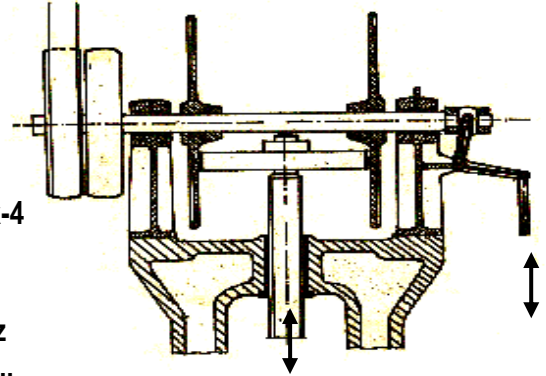
döndüren çark için ters, döndürülen çark için aynıdır.

“F<sub>r</sub>” merkeze doğrudur.

Sürtülmeli çarklar basittir, büyük N kuvveti mile fazla yük yapar, ölçülendirme öncelikle bu kuvvetin yaptığı yüzey basıncı-aşındırmaya göre yapılır (p<sub>em</sub> değerleri için Bak Ek-4 Ç.20) ; büyük hacim kaplar, volan maksadı ile kullanılabilir, kayma yaparlar, en büyük üstünlüğü varyatör (değişken hız iletim oranlı güç iletimi ) olarak kolaylıkla tasarlanabilmesidir.



Şekil-2



Şekil-3 Sürtülmeli Çark Varyatörülü Pres

## KAYIŞLI KASNAKLAR

Güç iletiminde uzak mesafe üstünlüğü ile kayışlı ve zincirli mekanizmalar önemlidir. Kayışlı kasnak-ların düz, dar V, normal V ve dişli (triger) çeşitleri vardır. V kayışlar daha az hacim kaplar fakat verimi daha azdır.

**Üstünlükleri:** - Uzak mesafeye ve farklı açılara güç iletimi , basit, ucuz, hafif, sessiz, düz kayışta yüksek verim, darbe ve aşırı yük sönümler, yüksek hız, volana uygun

**Eksiklikleri:** - Yüksek hacim, mile fazla kuvvet uygular, kayma yapar, polimer malzeme sıcaklık ve rutubetten etkilenir,

V kayışlarda düşük verim.

**Kayış Mekanikliği:**

$$\text{Döndüren kuvvet: } F_1 - F_2 = \frac{2 \cdot T}{d} \quad (10)$$

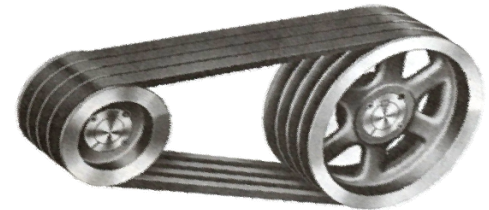
$$\text{Kuvvetler arasındaki oran sınırı : } \frac{F_1}{F_2} \leq e^{\mu \theta_1} \quad (11)$$

$$\text{Merkezkaç dikkate alınır : } \frac{F_1 - q \cdot v^2}{F_2 - q \cdot v^2} \leq e^{\mu \theta_1} \quad \text{Burada kuvvetler Newton ; "q" ise kayışın kg/metre kütesidir.} \quad (11b)$$

$$\text{Bu iki formüldeki küçük sarılma açısı "θ<sub>1</sub>" (rad) ; } \cos\left(\frac{\theta_1}{2}\right) = \frac{d_2 - d_1}{2 \cdot E} \quad (12)$$

Sürtünme katsayısı “μ”, kayma olmaması için hesapta biraz düşük alınmalıdır.

$$\text{V kayışlarda } \mu \text{ yerine : } \mu_v = \frac{\mu}{\sin\left(\frac{\alpha_v}{2}\right)} \text{ alınarak düz kayış gibi hesap yapılır, "α<sub>v</sub>" V kayış açısıdır (34°...39°)} \quad (13)$$



Şekil-4

Gerdirme kuvveti  $F_g$  az olursa kayış kayar, fazla olursa verim düşer:  $F_g = (F_1 + F_2) \cdot \sin\left(\frac{\theta}{2}\right)$  (14)

Kayış Uzunluğu:  $L \approx 2 \cdot E + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + E \cdot \left(\frac{d_2 - d_1}{2 \cdot E}\right)^2$  (15)

Kayış seçimi :

Önce kayışın aktaracağı güç " $P^*$ " döndüren güç " $P$ " yardımı ile bulunur:  $P^* = P \cdot K_{top}$  (16)

Burada " $K_{top}$ " kayışı etkileyen faktörlerin (Bak Ek-1) çarpımıdır:

$$K_{top} = K_i \cdot K_{VZ} \cdot K_g \cdot K_{ko} \cdot K_{\xi} \cdot K_{\theta}$$
 (17)

Düz Kayış seçimi için kayıştaki çekme, eğilme ve merkezkaç'ın meydana getirdiği çekme gerilmesi dikkate alınır. Piyasada üretilen düz kayışlar için standart olmayan V kayışa benzer seçim de yapılır. Normal V kayışı için güç " $P \cdot K_i$ " ve devir hızı " $n$ " yardımı ile Ek.Şekil-1'den uygun profil seçilir.

Ek.Çizelge 9'dan bir kayışın aktarabileceği güç " $P_1$ " kayış hızına karşılık bulunur;

Gerekli kayış sayısı :  $z = \frac{P^*}{P_1}$  (18)

Genelde kayış sayısı 3-6 arası uygun olup 8'i geçmemelidir. Çok fazla kayış sayısı için kasnak genişliğini azaltmak için özel kayış tipleri vardır.

## ZİNCİRLİ ÇARKLAR

Üstünlükleri: - Uzak mesafe iletimi, kaymasız, zor çevre şartlarında (ısı, nem, toz vb.) en iyi iletim, yüksek verim

Eksiklikleri: - Ağır, pahalı, hassas montaj ve bakım, titreşimli, darbe sönmülemez.

Çeşitleri: - Rulolu-makaralı, Kademeli-rulolu, Menteşeli, Boncuklu, Dişli zincirler

Zincir kuvvetleri kayış kuvvetleri gibidir. " $F_2$ " kuvveti sarkan zincir ağırlığınının bileşenidir.

Sarkma ve merkezkaç kuvveti " $q \cdot v^2$ " ihmal edilirse:  $F_2 \approx 0$  ;  $F_1 \approx F_t = \frac{2 \cdot T}{d}$  (19)

Zincirli çarklarda tavsiye edilen değerler:

Döndüren çarkta diş sayısı " $Z_1$ " genelde 17- 26 arası tercih edilir.

Döndürülen çarkta diş sayısı " $Z_2$ "; genelde en fazla 70 ; manşonlu zincirlerde en fazla 120 ; dişli zincirlerde en fazla 140 olmalıdır.

İletim oranı " $i$ " genelde 5'den küçük; manşonlu zincirlerde en fazla 7 ; dişli zincirlerde en fazla 8 ; düşük hızlarda en fazla 10 olabilir.

Bölüm dairesi çapı :  $d = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)}$  ( Zincir Adımı " $p$ " için seçilen zincirin ölçülerine bakılır ) (20)

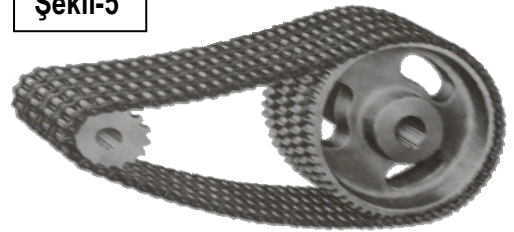
Zincir seçimi için önce zincirin aktaracağı güç " $P^*$ " döndüren güç " $P$ " yardımı ile bulunur:

$$P^* = P \cdot K_{top}$$
 (21)

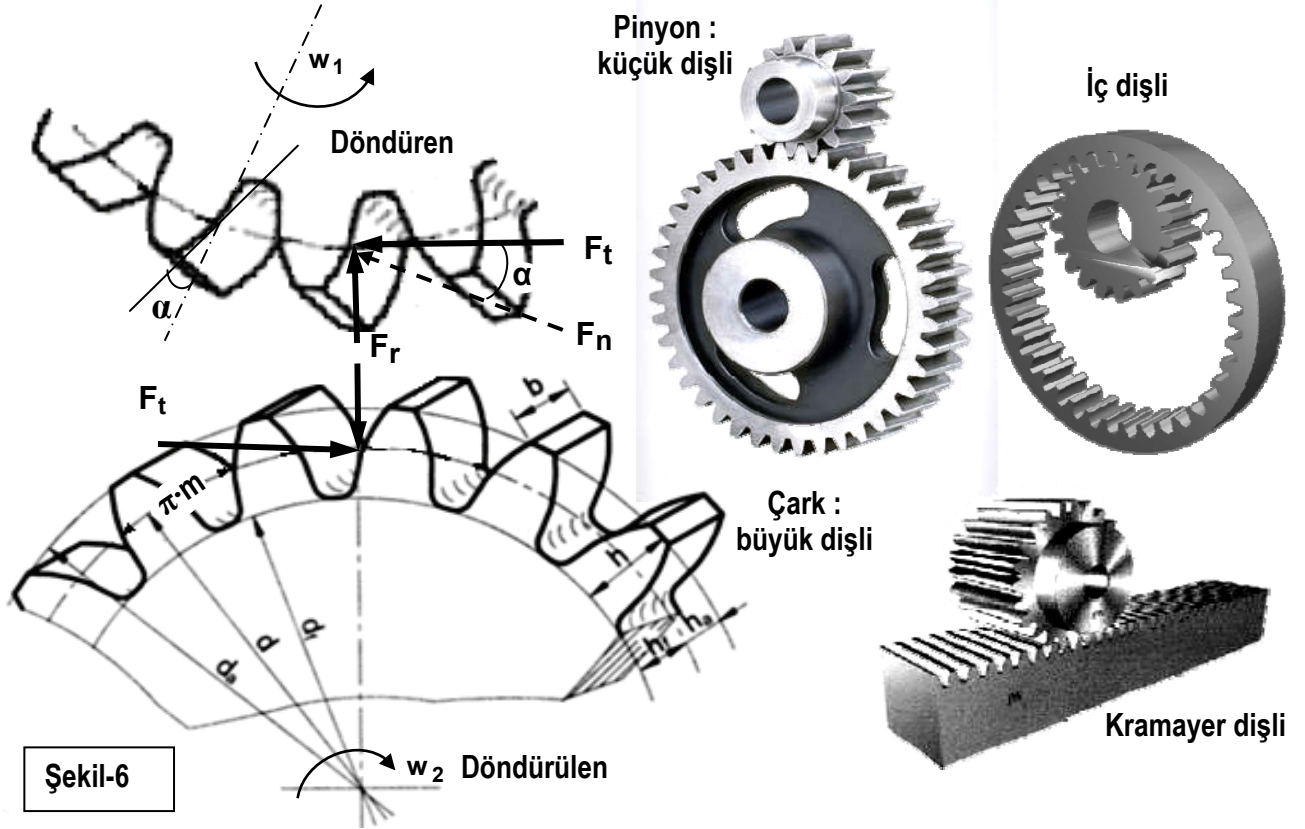
Burada " $K_{top}$ " zincir faktörlerinin (Bak Ek-1,2) çarpımıdır:  $K_{top} = K_i \cdot K_Z \cdot K_{i0} \cdot K_E \cdot K_Y$  (22)

Rulolu-Burçlu tip zincirlerin seçim diyagramı Ek.Şekil-2'de gösterilmiştir. Seçilen zincirlerde ayrıca yüzey basıncı kontrolü yapılır.

Şekil-5



## DÜZ DİŞLİ ÇARKLAR



Şekil-6

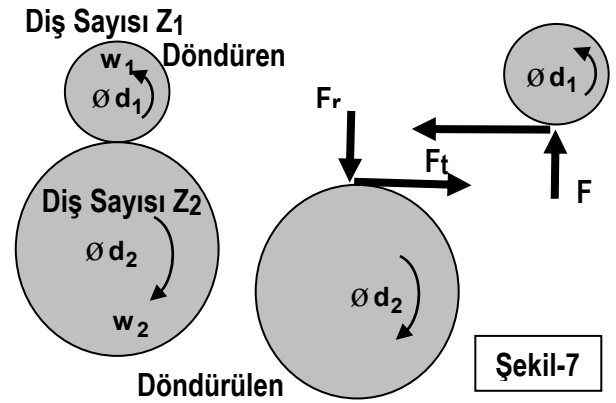
Modül :  $m$  (Standartdır, Bak Ek-4)

Diş sayısı :  $Z$

Bölüm dairesi çapı:  $d$

Kavrama açısı :  $\alpha \rightarrow 15^\circ, 20^\circ, 25^\circ$

Dişli genişliği :  $b$



Şekil-7

Düz dişlilerin iç, dış ve kramayer çeşitleri vardır.

Dişlilerin bütün ölçüleri modül ile orantılıdır ; adım:  $p = \pi \cdot m$  ; (23a)

Bölüm dairesi çapı:  $d = m \cdot Z$  (23b)

Dişli genişliği düz dişlide :  $b \leq 4 \cdot \pi \cdot m$  Helis dişlide :  $b \leq 6 \cdot \pi \cdot m$  (23c)

Tam derinlikteki diş yüksekliği:  $h_2 = m$  ;  $h_1 = 1,25 \cdot m$  (23d)

Dişlilerde Kavrama Oranı “ $\varepsilon$ ” en az 1,1 olmalı , bu değer arttıkça sessizlik artar :

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{r1}^2} + \sqrt{d_{a2}^2 - d_{r2}^2} - (d_1 + d_2) \sin \alpha}{2 \cdot \pi \cdot m \cdot \sin \alpha} \quad d_a : \text{dişüstü çapı} \quad d_r : \text{diş dibi çapı} \\ d_1, d_2 : \text{bölüm dairesi çapları} \quad (24)$$

Tavsiye edilen “ $\varepsilon$ ” değerleri:

$\alpha = 15^\circ$  için :  $\varepsilon = 1,7 - 2,5$

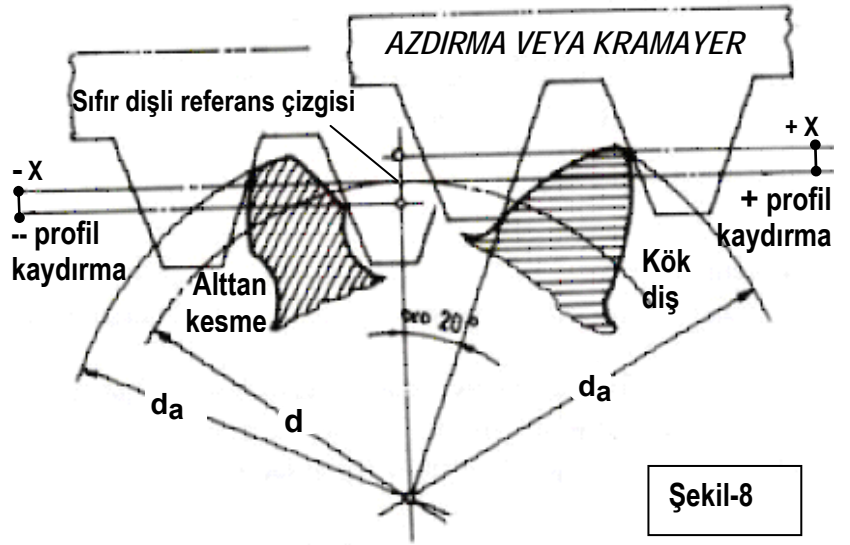
$\alpha = 20^\circ$  için :  $\varepsilon = 1,5 - 1,9$

$\alpha = 25^\circ$  için :  $\varepsilon = 1,2 - 1,5$

Dişli Çarklarda diş sayısı belli bir sayıdan az olursa imalatta alttan kesme olur, diş zayıflar. Bu profil kaydırma (Şekil-6) ile önlenir. Bu durumda da temas oranı azalır, dişli gürültülü çalışır.

Normal (sıfır profil kaydırma) dişliler için teorik en az diş sayısı :  $Z_{\min} = \frac{2}{\sin^2 \alpha}$  (25)

Çizelge.1 Düz dişlilerde $Z_{\min}$			
$\alpha$	Teorik	Uygulama	Profil kaydırma
15°	32	27	8
20°	17	14	7
25°	12	10	6



Profil kaydırma miktarı "x" mm ;

$$x = 1 - \frac{Z}{Z_{\min}} \quad (26)$$

burada  $Z_{\min}$  normal (sıfır kaydırma) dişli içindir.

Düz dişlilerde Dişli kuvvetleri: Döndüren kuvvet:  $F_t = \frac{2 \cdot T}{d}$  Radyal kuvvet:  $F_r = F_t \cdot \tan \alpha$  (27)

Düz Dişli Mukavemeti:

– Eğilme Kontrolü (Lewis) :  $\sigma = \frac{2 \cdot T}{k \cdot m^3 \pi^2 \cdot y \cdot Z} \leq \sigma_{em} = \frac{\sigma_K}{3} \cdot K_v$  (28)

Burada : Lewis faktörü "y" için Ek:4'de Ç-15'e bakınız.

Genişlik faktörü :  $k = \frac{b}{\pi \cdot m} \leq 4$  Diş genişliği "b" buradan bulunur . (29)

Hız faktörü "Kv" düz dişlilerde hıza göre :

$$K_v = \frac{3}{3 + v} \quad v \leq 10 \text{ m/s} \quad K_v = \frac{6}{6 + v} \quad 10 < v \leq 20 \text{ m/s} \quad K_v = \frac{5,6}{5,6 + \sqrt{v}} \quad v > 20 \text{ m/s} \quad (30)$$

– Yüzey Basıncı Kontrolü (Buckingham): Dinamik Yük:  $F_d = F_t + \frac{21 \cdot v \cdot (b \cdot C + F_t)}{21 \cdot v + \sqrt{b \cdot C + F_t}} \leq F_w$  (31)

Burada Deformasyon Katsayısı "C" için Ek-4'de önce: Ç-16 ve 17'deki imalat hatasına sonra Ç-18'e bakınız.

Aşınma yükü :  $F_w = d_p \cdot b \cdot K \cdot \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2}$  (32)

Burada "  $d_p$  " pinyon çapıdır. Aşınma yükü faktörü "K" bulmak için Ek:4'de Ç-19'a bakınız. Daha farklı malzemeler için Ç-19'daki formül de kullanılır, bu formülde "Ep", "Eç" pinyon ve çarkın elastiklik modülleridir.

– Statik yük (Eğilme) kontrolü (Buckingham):  $F_o = \frac{\sigma_K}{3} \cdot b \cdot y \cdot \pi \cdot m \geq F_d$  (33)

## HELİS DİŞLİ ÇARKLAR

Helis açısı  $\beta$  doğrultusunda bakılırsa standart modül " $m_n$ " ve standart kavrama açısı " $\alpha_n$ " görülür ;

$$\text{Mil eksenini doğrultusunda modül: } m = \frac{m_n}{\cos \beta} \rightarrow d = m \cdot Z \quad (34)$$

$$\text{Mil eksenini doğrultusunda kavrama açısı : } \tan \alpha = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (35)$$

$$\text{Eşdeğer diş sayısı : } Z_{eş} = \frac{Z}{\cos^3 \beta} \quad (36)$$

$$\text{Minimum diş sayısı: } Z_{\min}(\text{helis}) \geq ? Z_{\min}(\text{düz}) \cdot \cos^3 \beta \quad (37)$$

Helis açısı arttıkça verim ve ses düşer, iletilecek güç artar, veya aynı gücü iletilecek hacim küçülür.

Helis dişli çeşitleri: İç, dış, kramayer, ok ve kros .

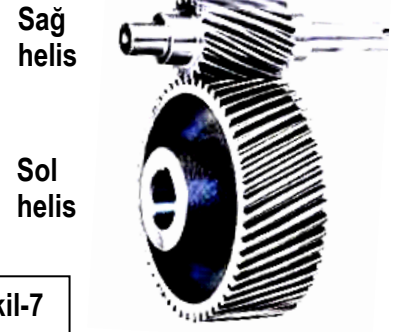
### Helis Çarklarda Dişli Kuvvetleri :

Döndüren kuvvet  $F_t$ , Radyal kuvvet  $F_r$ , Eksenel kuvvet  $F_e$ ;

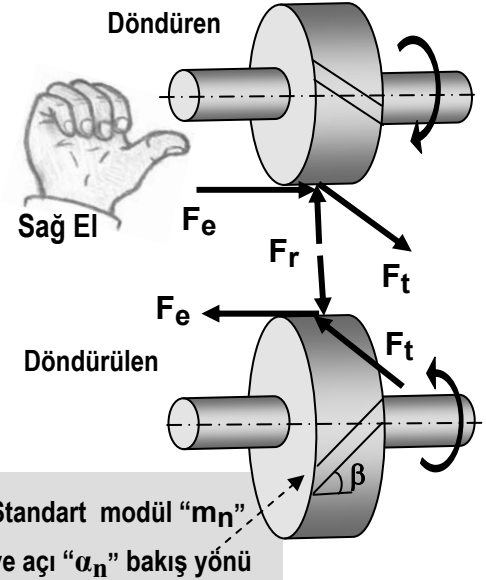
$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d} \quad F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad F_e = F_t \cdot \tan \beta \quad (38)$$

Helis Çarklarda kuvvet yönleri :

Döndüren Sağ Helis sağ elle, sol helis sol elle; orta parmak mil dönme yönünü gösterecek şekilde tutulur; "Bu durumda başparmak " $F_e$ " yönünü gösterir."  
Döndürülen çark için aynı işlem yapılır fakat başparmak " $F_e$ " yönü ile tersdir.  
"Fr" merkeze doğrudur.



Şekil-7



Standart modül " $m_n$ " ve açı " $\alpha_n$ " bakış yönü

### Helis Dişli Mukavemeti:

Düz Dişli için yapılan hesaplar (Denklem 28-33) helis açısı " $\beta$ " dikkate alınarak tekrarlanır.

$$\text{- Eğilme Kontrolü (Lewis) : } \sigma = \frac{2 \cdot T}{k \cdot m^3 \pi^2 \cdot y_{eş} \cdot Z \cdot \cos \beta} \leq ? \sigma_{em} = \frac{\sigma_K}{3} \cdot K_v \quad (39)$$

burada "Z" hakiki diş sayısıdır. Eşdeğer diş sayısı (D.36) ile Ek-4'deki Ç-15'den " $y_{eş}$ " bulunur.

$$\text{Genişlik faktörü helis için: } 1 < \left( k = \frac{b}{\pi \cdot m} \right) \leq 6 \quad \text{diş genişliği "b" buradan bulunur.} \quad (40)$$

$$\text{Hız faktörü helis için bütün hızlarda } K_v = \frac{5,6}{5,6 + \sqrt{v}} \quad (41)$$

- Yüzey Basıncı Kontrolü (Buckingham) : Dinamik Yük:

$$F_d = F_t + \frac{21 \cdot v \cdot (b \cdot C \cdot \cos^2 \beta + F_t) \cdot \cos \beta}{21 \cdot v + \sqrt{b \cdot C \cdot \cos^2 \beta + F_t}} \leq ? F_w \quad \text{Deformasyon Katsayısı "C" için Ek-4'de önce Ç-16 ve 17'ye imalat hatasına sonra Ç-18'e bakınız.} \quad (42)$$

$$\text{- Aşınma yükü: } F_w = \frac{d_p \cdot b \cdot K}{\cos^2 \beta} \cdot \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2} \quad \text{Burada "d_p" pinyon çapıdır. Aşınma yükü faktörü "K" ; Ek-4'de Ç-19'dan bulunur.} \quad (43)$$

$$\text{- Statik yük (Eğilme) kontrolü (Buckingham): } F_0 = \frac{\sigma_K}{3} \cdot b \cdot y \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \beta \geq ? F_d \quad (44)$$

## KONİK DİŞLİ ÇARKLAR

Konik açısı şekilden:  $\tan \gamma_1 = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2}$  (45)

Ortalama ve bölüm çapı bağıntısı :  $d_o = d - b \cdot \sin \gamma$  (45b)

Eşdeğer diş sayısı :  $Z_{eş} = \frac{Z}{\cos \gamma}$  (46)

Minimum diş sayısı :

$Z_{min}(\text{konik}) \geq Z_{min}(\text{düz}) \cdot \cos \gamma$  (47)

Konik dişlilerin düz, helis, zerol, spiral, hipoid, sproid, plan, beveloid, planoid, helikon gibi çok çeşitleri vardır.



Şekil-10

Konik Çarklarda Dişli Kuvvetleri :

$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_o}$   $F_r = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \cos \gamma$   $F_e = F_t \cdot \tan \alpha \cdot \sin \gamma$  (48)

Konik Dişli Mukavemeti:

- Eğilme Kontrolü (Lewis) :

$\sigma = \frac{2 \cdot T}{b \cdot m^2 \cdot \pi \cdot y_{eş} \cdot Z} \cdot \left( \frac{L}{L-b} \right) \leq ? \sigma_{em} = \frac{\sigma_K}{3} \cdot K_v$  (49)

“yeş” eşdeğer diş sayısı için Ek-4’deki Ç-15’den bulunur.

“b” genişliği konik için:  $\frac{1}{4} \leq \frac{b}{L} \leq \frac{1}{3}$  buradan  $L \geq 3 \cdot b$  tercih edilir. (50)

“v” hızı faktörü  $K_v = \frac{6}{6+v}$   $K_v = \frac{5,6}{5,6+\sqrt{v}}$  (51)  
 “Kv” konik için  $\left. \begin{array}{l} \text{talaşlı imalat} \\ \text{dökümimalat} \end{array} \right\}$

- Yüzey Basıncı Kontrolü (Buckingham) : Dinamik Yük:

$F_d = F + \frac{21 \cdot v \cdot (b \cdot C + F)}{21 \cdot v + \sqrt{b \cdot C + F}} \leq ? F_w$  (52)

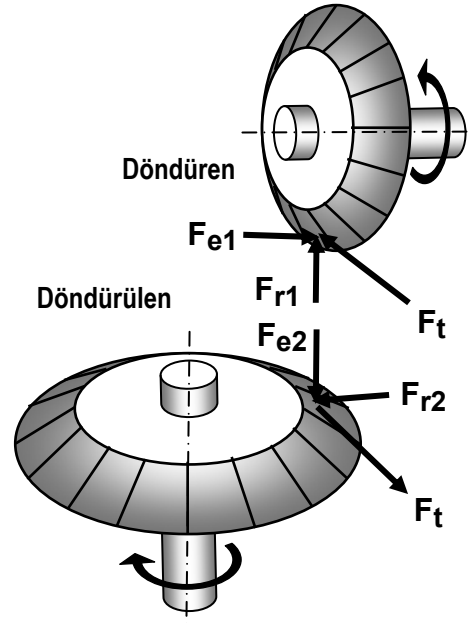
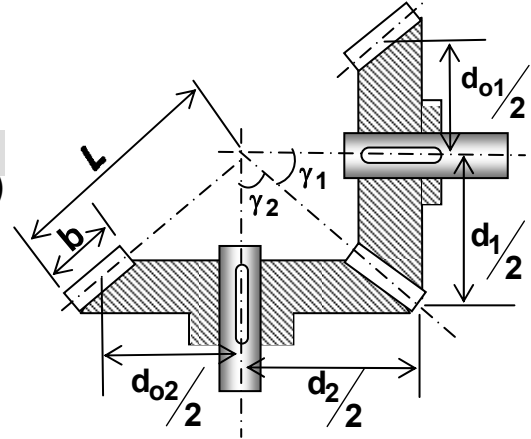
Burada “F” gücün hıza bölümü ile bulunur:  $F = \frac{P}{v}$  (52b)

Deformasyon Katsayısı “C” için Ek-4’de önce Ç-16 ve 17’den imalat hatasına sonra Ç-18’e bakınız.

- Aşınma yükü:  $F_w = 0,75 \frac{d_p \cdot b \cdot K}{\cos \gamma_1} \cdot \frac{2 \cdot Z_{2eş}}{Z_{1eş} + Z_{2eş}}$  (53)

Burada “ $d_p$ ” pinyon çapıdır. Aşınma yükü faktörü “K” bulmak için Ek-4’de Ç-19’a bakınız.

- Statik yük (Eğilme) kontrolü (Buckingham):  $F_0 = \frac{\sigma_K}{3} \cdot b \cdot y_{eş} \cdot \pi \cdot m \cdot \frac{L-b}{L} \geq ? F_d$  (54)



## SONSUZ VIDA ve ÇARK MEKANİZMALARI

Sonsuz vida çarkı helis çark özellikleri taşır. Vidanın Silindirik ve çok yüksek iletim oranlarında( $\approx 100$ ) tercih edilen Globoid çeşitleri vardır.

$$\text{Çark diş sayısı "Zç" ve vida ağız sayısı "Zv" için iletim oranı : } i = \frac{Z_{\text{ç}}}{Z_{\text{v}}} \quad (55)$$

Helis açısı " $\beta$ " doğrultusunda bakılırsa standart modül " $m_n$ " ve standart kavrama açısı " $\alpha_n$ " görülür;

$$\text{Mil eksenini doğrultusunda modül : } m = \frac{m_n}{\cos \beta} \rightarrow d_{\text{ç}} = m \cdot Z_{\text{ç}} \quad (56)$$

$$\text{Mil eksenini doğrultusunda kavrama açısı : } \tan \alpha = \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} \quad (57)$$

Sağ helis, sağ vida ile; sol helis, sol vida ile çalışır.

$$\text{Vida-çark eksenleri } 90^\circ \text{ ise : } \beta = \lambda \quad (58)$$

$$\text{Vida helis açısı : } \tan \lambda = \frac{m \cdot Z_{\text{v}}}{d_{\text{v}}} \quad (59)$$

$$\text{Verim: } \eta = \frac{\cos \alpha_n - \mu \cdot \tan \lambda}{\cos \alpha_n + \left( \frac{\mu}{\tan \lambda} \right)} \quad \text{burada } \mu \text{ sürtünme katsayısıdır ve hız arttıkça düşer} \quad (60)$$

Verim %50'den küçükse hareket tek yönlüdür. Tek yönlü hareket için " $\lambda < 10^\circ$ " tavsiye edilir. " $\lambda$ " arttıkça verim artar. " $\lambda$ " alttan kesme olmaması için sınırlıdır. Bu nedenle ölçülendirmelerde vidanın " $\lambda$ " açısı dikkate alınır:

Çizelge.2 Sonsuz vidada en fazla " $\lambda$ " açısı				
$\alpha_s$	$14\frac{1}{2}^\circ$	$20^\circ$	$25^\circ$	$30^\circ$
$\lambda_{\text{mak}}$	$15^\circ$	$25^\circ$	$35^\circ$	$45^\circ$
Tek yönlü hareket için " $\lambda < 10^\circ$ " Tavsiye edilir				

Tavsiye edilen ölçülendirmeler (AGMA):

$$d_{\text{v}} \approx \underbrace{0,68}_{0,55 \dots 0,88} \cdot C^{0,875} \quad b \approx 0,73 \cdot d_{\text{v}} \quad L \approx m \cdot (14,1 + 0,0628 \cdot Z_{\text{ç}}) \quad \text{ölçüler " mm" } \quad (61)$$

Verim dikkate alınırsa güç çarkta azalır :  $P_{\text{ç}} = \eta \cdot P_{\text{v}}$  verim ihmal edilirse  $\eta = 1$  alınır.

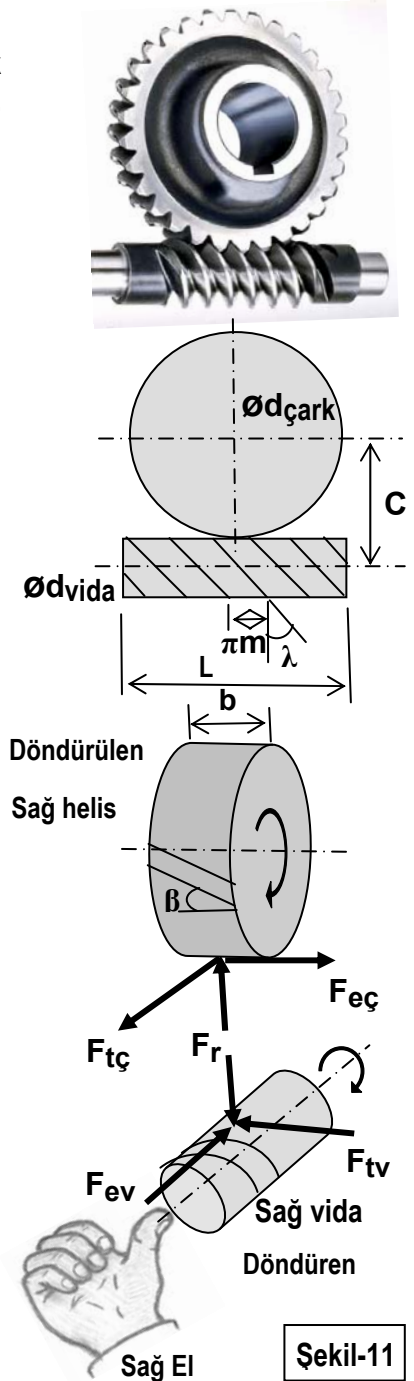
Sonsuz vida mekanizmalarında dişli kuvvetleri ve yönleri için D.38 helis dişli kuvvetlerine bakılabilir

$$F_{\text{tç}} = \frac{2 \cdot T_{\text{ç}}}{d_{\text{ç}}} = \eta \cdot F_{\text{ev}} \quad F_{\text{rç}} = F_{\text{tç}} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = \eta \cdot F_{\text{rv}} \quad F_{\text{eç}} = F_{\text{tç}} \cdot \tan \beta = \eta \cdot F_{\text{tv}} \quad (62)$$

Sonsuz Vidalarda ısı kontrolü

$$\text{Eksenlerarası "C" (mm) için iletilen güç en fazla (Watt): } P \leq 29 \cdot \frac{C^{1,7}}{i+5} \quad (\text{AGMA: } n_{\text{ç}} < 200 \text{ d/dak için}) \quad (63)$$

Ölçülendirme: Burada " $C$ " eksenlerarası, " $i$ " iletim oranıdır. Bu ısı kontrolü malzemeye bağımlı olmadan en küçük eksenlerarası ölçüyü ve modülü verir. Ç.2'deki " $\lambda$ " dikkate alınarak ve Çark, mukavemet yönünden kabaca Helisteki gibi D.39- 44 yardımı ile kontrol edilerek uygun modül ve malzeme bulunur. Vida, D.61 ölçü sınırları içinde sağlamdır.





**MILLER****Mil Mukavemeti**

Miller başlıca döndüren kuvvetlerin etkisi ile burulma momenti (tork) "T"; bütün kuvvetlerin etkisi ile meydana gelen eğilme momenti "M" ile zorlanır. Nadiren milin eğilme momentinin etkili olmadığı yerlerinde kesme kuvveti dikkate alınabilir. Eksenel kuvvetin yaptığı çekme veya basma da ilave bir zorlama meydana getirir. Burulma gerilmesi ve eğilme gerilmesi ile maksimum kayma gerilmesi teoreminden gerekli içi dolu mil çapı "d";

$$d^3 \geq \frac{32}{\pi \cdot \sigma_{em}} \sqrt{M^2 + T^2} \quad (64)$$

Bu formül, Momentler darbe faktörleri ile çarpılarak ve emniyetli gerilme dinamik alınarak çok kullanılır. Fakat millerde genellikle eğilme tam değişken, burulma tek yönlü ve statiktir. Soderberg formülü de dikkate alınır;

$$d^3 \geq \frac{32}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{\sigma_{em d}}\right)^2 + \left(\frac{T}{\sigma_{em s}}\right)^2} \quad (65)$$

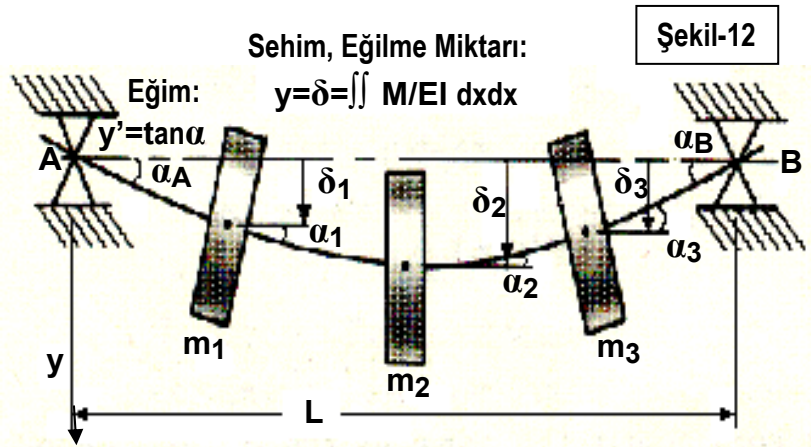
Burada " $\sigma_{ems}$ " ve " $\sigma_{emd}$ " statik ve dinamik emniyetli gerilmelerdir;

$$\sigma_{em s} = \frac{\sigma_{ak}}{S} \quad \sigma_{em d} = \frac{\sigma_d}{S} \cdot \frac{K_y \cdot K_b}{K_c} \quad (66)$$

Tork'un değişmesi ve iki yönlü olması durumunda " $\sigma_{ems}$ " yerine " $\sigma_{emd}$ " alınır veya daha detaylı Soderberg formülü kullanılabilir. D.66 ve 67'de " $\sigma_{ak}$ " malzemenin akma gerilmesi, " $\sigma_d$ " sürekli (yorulma) mukavemetidir. Konstrüksiyon çeliklerinde " $\sigma_d$ "; kopma gerilmesi  $\sigma_K$ 'nin yarısıdır. "S" net emniyet katsayısı olup normal 1,5 – 2 arasındadır. Can ve mal emniyeti durumunda 3 - 4 arası olabilir. Yüzey faktörü " $K_y$ ", büyüklük Faktörü " $K_b$ ". Çentik faktörü " $K_c$ " Ek-5 : Ç.21,22,23'den bakılabilir. Bu üç faktör devamlı dikkate alınır, bunlar dışında önemli olduğunda sıcaklık ve güvenilirlik gibi faktörler de çarpılarak eklenir.

**Mil Katılığı**

Millerde sadece mukavemet kontrolü yeterli değildir. Millerde fazla sehim " $\delta$ " ve burulma açısı " $\theta$ " kritik hızın düşük olmasına sebep olur ve sınırlanmalıdır. Desteklerdeki eğim " $\alpha$ " rulman ömrünü azaltır, dişli çark hızlarındaki eğim " $\alpha$ " de sınırlanmalıdır:



$$\left. \begin{array}{l} \text{dişli çarklı} \\ \text{millerde} \\ \text{sehimi} \end{array} \right\} \frac{\delta_{\max}}{L} < 0,0002 \dots 0,0005 \quad \left. \begin{array}{l} \text{kritik} \\ \text{hız} \end{array} \right\} \frac{n_{kr}}{\text{dev/dak}} \approx 950 \sqrt{\frac{1}{\sum \delta_i}} \quad \left( \begin{array}{l} \text{destekler} \\ \text{kenardaysa} \end{array} \right) \quad (67)$$

Sabit bilyalılarda  $\alpha < 0,5^\circ \approx 0,009 \text{ rad}$  silindirik makaralılarda  $\alpha < 0,2^\circ \approx 0,0035 \text{ rad}$

Dişli çarkların bulunduğu noktalarda :  $\alpha < 0,06^\circ \approx 0,001 \text{ rad}$  (68)

$$\left. \begin{array}{l} \text{Burulma} \\ \text{Açısı} \\ \text{Sınırı} \end{array} \right\} \theta = \frac{T \cdot \frac{L}{\pi d^4 / 32}}{G \cdot I_p} < \underbrace{0,005 \dots 0,009 \text{ rad}}_{\text{hermetrede}} \quad \left. \begin{array}{l} \text{Kritik} \\ \text{Tork} \end{array} \right\} T_{kr} = 2 \cdot \pi \cdot E \cdot \frac{I_p}{L} \quad (69)$$

Burada elastiklik modülü :  $E_{\text{çelik}} \approx 210000 \text{ N/mm}^2$  kayma modülü :  $G_{\text{çelik}} \approx 80000 \text{ N/mm}^2$

## RULMANLAR

### Rulman Çeşitleri

- Bilyalı:**
- Sabit bilyalı
  - Omuzlu bilyalı : bilezikler daha sıkı yataklanır, daha yüksek devire uygun
  - Eğik bilyalı : daha yüksek aksel kuvvet, daha yüksek devire uygun
  - Oynak bilyalı : daha fazla mil eksen hataları ve 4°'ye kadar eğim açısına uygun
  - Aksel bilyalı : büyük aksel kuvvetler için
- Makaralı**
- Silindirik makaralı : daha yüksek radyal kuvvet ve hız
  - Oynak makaralı : daha fazla mil eksen hataları ve 0,5°'ye kadar eğim açısına uygun
  - Konik makaralı : daha yüksek aksel kuvvet

### Rulmanlı Yatakların Kaymalı Yataklara Üstünlükleri :

İlk hareket sürtünmesi düşük, Radyal yük ile aksel yük beraber, az bakım, az yağ, dünyaca standart, küçük en, yüksek sıcaklığa dayanıklı (özel malzeme ile 400°C'ye kadar)

### Rulmanlı Yatakların Kaymalı Yataklara Eksiklikleri :

Pahalı, ağır, hassas montaj, iki parçalı yapılamaz, Darbeye zayıf, Sesi yüksek hızlarda fazla, büyük dış çap.

### Rulman Seçimi:

Rulmana gelen radyal yük "Fr" ve aksel yük "Fe" ile eşdeğer yük bulunur "Peş";

$$P_{eş} = X \cdot F_r + Y \cdot F_e \quad (70)$$

Burada X ve Y Ek-4'deki Ç.24'den rulman tipine bağlı olan "e" yardımı ile bulunur. Hesaplanan "Peş" yardımı ile rulman ömrü "L" milyon devir olarak bulunur;

$$L = \left( \frac{C}{P_{eş}} \right)^k \rightarrow 3 \text{ (bilyalı)}, 3,33 \text{ (makaralı)} \quad (71)$$

burada "C" Ek.Çizelge-25'den Rulman çeşidine göre bulunur.

Milyon devir olan "L" rulman ömrü, mil devir hızı "n" yardımı ile saat olarak rulman ömrüne ("Lh") çevrilir:

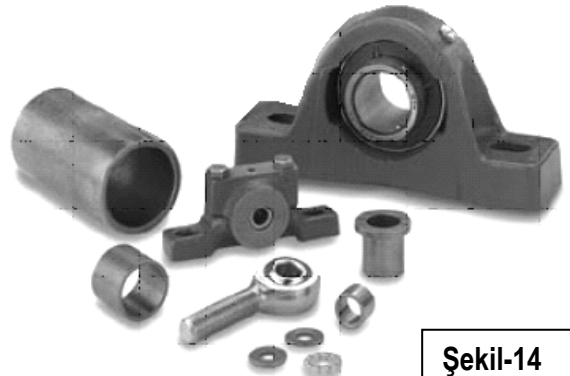
$$L_h = L \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} \quad (72)$$

Burada seçilen makinenin günlük çalışma saati dikkate alınarak yıl olarak ömrü bulunur.

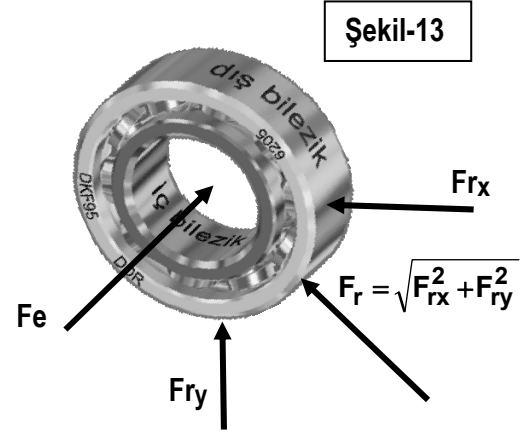
## KAYMALI YATAKLAR

### Çeşitleri :

- Yağlamasız yataklar : Yağlamanın zararlı ve mümkün olmadığı yerlerde kullanılır, yüksek hızlarda çok ısı üretir, ebatlar büyür.
- Hidrostatik yataklar: Hız yağ ısınması ve viskozite ile kontrol edilir.
- Hidrodinamik yataklar: Başlangıçta kuru sürtünme vardır, hız arttıkça yağ tabakası artar, dolayısıyla yük taşıma kapasitesi artar.
- Kendinden yağ beslemeli yataklar: Yağlama bilezik, disk vb. elemanlarla yapılır, başka yağlama cihazı gereksizdir. Yük yağlama ile sınırlıdır.
- Gözenekli kendinden yağlamalı yataklar: Yatak malzemeleri gözeneklidir, yağ emer, yük ısınma kontrolü ile sınırlıdır.



Şekil-14



Şekil-13

## MİL – GÖBEK BAĞLANTILARI

- Düz kamalar: eğimsiz (uygu), eğimli, yassı, oyuklu, çakma (burunlu), vidalı, teğet
- Yarım ay kamalar (ucuzdur, düşük momentlerde uygun)
- Silindirik (boyuna pim) kamalar
- Kamalı miller (yüksek momentlerde uygun)
- Enine kamalar (ayar ve değişken yükler için uygun, aksenal kaymayı önler )
- Bilezik kamalar
- Pres geçme
- konik geçme (vidalı sıkma manşonlu)

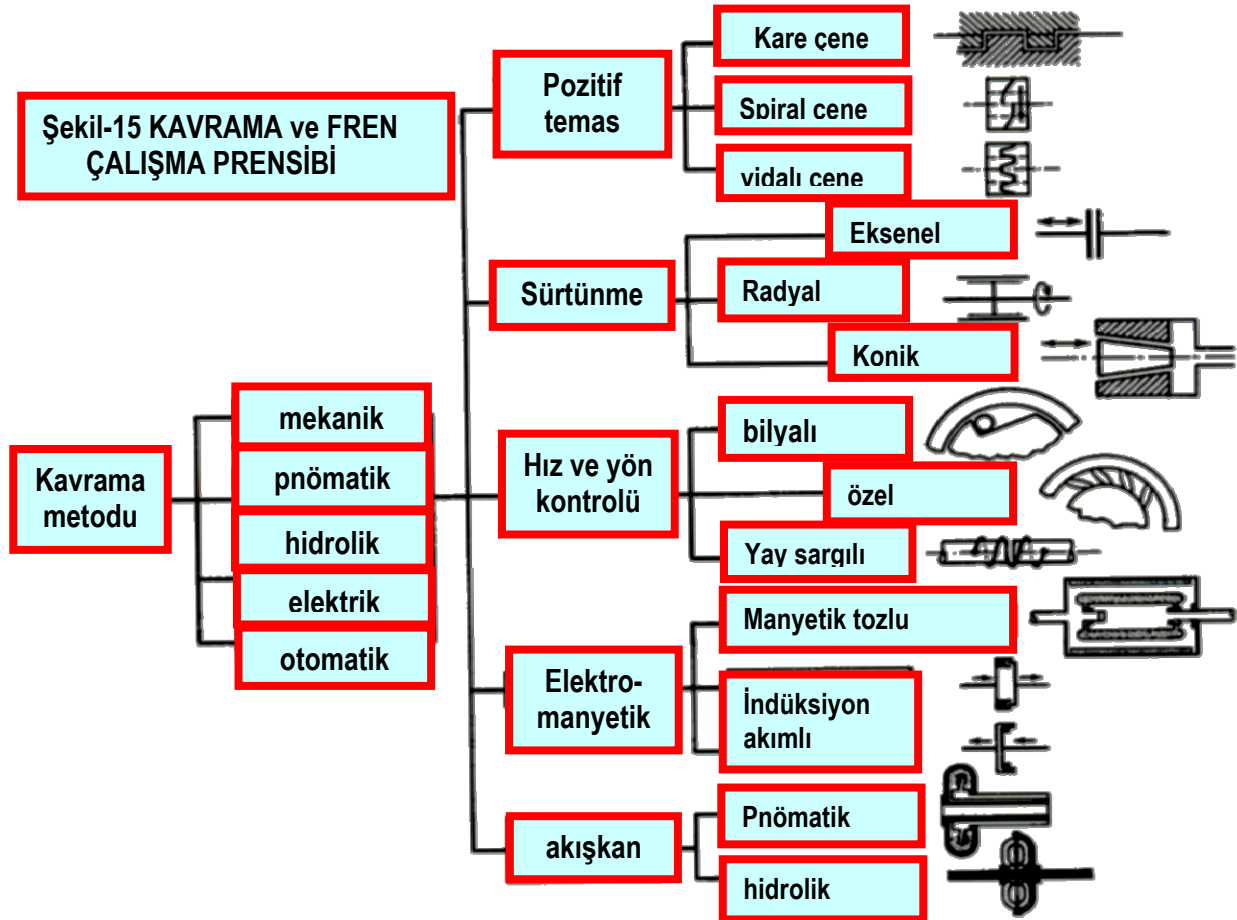
## FREN, KAVRAMA VE KAPLİNLER

Genellikle milleri birbirine sabit bağlayan elemanlara “kaplin” ; isteğe göre bağlayan elemanlara “kavrama” denir. Bazen her ikisine birden kavrama denir. Kavrama milleri istendiğinde döndüren fren de milleri isteğe bağlı durduran elemanlardır. Fren ve Kavramanın bir kısmının çalışma prensipleri birbirine benzer. Genellikle problemler miller arasındaki açısız ve aksenal sapmalar; yüksek hızlarda veya kavrama ve fren esnasında meydana gelen sarsıntılar ve otomasyondur .

Kaplin Çeşitleri : Flanşlı, Zarflı, Oldham, Kardan, Elastik, Zincirli, Sıkma manşonlu

Kavrama Çeşitleri : Aksenal Disk, Konik, Çeneli, Merkezkaç, Hidrolik, Pnömatik, Elektromanyetik, Kayışlı

Fren Çeşitleri: Dıştan Pabuçlu, İçten Pabuçlu Tanbur, Disk, Kayışlı Birçok Kavrama Çeşidi Fren olarak da kullanılabilir

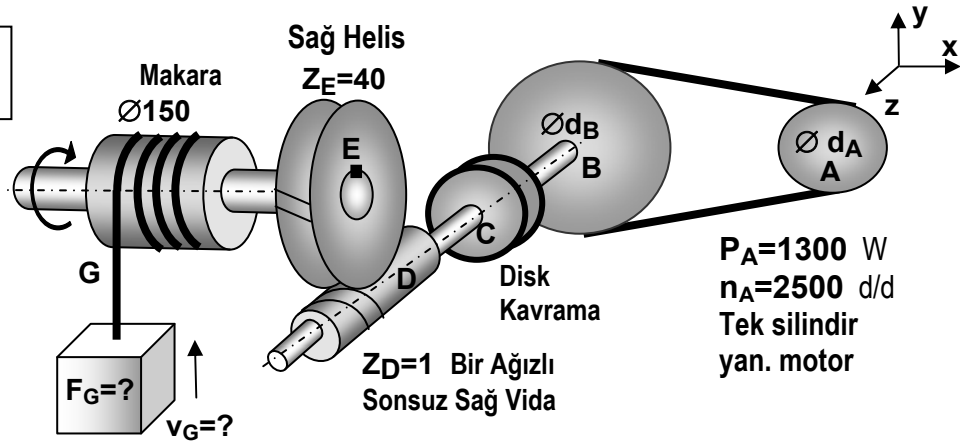


Çizelgeler kaynaklardan olup Ders Notu Amaçlıdır, örnek çözümler orijinaldir, ticari amaçla kullanılamaz. KAYNAKLAR:

- 1- Hall, A.S., H. A.F., L. H.G., "Theory and Problems of Machine Design", McGraw Hill C. 1961,2- Black, H.B., A.O.E., "Machine Design", McGraw Hill C. 1981,3-Akkurt, Mustafa "Makine Elemanları", 3-Can, A.Ç. "Makine Elemanları tasarımı", 4-Koç, E. "Makine Elemanları", 5-Dimarogonas, A. "Computer Aided Machine Design", Prentice Hall, 1989, 6-Shigley, J.E., C.R.M., R.G.G., "Machine Engineering Design", McGraw Hill C. 2004, 7-Deutschman, A.D., W.J.M., C.E.W., "Machine Design", 1975, 8-Juvinall, C.R., K.M.M., "Machine Component Design", McGraw Hill C. 1981

**Örnek Problem-1a**  
(1.vize örneği)

Verilmeyen faktörleri normal : ("1") alınız.



Soru-1 Şekilde A/B eksenlerarası  $E=500$  mm; iletim oranı ;  $i_1 = \frac{d_B}{d_A} = 2$ ; kayış verimi ( $\eta_1$ ): %90

D/E sonsuz vida verimi ( $\eta_2$ ): %45 olduğuna göre G'de kaldırılan yükün ağırlığını ve hızını bulunuz.

Soru-2 A/B için Normal Sonsuz V kayış için seçim ve ölçülendirmeleri yapınız.

Soru-3 A/B için Rulolu-Makaralı Zincir seçim ve ölçülendirmeleri yapınız.

Soru-4 D/E sonsuz vida ve çarkın  $\lambda=10^\circ$  ve  $m_n=4$  mm için ölçülendirmeleri yapınız, ısı kontrolü yapınız.

Soru-5 BD milindeki sürtünmeli aksenal disk kavramanın ortalama sürtünme çapı  $d_{ort}=80$  mm,  $\mu=0,40$ ,  $p_{em} = 0,34$  N/mm<sup>2</sup> (Asbest-metal Ek-4 Ç.19) olduğuna göre sürtünme alanı  $A=?$

Soru-6 Şekilde 30 mm çaplı EG mili üzerindeki  $5$  mm kesitli 40 mm boyundaki bir kare kamada meydana gelen kayma gerilmesi:  $\tau = ?$

Soru-7 "BD" milinde hareket yönü ile "D" Sonsuz vida ve "B" kayış kuvvetlerini şekilde gösteriniz

**ÖRNEK PROBLEM.1a ÇÖZÜMÜ**

Cevap 1: Güç iletimi : A'da açısal hız:

$$n_A = 2500 \text{ d/dak} \rightarrow w_A = \frac{2500 \cdot \pi}{30} = 262 \text{ rad/s}$$

D.4'den A/B ve D/E için iletim oranları :

$$i_1 = \frac{d_B}{d_A} = 2 \quad i_2 = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{40}{1} = 40$$

D.5'den toplam iletim oranı :  $i_T = i_1 \cdot i_2 = 2 \cdot 40 = 80$

$$D.4'den \text{ EG devir hızı : } i_T = \frac{w_A}{w_{EG}} \rightarrow 80 = \frac{262}{w_{EG}} \rightarrow w_{EG} = 3,28 \text{ rad/s}$$

$$D.1'den \text{ G'de yük kaldırma hızı : } v_G = w_{EG} \cdot \frac{d_G}{2} = 3,28 \cdot \frac{0,15}{2} = 0,246 \text{ m/s}$$

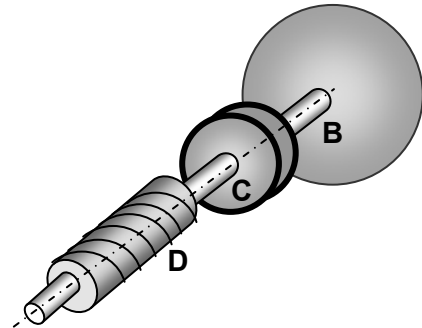
D.7'den toplam verim :  $\eta_t = \eta_1 \cdot \eta_2 = 0,9 \cdot 0,45 = 0,405$

Kayıplar dikkate alınınca D.6'dan G'deki güç :  $P_G = \eta_t \cdot P_A = 0,405 \cdot 1300 = 527 \text{ W}$

$$D.2'den \text{ bu hızda taşınabilecek yük: } P_G = F_G \cdot v_G \rightarrow F_G = \frac{527}{0,246} = 2142 \text{ N}$$

$$\text{Veya aynı kuvvet tork ile bulunur, D.3'den : } T_{EG} = \frac{P_G}{w_{EG}} = \frac{527}{3,28} = 161 \text{ Nm} \rightarrow F_G = \frac{161}{\frac{0,15}{2}} = 2146 \text{ N}$$

Yorum: Bu gibi güç iletimlerinde genellikle hedef istenilen yükü istenilen hızda kaldırmaktır. Bu durumda önce yükün kaldırıldığı milde güç ve açısal hız bulunur. Verim dikkate alınarak gerekli motor gücü ve motorun devir hızına bakılarak da gerekli iletim oranı bulunmuş olur.



Cevap 2:Kayışlı kasnak seçimi

Ek-1: Ç.1'den asansör - tek sil.motor için  $\rightarrow K_i=1,75 \rightarrow P \cdot K_i = 1300 \cdot 1,75 = 2275 \text{ W}$

“2500” d/dak ve “2275” W için Ek-1: Ş.1'den “10” numaralı profil seçilir.

Ek-1:Ç.7'den“10” numaralı profil için  $d_{\min}= 63 \text{ mm} \rightarrow$ burdan:  $d_A = 63 \rightarrow d_B = 2 \cdot 63 \approx 125 \text{ mm}$

$$D.12'den \cos\left(\frac{\theta_1}{2}\right) = \frac{d_B - d_A}{2 \cdot E} = \frac{125 - 63}{2 \cdot 500} = 0,062 \rightarrow \theta_1 = 2 \cdot 86,4^\circ = 173^\circ$$

Ek-1:Ç.6'den  $173^\circ$  için interpolasyonla :  $\frac{K_\theta - 1,02}{1 - 1,02} = \frac{173 - 170}{180 - 170} \rightarrow K_\theta = 1,014$

Ek-1: Ç.3'den birden fazla kayış farzedilirse :  $K_{vz}=1,25$

Ek-1 Ç.2, Ç.4, Ç.5'deki diğer faktörler verilmediğinden normal farzedilir, “1” alınır:

D.17 ve D.16'dan  $P^* = 1300 \cdot 1,75 \cdot 1,25 \cdot 1,014 \cdot 1 = 2886 \text{ W} \approx 2,89 \text{ kW}$

D.1'den kayış hızı  $v_A = w_A \cdot \frac{d_A}{2} = 262 \cdot \frac{63}{2} = 8253 \text{ mm/s} \approx 8,25 \text{ m/s}$

Ek Ç.9'dan Profil-10 ve 8,25 m/s hız için bir kayışın iletebileceği güç:

$$\frac{P_1 - 0,395}{0,477 - 0,395} = \frac{8,25 - 8}{10 - 8} \rightarrow P_1 = 0,405 \text{ kW}$$

D.18'den gerekli kayış sayısı :  $z = \frac{P^*}{P_1} = \frac{2,89}{0,405} = 7,14 \rightarrow 8$  adet alınır.

Sonsuz V kayışının uzunluğu D.15'den :  $L \approx 2 \cdot 500 + \frac{\pi}{2} \cdot (125 + 63) + 500 \cdot \left(\frac{125 - 63}{2 \cdot 500}\right)^2 = 1297 \text{ mm}$

Yorum :

Kayış sayısı mümkün, fakat fazladır. 8 kayışlı yapılacak ise 7,11 yerine 8 alındığı için küçük kasnak çapı :  $d_A = \frac{7,11}{8} \cdot 63 = 56,0 \text{ mm}$  alınarak aynı işlemler tekrarlanabilir. Fakat Ek Ş.2'de Profil-10 için hız 8,25'ten yukarda daha fazla güç ilettiği dikkate alınırsa kasnak çapları artırılarak kayış sayısı indirilebilir. En yakın profil-13 denenebilir; düz veya dar V kayışları da dikkate alınabilir.

Cevap 3-Zincirli Çark seçimi

Ek-1,2: Ç.1,10,11,12,13 'den  $K_i=1,75$  ;  $K_{i0}=1,08$  ( $i=2$  için) ;  $K_Y=1$  (yağlama:normal)

$K_z \sim 1$  (19 diş farzedildi, sonradan bulunacak)  $K_E \sim 1$  ( $E/p=40$  farzedildi, sonradan bulunacak)

D.22 ve D.21'den  $P^* = 1300 \cdot 1,75 \cdot 1,08 \cdot 1 = 2457 \text{ W} \approx 2,46 \text{ kW}$

Ek Ş.2'den 2,46 kW ve 2500 d/dak için 9,525x5,72 ölçülerindeki zincirin uygun olup bu zincirin tek sırada aynı devirde 2,46'dan fazla yaklaşık 3 kW ilettiği görülür.

Ek-2: Ç.12'dan “1” farzedilen  $K_E$  için Adım = 9,525 mm seçildiğinden tekrar hesaplanır:

$$\frac{E}{p} = \frac{500}{9,525} = 52,5 \rightarrow \text{int erpolasyon} \quad \frac{K_E - 1}{0,91 - 1} = \frac{52,5 - 40}{60 - 40} \rightarrow K_E = 0,9438$$

$P^* = P_{\max} = 3000 \geq 1300 \cdot 1,75 \cdot 1,08 \cdot 0,9438 \cdot K_z$

Burdan olabilecek en yüksek diş sayısı faktörü :  $K_z \leq 1,295$  bulunur.

Bu diş sayısı faktörüne karşılık gelen en az diş sayısı Ek-2:Ç.10'dan başta farzedilen 19 diş yerine tam olarak bulunur:

$$\text{En az diş sayıları } \frac{Z_1 - 15}{13 - 15} = \frac{1,295 - 1,27}{1,46 - 1,27} \rightarrow Z_1 \geq 14,737 \rightarrow Z_1 = 15 \quad Z_2 = 2 \cdot 15 = 30$$

D.20'den

$$Z_1 = 15 \text{ diş için: } d_A = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)} = \frac{9,525}{\sin\left(\frac{180^\circ}{15}\right)} = 45,8 \text{ mm} \quad Z_2 = 30 \text{ diş için: } d_B = \frac{9,525}{\sin\left(\frac{180^\circ}{30}\right)} = 91,1 \text{ mm}$$

$$\text{Hız kontrolü : D.1'den } v_A = 262 \cdot \frac{45,8}{2} = 6000 \text{ mm/s} \approx 6,0 \text{ m/s} < 12 \text{ m/s uygun}$$

Yorum :

9,525'lik zincir için mümkün olan en küçük diş sayıları ve çaplar bulunmuştur. Ayrıca üç sıralı 8x3 2,4 kW taşımaktadır, güç ve hız sınırı ile mümkündür, çaplar ve hız %15 oranında düşer fakat 3 sıradan dolayı maliyeti 2 katı kadar artar. Seçilen zincirlerde ayrıca yüzey basıncı kontrolü yapılır

Cevap 4: Sonsuz vida

Vida helis açısı çark helis açısı ile aynıdır :  $\lambda = 10^\circ = \beta$

Çark ve Vida ölçüleri D.57 →

$$m = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{4}{\cos 10} = 4,062 \text{ mm} \rightarrow \text{D.56} \rightarrow d_{\text{ç}} = 4,062 \cdot 40 = 162,5 \text{ mm}$$

D.59 →

$$\tan \lambda = \frac{m \cdot Z_v}{d_v} \rightarrow \tan 10 = \frac{4,062 \cdot 1}{d_v} \rightarrow d_v = 23,04 \text{ mm} \quad \text{vida adımı: } \pi \cdot 4,062 = 12,76 \text{ mm}$$

$$\text{D.61} \rightarrow L = m \cdot (14,1 + 0,0628 \cdot Z_{\text{ç}}) = 4,062 \cdot (14,1 + 0,0628 \cdot 40) = 67,48 \text{ mm}$$

$$b = 0,73 \cdot d_v = 0,73 \cdot 23,04 = 16,82 \text{ mm}$$

Isı Kontrolü : Sonsuz vida mekanizmasının ilettiği güç:  $P_c = \eta_1 \cdot P_A = 0,9 \cdot 1300 = 1170 \text{ Watt}$

$$\text{Eksenler arası : } C = \frac{d_v + d_{\text{ç}}}{2} = \frac{23,04 + 162,5}{2} = 92,77 \text{ mm}$$

$$\text{D.55 iletim oranı } i = \frac{Z_{\text{ç}}}{Z_v} = \frac{40}{1} = 40$$

$$\text{D.63'den } P = 1170 \leq ? \quad 29 \cdot \frac{C^{1,7}}{i + 5} = 29 \cdot \frac{92,77^{1,7}}{40 + 5} = 1425 \text{ Watt} \rightarrow \text{uygun}$$

Yorum:

Burada bu modül ve açılı için ölçülendirme ve sadece ısı kontrolü yapıldı. Ayrıca helis çarkın mukavemeti (kabaca diğer helis çiftleri gibi) bu ölçülerde kontrol edilir. Yeterli olmuyorsa aynı ölçülerde malzeme değiştirilir veya modül büyütülür. Vida, D.61 ölçü sınırları içinde kalındığında sağlamdır. Ç.2'den tek yönlü hareket isteniyor ise " $\lambda$ " en fazla  $10^\circ$  olup verim %50'den azdır. Verim artırılmak istenirse " $\lambda$ " en fazla  $25^\circ$ 'ye kadar artırılır.

Cevap.5 Eksenel Sürtümlü Disk kavrama

$$D.6 \rightarrow P_{BD} = \eta_1 \cdot P_A = 0,9 \cdot 1300 = 1170 \text{ W}$$

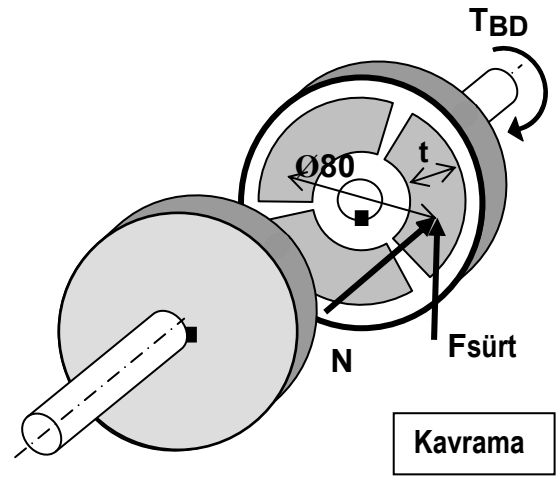
$$D.4 \rightarrow \omega_{BD} = \frac{\omega_A}{i_1} = \frac{262}{2} = 131 \text{ rad/s}$$

$$D.3 \rightarrow T_{BD} = \frac{P_{BD}}{\omega_{BD}} = \frac{1170}{131} = 8,93 \text{ Nm}$$

$$T_{BD} = F_{\text{sürt}} \cdot \frac{d}{2} \rightarrow F_{\text{sürt}} = \frac{8931}{40} = 223 \text{ N}$$

$$F_{\text{sürt}} = \mu \cdot N \rightarrow N = \frac{F_{\text{sürt}}}{\mu} = \frac{223}{0,4} = 558 \text{ N}$$

$$P_{em} = \frac{N}{A_{\text{sürt}}} \rightarrow 0,34 = \frac{558}{A_{\text{sürt}}} \rightarrow A_{\text{sürt}} = 1641 \text{ mm}^2$$



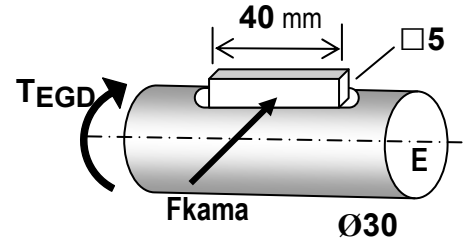
Yorum : Bu alan yaklaşık  $t = \frac{1641}{\pi \cdot 80} \rightarrow t = 6,5 \text{ mm}$  balata kalınlığı demektir. Bu kalınlık mümkün fakat incedir. 80 mm yerine daha küçük çap uygundur.

Cevap-6 Düz kare kama

Cevap-1'den EG milindeki tork :  $T_{EG} = 161 \text{ Nm}$

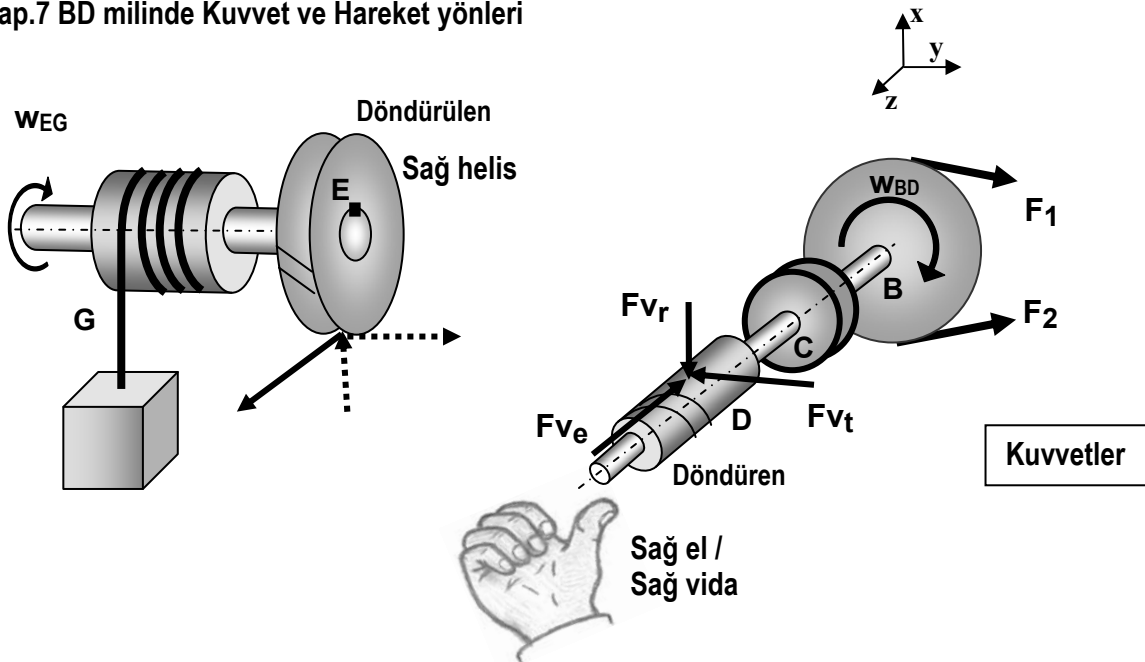
$$T_{EG} = F_{\text{kama}} \cdot \frac{d_{\text{mil}}}{2} \rightarrow F_{\text{kama}} = \frac{161000}{15} = 10733 \text{ N}$$

$$\text{Kamada kayma gerilmesi : } \tau = \frac{F_{\text{kama}}}{A_{\text{kama}}} = \frac{10733}{5 \cdot 40} = 53,7 \text{ N/mm}^2$$



Yorum : Bu gerilme çelik için düşüktür. Kama malzemeleri kalitelidir. Daha küçük kama ölçüleri mümkündür. Ayrıca yüzey basıncı kontrolü de yapılmalıdır.

Cevap.7 BD milinde Kuvvet ve Hareket yönleri



Örnek Pr. 1-b (1.vize örneği)

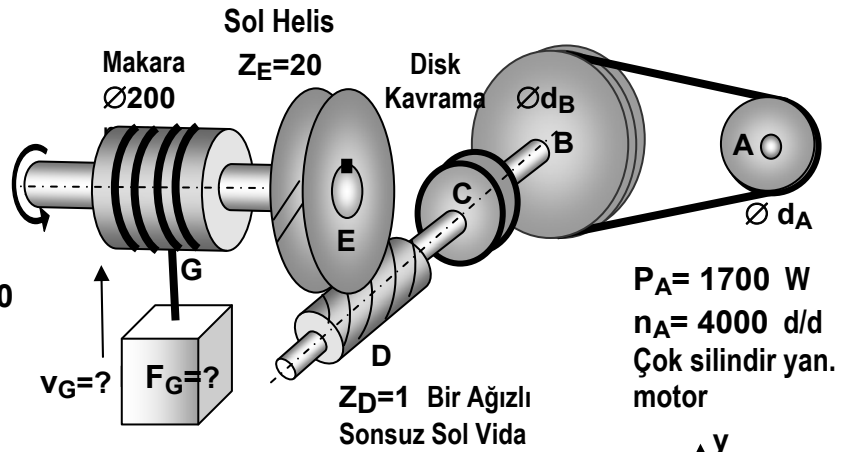
AB eksenlerarası:  $E=700$  mm;

A/B iletim oranı :  $i_1 = \frac{d_B}{d_A} = 2,5$

A/B verimi:  $\eta_1 = \%95$

D/E sonsuz vida verimi:  $\eta_2 = \%50$

Verilmeyen faktörleri normal ("1") alınız.



Soru-1 (10 puan) G'de kaldırılan yükün ağırlığını ve hızını bulunuz.

Soru-2 (25 puan) A/B için Normal Sonsuz V kayış için ölçülemeleri yapınız.

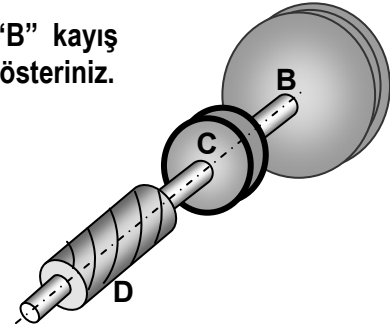
Soru-3 (25 puan) A/B için Rulolu-Makaralı Zincir ölçülemeleri yapınız.

Soru-4 (15 puan) D/E sonsuz vida ve çarkın  $\lambda=10^\circ$  ve  $m_n=6,3$  mm için ölçülemeleri yapınız, ısı kontrolü yapınız.

Soru-5 (10 puan) C'deki sürtünmeli aksenal disk kavramanın ortalama sürtünme çapı  $d_{ort}=60$  mm,  $\mu=0,30$ ,  $p_{em}=0,34$  N/mm<sup>2</sup> olduğuna göre sürtünme alanı A=?

Soru-6(5 puan) Şekilde 40 mm çaplı EG mili üzerindeki  $\square 5$  mm kesitli 50 mm boyundaki bir kare kamada meydana gelen kayma gerilmesi:  $\tau = ?$

Soru-7(10 puan) "BD" milinde hareket yönü ile "D" Sonsuz vida ve "B" kayış kuvvetlerini yandaki şekil üzerinde gösteriniz.



ÖRNEK PROBLEM.1b ÇÖZÜMÜ

Cevap 1: Güç iletimi

$$A'da \text{ açısal hız: } n_A = 4000 \text{ d/dak} \rightarrow \omega_A = \frac{4000 \cdot \pi}{30} = 419 \text{ rad/s}$$

$$D.5'den \text{ toplam iletim oranı : } i_T = i_1 \cdot i_2 = 2,5 \cdot 20 = 50$$

$$D.4'den \text{ EG devir hızı : } \omega_{EG} = \frac{419}{50} = 8,38 \text{ rad/s}$$

$$D.1'den \text{ G'de yük kaldırma hızı : } v_G = 8,38 \cdot \frac{200}{2} = 838 \text{ mm/s} = 0,838 \text{ m/s}$$

$$D.7'den \text{ toplam verim : } \eta_t = 0,95 \cdot 0,5 = 0,475$$

$$\text{Kayıplar dikkate alınınca D.6'dan G'deki güç : } P_G = \eta_t \cdot P_A = 0,475 \cdot 1700 = 808 \text{ W}$$

$$\text{Taşınan ağırlık tork ile bulunur : } T_{EG} = \frac{808}{8,38} = 96,4 \text{ Nm} \rightarrow F_G = \frac{96400}{200/2} = 964 \text{ N}$$



Cevap 2: Kayışlı kasnak

Ek-1: Ç.1'den asansör - çok sil. motor için  $\rightarrow K_i=1,5 \rightarrow P \cdot K_i = 1700 \cdot 1,5 = 2550 \text{ W}$

“4000” d/dak ve “2550” W için Ek-1: Ş.1'den “10” numaralı profil seçilir.

Ek-1: Ç.7'den “10” numaralı profil için  $d_A = 63 \rightarrow d_B = 2,5 \cdot 63 = 157,5 \rightarrow 160 \text{ mm}$

D.12'den  $\cos\left(\frac{\theta_1}{2}\right) = \frac{d_B - d_A}{2 \cdot E} = \frac{160 - 63}{2 \cdot 700} = 0,0693 \rightarrow \theta_1 = 2 \cdot 86,0^\circ = 172^\circ$

Ek-1: Ç.6 :  $172^\circ$  için interpolasyon :  $\frac{K_\theta - 1,02}{1 - 1,02} = \frac{172 - 170}{180 - 170} \rightarrow K_\theta = 1,016$

Ek-1: Ç.2, Ç.3, Ç.4, Ç.5'den diğer K'lar da bulunur:

$P^* = 1700 \cdot 1,50 \cdot 1,25 \cdot 1,016 \cdot 1 = 3239 \text{ W} \approx 3,24 \text{ kW}$

kayış hızı  $v_A = 419 \cdot \frac{63}{2} = 13198 \text{ mm/s} \approx 13,2 \text{ m/s}$

Ek-2: Ç.9: Profil-10 ve 13,2 m/s hız için bir kayışın iletebileceği güç:

$\frac{P_1 - 0,552}{0,604 - 0,552} = \frac{13,2 - 12}{14 - 12} \rightarrow P_1 = 0,583 \text{ kW}$

D.18'den gerekli kayış sayısı :  $z = \frac{P^*}{P_1} = \frac{3,24}{0,583} = 5,55 \rightarrow 6 \text{ a det alınır.}$

Sonsuz V kayışının uzunluğu D.15'den :  $L \approx 2 \cdot 700 + \frac{\pi}{2} \cdot (160 + 63) + 700 \cdot \left(\frac{160 - 63}{2 \cdot 700}\right)^2 = 1754 \text{ mm}$

Cevap 3: Zincirli çark

Ek-1,2: Ç.1,10,11,12,13: K'lar :

$K_i=1,50$ ,  $K_{i0}=1,04$  ( $i=2,5$  için),  $K_z \sim 1$  (19 diş farzedildi),  $K_E \sim 1$  ( $E/p=40$  farzedildi),  $K_Y=1$

D.22, D.21:  $P^* = 1700 \cdot 1,50 \cdot 1,04 \cdot 1 = 2652 \text{ W} \approx 2,65 \text{ kW}$

Ek-2: Ş.2'den 2,65 kW ve 4000 d/dak için 9,525x 5,72 ölçülerindeki zincirin uygun olup bu zincirin tek sırada aynı devirde 2,65'den fazla 3,1 kW ilettiği görülür.

Ek-2: Ç.12'dan “1” farzedilen  $K_E$  için Adım = 9,525 mm seçildiğinden tekrar hesaplanır:

$\frac{E}{p} = \frac{700}{9,525} = 73,5 \rightarrow \text{int erpolasyon} \frac{K_E - 0,91}{0,87 - 0,91} = \frac{73,5 - 60}{80 - 60} \rightarrow K_E = 0,883$

$P^* = P_{\text{mak}} = 3100 \geq 1700 \cdot 1,50 \cdot 1,04 \cdot 0,883 \cdot K_z$

Burdan olabilecek en yüksek diş sayısı faktörü :  $K_z \leq 1,324$  bulunur.

Bu diş sayısı faktörüne karşılık gelen en az diş sayısı Ek-2:Ç.10'dan tam olarak bulunur:

$\frac{Z_1 - 15}{13 - 15} = \frac{1,324 - 1,27}{1,46 - 1,27} \rightarrow Z_1 = 14,43 \rightarrow Z_1 = 15 \quad Z_2 = 2,5 \cdot 15 = 37,5 \rightarrow 37$

D.20'den

$Z_1 = 15$  diş için:  $d_A = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z}\right)} = \frac{9,525}{\sin\left(\frac{180^\circ}{15}\right)} = 45,8 \text{ mm}$   $Z_2 = 37$  diş için:  $d_B = \frac{9,525}{\sin\left(\frac{180^\circ}{37}\right)} = 1123 \text{ mm}$

Hız kontrolü :  $v_A = 419 \cdot \frac{45,8}{2} = 9565 \text{ mm/s} = 9,57 \text{ m/s} < 12 \text{ uygun}$

Cevap 4: Sonsuz vida

Vida helis açısı çark helis açısı ile aynıdır :  $\lambda=10^\circ=\beta$  : Çark ve Vida ölçüleri D.56,57 :

$$m = \frac{m_n}{\cos\beta} = \frac{6,3}{\cos 10} = 6,397 \text{ mm} \rightarrow \text{D.56} \rightarrow d_c = 6,397 \cdot 20 = 127,9 \text{ mm}$$

$$\text{D.59} \rightarrow \tan\lambda = \tan 10 = \frac{6,397 \cdot 1}{d_v} \rightarrow d_v = 36,28 \text{ mm}$$

$$\text{D.61} \rightarrow L = m \cdot (14,1 + 0,0628 \cdot Z_c = 6,397 \cdot (14,1 + 0,0628 \cdot 20) = 98,23 \text{ mm}$$

$$b = 0,73 \cdot d_v = 0,73 \cdot 36,28 = 26,48 \text{ mm}$$

Isı Kontrolü : Sonsuz vida mekanizmasının ilettiği güç:  $P_c = \eta_1 \cdot P_A = 0,95 \cdot 1700 = 1615 \text{ Watt}$

$$\text{Eksenler arası : } C = \frac{d_v + d_c}{2} = \frac{36,28 + 127,9}{2} = 82,09 \text{ mm} \quad \text{D.55 iletim oranı } i = \frac{Z_c}{Z_v} = \frac{20}{1} = 20$$

$$\text{D.63'den } P = 1615 \leq ? \quad 29 \cdot \frac{C^{1,7}}{i+5} = 29 \cdot \frac{82,09^{1,7}}{20+5} = 2083 \text{ watt} \rightarrow \text{uygun}$$

Cevap.5 Eksenel Sürtümlü Disk kavrama

$$\text{D.6} \rightarrow P_{BD} = \eta_1 \cdot P_A = 0,95 \cdot 1700 = 1615 \text{ W}$$

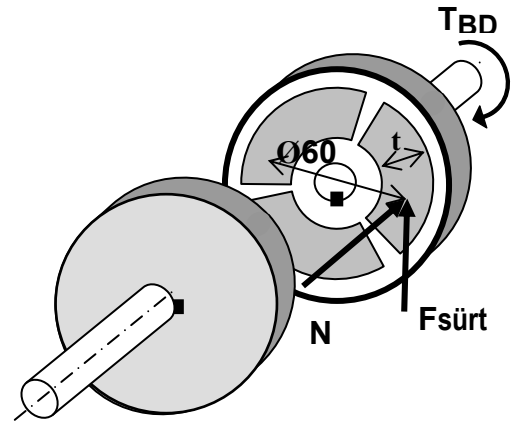
$$\text{D.4} \rightarrow w_{BD} = \frac{w_A}{i_1} = \frac{419}{2,5} = 168 \text{ rad/s}$$

$$\text{D.3} \rightarrow T_{BD} = \frac{P_{BD}}{w_{BD}} = \frac{1615}{168} = 9,61 \text{ Nm}$$

$$T_{BD} = F_{sürt} \cdot \frac{d}{2} \rightarrow F_{sürt} = \frac{9610}{30} = 320 \text{ N}$$

$$F_{sürt} = \mu \cdot N \rightarrow N = \frac{F_{sürt}}{\mu} = \frac{320}{0,3} = 1067 \text{ N}$$

$$p_{em} = \frac{N}{A_{sürt}} \rightarrow 0,34 = \frac{1067}{A_{sürt}} \rightarrow A_{sürt} = 3138 \text{ mm}^2$$

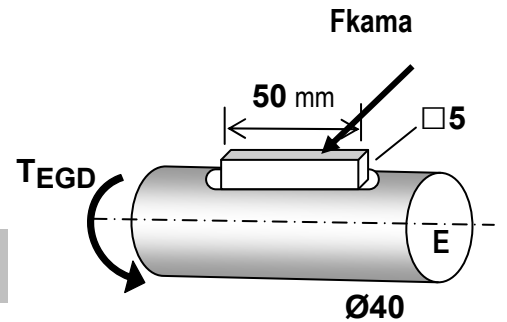


Cevap-6 Düz kare kama

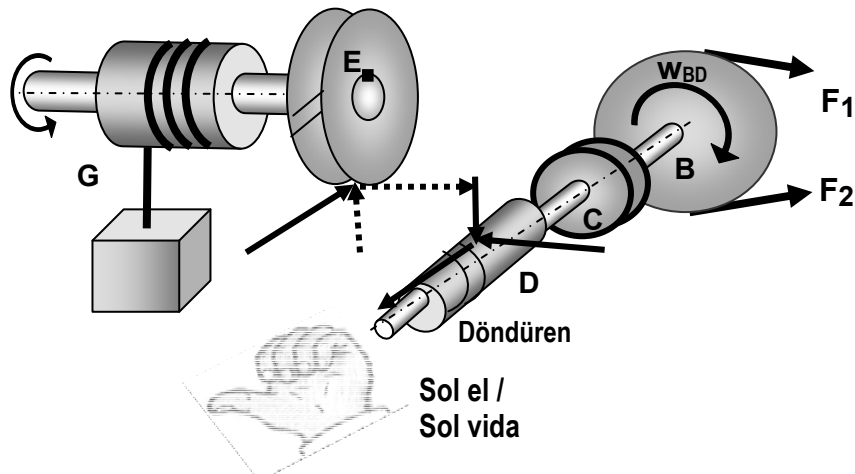
Cevap-1'den EG milindeki tork :  $T_{EG} = 96,4 \text{ Nm}$

$$F_{kama} = \frac{96400}{40/2} = 4820 \text{ N}$$

$$\text{Kamada kayma gerilmesi : } \tau = \frac{F_{kama}}{A_{kama}} = \frac{4820}{5 \cdot 50} = 19,3 \text{ N/mm}^2$$



Cevap.7  
BD milinde  
Kuvvet ve  
Hareket  
yönleri



## Örnek Problem.2

Çark, Pinyon, Mil malzemeleri çelik:

$$\sigma_K = 400 \text{ N/mm}^2 \quad \sigma_{ak} = 250 \text{ N/mm}^2 \quad \text{BHN150}$$

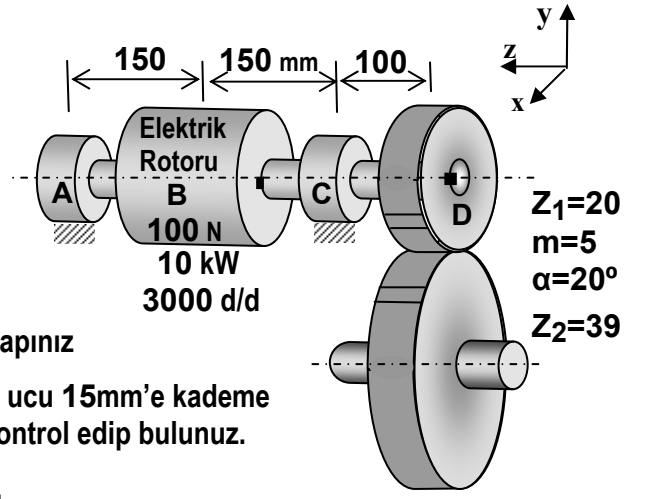
A kademeli:  $K_{\zeta A} \approx 1,5$  B kamalı  $K_{\zeta B} \approx 1,3$ C çentiksiz:  $K_{\zeta C} = 1$  D kademeli/kamalı:  $K_{\zeta D} \approx 1,5$ 

Soru -1 "D" Düz dişli ölçü ve kuvvetlerini bulunuz.

Soru -2 "D" Düz dişli pinyon mukavemet kontrolü yapınız

Soru -3 AD mili (torna) 20 mm çapında olup A ve D ucu 15mm'e kademe yapılmıştır. Mil emniyetini gerekli yerlerde kontrol edip bulunuz.

Soru -4 20000 saat ömürlü A ve C rulmanı seçiniz.



## Cevap-1

AD için Açısal hız:  $w_{AD} = 3000 \cdot \frac{\pi}{30} = 314 \text{ rad/s}$ , küçük dişli çapı D.23'den  $d_1 = m \cdot z = 5 \cdot 20 = 100 \text{ mm}$ buradan D.3'den burulma momenti, tork:  $T_{BD} = \frac{P}{w_{AD}} = \frac{10000}{314} = 31,8 \text{ Nm} \rightarrow 31800 \text{ Nmm}$ D.27'den dişli kuvvetleri:  $F_t = \frac{2 \cdot T_{BD}}{d_1} = \frac{2 \cdot 31800}{100} = 636 \text{ N}$   $F_r = F_t \cdot \tan \alpha = 636 \cdot \tan 20 = 231 \text{ N}$ D.28'de genişlik oranı "k" 4 alınır; D.29'dan dişli genişliği "b":  $k = \frac{b}{\pi \cdot m} \leq 4 \rightarrow b = 4 \cdot \pi \cdot 5 = 62,83 \rightarrow 62 \text{ mm}$ 

## Cevap-2

Eğilme Kontrolü (D.28) için aynı malzemeden yapılan dişlilerde daha zayıf olan pinyon dikkate alınır.

 $Z_1 = 20$  için Ek-4: Ç.15'den  $y = 0,102$  alınır. D.1'den hız "v"; D.30'dan da "Kv" hız faktörü bulunur: $v = w_{AD} \cdot \frac{d_1}{2} = 314 \cdot \frac{100}{2} = 15700 \text{ mm/s} \rightarrow 15,7 \text{ m/s} \rightarrow \text{D.30'dan } K_v = \frac{6}{6 + 15,7} = 0,276$  $\sigma = \frac{2 \cdot T_{BD}}{k \cdot m^3 \pi^2 \cdot y \cdot Z_1} = \frac{2 \cdot 31800}{4 \cdot 5^3 \pi^2 \cdot 0,102 \cdot 20} = 6,32 \leq ? \sigma_{em} = \frac{\sigma_K}{3} \cdot K_v = \frac{400}{3} \cdot 0,276 = 36,9 \text{ N/mm}^2 \Rightarrow \text{Eğilmeye dayanır}$ 

Yüzey basıncı (aşınma) Kontrolü (Buckingham D.31) için gerekli olan "C", çelik-çelik malzeme için

Ek-4: Ç.18'den "C=11400·e" alınır. Hata "e"nin imalat (ticari-freze, hassas-taşlanmış, çok hassas-

özel) şekline bağlı olduğu görülür. Bu hata da hız ile sınırlıdır. Ek-4: Ç.16'te sınırlanan imalat hatası

"e"nin  $v = 15,7 \text{ m/s}$  için  $0,0273 \dots 0,020$  arasında ve  $0,0273$ 'e yakın olduğu görülür. Ek-4: Ç.17'de $m = 5$  için sadece ticari (ekonomik) dişli imalatının ( $e = 0,0595 \text{ mm}$ ) ve hassas imalatın ( $e = 0,0295$ 

mm) yetersiz olduğu görülür. Bu durumda pahalı olan özel imalat (hassas taşlama...polisaj) için :

 $e_{\text{çok hassas}} = 0,0145 \text{ mm} < e_{\text{sınır}} = 0,02 \dots 0,0273$  uygun olduğundan  $\rightarrow C = 11400 \cdot 0,0145 = 165,3$ D.31'den Dinamik Yük:  $F_d = F_t + \frac{21 \cdot v \cdot (b \cdot C + F_t)}{21 \cdot v + \sqrt{b \cdot C + F_t}} = 636 + \frac{21 \cdot 15,7 \cdot (0,062 \cdot 165300 + 636)}{21 \cdot 15,7 + \sqrt{0,062 \cdot 165300 + 636}} = 8904 \text{ N}$ 

Dinamik yükün aşınma yükü D.32'deki "Fd" ve D.33'deki statik yük "Fo" dan küçük olması gerekir.

D.32'deki "K" değeri Ek-4: Ç.19'den çelik pinyon ve çelik çark (ort: BHN150) için:  $K = 282 \text{ kN/m}^2$  $\rightarrow \text{D.32} \rightarrow F_w = d_p \cdot b \cdot K \cdot \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2} = 0,1 \cdot 0,062 \cdot 282000 \cdot \frac{2 \cdot 39}{20 + 39} = 2311 \text{ N} < F_d = 8904 \text{ N} \Rightarrow \text{yüzey aşınır}$ D.33  $\rightarrow F_o = \frac{\sigma_K}{3} \cdot b \cdot y \cdot \pi \cdot m = \frac{400}{3} \cdot 62 \cdot 0,102 \cdot \pi \cdot 5 = 13245 \text{ N} \geq ? F_d = 8904 \text{ N} \Rightarrow \text{statik yüke dayanır}$

Cevap-2 Yorumu : Öncelikle hızın fazla olduğu bu nedenle pahalı olan çok hassas özel imalatın gerektiği görülür. Bu durumda hızın düşmesi için diş sayısının 14'e azaltılması gerekir. Bu uygulama hassas imalatı kurtarır. Ayrıca mukavemetin elverdiği kadar modül düşürülmelidir. Bu malzemenin eğilmeye dayandığı, aşınmaya dayanmadığı görülür. Bu malzeme kullanılacaksa modül büyütülmelidir. Fakat istenmeyen hız da artacaktır. Bu nedenle Ek-4:Ç.19'den "BHN" ve "K" değeri daha yüksek çelik-döküm veya döküm-döküm çiftinin daha uygun olduğu görülür. Bu uygulama ile modül düşürülebilir. Hız daha da düşer.

Cevap-3

AD miline gelen kuvvetler Şekil.17'de gösterilmiştir. D.64'den mili zorlayan eğilme momentlerini bulmak için önce A,C destek kuvvetleri bulunur. Sonra düşey ve yatay kesme kuvvetleri grafikleri çizilir. Bu grafiklerin alanları yardımı ile eğilme momentleri bulunur.

Düşey düzlemde destek kuvvetleri:

$$\sum M_A = 0 = -150 \cdot 100 + 300 \cdot R_{Cy} + 400 \cdot 231$$

$$\rightarrow R_{Cy} = -258 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 = R_{Ay} - 100 + R_{Cy} + 231$$

$$\rightarrow R_{Ay} = 127 \text{ N}$$

Yatay düzlemde destek kuvvetleri:

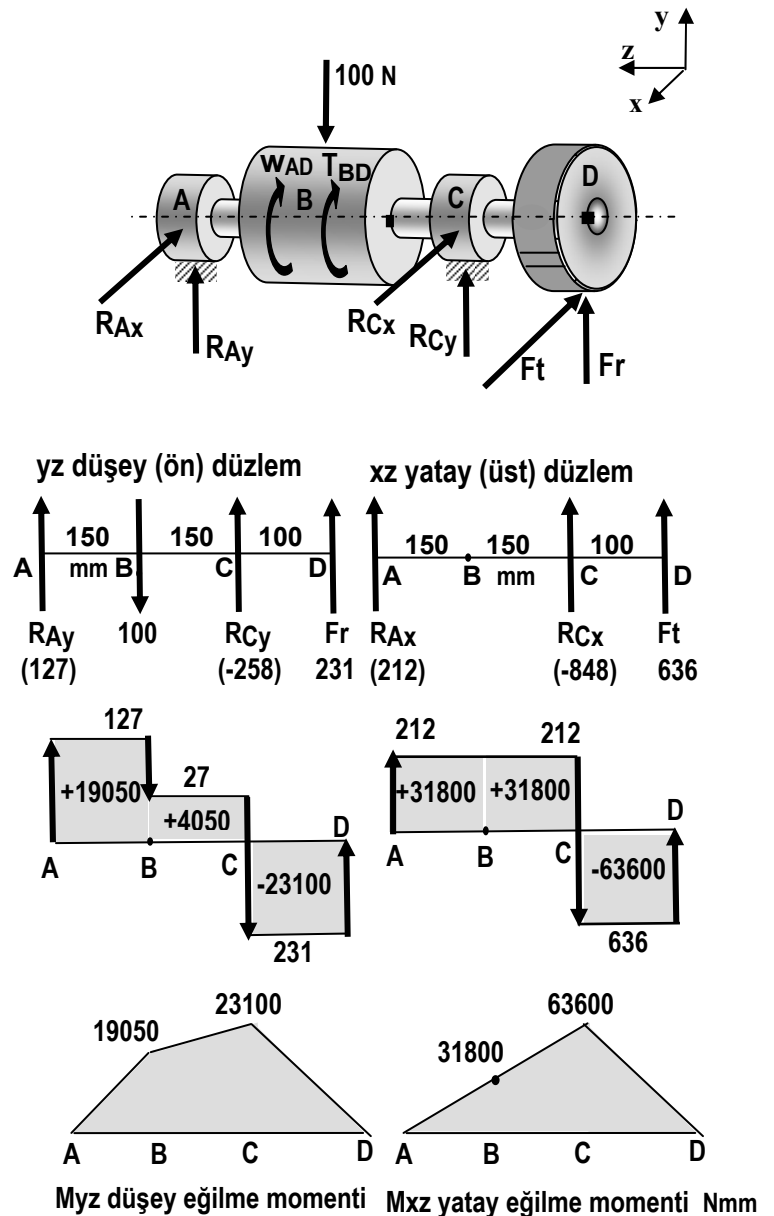
$$\sum M_A = 0 = 300 \cdot R_{Cx} + 400 \cdot 636$$

$$\rightarrow R_{Cx} = -848 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 = R_{Ax} + R_{Cx} + 636$$

$$\rightarrow R_{Ax} = 212 \text{ N}$$

Moment grafiklerinden milde en fazla zorlanan yerin "C" olduğu görülür.



Emniyetli gerilmeler: D.66,67 :

$$\sigma_{em_s} = \frac{\sigma_{ak}}{S} = \frac{250}{S}$$

$$\sigma_{em_d} = \frac{\sigma_d}{S} \cdot \frac{K_y \cdot K_b}{K_c} = \frac{0,5 \cdot 400}{S} \cdot \frac{0,84 \cdot 0,9}{1} = \frac{151}{S}$$

C çentiksiz

D.65'den

$$d_C^3 \geq \frac{32}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{\sigma_{em_d}}\right)^2 + \left(\frac{T}{\sigma_{em_s}}\right)^2} \rightarrow 20^3 \geq \frac{32}{\pi} \sqrt{\frac{23100^2 + 63600^2}{151^2/S^2} + \frac{31800^2}{250^2/S^2}} \rightarrow S_C = 1,69$$

UYGUN

Yorum: Milin "B" noktasında kama çentiği var fakat eğilme momenti daha azdır. Milin "D" çapı küçük fakat eğilme momenti yoktur. Aynı çaptaki "A" da ise çok az bir etkisi olan değişken bir kayma gerilmesi vardır. Bunlar dışında uçtaki "A" ve "D" için kritik görülürse yarım rulman uzaklığındaki eğilme momenti de dikkate alınabilir. Sonuç olarak yukardaki "C" kontrolü yeterlidir. Buna rağmen "A,"B","D" kontrolü:

$$\tau_A = 1,33 \frac{\sqrt{127^2 + 212^2}}{\pi \cdot 15^2 / 4} = 0,5 \cdot \frac{200 \cdot 0,84 \cdot 0,95}{S \cdot 1,5} \rightarrow S_A = 28,6$$

$$d_B^3 = 20^3 \geq \frac{32 \cdot S}{\pi} \sqrt{\frac{19050^2 + 31800^2}{\left(\frac{200 \cdot 0,84 \cdot 0,9}{1,5}\right)^2} + \frac{31800^2}{250^2}} \rightarrow S_B = 2,11$$

$$d_D^3 = 15^3 \geq \frac{32 \cdot S}{\pi} \sqrt{\frac{0}{\left(\frac{200 \cdot 0,84 \cdot 0,95}{1,5}\right)^2} + \frac{31800^2}{250^2}} \rightarrow S_D = 2,60$$

Cevap-3

"A" rulmanı seçimi:  $F_{rA} = \sqrt{127^2 + 212^2} = 247$   $F_{eA} = 0 \rightarrow$  Ek-5: Ç.24'den  $X = 1$  ve  $Y = 0$

D.70'den  $P_{eS} = X \cdot F_r + Y \cdot F_e = 1 \cdot 247 + 0 = 247$  N

D.72'den  $L_h = L \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} \rightarrow 20000 = \frac{L \cdot 10^6}{3000 \cdot 60} \rightarrow L = 3600$  milyon devir

D.71'den  $L = \left(\frac{C}{P_{eS}}\right)^3 \rightarrow 3600 = \left(\frac{C}{247}\right)^3$   $C = 3785$  N

Ek-6:Ç.25'den  $\varnothing 15$  mm için 16002 seçilir :  $C = 4,82$  kN

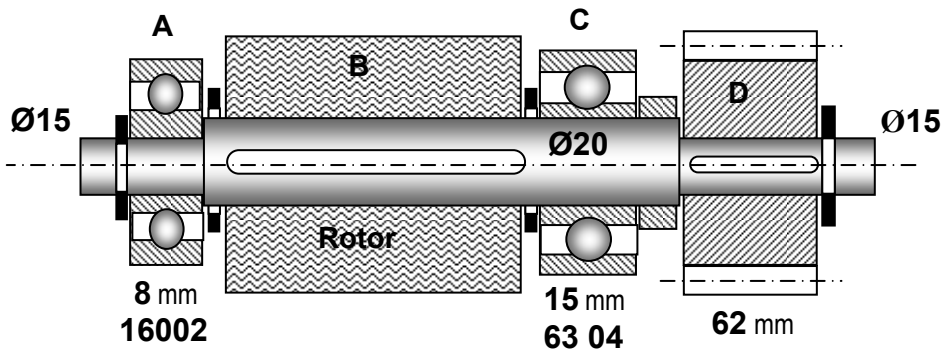
"C" rulmanı seçimi:  $F_{rC} = \sqrt{258^2 + 848^2} = 886$   $F_{eC} = 0 \rightarrow$  Ek-5: Ç.24'den  $X = 1$  ve  $Y = 0$

D.70'den  $P_{eS} = X \cdot F_r + Y \cdot F_e = 1 \cdot 886 + 0 = 886$  N

D.71'den  $3600 = \left(\frac{C}{848}\right)^3 \rightarrow C = 12997$  N

Ek-6:Ç.25'den  $\varnothing 20$  mm için 6304 seçilir :  $C = 13,9$  kN

Yorum: A'daki gerilme ve istenen rulman kapasitesinin azlığından A'daki kademenin çok uygun olduğu görülür.



Örnek Problem.3 (2.Vize örneği)

Çark ve Pinyon Dök.Demir :  $\sigma_K=220 \text{ N/mm}^2$  BHN160

Mil (torna) çelik:  $\sigma_K=400$  ,  $\sigma_{ak}=300 \text{ N/mm}^2$

A,D kama:  $K_C \approx 1,3$  B segman:  $K_C \approx 2,5$  C:  $K_C=1$

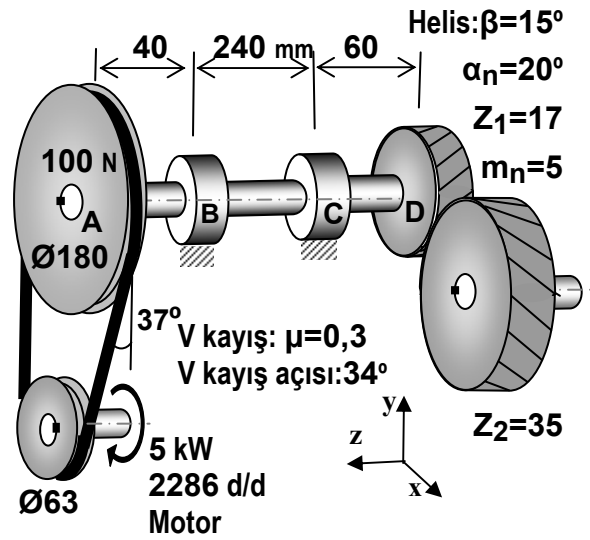
Soru-1:AD milinde kayış ve helis kuvvetlerini bulunuz

Soru-2:D helis pinyonda mukavemet kontrolü yapınız.

Soru-3: 25 mm çapındaki AD mili emniyetini bulunuz.

Soru-4: Eksenel yükü taşıyan 64 05 numaralı "B"

rulmanının ömrünü bulunuz.



Cevap-1

İletim oranından AD mili hızı D.4:

$$i_1 = \frac{n_{AD}}{2286} = \frac{63}{180} \rightarrow n_{AD} = 800 \text{ d/d} \rightarrow$$

$$\omega_{AD} = 800 \cdot \frac{\pi}{30} = 83,78 \text{ rad/s}$$

buradan burulma momenti, tork D.3:

$$T_{AD} = \frac{P}{\omega_{AD}} = \frac{5000}{83,78} = 59,68 \text{ Nm} \rightarrow 59680 \text{ Nmm}$$

Kayışlarda döndüren kuvvet D.10:

$$F_1 - F_2 = \frac{2 \cdot T}{d} = \frac{2 \cdot 59680}{180} = 663$$

İkinci bağıntı için önce V kayış sürtünme katsayısı D.13:  $\mu_v = \frac{\mu}{\sin(\alpha_v/2)} = \frac{0,3}{\sin(34/2)} = 1,03$

Sonra küçük kasnak kavrama açısı  $180-37=143^\circ$  yardımı ile sürtünme bağıntısı D.11:

$$\frac{F_1}{F_2} \leq e^{\mu_v \theta_1} = e^{1,03 \cdot (143 \cdot \pi / 180)} = e^{2,57} = 13,07$$

Yukardan D.10 ve D.11'den çıkan bağıntılar ortak çözümlerse :  $F_2 = 54,9 \approx 55 \text{ N}$   $F_1 = 719 \text{ N}$

Gerdirme kuvveti D.14 :

$$F_g = (F_1 + F_2) \cdot \sin(\theta_1/2) = (719 + 55) \cdot \sin(143/2) = 734 \text{ N}$$

Burada kayma olmaması için "μ" katsayısı gerçek değerinden emniyet payı kadar küçük olmalıdır.

Helis pinyonda modül , standart modülden ve bölüm dairesi çapı D.34;

$$m = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{5}{\cos 15} = 5,176 \rightarrow d_1 = m \cdot Z_1 = 5,176 \cdot 17 = 87,99 \approx 88,0 \text{ mm}$$

Helis dişli kuvvetleri D.38 :  $F_t = \frac{2 \cdot T_{AD}}{d_1} = \frac{2 \cdot 59680}{88} = 1356 \text{ N}$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 1356 \cdot \frac{\tan 20}{\cos 15} = 511 \text{ N}$$

$$F_e = F_t \cdot \tan \beta = 1356 \cdot \tan 15 = 363 \text{ N}$$

Cevap-2

Helis pinyonun eğilme kontrolü :

$$\text{Genişlik "b" D.40 : } k = \frac{b}{\pi \cdot m} \leq 6 \rightarrow b = 6 \cdot \pi \cdot 5,176 = 97,57 \rightarrow b = 97 \text{ mm}$$

$$\text{Eşdeğer diş sayısı D.36 : } Z_{1eş} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{17}{\cos^3 15} = 18,86$$

$$Z_{1eş} = 18,86 \text{ için Ek-4:Ç.15'den interpolasyon : } \frac{y_{eş} - 0,098}{0,1 - 0,098} = \frac{18,86 - 18}{19 - 18} \rightarrow y_{eş} = 0,09972$$

Hız "v" ve "Kv" hız faktörü D.1, D.41 :

$$v = w_{AD} \cdot \frac{d_1}{2} = 83,78 \cdot \frac{88}{2} = 3686 \text{ mm/s} \rightarrow 3,686 \text{ m/s} \rightarrow K_v = \frac{5,6}{5,6 + \sqrt{v}} = \frac{5,6}{5,6 + \sqrt{3,686}} = 0,7447$$

$$\sigma = \frac{2 \cdot T_{AD}}{k \cdot m^3 \pi^2 y_{eş} \cdot Z_1 \cos \beta} = \frac{2 \cdot 59680}{6 \cdot 5,176^3 \pi^2 0,09972 \cdot 17 \cos 15} = 8,88 \leq ? \sigma_{em} = \frac{\sigma_K}{3} \cdot K_v = \frac{220}{3} \cdot 0,7447 = 54,6$$

Eğilmeye dayanır

Yüzey basıncı (aşınma) Kontrolü :

Aşınma kontrolü (Buckingham D.31) için gerekli olan "C", dök. demir-dök. demir malzeme için:

Ek-4:Ç-18'den C=5700·e

Ek-4:Ç-16'da v=3,686 m/s için : e<sub>sınır</sub> = 0,1...0,0718

$$\text{(gerekirse interpolasyonla bulunur) : } \frac{e_{sınır} - 0,1}{0,0718 - 0,1} = \frac{3,686 - 2,5}{5 - 2,5}$$

Ek-4:Ç-17'de m<sub>n</sub> = 5 için : → e<sub>ticari</sub> = 0,0595 mm < e<sub>sınır</sub> = 0,1...0,0718 uygun

Ek-4:Ç-18'den C=5700·0,0595=339,2 kN/m bulunur,

$$\text{D.31'den Dinamik Yük: } F_d = F_t + \frac{21 \cdot v \cdot (b \cdot C \cdot \cos^2 \beta + F_t) \cdot \cos \beta}{21 \cdot v + \sqrt{b \cdot C \cdot \cos^2 \beta + F_t}}$$

$$F_d = 1356 + \frac{21 \cdot 3,69 \cdot (0,097 \cdot 339200 \cdot \cos^2 15 + 1356) \cdot \cos 15}{21 \cdot 3,69 + \sqrt{0,097 \cdot 339200 \cdot \cos^2 15 + 1356}} = 10709 \text{ N}$$

Ek-4:Ç.19'dan dök.demir-dök.demir (BHN160) : K=1420 kN/m<sup>2</sup>

$$\text{D.43 : } F_w = \frac{d_p \cdot b \cdot K}{\cos^2 \beta} \cdot \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2} = \frac{0,088 \cdot 0,097 \cdot 1420000}{\cos^2 15} \cdot \frac{2 \cdot 35}{17 + 35} = 17488 > F_d = 10709 \text{ N} \Rightarrow \text{yüzey dayanır}$$

D.44 :

$$F_o = \frac{\sigma_K}{3} \cdot b \cdot y \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \beta = \frac{220}{3} \cdot 97 \cdot 0,0997 \cdot \pi \cdot 5,176 \cdot \cos 15 = 11139 > F_d = 10709 \text{ N} \Rightarrow \text{statik yüke dayanır}$$

Yorum : Döküm malzemedan dolayı D.43'de yüzeyin iyi dayandığı fakat D.44'de statik yükün de sınırdaki olduğu görülür. Çelik pinyon, döküm çark ile daha düşük modül alınabilir. Helis (β=15°)

pinyonda Z<sub>1</sub>=17 yerine D.37'den dolayı Z<sub>min</sub> ≥ 14 · cos<sup>3</sup> 15 = 12,6 → Z<sub>1</sub> = 13 almakla daha küçük ebatlar bulunabilir.

Cevap-3

Düsey düzlem yz:

A'da kasnaktaki toplam düşey kuvvet :

$$-100 - 55 - 719 \cdot \cos 37^\circ = -730 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0 = +730 \cdot 40 + 240 \cdot R_{Cy} + 300 \cdot 1356$$

$$\rightarrow R_{Cy} = -1817 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 = -730 + R_{By} + R_{Cy} + 1356$$

$$\rightarrow R_{By} = +1191 \text{ N}$$

Yatay düzlem xz:

A'da kayış kuvveti bileşeni:

$$F_{1x} = 719 \cdot \sin 37^\circ = 431 \text{ N}$$

D'de eksenel kuvvetin eğilme momenti:

$$M_D = -363 \cdot \frac{88}{2} = -15972$$

$$\sum M_B = 0$$

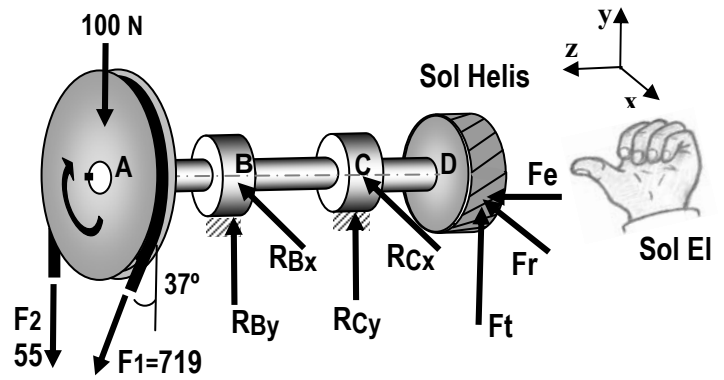
$$0 = -431 \cdot 40 + 240 \cdot R_{Cx} + 300 \cdot 511 + \overbrace{M_D}^{-15972}$$

$$\rightarrow R_{Cx} = -500 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 = +431 + R_{Bx} + R_{Cx} + 511$$

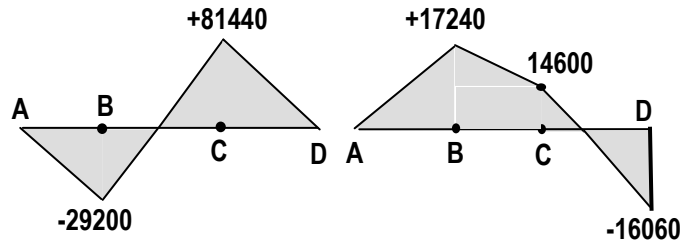
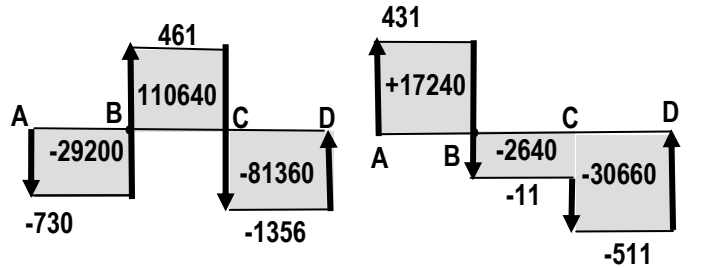
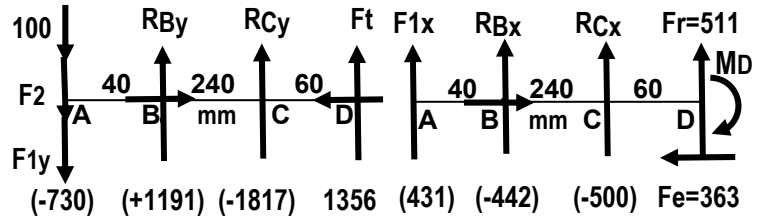
$$\rightarrow R_{Bx} = -442 \text{ N}$$

Moment grafiklerindeki hatanın diğer momentlere oranla %1'den az ve yuvarlamadan kaynaklandığı anlaşılır. Moment grafiklerinde milde en fazla zorlanan yerin "C" olduğu görülür.



yz düşey (ön) düzlem

xz yatay (üst) düzlem



Myz düşey eğilme momenti    Mxz yatay eğilme momenti  
Nmm

Emniyetli gerilmeler:

$$D.66 \rightarrow \sigma_{ems} = \frac{\sigma_{ak}}{S} = \frac{300}{S}$$

$$D.6 \rightarrow \sigma_{emd} = \frac{\sigma_d \cdot K_y \cdot K_b}{S \cdot K_c} = \frac{0,5 \cdot 400 \cdot 0,84 \cdot 0,85}{S \cdot 1} = \frac{143}{S}$$

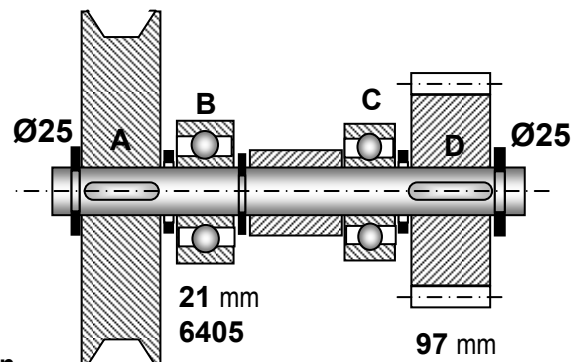
Çentiksiz

$$D.65 \rightarrow d_C^3 \geq \frac{32}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{\sigma_{emd}}\right)^2 + \left(\frac{T}{\sigma_{ems}}\right)^2} \rightarrow 25^3 \geq \frac{32}{\pi} \sqrt{\frac{81440^2 + 14600^2}{143^2/S^2} + \frac{59680^2}{300^2/S^2}} \rightarrow S_C = 2,52 \text{ uygun}$$

B'de eğilme momentinin az fakat segman çentiği olduğu düşünülürse de B'nin daha sağlam olduğu görülür:

$$25^3 \geq \frac{32S}{\pi} \sqrt{\frac{29200^2 + 17240^2}{\left(200 \cdot 0,84 \cdot 0,85 / 2,5\right)^2} + \frac{59680^2}{300^2}} \rightarrow S_B = 2,45$$

Yorum: Milin "B" noktasında eğilme momenti daha az olduğu için eksenel yükü taşıyan segman B'ye yerleştirmiştir. Milin fazla yüklü olduğu yerlerde çentikten kaçınılmalıdır.





Cevap-4

“B” rulmanına gelen radyal kuvvet:  $F_{rB} = \sqrt{1191^2 + 442^2} = 1270 \text{ N}$

eksenel kuvvet:  $F_{eB} = 363 \text{ N}$

Ek-6:Ç.25'den: 25 mm. çaplı 6405 numaralı rulman için:  $C=31,4 \text{ kN}$ ,  $Co=22,2 \text{ kN}$

Eşdeğer kuvveti bulmak için gerekli olan “X,Y” değerleri Ek-5:Ç.24'den;

$$\frac{F_e}{F_r} = \frac{363}{1270} = 0,286 < ? e$$

Burada kontrol için gerekli “e” değeri, “64” tipi rulmanlarda “Fe/Co” değeri yardımı ile bulunur;

$$\frac{F_e}{C_0} = \frac{363}{22200} = 0,0164$$

Bu değer için “e” değerinin Ek-5:Ç.24'den 0,19 ile 0,22 arasında kaldığı anlaşılır:

$$0,286 > e = 0,19 \dots 0,22 \rightarrow \text{eksenel yük önemli !}$$

$$\text{“e” tam bulunmak istenirse interpolasyon ile } \frac{e-0,19}{0,22-0,19} = \frac{0,0164-0,014}{0,028-0,014} \rightarrow e = 0,195$$

Bulunan “e” değerinin “Fe/Fr” değerinden küçük olması sebebi ile ekstenel yük önemli olup, “X,Y” faktörleri yine “Fe/Co” yardımı ile hesaplanması gerekir:

$$\text{Ek-5:Ç.24} \rightarrow X=0,56 \quad \text{interpolasyonla} \rightarrow \frac{Y-2,3}{2,0-2,3} = \frac{0,0164-0,014}{0,028-0,014} \rightarrow Y = 2,249$$

$$\text{D.70'den } P_{e\dot{s}} = X \cdot F_r + Y \cdot F_e = 0,56 \cdot 1270 + 2,249 \cdot 363 = 1528 \text{ N}$$

$$\text{D.71'den } L = \left( \frac{C}{P_{e\dot{s}}} \right)^3 \rightarrow L = \left( \frac{31400}{1528} \right)^3 = 8678 \text{ milyon devir}$$

$$\text{D.72'den } L_h = L \cdot \frac{10^6}{n \cdot 60} = 8678 \cdot \frac{10^6}{800 \cdot 60} = 180791 \text{ saat}$$

Yorum: Hesaplanan saat olarak ömrün sürekli çalışan makinalarda (ORS s.31) uygun olduğu görülür. Veya bu ömür; makinenin gündelik çalışma saatine ve 365'e bölünür “yıl” olarak hesaplanır ve uygunluğuna bakılır.

### Örnek Problem: 4 (Ödev-Sınav örneği)

Mil, Çark ve pinyonlar çelik:

$$\sigma_K=1140 \quad \sigma_{ak}=910 \text{ N/mm}^2 \quad \text{BHN}=420$$

Konik dişliler: modül=3  $Z_1=12$   $Z_2=20$   $\alpha \rightarrow \alpha_n \rightarrow 20^\circ$

Helis : modül=3,5  $\beta=32^\circ$  (C,sol)  $Z_1=9$   $Z_2=23$

B,C kama  $K_c=1,3$ ; A,D çentiksiz; mil yüzeyi torna

Soru:1- AD milinin ölçülendirmelerini yapıp, konik ve helis kuvvetlerini bulunuz.

Soru:2- Konik pinyonun mukavemetini kontrol ediniz.

Soru:3- Helis pinyonun mukavemetini kontrol ediniz.

Soru:4-  $d=10$  mm çaplı AD mili emniyetini bulunuz.

Soru:5- Eksenel yük taşıyan 60 00 numaralı "D" rulmanının saat olarak ömrünü bulunuz.

Cevap :1

B: konik dişli: D.46:

$$\tan \gamma_1 = \frac{d_1}{d_2} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{12}{20} = 0,6 \rightarrow \gamma_1 = 30,96^\circ \rightarrow \gamma_2 = 59,04^\circ$$

D.47: Minimum diş sayısı kontrolü

$$Z_{\min}(\text{konik}) = 12 \geq ? 14 \cdot \cos 30,96 \approx 12,0 \rightarrow \text{uygun}$$

Bölüm dairesi çapları:

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 3 \cdot 12 = 36 \text{ mm} \quad d_{2B} = 3 \cdot 20 = 60 \text{ mm}$$

$$\text{D.50: } L \geq 3 \cdot b \rightarrow \sin \gamma_1 = \frac{d_1/2}{3 \cdot b}$$

$$\rightarrow \sin 30,96 = \frac{36/2}{3 \cdot b} \rightarrow b \leq 11,66 \rightarrow \underbrace{b_B = 11 \text{ mm}}_{\text{konik}}$$

Ortalama çaplar:

$$d_{o1} = d_1 - b \cdot \sin \gamma_1 = 36 - 11 \cdot \sin 30,96 = 30,34 \text{ mm}$$

$$d_{o2} = d_2 - b \cdot \sin \gamma_2 = 60 - 11 \cdot \sin 59,04 = 50,57 \text{ mm}$$

C: Helis dişli: Minimum diş sayısı kontrolü D.37

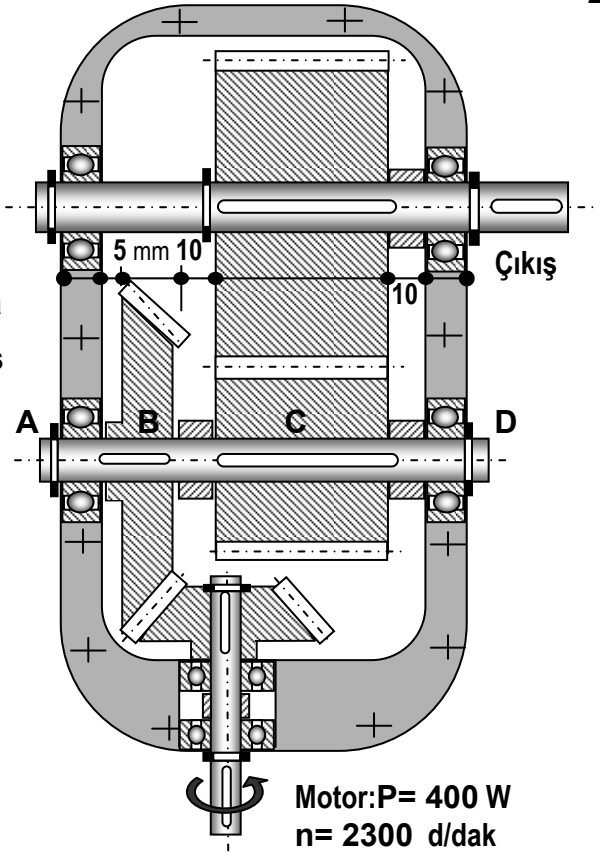
$$Z_{\min \text{ helis}} = 9 \geq ? Z_{\min \text{ düz}} \cdot \cos^3 \beta = 14 \cos^3 32 = 8,54 \text{ uygun}$$

$$\text{D.34: } m = \frac{m_n}{\cos \beta} = \frac{3,5}{\cos 32} = 4,127$$

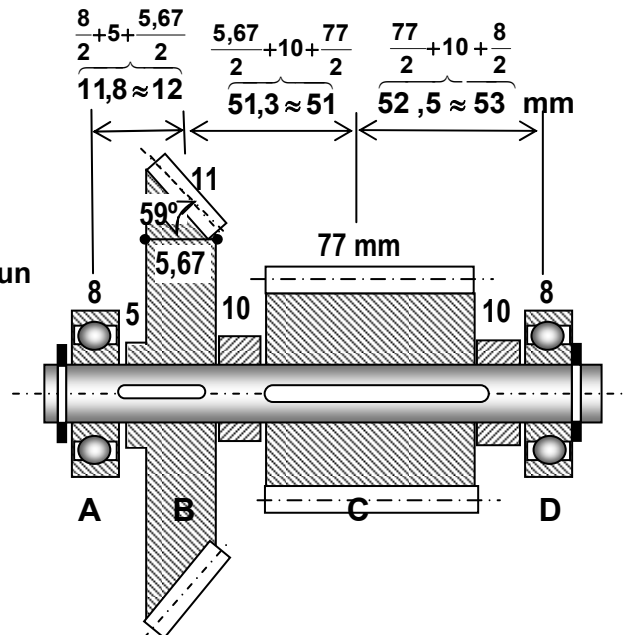
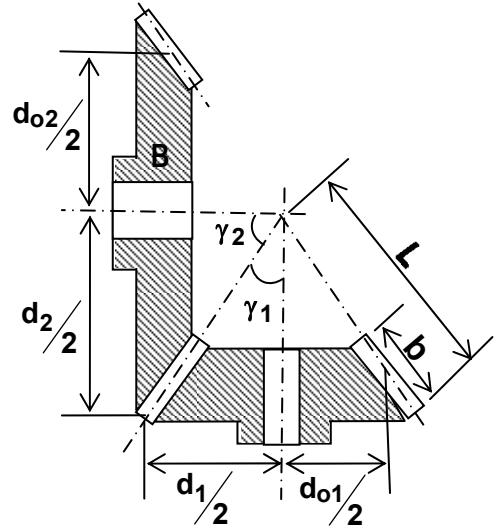
$$d_{1C} = m \cdot Z_1 = 4,127 \cdot 9 = 37,1 \text{ mm}$$

$$\text{D.40: } 1 < \left( k = \frac{b}{\pi \cdot m} \right) \leq 6$$

$$b_C \leq 6 \cdot \pi \cdot 4,127 = 77,79 \rightarrow \underbrace{b_C = 77 \text{ mm}}_{\text{helis}}$$



Motor:  $P = 400 \text{ W}$   
 $n = 2300 \text{ d/dak}$



$$\text{Konik pinyonda açılmal hız: } w_{kp} = 2300 \cdot \frac{\pi}{30} = 240,9 \text{ rad/s}$$

$$\text{Konik pinyonda burulma momenti: } T_{kp} = \frac{P}{w_{kp}} = \frac{400}{240,9} = 1,660 \text{ Nm} \rightarrow 1660 \text{ Nmm}$$

$$\text{İletim oranından AD mili hızı } n_{AD} = 2300 \cdot \frac{12}{20} \rightarrow n_{AD} = 1380 \text{ d/d} \rightarrow w_{AD} = 1380 \cdot \frac{\pi}{30} = 144,5 \text{ rad/s}$$

$$T_{AD} = \frac{P}{w_{AD}} = \frac{400}{144,5} = 2,768 \text{ Nm} \rightarrow 2768 \text{ Nmm}$$

$$\text{Konik dişli kuvvetleri D.48 : } F_{tB} = \frac{2 \cdot T_{AD}}{d_{o2B}} = \frac{2 \cdot 2768}{50,57} = 109 \text{ N}$$

$$F_{rB} = F_{tB} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \gamma_2 = 109 \cdot \tan 20 \cdot \cos 59,04 = 20,4 \text{ N}$$

$$F_{eB} = F_{tB} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \gamma_2 = 109 \cdot \tan 20 \cdot \sin 59,04 = 34,0 \text{ N}$$

$$\text{Helis dişli kuvvetleri D.38 : } F_{tC} = \frac{2 \cdot T_{AD}}{d_{1C}} = \frac{2 \cdot 2768}{37,1} = 149 \text{ N}$$

$$F_r = F_t \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 149 \cdot \frac{\tan 20}{\cos 32} = 64,0 \text{ N} \quad F_e = F_t \cdot \tan \beta = 149 \cdot \tan 32 = 93,1 \text{ N}$$

Cevap-2

Konik pinyonun eğilme kontrolü :

$$\text{Eşdeğer diş sayıları D.45 } Z_{1eş} = \frac{Z_1}{\cos \gamma_1} = \frac{12}{\cos 30,96} = 13,99 \quad Z_{2eş} = \frac{Z_2}{\cos \gamma_2} = \frac{20}{\cos 59,04} = 38,88$$

$$\text{Ek-4:Ç.15'den: } Z_{1eş} \approx 14 \rightarrow y_{eş} = 0,088$$

Hız "v" ve "Kv" hız faktörü D.1, D.51 :

$$v_k = w_{kp} \cdot \frac{d_{kp}}{2} = 240,9 \cdot \frac{36}{2} = 4340 \text{ mm/s} \rightarrow 4,34 \text{ m/s} \rightarrow K_v = \frac{6}{6+v} = \frac{6}{6+4,34} = 0,580$$

$$\sigma_{kp} = \frac{2 \cdot T_{kp}}{b \cdot m^2 \pi \cdot y_{eş} \cdot Z_1} \left( \frac{L}{L-b} \right) = \frac{2 \cdot 1660}{11 \cdot 3^2 \pi \cdot 0,088 \cdot 12} \left( \frac{3 \cdot b}{2 \cdot b} \right) = 15,2 \leq \sigma_{em} = \frac{\sigma_K}{3} \cdot K_v = \frac{1140}{3} \cdot 0,58 = 220$$

Yüzey basıncı (aşınma) Kontrolü (Buckingham D.31) için gerekli olan "C", çelik pinyon ve çark malzeme için: Ek-4:Ç-18'den C=11400·e

$$\text{Ek-4:Ç-16'da } v=4,34 \text{ m/s için : } e_{sınır} = 0,1 \dots 0,0718 \quad (\text{gerekirse interpolasyonla bulunur})$$

$$\text{Ek-4:Ç-17'de } m=3 \text{ için: } \rightarrow e_{ticari} = 0,052 \text{ mm} < e_{sınır} = 0,1 \dots 0,0718 \text{ uygun}$$

$$\text{Ek-4:Ç-18'den : } C = 11400 \cdot 0,052 = 593 \text{ kN/m bulunur; } D.52.b'den F = \frac{P}{v} = \frac{400}{4,34} = 92,2$$

D.52 Dinamik Yük:

$$F_d = F + \frac{21 \cdot v \cdot (b \cdot C + F)}{21 \cdot v + \sqrt{b \cdot C + F}} = 92,2 + \frac{21 \cdot 4,34 \cdot (0,011 \cdot 593000 + 92,2)}{21 \cdot 4,34 + \sqrt{0,011 \cdot 593000 + 92,2}} = 3587 \text{ N} \leq F_w$$

$$\text{Ek-4:Ç.19'den çelik-çelik (BHN420) ekstrapolasyon: } \frac{K-1918}{2553-1918} = \frac{420-350}{400-350} \rightarrow K = 2807 \text{ kN/m}^2 \text{ Aşınmaya dayanmaz}$$

D.53 Aşınma yükü:

$$F_w = 0,75 \frac{d_p \cdot b \cdot K}{\cos \gamma_1} \cdot \frac{2 \cdot Z_{2eş}}{Z_{1eş} + Z_{2eş}} = 0,75 \frac{0,036 \cdot 0,011 \cdot 2807000}{\cos 30,96} \cdot \frac{2 \cdot 38,88}{13,99 + 38,88} = 1429 < F_d = 3587$$

D.54 Statik yük (Eğilme) kontrolü (Buckingham):

$$F_0 = \frac{\sigma_K}{3} \cdot b \cdot y \cdot \pi \cdot m \cdot \frac{L-b}{L} = \frac{1140}{3} \cdot 11 \cdot 0,088 \cdot \pi \cdot 3 \cdot \frac{2 \cdot b}{3 \cdot b} = 2309 < F_d = 3587 \text{ N dayanmaz}$$

Cevap-3

Helis pinyonun eğilme kontrolü :

$$\text{Eşdeğer diş sayısı D.36 : } Z_{1eş} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{9}{\cos^3 32} = 14,76$$

$$Z_{1eş}=14,76 \text{ için Ek-4: } \text{Ç.15'den interpolasyon : } \frac{y_{eş}-0,088}{0,092-0,088} = \frac{14,76-14}{15-14} \rightarrow y_{eş} = 0,09104$$

Hız “v” ve “Kv” hız faktörü D.1, D.41 :

$$v_h = w_{AD} \cdot \frac{d_{1C}}{2} = 144,5 \cdot \frac{37,1}{2} = 2680 \text{ mm/s} \rightarrow 2,68 \text{ m/s} \rightarrow K_v = \frac{5,6}{5,6 + \sqrt{v}} = \frac{5,6}{5,6 + \sqrt{2,68}} = 0,7738$$

$$\sigma = \frac{2 \cdot T_{AD}}{k \cdot m^3 \pi^2 \cdot y_{eş} \cdot Z_1 \cdot \cos \beta} = \frac{2 \cdot 2768}{6 \cdot 4,127^3 \pi^2 \cdot 0,09104 \cdot 9 \cdot \cos 32} = 191 \leq \sigma_{em} = \frac{\sigma_K}{3} \cdot K_v = \frac{1140}{3} \cdot 0,7738 = 294$$

Eğilmeye dayanır

Yüzey basıncı (aşınma) Kontrolü (Buckingham D.31) için gerekli olan “C”, çelik pinyon ve çark malzeme için: Ek-4:Ç-18'den

$$C = 11400 \cdot e$$

Ek-4:Ç-16'da  $v=2,68 \text{ m/s}$  için :  $e_{sınır} = 0,1 \dots 0,0718$

$$(\text{gerekirse interpolasyonla bulunur}) : \frac{e_{sınır} - 0,1}{0,0718 - 0,1} = \frac{2,68 - 2,5}{5 - 2,5}$$

Ek-4:Ç-17'de  $m_n = 3,5$  için interpolasyonla:

$$\frac{e_{ticari} - 0,05}{0,054 - 0,05} = \frac{3,5 - 2}{4 - 2} \rightarrow e_{ticari} = 0,053 \text{ mm} < e_{sınır} = 0,1 \dots 0,0718 \text{ uygun}$$

Ek-4:Ç-18'den :  $C = 11400 \cdot 0,053 = 604 \text{ kN/m}$  bulunur,

D.31'den Dinamik Yük:

$$F_d = F_t + \frac{21 \cdot v \cdot (b \cdot C \cdot \cos^2 \beta + F_t) \cdot \cos \beta}{21 \cdot v + \sqrt{b \cdot C \cdot \cos^2 \beta + F_t}} = 149 + \frac{21 \cdot 2,68 \cdot (0,077 \cdot 604000 \cos^2 32 + 149) \cdot \cos 32}{21 \cdot 2,68 + \sqrt{0,077 \cdot 604000 \cos^2 32 + 149}} = 6842$$

$$\text{Ek-4:Ç.19'den çelik-çelik (BHN420) ekstrapolasyon: } \frac{K-1918}{2553-1918} = \frac{420-350}{400-350} \rightarrow K = 2807 \text{ kN/m}^2$$

konik ile aynı malzeme

$$\text{D.43 : } F_w = \frac{d_p \cdot b \cdot K}{\cos^2 \beta} \cdot \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2} = \frac{0,0371 \cdot 0,077 \cdot 2807000}{\cos^2 32} \cdot \frac{2 \cdot 23}{9 + 23} = 16027 > F_d = 6842 \text{ N}$$

Yüzey dayanır

$$\text{D.44 : } F_o = \frac{\sigma_K}{3} \cdot b \cdot y \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \beta = \frac{1140}{3} \cdot 77 \cdot 0,09104 \cdot \pi \cdot 4,127 \cdot \cos 32 = 29289 > F_d = 6842 \text{ N}$$

dayanır

Cevap-4

Düşey düzlem yz:

B'de aksenal kuvvetin eğilme momenti:

$$M_B = -34 \cdot \frac{50,57}{2} = -860 \text{ Nmm}$$

C'de aksenal kuvvetin eğilme momenti:

$$M_C = -93,1 \cdot \frac{37,1}{2} = -1727 \text{ Nmm}$$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$20,4 \cdot 12 - 64 \cdot 63 + 116 \cdot R_{Dy} + \frac{-860}{116} + \frac{-1727}{116}$$

$$\rightarrow R_{Dy} = +54,9 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 = +R_{Ay} + 20,4 - 64 + R_{Dy}$$

$$\rightarrow R_{Ay} = -11,3 \text{ N}$$

Yatay düzlem xz:

$$\Sigma M_A = 0 = -109 \cdot 12 - 63 \cdot 149 + 116 \cdot R_{Dx}$$

$$\rightarrow R_{Dx} = +92,2 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 = +R_{Ax} - 109 - 149 + R_{Dx}$$

$$\rightarrow R_{Ax} = +165,8 \text{ N}$$

Moment grafiklerindeki hatanın diğer

momentlere oranla %1'den az ve

yuvarlamadan kaynaklandığı anlaşılır.

Moment grafiklerinde milde en fazla

zorlanan yerin "C" olduğu görülür.

Emniyetli gerilmeler:

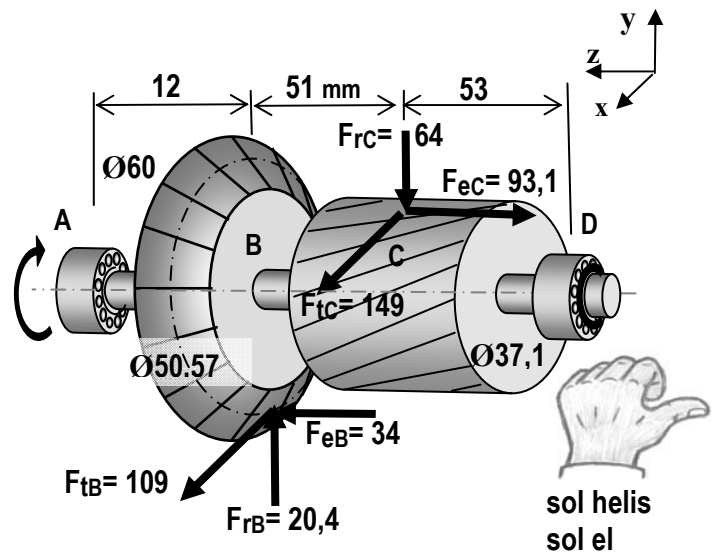
$$D.66 \rightarrow \sigma_{ems} = \frac{\sigma_{ak}}{S} = \frac{910}{S}$$

$$D.6 için K_y \rightarrow Ek-5:\zeta.23 \quad \frac{K_y - 0,67}{0,65 - 0,67} = \frac{1140 - 1000}{1200 - 1000} \rightarrow K_y = 0,656$$

$$\sigma_{emd} = \frac{\sigma_d}{S} \cdot \frac{K_y \cdot K_b}{K_c} = \frac{0,5 \cdot 1140 \cdot \overbrace{0,656 \cdot 1}^{Ek-5:\zeta.22,23}}{S \cdot \underbrace{1,3}_{Ckama\li}} = \frac{288}{S}$$

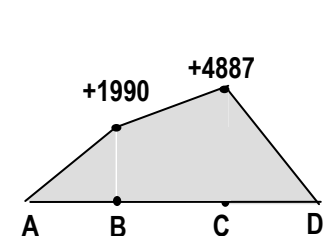
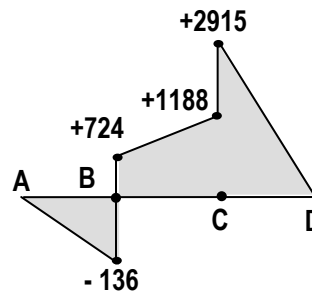
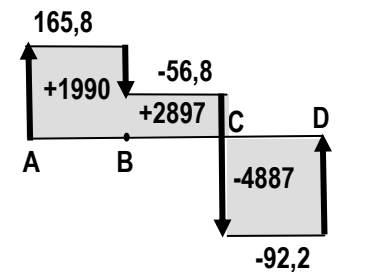
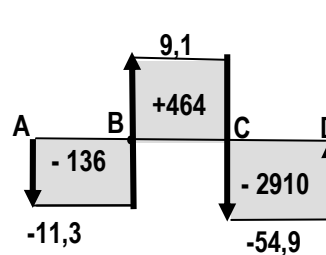
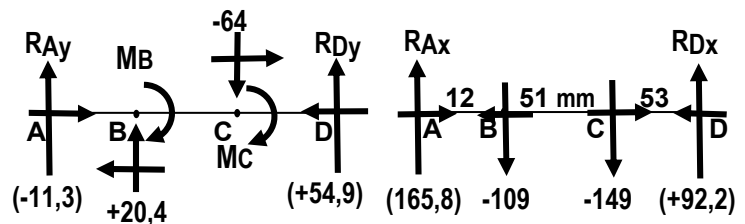
$$D.65 \rightarrow d_C^3 \geq \frac{32}{\pi} \sqrt{\left(\frac{M}{\sigma_{emd}}\right)^2 + \left(\frac{T}{\sigma_{ems}}\right)^2} \rightarrow 10^3 \geq \frac{32}{\pi} \sqrt{\frac{2915^2 + 4887^2}{288^2/S^2} + \frac{2768^2}{910^2/S^2}}$$

$$\rightarrow S_C = 4,91 \text{ Fazla}$$



yz düşey (ön) düzlem

xz yatay (üst) düzlem



Myz düşey eğilme momenti (Nmm) Mxz yatay eğilme momenti

Cevap-5

“D” rulmanına gelen radyal kuvvet:  $F_{rD} = \sqrt{92,2^2 + 54,9^2} = 107 \text{ N}$

Mil kademesiz ve uçlar arasında segman olmadığından B'deki Konik çarkın aksenal kuvveti A rulmanını, C'deki helis pinyonun aksenal kuvveti (bulunan ok yönünden dolayı) D rulmanını etkiler:

$$F_{eD} = F_{ekonik} = 93,1 \text{ N}$$

Ek-6: Ç.25'den: 10 mm. çaplı 60 00 numaralı rulman için:  $C=3,98 \text{ kN}$ ,  $C_0=2,23 \text{ kN}$

Eşdeğer kuvveti bulmak için gerekli olan “X,Y” değerleri Ek Ç.24'den;

$$\frac{F_e}{F_r} = \frac{93,1}{107} = 0,87 < ? e$$

Burada kontrol için gerekli “e” değeri, “60” tipi rulmanlarda “Fe/Co” değeri yardımı ile bulunur;

$$\frac{F_e}{C_0} = \frac{93,1}{2230} = 0,0417 \text{ interpolasyon ile } \frac{e-0,22}{0,26-0,22} = \frac{0,0417-0,028}{0,056-0,028} \rightarrow e = 0,240 < 0,87$$

Bulunan “e” değerinin “Fe/Fr” değerinden küçük olması sebebi ile aksenal yük önemli olup,

“X,Y” faktörleri “60” tipi rulmanlarda yine “Fe/Co” yardımı ile hesaplanması gerekir:

$$\text{Ek-5: } \text{Ç.24} \rightarrow X=0,56 \text{ interpolasyonla} \rightarrow \frac{Y-2,0}{1,7-2,0} = \frac{0,0417-0,028}{0,056-0,028} \rightarrow Y=1,853$$

$$\text{D.70'den } P_{e\dot{s}} = X \cdot F_r + Y \cdot F_e = 0,56 \cdot 107 + 1,853 \cdot 93,1 = 232 \text{ N}$$

$$\text{D.71'den } L = \left( \frac{C}{P_{e\dot{s}}} \right)^3 \rightarrow L = \left( \frac{3980}{232} \right)^3 = 5049 \text{ milyon devir}$$

$$\text{D.72'den } L_h = L \cdot \frac{10^6}{n_{AD} \cdot 60} = 5049 \cdot \frac{10^6}{1380 \cdot 60} = 60975 \text{ saat}$$

## Final Örneği

Pinyon ve çark döküm demir:  $\sigma_K=200 \text{ N/mm}^2$  BHN=170Mil çelik:  $\sigma_K=1200$   $\sigma_{ak}=900 \text{ N/mm}^2$ Konik dişliler: modül=3  $Z_1=12$   $Z_2=20$   $\gamma_2=59^\circ$   $\alpha=20^\circ$ C Düz dişli : modül=2,5  $Z_1=14$   $Z_2=30$   $\alpha=20^\circ$ B,C kama  $K_c=1,3$ ; A,D çentiksiz; mil yüzeyi torna

AB=12 BC=28 CD=30 mm

Tkp= 1660 TAD= 2760 Nmm nAD= 1380 d/d

Düz dişli: Ft= 158 Fr= 57,5 N

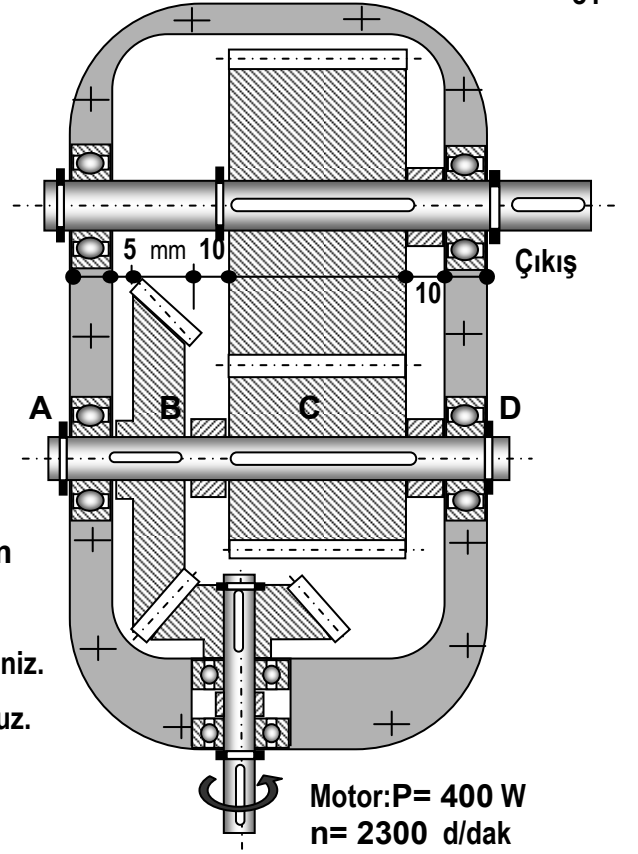
Konik: v= 4,34 m/s b= 11 mm do2= 50,6 mm

Ft= 109 Fr= 20,4 Fe= 34 N

Soru:1- (30 puan) Konik pinyonun mukavemetini kontrol ediniz.

Soru:2- (55 puan) d=10 mm çaplı AD mili emniyetini bulunuz.

Soru:3- (15 puan) Eksenel yük taşıyan E10 numaralı "A" rulmanının saat olarak ömrünü bulunuz.

Motor: P= 400 W  
n= 2300 d/dak

Cevap-1

Konik pinyonun eğilme kontrolü :

$$\text{Eşdeğer diş sayıları D.45 : } Z_{1eş} = \frac{Z_1}{\cos \gamma_1} = \frac{12}{\cos 31} = 14 \quad Z_{2eş} = \frac{Z_2}{\cos \gamma_2} = \frac{20}{\cos 59} = 38,9$$

Ek-4:Ç.15'den:  $Z_{1eş} \approx 14 \rightarrow y_{eş} = 0,088$  (genellikle ondalıklı olan  $Z_{1eş}$  için interpolasyon yapılır)

$$\text{"Kv" hız faktörü D.1, D.51 : } K_v = \frac{6}{6+v} = \frac{6}{6+4,34} = 0,580$$

talaşlı imalat

$$\sigma_{kp} = \frac{2 \cdot T_{kp}}{b \cdot m^2 \pi \cdot y_{eş} \cdot Z_1} \cdot \left( \frac{L}{L-b} \right) = \frac{2 \cdot 1660}{11 \cdot 3^2 \pi \cdot 0,088 \cdot 12} \cdot \left( \frac{3 \cdot b}{2 \cdot b} \right) = 15,2 \leq ? \sigma_{em} = \frac{\sigma_K}{3} \cdot K_v = \frac{200}{3} \cdot 0,58 = 38,7$$

Eğilmeye dayanır

Yüzey basıncı (aşınma) Kontrolü (Buckingham D.31) için gerekli olan "C", döküm pinyon ve çark malzeme için:

Ek-4:Ç-18'den "C=5700·e"

Ek-4: Ç-16'da v=4,34 m/s için :  $e_{sınır} = 0,1 \dots 0,0718$ 

$$\text{(gerekirse interpolasyonla bulunur): } \frac{e_{sınır} - 0,1}{0,0718 - 0,1} = \frac{4,34 - 2,5}{5 - 2,5}$$

Ek-4:Ç-17'de m= 3 için:  $\rightarrow e_{ticari} = 0,052 \text{ mm} < e_{sınır} = 0,1 \dots 0,0718$  uygun

Ek-4:Ç-18'den C=5700·0,052=296 kN/m bulunur;

$$\text{D.52.b'den } F = \frac{P}{v} = \frac{400}{4,34} = 92,2$$

$$\text{Dinamik Yük: } F_d = F + \frac{21 \cdot v \cdot (b \cdot C + F)}{21 \cdot v + \sqrt{b \cdot C + F}} = 92,2 + \frac{21 \cdot 4,34 \cdot (0,011 \cdot 296000 + 92,2)}{21 \cdot 4,34 + \sqrt{0,011 \cdot 296000 + 92,2}} = 2140 \text{ N} \leq F_w$$

$$\text{Ek-4: } \dot{C}.19' \text{ den döküm-döküm (BHN170: 160-180 arası) : } K = \frac{1420 + 1820}{2} = 1620 \text{ kN/m}^2$$

Aşınma yükü:

$$F_w = 0,75 \frac{d_p \cdot b \cdot K}{\cos \gamma_1} \frac{2 \cdot Z_{2eş}}{Z_{1eş} + Z_{2eş}} = 0,75 \frac{0,036 \cdot 0,011 \cdot 1620000}{\cos 31} \cdot \frac{2 \cdot 38,9}{14 + 38,9} = 826 < F_d = 2140 \text{ N} \text{ aşınmaya dayanmaz}$$

Statik yük (Eğilme) kontrolü (Buckingham):

$$F_0 = \frac{\sigma_K}{3} \cdot b \cdot y \cdot \pi \cdot m \cdot \frac{L - b}{L} = \frac{200}{3} \cdot 11 \cdot 0,088 \cdot \pi \cdot 3 \cdot \frac{2 \cdot b}{3 \cdot b} = 405 > F_d = 2140 \text{ N} \text{ dayanmaz}$$

Cevap-3

Düşey düzlem yz:

B'de aksel kuvvetin eğilme momenti:

$$M_B = -34 \cdot \frac{50,57}{2} = -860 \text{ Nmm}$$

$$\sum M_A = 0 = +20,4 \cdot 12 - 40 \cdot 57,5 + 70 \cdot R_{Dy} + \overbrace{M_B}^{-860}$$

$$\rightarrow R_{Dy} = +41,6 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0 = +R_{Ay} + 20,4 - 57,5 + R_{Dy}$$

$$\rightarrow R_{Ay} = -4,5 \text{ N}$$

Yatay düzlem xz:

$$\sum M_A = 0 = -109 \cdot 12 - 40 \cdot 158 + 70 \cdot R_{Dx}$$

$$\rightarrow R_{Dx} = +109 \text{ N}$$

$$\sum F_x = 0 = +R_{Ax} - 109 - 158 + R_{Dx}$$

$$\rightarrow R_{Ax} = +158 \text{ N}$$

Moment grafiklerinde milde en fazla zorlanan yerin "C" olduğu görülür. Emn. gerilmeler:

$$D.66 \rightarrow \sigma_{em_s} = \frac{\sigma_{ak}}{S} = \frac{900}{S}$$

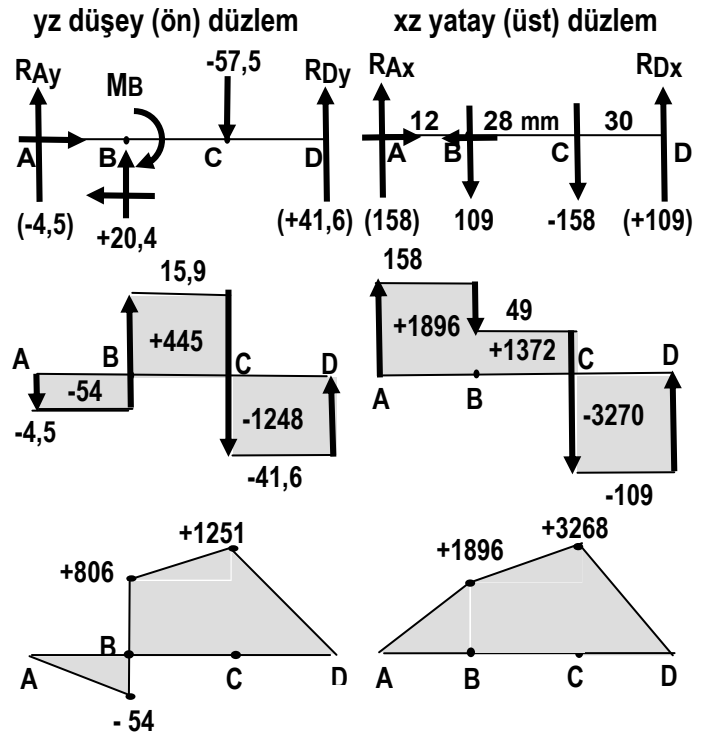
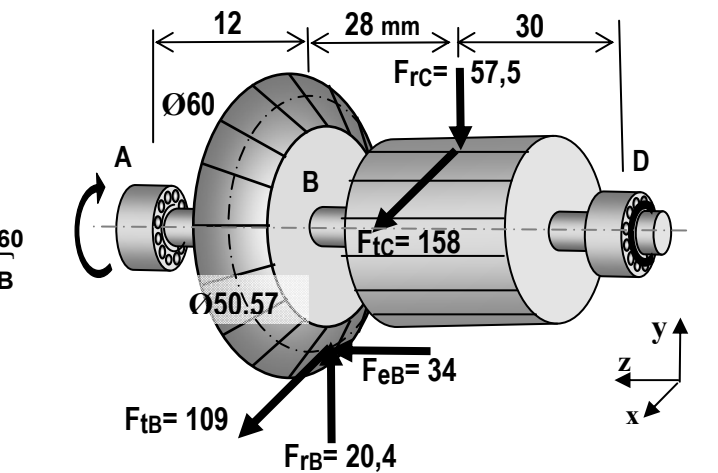
D.6 için Ek-5:Ç.23  $\rightarrow K_y = 0,65$

$$\sigma_{em_d} = \frac{\sigma_d}{S} \cdot \frac{K_y \cdot K_b}{K_c}$$

$$\sigma_{em_d} = \frac{0,5 \cdot 1200}{S} \cdot \frac{0,65 \cdot 1}{1,3} = \frac{300}{S}$$

Ek-5:Ç.22,23  
Ckamalı

$$10^3 \geq \frac{32}{\pi} \sqrt{\frac{1251^2 + 3268^2}{300^2} + \frac{2760^2}{900^2}}$$



Myz düşey eğilme momenti (Nmm) Mxz yatay eğilme momenti

$$\rightarrow S_C = 8,14 \text{ fazla}$$



"A" rulmanına gelen radyal kuvvet:  $F_{rA} = \sqrt{4,5^2 + 158^2} = 158,1 \text{ N}$

Şekilde konik çarkın aksenal kuvveti A rulmanını etkiler:  $F_{eA} = 34$

Ek-6: Ç.25'den: 10 mm. çaplı E 10 numaralı rulman için:  $C=3,35 \text{ kN}$

Eşdeğer kuvveti bulmak için gerekli olan "X,Y" değerleri Ek-5:Ç.24'den; E tipi rulmanlarda  $e=0,2$

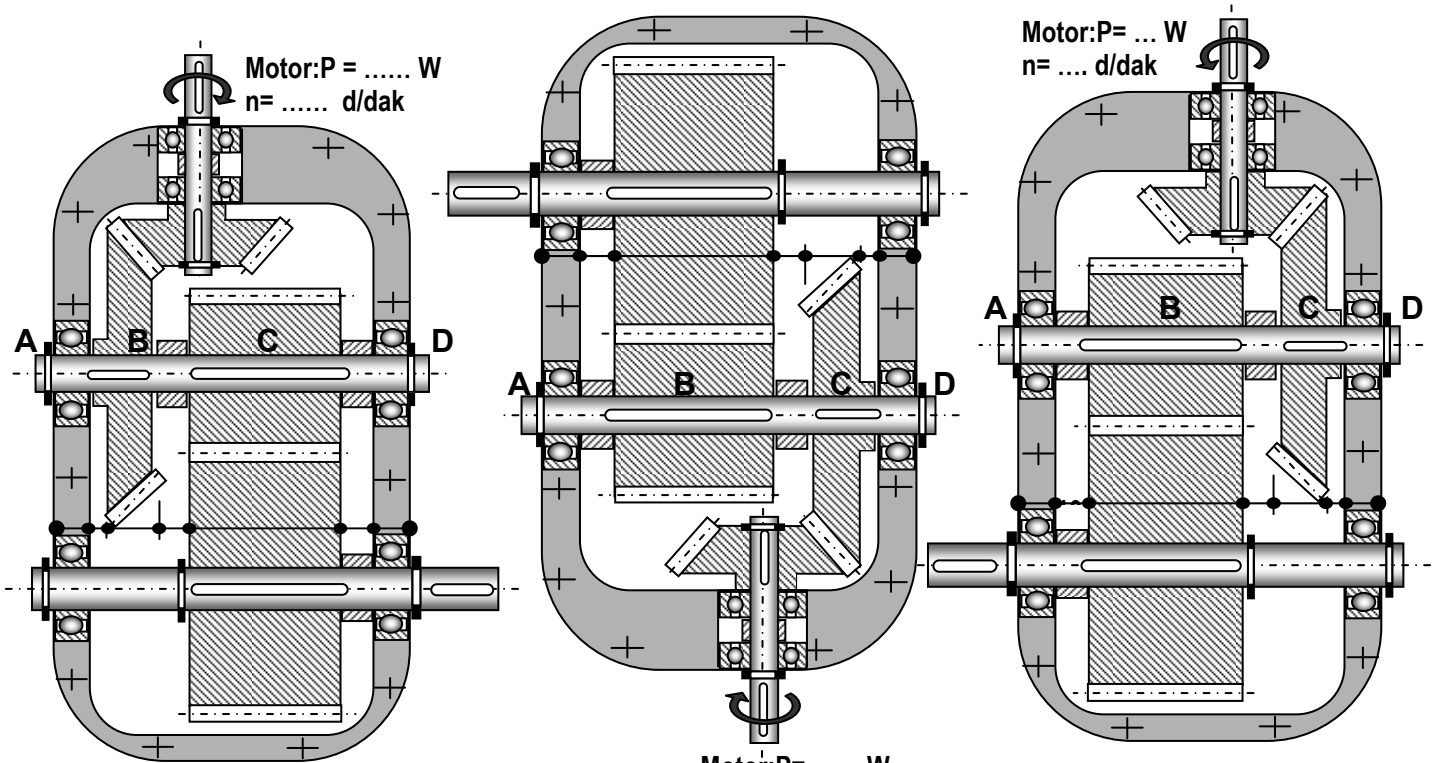
$$\frac{F_e}{F_r} = \frac{34}{158,1} = 0,215 > e = 0,2 : \text{ aksenal yük önemli} \rightarrow X=0,5; Y=2,5$$

$$P_{eş} = X \cdot F_r + Y \cdot F_e = 0,5 \cdot 158,1 + 2,5 \cdot 34 = 164 \text{ N}$$

$$L = \left( \frac{C}{P_{eş}} \right)^3 \rightarrow L = \left( \frac{3350}{164} \right)^3 = 8523 \text{ milyon devir}$$

$$L_h = L \cdot \frac{10^6}{n_{AD} \cdot 60} = 8523 \cdot \frac{10^6}{1380 \cdot 60} = 102934 \text{ saat}$$

### ÖRNEK FİNAL SORU ve ÇÖZÜMLERİ :



Örnek:1

Örnek:2

Örnek:3

Örnek Problem-1 :  $P=3000 \text{ W}$   $n=2800 \text{ devir/dak}$  Mil ve pinyonlar çelik, çarklar döküm:

Çelik :  $\sigma_K=433$   $\sigma_{ak}= 300 \text{ N/mm}^2$   $BHN=275$

Konik dişliler :  $m=4,5$   $Z_1=14$   $Z_2= 30$   $\gamma_2=65^\circ$  düz dişli ler:  $m=4,5$   $Z_1=14$   $Z_2= 30$

$\alpha=20^\circ$  Örnek 1 için  $AB=14$   $BC=43$   $CD=42$  veya Örnek 2 - 3 için  $AB=42$   $BC=43$   $CD=14$

Mil : B,C kama  $K_C=1,3$ ; A,D çentiksiz; mil yüzeyi torna

$T_{kp}= 10231$   $T_{AD}= 21925 \text{ Nmm}$   $n_{AD}= 1307 \text{ d/d}$

Düz dişli:  $F_t= 696$   $F_r= 253 \text{ N}$

Konik:  $v= 9,24 \text{ m/s}$   $b= 24 \text{ mm}$   $do_2= 113 \text{ mm}$   $F_t= 387$   $F_r= 59,5$   $F_e= 128 \text{ N}$

Soru:1- (30 puan) Konik pinyonun mukavemetini kontrol ediniz.

Soru:2- (55 puan)  $d=11 \text{ mm}$  çaplı AD mili (torna) emniyetini bulunuz.

Soru:3- (15 puan) Konik arkasındaki "E 11" numaralı rulmanın saat olarak ömrünü bulunuz.

## Örnek Problem-1 : CEVAPLAR

1-  $\sigma = 2 \cdot 10231 / 4,5^2 \cdot 24 \pi \cdot 0,0929 \cdot 14 \cdot 3/2 = 15,45 \text{ ?} < 433 / 3 \cdot 6 / (6 + 9,24) = 57$  eğilmeye dayanır.

e hassas= 0,0282 ?< e sınır= 0,04 .. 0,0527 uygun C=7900 0,0282 = 223

$F_d = 324 + 21 \cdot 9,24 \cdot (24 \cdot 223 + 387) / (21 \cdot 9,24 + (24 \cdot 223 + 387)^{1/2}) = 4413$

$F_w = 0,75 \cdot 0,063 \cdot 0,024 \cdot 1555000 / \cos 25 \cdot 2 \cdot 70,99 / (15,45 + 70,99) = 3195 \text{ ?} > 4413$  yüzey aşınır

$F_o = 433 / 3 \cdot 24 \cdot 0,0929 \cdot 4,5 \cdot 2/3 = 3032 < 4413$  dayanmaz

2- düşey düzlemde : R1,R2: -16,5 210 grafik momentleri: -231 7017 8820 8820 yatay

düzlemde : R1,R2: -628 -455 grafik momentleri: -8792 -19110 (örneğe göre yer ve işaret değişir)

$\sigma_{emd} = 0,5 \cdot 433 \cdot 0,825 \cdot 0,99 / S \cdot 1,3 = 136 / S \quad 11^3 = 32 \cdot S / \pi \cdot (21047^2 / 136^2 + 21925^2 / 300^2)^{1/2} \rightarrow S = 0,76$   
dayanmaz

3-  $F_r = (-16,5^2 + -628^2)^{1/2} = 628 \quad F_e = 128 \rightarrow F_e / F_r = 128 / 628 = 0,2038 > e = 0,2$  eks.yük önemli.

$P_{eş} = 0,5 \cdot 628 + 2,5 \cdot 128 = 634 \quad L = (2700 / 634)^3 \Rightarrow 77,2 \text{ E}+06 / 1307 \cdot 60 = 985$  saat

## Örnek Problem-2: P=3000 W n=2800 devir/dak

Mil ve pinyonlar çelik, çarklar döküm: Çelik :  $\sigma_K = 430 \quad \sigma_{ak} = 300 \text{ N/mm}^2 \quad \text{BHN} = 125$

Konik dişliler : m=5,5  $Z_1 = 17 \quad Z_2 = 68 \quad \gamma_2 = 76^\circ$  düz dişli : m=5,5  $Z_1 = 17 \quad Z_2 = 68 \quad \alpha = 20^\circ$

Örnek 1 için AB=16 BC=52 CD=48 veya Örnek 2 - 3 için AB=48 BC=52 CD=16

Mil : B,C kama  $K_\zeta = 1,3$ ; A,D çentiksiz; mil yüzeyi taşlanmış

$T_{kp} = 10231 \quad T_{AD} = 40928 \text{ Nmm} \quad n_{AD} = 700 \text{ d/d}$

Düz dişli:  $F_t = 875 \quad F_r = 319 \text{ N}$

Konik:  $v = 13,7 \text{ m/s} \quad b = 64 \text{ mm} \quad d_o = 312 \text{ mm} \quad F_t = 262 \quad F_r = 23,1 \quad F_e = 92,5 \text{ N}$

Soru:1- (30 puan) Konik pinyonun mukavemetini kontrol ediniz.

Soru:2- (55 puan)  $d = 13 \text{ mm}$  çaplı AD mili (taşlanmış ) emniyetini bulunuz.

Soru:3- (15 puan) Konik arkasındaki "E 13" numaralı rulmanın saat olarak ömrünü bulunuz.

## Örnek Problem-2 : CEVAPLAR

1-  $\sigma = 2 \cdot 10231 / 5,5^2 \cdot 64 \pi \cdot 0,09704 \cdot 17 \cdot 3/2 = 3,05 \text{ ?} < 430 / 3 \cdot 6 / (6 + 13,71) = 44$  eğilmeye dayanır

e çokhassas= 0,0147 ?< e sınır= 0,0273 .. 0,04 uygun C=7900 0,0147 = 117

$F_d = 219 + 21 \cdot 13,71 \cdot (64 \cdot 117 + 262) / (21 \cdot 13,71 + (64 \cdot 117 + 262)^{1/2}) = 6124$

$F_w = 0,75 \cdot 0,0935 \cdot 0,064 \cdot 211000 / \cos 14 \cdot 2 \cdot 281,08 / (17,52 + 281,08) = 1837 < 6124$  Fd yüzey aşınır.

$F_o = 430 / 3 \cdot 64 \cdot 0,09704 \cdot \pi \cdot 5,5 \cdot 2/3 = 10254 > 6124$  dayanır

2- düşey düzlemde : R1,R2 : -12,1 308 grafik momentleri: -194 14231 14784 14784

yatay düzlemde: R1,R2: -588 -549 grafik momentleri: -9408 -26352 (örneğe göre yer ve işaret değişir)

$\sigma_{emd} = 0,5 \cdot 430 \cdot 0,88 \cdot 0,97 / S \cdot 1,3 = 141 / S \quad 13^3 = 32 \cdot S / \pi \cdot (30215^2 / 141^2 + 40928^2 / 300^2)^{1/2} \rightarrow$

$S = 0,85$  dayanmaz

3-  $F_r = (-12,1^2 + -588^2)^{1/2} = 588 \quad F_e = 92,5 \rightarrow F_e / F_r = 92,5 / 588 = 0,1573 < e = 0,2$  eks.yük önemsiz.

$P_{eş} = 1 \cdot 588 + 0 \cdot 92,5 = 588 \quad L = (2700 / 588)^3 \Rightarrow 96,8 \text{ E}+06 / 700 \cdot 60 = 2305$  saat

**Çizelge-1 İşletme Faktörü "Ki" (Kayış, Zincir vb. Sistemler) (günde 8 saatten fazla çalışma durumunda arttırın)**

Döndürülen Makinalar	Döndüren Makinalar		
	Elektrik , Türbin	İçYanmalıçok silindirli	İçYanmalıtek silindirli
Düzgün ( Vantilatör, santrifuj pompalar)	1,00	1,25	1,5
Orta darbeli (BantlıKonveyör,Kompresör,Asansörvb)	1,25	1,50	1,75
Ağır Darbeli (EksantrikPres, TaşKırma, Hadde vb)	1,75	2,00	2,25

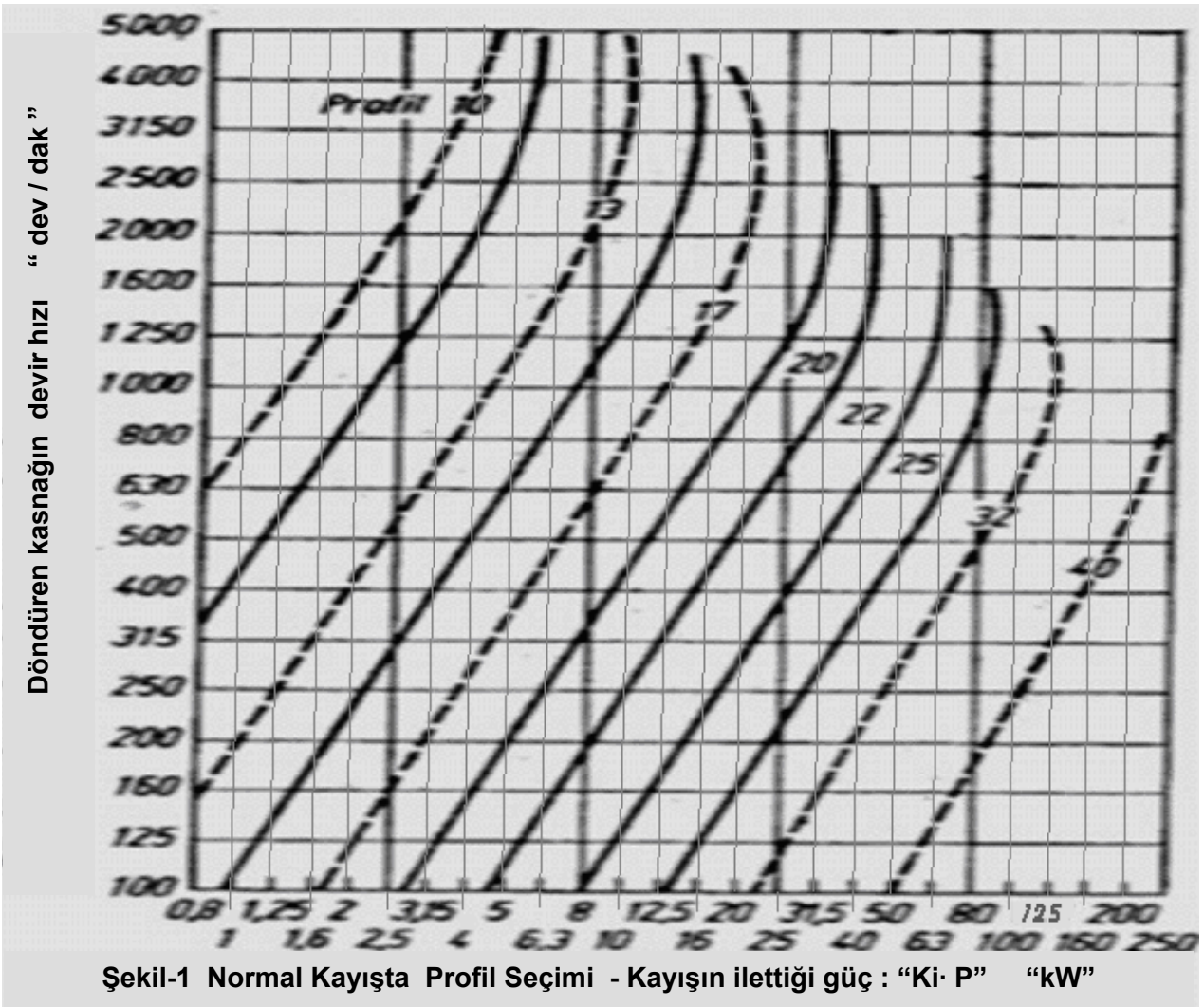
Çizelge-2 Kayış Gerdirme Faktörü "Kg"	
Civata ile gerdirme	1
Kısaltarak (düz Kayış) gerdirme	1,2
Kendinden gerdirme	0,8

Çizelge-3 V Kayış için Kayış sayısı Faktörü "Kvz"	
Bir adet V-Kayış için	1
Birden fazla V-Kayış için	1,25

Çizelge-4 Çalışma Faktörü "Kş"	
Sıcaklık ve Rutubet Normal	1
Sıcaklık ve Rutubet Normal Dışı	1,1
Tozlu ve Yağ Buharı vb. gibi Çok değişik çevre koşulları	1,25
Sıcaklık ve Rutubet Çok Yüksek	1,4

Çizelge-5 Konum Faktörü "Kko"	
Yatay,Normal	1
45°Eğik	1,1
Kayış Dikey	1,25
Kasnak yatay	1,1
Yarı Çapraz	1,25

Çizelge-6 Kayış Sarılma Açısı Faktörü "K <sub>θ</sub> "																
Düz kayış	--	--	1,36	1,32	1,26	1,22	1,18	1,13	1,1	1,06	1,03	1	0,98	0,96	0,94	0,93
Sonsuz V kayış	1,72	1,59	1,47	1,37	1,28	1,22	1,16	1,12	1,09	1,05	1,02	1	--	--	--	--
Sonlu V kayış	--	--	--	--	--	1,3	1,12	1,15	1,05	1,05	1,02	1	--	--	--	--
θ°	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220



Şekil-1 Normal Kayışta Profil Seçimi - Kayışın ilettiği güç : "Ki · P" "kW"

**Çizelge 7 : Sonsuz Normal V kayış için Profillere göre tavsiye edilen minimum kasnak çapları (DIN 2215)**

Profil No:	5	6	8	10	13	17	20	25	32	40	50 mm
Minimum kasnak çapı: d <sub>min</sub>	22	32	45	63	90	125	180	250	355	500	710 mm

<b>Çizelge-8</b> Standart kasnak çapları: mm	22,32,36,40,45,50,56,63,71,80,90,100,112,125,140,160,180,200, 224,250,280,315,355,400,450,500,560,630,710,800,900,1000, 1120,1250,1400,1600,1800,2000,2500,2240,2500,2800,3150
--	--

Kayış Hızı v m/s	Sonsuz Normal V kayış Profil No: (= kayış üst genişliği "mm") (DIN 2215)										
	5	6	8	10	13	17	20	25	32	40	50 mm
2	0,013	0,065	0,055	0,104	0,194	0,388	0,552	0,821	1,32	2,03	3,30kW
4	0,028	0,055	0,104	0,201	0,403	0,716	1,04	1,65	2,58	4,07	6,58 kW
6	0,037	0,082	0,149	0,298	0,604	1,04	1,54	2,42	3,85	6,04	9,92 kW
8	0,051	0,104	0,209	0,395	0,768	1,37	2,03	3,13	5,06	7,68	12,7 kW
10	0,055	0,134	0,239	0,477	0,940	1,70	2,47	3,80	6,12	9,32	15,1 kW
12	0,060	0,134	0,261	0,552	1,10	1,92	2,86	4,40	7,03	11,0	17,6 kW
14	0,060	0,134	0,283	0,604	1,21	2,19	3,18	4,95	7,53	12,1	19,2 kW
16	0,060	0,149	0,298	0,656	1,27	2,36	3,47	5,39	8,65	13,2	21,4 kW
18	0,055	0,142	0,306	0,656	1,42	2,54	3,68	5,71	9,10	14,2	23,1 kW
20	0,037	0,134	0,298	0,709	1,49	2,63	3,80	5,89	9,40	14,9	23,6 kW
22	0,065	0,112	0,269	0,656	1,49	2,63	3,85	6,00	9,55	14,9	24,2 kW
24	-	0,082	0,231	0,604	1,42	2,58	3,73	5,67	9,32	14,3	23,6 kW
26	-	0,044	0,164	0,552	1,37	2,47	3,58	5,56	8,87	13,7	22,5 kW
28	-	-	0,097	0,418	1,27	2,31	3,29	5,11	8,13	12,7	20,3 kW
30	-	-	-	-	1,10	1,92	2,80	4,40	7,13	11,0	17,6 kW

**Çizelge-9 Sonsuz Normal V kayışta Bir Kayışın iletebileceği Güç "P<sub>1</sub>" kW**

Not: Seçilen çap : d < d<sub>min</sub> ise yukardaki P<sub>1</sub> değerlerini  $\frac{d_{\text{seçilen}}}{d_{\text{min}}}$  ile çarparak değiştiriniz.

**Çizelge-10 Zincir mekanizmaları için diş sayısı faktörü "K<sub>Z</sub>"**

Z <sub>1</sub>	11	13	15	17	19	21	23	25
K <sub>Z</sub>	1,72	1,46	1,27	1,12	1,0	0,91	0,83	0,76

**Çizelge-11 Zincir mekanizmalarında iletim oranı faktörü "K<sub>io</sub>"**

i <sub>12</sub>	1	2	3	5	7
K <sub>io</sub>	1,28	1,08	1	0,92	0,86

**Çizelge-12 Zincir mekanizmaları için eksenler arası mesafe "E" faktörü "K<sub>E</sub>"**

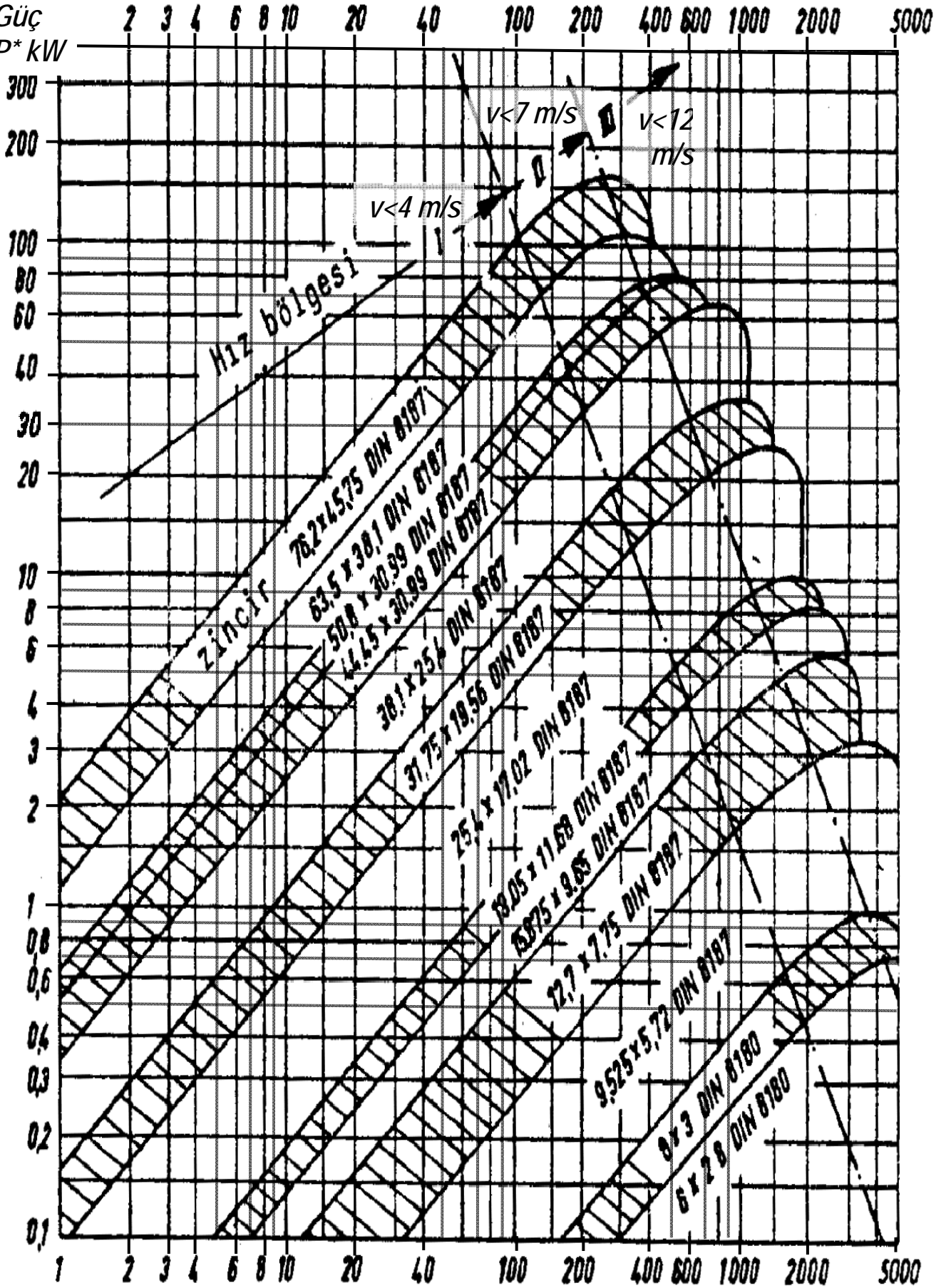
E / adım	20	40	60	80	160
K <sub>E</sub>	1,18	1	0,91	0,87	0,69

**Çizelge-13 Zincir mekanizmaları için yağlama faktörü K<sub>y</sub>**

Yağlama şekli	Zincirin çevresel hızı v (m/s)			K <sub>y</sub>	Kullanılması tavsiye edilmez
	v < 4	4 < v < 7	v > 7		
Mükemmel	1	1	1		
İyi değil	1,4	2,5	4		
	2,5	4			
Yağlama yok	5				

Tek  
Sıralı  
Güç  
 $P^*$  kW

Küçük çarkın devir hızı :devir/dak



Şekil-2 Rulolu-Burçlu tek sıralı zincirlerin ilettiği güç :  $P^*$  (kW) x küçük çarkın devir hızı (devir/dak)

Çizelge-14 Standart Modül: mm	
Alın, Helis, Konik Dişliler :“m”, “m <sub>n</sub> ”	
1- (1,125)-1,25- (1,375)-1,5- (1,75)- 2-(2,25)-2,5- (2,75)-3- (3,5)-4- (4,5)- 5 -(5,5)- 6 -(7)- 8- (9)-10-(11)-12-(14)-16-(18)- 20-(22)- 25-(28)-32-(36)-40- (45)- 50	
Sonsuz Vida Çarkı , “m <sub>n</sub> ” , mm	
1- 1,25- 1,6- 2 - 2,5- 3,15 - 4 - 5 - 6,3 - 8 - 10 - 12,5 - 16 - 20	

Çizelge-15 Lewis Form Faktörü : “y” ( bazen Y = π · y kullanılır)				
Z	14½° tam	20° tam	20° kök	25° tam
12	0,067	0,078	0,099	0,088
13	0,071	0,083	0,103	0,093
14	0,075	0,088	0,108	0,098
15	0,078	0,092	0,111	0,102
16	0,081	0,094	0,115	0,106
17	0,084	0,096	0,117	0,109
18	0,086	0,098	0,120	0,112
19	0,088	0,100	0,123	0,115
20	0,090	0,102	0,125	0,118
21	0,092	0,104	0,127	0,120
22	0,093	0,105	0,129	0,122
23	0,094	0,106	0,130	0,124
24	0,096	0,107	1,032	0,126
25	0,097	0,108	0,133	0,128
26	0,098	0,109	0,135	0,130
27	0,099	0,111	0,136	0,131
28	0,100	0,112	0,137	0,133
29	0,101	0,113	10,38	0,134
30	0,101	0,114	0,139	0,135
32	0,101	0,116	0,141	0,139
34	0,104	0,118	0,142	0,140
36	0,105	0,120	0,144	0,142
38	0,106	0,122	0,145	0,144
40	0,107	0,124	0,146	0,145
50	0,110	0,130	0,151	0,152
60	0,113	0,134	0,154	0,156
80	0,116	0,139	0,159	0,162
100	0,117	0,142	0,161	0,166
150	0,119	0,146	0,165	0,171
200	0,120	0,147	0,167	0,174
300	0,122	0,150	0,170	0,176
K <sub>ra</sub>	0,124	0,154	0,175	0,180

Çizelge-16 Dişli imalat hatası sınırı “e <sub>sınır</sub> ” ,mm									
“v” m/s	1,25	2,5	5	7,5	10	15	20	25	25<v
e <sub>sınır</sub> mm	0,14	0,10	0,0718	0,0527	0,04	0,0273	0,020	0,015	0,015

Çizelge-17 Dişli imalat Hataları “e” ,mm									
Modül	1	2	4	6	8	10	12	14	26
Ticari	0,05	0,05	0,054	0,065	0,08	0,093	0,1	0,105	0,115
Hassas	0,025	0,025	0,027	0,032	0,038	0,045	0,05	0,054	0,067
ÇokHassas	0,012	0,012	0,014	0,015	0,018	0,023	0,025	0,027	0,035

Çizelge-18 Deformasyon katsayısı “C” değerleri “N/mm” veya “kN/m”								
Malzeme		Kavrama açısı α	Dişteki hata “e” , mm					Formül
Pinyon	Dişli		0,01	0,02	0,04	0,06	0,08	
D.Demir	D.Demir	14½°	55	110	220	330	440	C = 5500 · e
Çelik	D.Demir	14½°	76	152	304	456	608	C = 7600 · e
Çelik	Çelik	14½°	110	220	440	660	880	C =11000 · e
D.Demir	D.Demir	20°	57	114	228	342	456	C = 5700 · e
Çelik	D.Demir	20°	79	158	316	474	632	C = 7900 · e
Çelik	Çelik	20°	114	228	456	684	912	C =11400 · e
D.Demir	D.Demir	20° kök	59	118	236	354	472	C = 5900 · e
Çelik	D.Demir	20° kök	81	162	324	486	648	C = 8100 · e
Çelik	Çelik	20° kök	119	238	476	714	952	C =11900 · e
D.Demir	D.Demir	25°	62	124	248	372	496	C = 6200 · e
Çelik	D.Demir	25°	85	170	340	510	680	C = 8500 · e
Çelik	Çelik	25°	125	250	500	750	1000	C =12500 · e

Çizelge-19 “K” Gerilme Yorulma katsayısı :						
$K = \frac{p_{em}^2 \cdot \sin \alpha}{1,4} \cdot \left( \frac{1}{E_p} + \frac{1}{E_c} \right) \leftarrow p_{emçelk} = 2,75 \cdot BHN - 70$						
Malzeme			Yüzey dayanma limiti P <sub>em</sub> N/mm <sup>2</sup>	“K” kN/m <sup>2</sup>		
Pinyon	Ortalama BHN	Çark		14,5°	20°	25°
Çelik	150	Çelik	342	206	282	356
Çelik	200	Çelik	480	405	555	684
Çelik	250	Çelik	618	673	919	1130
Çelik	300	Çelik	755	1004	1372	1688
Çelik	350	Çelik	893	1404	1918	2371
Çelik	400	Çelik	1030	1869	2553	3160
Çelik	150	D.Demir	342	303	414	511
Çelik	200	D.Demir	480	600	820	1014
Çelik	250	D.Demir	618	1000	1310	1670
Çelik	150	Fos.Bronz	342	317	427	531
Çelik	200	Fos.Bronz	445	503	689	1055
D.Demir	160	D.Demir	549	1050	1420	1755
D.Demir	180	D.Demir	618	1330	1820	2250

Çizelge-20 Bazı Malzemelerin Sürtünme “μ” ve Yüzey Basıncı “P <sub>mak</sub> ” Özellikleri (Hall)			
Malzeme	Mak. Sıcaklık °C	μ ≈	P <sub>mak</sub> (N/mm <sup>2</sup> )
Metal-Metal	315	0,25	1,40
Deri-Metal	65	0,25	0,48
Asbestos-Metal, yağlı	265	0,40	0,34
Sinterli Metal-Döküm Demir, yağlı	265	0,15	2,80

Çizelge-21 Millerde Çentik Faktörleri "Kç"						
	Kama (freze)		Kademe d/D≈0,7 r/d≈0,1	Enine Pim d/D≈0,14	Sıkı geçme	Segman yuvası
	Çark	parmak				
eğilme	1,3-1,6	1,6 - 2	1,5	1,4 - 1,8	1,7- 1,9	2,5 - 3,5
burulma	1,3-1,6	1,3-1,6	1,25	1,4 - 1,8	1,3- 1,4	2,5 - 3,5

Çizelge-22 Büyüklük faktörü "Kb"					
d "mm"	≤10	20	30	50	200
"Kb"	1	0,9	0,8	0,7	0,6

Çizelge-23 Yüzey faktörü : "Ky"		
	σK N/mm <sup>2</sup>	"Ky"
Polisaj	tümü	1
Taşlama	tümü	0,88
Torna ve soğuk şekil- lendirme	400	0,84
	600	0,75
	800	0,71
	1000	0,67
	1200	0,65
	1600	0,63

Çizelge-24 Rulmanlarda Dinamik Yük Faktörleri "X", "Y" (ORS)

Tek sıralı radyal rulman					$\frac{F_a}{F_r} \leq e : X = 1, Y = 0$				
Rulman tipi	$F_a/C_0$	$\frac{F_a}{F_r} > e$			Rulman tipi	e	$\frac{F_a}{F_r} > e$		
		e	X	Y			e	X	Y
161, 160 60, 62, 63, 64 RLS, RMS	0,014	0,19		2,3	302 10 11 ... 13 14 15 16 ... 22 24	0,42	0,4	1,45	1,5
	0,028	0,22		2,0					
	0,056	0,26		1,7					
	0,084	0,28	0,56	1,55					
	0,11	0,30		1,45					
	0,17	0,34		1,3					
	0,28	0,38		1,15					
	0,42	0,42		1,05					
	0,56	0,44		1,0					
	E, L, M, BO		0,2	0,5					
72 B, 73 B		1,14	0,35	0,57	0,30	0,31	1,9		
QJ 2, QJ 3 *)		0,95	0,6	1,07	0,34	0,34	1,75		
320 04 X, 320/22 X 05 X ... 07 X 08 X ... 09 X 10 X 11 X 12 X ... 40 X		0,39		1,55	313 05 ... 13	0,83	0,4	0,72	
		0,44		1,35	322 06 ... 08 09 10 ... 12 13 14 15 ... 16 17 ... 22 24	0,37		1,6	1,5
		0,39	0,4	1,55	0,40	0,42	1,45	1,5	
		0,44		1,35	0,40	0,42	1,45	1,4	
		0,39		1,55	0,43	0,43	1,4	1,4	
		0,44		1,35	0,42	0,42	1,45	1,4	
302 03 ... 04 05 ... 08 09		0,35		1,75	323 05 06 ... 07 08 ... 15	0,30	0,4	2,0	1,9
		0,38	0,4	1,6	0,31	0,34	1,75		
		0,41		1,5					

\*)  $F_a/F_r \leq e$  : Daraltılmama

Çift sıralı radyal rulman					
Rulman tipi	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
42	Bak tek sıra bilyalı rulmanlar, ancak: ( $F_a/C_0$ ) <sub>max</sub> = 0,1				
32, 33	0,86	1	0,73	0,62	1,17
72 BG, 73 BG**)1,14	1	0,55	0,57	0,93	
12 00 01 02 03 04 05 06 07 08 ... 09 10 11 12 ... 13 14 ... 22	0,33 0,35 0,33 0,30 0,31 0,29 0,25 0,24 0,22 0,21 0,20 0,19 0,18		1,95 1,8 1,95 2,1 2,0 2,15 2,5 2,65 2,9 2,95 3,2 3,25 3,5		3,0 2,8 3,0 3,2 3,1 3,35 3,85 4,1 4,5 4,6 5,0 5,1 5,4
13 00 01 02 ... 03 04 ... 05 06 ... 08 09 ... 11 12 ... 13 14 ... 20 21 22	0,33 0,35 0,33 0,30 0,26 0,25 0,24 0,23 0,25 0,23		1,9 1,8 1,9 2,1 2,35 2,55 2,6 2,75 2,45 2,75		3,0 2,8 3,0 3,25 3,65 3,95 4,05 4,25 3,9 4,25

Rulman tipi	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
22 00 ... 01 02 ... 04 05 06 ... 07 08 ... 09 10 ... 14 15 ... 17 18 ... 19 20 ... 22	0,58 0,47 0,39 0,37 0,31 0,27 0,25 0,27 0,28		1,1 1,35 1,6 1,75 2,05 2,3 2,45 2,3 2,2		1,7 2,1 2,5 2,65 3,15 3,55 3,8 3,6 3,45
23 00 01 02 ... 05 06 ... 11 12 ... 15 16 ... 22	0,63 0,57 0,49 0,43 0,39 0,37		1,0 1,1 1,3 1,45 1,65 1,7		1,55 1,7 2,0 2,25 2,5 2,65
222 05 C 06 ... 07 08 09 10 ... 13 14 15 16 ... 17 18 19 ... 20 22 ... 30	0,37 0,35 0,33 0,31 0,28 0,27 0,26 0,25 0,27 0,28 0,29		1,8 1,9 2,0 2,2 2,4 2,5 2,6 2,7 2,55 2,45 2,3		2,7 2,85 3,0 3,25 3,55 3,75 3,9 4,0 3,8 3,6 3,45
223 08 ... 10 C 11 ... 12 13 14	0,42 0,40 0,39 0,37		1,6 1,7 1,75 1,8		2,4 2,5 2,6 2,7

Ana Ölçüler			Kapasite			Ana Ölçüler			Kapasite			Ana Ölçüler			Kapasite		
d	D	B	Rulman Sembol	C	Co	d	D	B	Rulman Sembol	C	Co	d	D	B	Rulman Sembol	C	Co
3	10	4	623	0,51	0,22	20	42	8	160 04	6,78	4,6	45	75	10	160 09	13,2	11,8
						20	42	12	60 04	8,09	5,31	45	75	16	60 09	17,8	15
4	13	5	624	1,06	0,51	20	47	14	62 04	11,1	7,22	45	85	19	62 09	28,2	21,4
4	16	5	634	1,5	0,75	20	52	15	63 04	13,9	8,95	45	100	25	63 09	45,8	34,9
						20	72	19	64 04	26,9	18,4	45	120	29	64 09	67,2	51,7
5	16	5	625	1,5	0,75	20	42	9	982 04	6,45	4,27	45	76,6	23	60Z45	17	14
5	19	6	635	2,21	1,18	20	52	14	LR2 04RS	10,5	6,7	45	85	23	42 09	34,1	38,3
6	19	6	626	1,91	1	20	47	18	62204-2RS	10,5	6,7						
						20	52	21	62304-2RS	13,1	8,31	50	80	10	160 10	13,5	12,6
7	19	6	607	1,91	1	20	47	18	42 04	16	14,2	50	80	16	60 10	18,5	16,3
7	22	7	627	2,6	1,37	20	52	21	43 04	22,5	20,8	50	90	20	62 10	30,1	23,9
						20	47	12	E 20	7,03	2,16	50	110	27	63 10	53,6	41,6
8	22	7	608	2,6	1,37	20	52	15	M 20	9,73	2,85	50	130	31	64 10	79,9	62,8
												50	81,6	23	60Z50	17,7	15,1
9	24	7	609	2,9	1,56	25	47	8	160 05	6,15	4,57	50	90	23	42 10	35,1	41
9	26	8	629	3,6	2	25	47	12	60 05	8,62	6						
						25	52	15	62 05	12,1	8,3	55	90	11	160 11	16,3	15,6
10	28	8	161 00	4	2,24	25	62	17	63 05	20,6	13,9	55	90	18	60 11	24	21
10	26	8	60 00	3,98	2,23	25	80	21	64 05	31,4	22,2	55	100	21	62 11	37,3	30,3
10	30	9	62 00	4,42	2,6	25	62	12	982 05	8,21	5,57	55	120	29	63 11	62	48,9
10	35	11	63 00	7,58	4,52	25	52	18	42 05	17,9	17,1	55	140	33	64 11	87,4	71,1
10	28	8	E 10	3,35	0,78	25	62	24	43 05	28,3	27,5	55	91,6	25	60Z55	23	20
						25	52	15	L 25	6,88	2,32	55	100	25	42 11	40,5	48,1
11	32	7	E 11	2,7	0,77	25	67	17	M 25	12,6	3,87						
												60	95	11	160 12	16,7	16,7
12	30	8	161 01	4,82	2,86	30	55	9	160 06	9,55	7,32	60	95	18	60 12	24,9	22,8
12	28	8	60 01	4,42	2,6	30	55	13	60 06	11,3	8,4	60	110	22	62 12	45,1	37,3
12	32	10	62 01	6	3,53	30	62	16	62 06	16,8	11,9	60	130	31	63 12	70,9	56,7
12	37	12	63 01	8,5	5,1	30	72	19	63 06	24,4	17,4	60	150	35	64 12	95	80
12	37	9	983 01	6,34	3,83	30	90	23	64 06	37,7	27,2	60	105	12	982 12	17	17,3
12	32	14	42 01	8,71	6,87	30	62	10	982 06	12,2	8,74	60	96,6	26	60Z60X	23,8	21,1
12	32	7	E 12	2,7	0,77	30	62	20	42 06	22,7	22,9	60	110	28	62212-2RS	42,8	34,6
						30	72	27	43 06	37,4	37,4	60	110	28	42 12	52,7	63,8
13	30	7	E 13	2,7	0,77	30	72	19	M 30	15,6	5,18						
												65	100	11	160 13	17,7	18,7
14	35	8	E 14	3,56	1,05	35	62	9	160 07	10,4	8,63	65	100	18	60 13	26,6	24
						35	62	14	60 07	13,6	10,4	65	120	23	62 13	49,1	41,3
15	32	8	160 02	4,82	2,99	35	72	17	62 07	22,2	16,2	65	140	33	63 13	80,3	65,2
15	32	9	60 02	4,82	2,99	35	80	21	63 07	28,9	20,9	65	160	37	64 13	103	89,4
15	35	11	62 02	6,7	4,13	35	100	25	64 07	47,8	35,4	65	101,6	26	60Z65	25,4	22,3
15	42	13	63 02	9,88	6,15	35	70	10	982 07	13,6	10,6	65	120	31	42 13	61,3	77
15	35	14	42 02	9,51	7,79	35	72	23	42 07	30,1	30,5						
15	35	8	E 15	3,56	1,05	35	80	31	43 07	47,5	48,8	70	110	13	160 14	23,4	23,9
15	40	10	BO 15	5,76	1,6							70	110	20	60 14	32,2	30,3
						40	68	9	160 08	11,1	9,94	70	125	24	62 14	53,4	45,3
17	35	8	160 03	5,15	3,36	40	68	15	60 08	14,3	11,5	70	150	35	63 14	90,2	74,3
17	35	10	60 03	5,15	3,36	40	80	18	62 08	25,1	18,7	70	180	42	64 14	125	119
17	40	12	62 03	8,28	5,22	40	90	23	63 08	35,3	26,2	70	125	31	42 14	65,3	85,9
17	47	14	63 03	11,8	7,47	40	110	27	64 08	55,3	41,7						
17	62	17	64 03	19,9	13,1	40	70	17,5	160Z40	10,6	9,23	75	115	13	160 15	21,3	22,8
17	40	9	982 03	7,84	4,84	40	80	18	208Z/N	32	27,1	75	115	20	60 15	33,3	32,6
17	40	16	42 03	12,9	11,2	40	80	23	62208-2RS	23,8	17,4	75	130	25	62 15	56,6	50,1
17	40	10	L 17	4,57	1,37	40	80	23	42 08	32,9	35,7	75	160	37	63 15	98,3	83,9
17	44	11	BO 17	6,91	1,98	40	90	33	43 08	56,2	60,2	75	190	45	64 15	134	130



\*\*\*\*\* METİN SORULARI-1: Aşağıdaki soruların zıt manalıları veya cevapları da (ters) sorulmaktadır

\*\*\*\*\* Güç İletimi, Kayış-Zincir Mekanizmaları

- Kayışlı güç iletiminin zincirli'lere göre üstünlükleri ? Basit, ucuz, hafif, sessiz, yüksek hız, farklı açılara güç iletimi , darbe ve aşırı yük sönümler, volana uygun
- Kayışlı güç iletiminin zincirli'lere göre eksiklikleri ? Kayma yapar, polimer malzeme sıcaklık ve rutubetten etkilenir, yüksek hacim, fazla kuvvet uygular, V kayışlarda düşük verim
- Zincirli güç iletiminin Kayışlıya üstünlükleri ? Kaymasız, çelik malzeme, zor çevre şartlarında iletim, küçük hacim, yüksek verim
- Zincirli güç iletiminin Kayışa göre eksiklikleri ? Ağır, pahalı, hassas montaj ve bakım, titreşimli-gürültülü, darbe sönümlemez.
- Kayış seçimini etkileyen faktörler ? İşletme, kayış sayısı, gerdirme faktörü, çalışma faktörü, konum faktörü, sarılma açısı faktörü, küçük kasnak çapı
- Zincir seçimini etkileyen faktörler ? İşletme faktörü, küçük diş sayısı faktörü, iletim oranı faktörü, eksenlerarası uzaklık faktörü, yağlama faktörü
- Güç iletiminde zincir çeşitleri ? Rulolu-makaralı, Kademeli-rulolu, Menteşeli, Boncuklu, Dişli
- Güç iletiminde kayış çeşitleri ? Düz, normal, dar, dişli
- Sürtünmeli çarkların üstünlüğü ? Basit, volana ve varyatöre uygun
- Sürtünmeli çarkların eksikliği ? Mile fazla yük yapar, kayma yapar, fazla hacimlidir
- Varyatörler ne işe yarar ? Değişken hız iletim oranı
- Dişli güç iletiminin kayış ve zincire göre en önemli üstünlüğü ? Küçük hacim
- Kayış ve zincirli güç iletiminin dişliye göre en önemli üstünlüğü ? Uzak Mesafe İletimi
- Düz kayışın V kayışa üstünlüğü ? Yüksek verim, farklı açılara güç iletimi
- V kayışın düz kayışa üstünlüğü ? Küçük hacimde yüksek güç iletimi, az mil yükü
- Dişli Kayışın diğer kayışlara üstünlüğü ? Kaymaz
- Kayış gerilmeleri ne etkisi ile olur ? Çekme, eğilme, merkezkaç
- Zincir çarklarında diş sayısının gereğinden az olması sonucunda ne olur? Titreşim-yalpalama
- Dar V kayışın normal V kayışa üstünlüğü ? küçük hacimde fazla güç
- Normal V kayışın dar V kayışa üstünlüğü ? yüksek verim
- Dişli ve Güç iletim elemanı seçimi ve ölçülendirilmede neler dikkate alınmalıdır? Ses, verim-kayma, ağırlık, hacim, mukavemet, mil eksen yönleri, imalat teknolojisi

\*\*\*\*\* Mil Konstrüksiyonu

- Gerekli mil çapını belirlemek için nelere dikkat etmelidir ? mukavemet, eğim, sehim, burulma açısı, kritik hız ve tork
- Bir milde katılığı (rijitliği) sağlamak için hangi özellikler sınırlanmıştır? Sehim, Eğim, Burulma açısı
- Doğal frekans ile oluşan kritik hız milde neden düşük devirde ortaya çıkar ? Sehim veya burulma açısı fazlalığı
- Bir milde desteklerdeki eğim açısı fazlalığı neye sebep olur ? Rulman ömrü azalır
- Millerde kademe öncesi fatura ne işe yarar ? Çentik etkisi azaltır
- Millerde segman yuvası kenarlarındaki fatura ne işe yarar ? Çentik etkisi azaltır
- Mil-göbek bağlantı çeşitleri?Düz-yarımay-silindirik-enine-bilezik kamalar, kamalı miller, pres ve konik(sıkma) geçme
- Millerde kamalı mille göbek bağlantı üstünlüğü ? Kısa göbek uzunluğunda yüksek güç, kama çentik faktörü düşük
- Yarımay kamanın düz kamaya üstünlüğü ? Kama çentik faktörü düşük
- Millerde sıkma manşonlu göbek bağlantı üstünlüğü ? Kama çentiği yok, kolay montajlı sıkı bağlantı
- Millerde sıkma manşonlu göbek bağlantı eksikliği ? Kayma yapabilir
- Pres geçmeli mil göbek bağlantısının eksikliği ? Kayma yapabilir, zor montaj
- Mil-göbek bağlantılarında enine pim ve kama üstünlüğü ? Eksenel yönde hareketi önler
- Rulmanlı yatakların kaymalı yataklara üstünlükleri nedir ? İlk hareket sürtünmesi düşük, Radyal yük ile eksenel yük beraber, az bakım, az yağ, dünyaca standart, küçük en, yüksek sıcaklıkta çalışır
- Rulmanlı yatakların kaymalı yataklara göre eksiklikleri nedir ? Pahalı, ağır, hassas montaj, iki parçalı yapılamaz,Darbeye zayıf, Sesi yüksek hızlarda fazla, büyük dış çap.
- Bilyalı ve makaralı rulmanlı yatak çeşitleri ? Sabit, omuzlu, eğik, oynak, eksenel bilyalılar-Silindirik, oynak, konik makaralılar
- Kaymalı yatak çeşitleri ? Yağlamasız, Hidrostatik, Hidrodinamik, Kendinden Yağ Beslemeli, Gözenekli yağlamalı
- Oynak bilyalı veya makaralı rulmanın üstünlüğü ? Daha fazla eğim açısı
- Makaralı yatağın bilyalı yatağa üstünlüğü ? Daha yüksek radyal yük ve hız
- Bilyalı yatağın makaralı yatağa üstünlüğü ? Daha fazla eğim açısı, radyal ve eksenel yük birlikte
- Eğik bilyalı yatak üstünlüğü ? Daha fazla Eksenel yük ve devir
- Yağlamasız yatak eksikliği ? Çabuk Aşınır, Yüksek Hızda ısınır-büyük hacim
- Hidrodinamik yatakların eksikliği ? Başlangıçta kuru sürtünme vardır
- Hidrodinamik yatakların üstünlüğü ? Hız arttıkça yük taşıma kapasitesi artar.

\*\*\*\*\* METİN SORULARI-2: Aşağıdaki soruların zıt manalıları veya cevapları da (ters) sorulmaktadır

\*\*\*\*\* Kaplin, kavrama, frenler

- Kaplin ne işe yarar ? Milleri devamlı bağlar
- Kavrama ne işe yarar ? Milleri istendiğinde bağlar veya çözer
- Kaplin çeşitleri ? Flanşlı, Zarflı, Oldham, Kardan, Elastik, Zincirli, Sıkma manşonlu
- Esnek kaplin çeşitleri ? Helis, Körüklü, yaylı, elastik dişli, periflex, elastik diskli ve lastikli
- Başlıca hangi metotlarla kavrama yapılır ? Mekanik, Pnömatik, Hidrolik, Elektrik, otomatik
- Kavrama çeşitleri? Eksenel Disk, Konik, Çeneli, Merkezkaç, Hidrolik, Pnömatik, Elektromanyetik, Kayışlı
- Fren çeşitleri ? Dıştan Pabuçlu Tanbur , İçten Pabuçlu Tanbur, Disk, Kayışlı, Birçok Kavrama Çeşidi
- Kaplin bağlantılarında hangi problemler önlenmeye çalışılır? Eksenler arası açıklık, açısal sapma, darbe  
sönümleme
- Kardan kaplin üstünlüğü ? Farklı açı ve eksenlerdeki milleri bağlar
- Oldham kaplin üstünlüğü ? Eksenlerarası farklılığı giderir
- Konik kavramanın disk kavramaya üstünlüğü ? Az eksenel kuvvet
- Santrifuj kavrama üstünlüğü ? Belirli devri bulunca otomatik kavrar
- Santrifuj kavrama eksikliği ? Yüksek hız - Fazla hacim ister
- Hidrolik kavrama üstünlüğü ? Otomatik ve darbesez kavrama
- Zarflı kaplinin flanşlı kapline üstünlüğü ? Az olan sapmaları giderir
- Yaylı kaplin üstünlüğü ? Aşırı yük ve darbeleri sönümler, sigorta vazifesi görür
- Kavramalarda başlıca hangi problem vardır ? Sarsıntı
- Periflex kaplinin önemli üstünlükleri ? Darbe sönümler az olan sapmaları giderir

\*\*\*\*\* Dişli Çarklar

- Dişlilerde kavrama açısı nedir? Diş yüzeyi bölüm dairesinde radyal doğru ile teğet doğru arası açıdır
- Dişlilerde kavrama açıları arttıkça ne değişir ? ses artar, hacim küçülür
- Dişlilerde temas- kavrama oranı nedir ? Ortalama temas eden diş sayısıdır
- Dişlilerde temas-kavrama oranı arttıkça ne olur ? Ses azalır
- Dişli çarklarda gerekli diş sayısından az alınırsa ne olur? Alttan kesme
- Dişli çarklarda alttan kesme hangi durumda oluşur? Yeterli diş sayısı yoksa
- Dişlilerde + profil kaydırmanın üstünlüğü nedir? Küçük hacim (az diş sayısı)
- Dişlilerde + profil kaydırmanın eksikliği nedir? Ses artar
- Dişli imalatında Profil Kaydırma nasıl yapılır ? Azdırma veya Kramayer tezgahları ileri veya geri kaydırılır,  
Diş üstü çapları değiştirilir
- Helis dişlinin düz dişliye üstünlüğü? Sessizlik, küçük hacimde yüksek güç iletimi, farklı açığa iletim
- Düz dişlinin helis dişliye üstünlüğü ? Yüksek verim, eksenel yük yok
- Spiral konik dişlinin düz konik dişliye üstünlüğü ? Sessizlik, fazla güç-küçük hacim
- Düz konik dişlinin spiral konik dişliye üstünlüğü ? Yüksek verim
- Helis dişli çeşitleri ? İç helis, Dış helis, Kramayer helis, Ok dişli, Kros Helis
- Ok dişli üstünlüğü nedir ? Eksenel yük yok
- Kros helisin diğer helis çarklara üstünlüğü ? Farklı açılı eksenlere iletim
- Kros helisin konik dişliye üstünlüğü ? Küçük hacim
- Kros helisin konik dişliye eksikliği ? Düşük verim
- Helis dişlilerde helis açısı arttırmanın üstünlüğü ? Fazla güç- küçük hacim, sessizlik
- Helis dişlilerde helis açısı arttırmanın eksikliği ? Verim düşer
- Spiral konik dişlinin Hipoid ve sroid dişliye üstünlüğü ? Yüksek verim
- Sroid dişlinin hipoid ve spiral konik dişliye üstünlüğü ? Yüksek iletim oranı
- Konik dişli çeşitleri ? düz, spiral (helis), zerol , hipoid, sroid, plan, beveloid, planoid, helikon
- Hipoid ve sroid dişlinin spiral konik dişliden geometrik farkı ? Eksenler Çakışmaz
- Plan dişli ile düz konik dişli geometrik farkı ? Silindirik pinyon
- Hipoid ve sroid dişlinin spiral konik dişliye üstünlüğü ? Fazla güç-küçük hacim, sessizlik
- Sroid konik dişlinin hipoid konik dişliden farkı ? Sroid vidadır
- Sonsuz vida çeşitleri ? Silindirik, globoid
- Globoid sonsuz vida ne zaman tercih edilir ? 100 civarındaki iletim oranlarında
- Sonsuz vidanın önemli üstünlükleri ? Yüksek iletim oranı, sessiz, tek yönlü hareket
- Sonsuz vidanın önemli eksiklikleri ? Düşük verim
- Planet dişlinin önemli eksiklikleri ? Karışık ve pahalı sistem, zor balans
- Planet dişlinin önemli üstünlükleri ? Yüksek iletim oranı, fazla serbestlik derecesi, yüksek verim
- Harmonik dişli eksikliği ? Güç Taşımaz
- Harmonik dişli üstünlüğü ? Çok Yüksek iletim oranı