



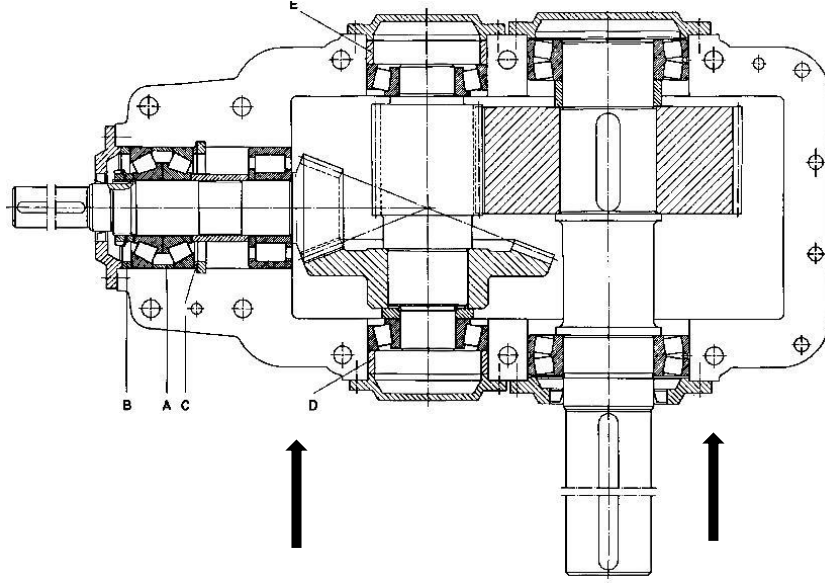
İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
MAKİNA FAKÜLTESİ  
MAKİNA ELEMANLARI II – MAK 342  
PROJE ÖDEVİ

Prof. Dr. Hikmet KOCABAŞ Prof. Dr. Cemal BAYKARA  
İKİ KADEMELİ DİŞLİ KUTUSU PROJESİ

Öğrencinin;

Numarası : 030160304

Adı ve Soyadı : Eren Çelik



### İSTENENLER

- Verilen değerlere göre iki kademeli (**birinci kademesi konik, ikinci kademesi helisel**) dişli kutusunun hesabı ve konstrüksiyonu projelendirilecektir.
- Rulman ömrü 15000 saat olacak şekilde rulman seçimi yapılmalı, model ve kodları tablodaki kısma da eklenmelidir.
- Montaj resmi, dişli kutusu giriş ve çıkış millerinin eksenlerini içine alan düzlemdeki kesit resmi olarak üstten (resimde görüldüğü gibi) görünüş 1:1 ölçekle çizilmelidir. Ayrıca şekildeki ok yönünden bakış için bir yan görünüş çizilmelidir. Gerekli yerlerde kesit ve kısmi kesit alınabilir, ihtiyaç olduğu düşünülen yerlerde tolerans ve işleme işaretleri konmalıdır.
- Dişli kutusunun çıkış milinin imalat resmi çizilecektir.

**Not:** Bu kapak ve tablo eksiksiz olarak doldurulup ödevin ilk sayfası olarak eklenmelidir.

<b>P [kW]</b>	18	<b><math>\varphi_1</math> [deg]</b>	19.2°	<b><math>F_{t2}</math> [N]</b>	5839.8
<b>n [d/d]</b>	1150	<b><math>\varphi_2</math> [deg]</b>	70.8°	<b><math>F_{r2}</math> [N]</b>	2007.2
<b>i</b>	5.77	<b><math>\beta</math> [deg]</b>	20	<b><math>F_{e2}</math> [N]</b>	699
<b><math>i_1</math></b>	2.88	<b><math>d_{01}</math> [mm]</b>	64	<b><math>F_{t3}</math> [N]</b>	7977.5
<b><math>i_2</math></b>	2	<b><math>d_{02}</math> [mm]</b>	184	<b><math>F_{r3}</math> [N]</b>	3089.9
<b><math>m_1</math> [mm]</b>	4	<b><math>d_{03}</math> [mm]</b>	93.65	<b><math>F_{e3}</math> [N]</b>	2903.6
<b><math>m_2</math> [mm]</b>	4	<b><math>d_{04}</math> [mm]</b>	187.3		
<b><math>z_1</math></b>	16	<b><math>z_3</math></b>	22		
<b><math>z_2</math></b>	46	<b><math>z_4</math></b>	44		
<b>Giriş mili rulmanları</b>		H-E30306DJ ve NUP 2306E			
<b>Ara mil rulmanları</b>		6910 ve 6210			
<b>Çıkış mili rulmanları</b>		2 adet 6212			

**Teslim Tarihi : 25 Ocak 2021**

### 1. Verilen Bilgiler:

- Giriş gücü :  $P_g = 18 \text{ kW}$
- Giriş mil devri :  $n_g = 1150 \text{ dev/dak}$
- Toplam Çevrim oranı :  $i_t = 5.77$

### 2. Diş Sayılarının Tayin Edilmesi:

- Toplam çevirimi  $i_t = 5.77$  olarak verilmiştir.
- Toplam hız düşüşü 1.kademedeki hız düşüşü ile 2.kademedeki hız düşüşünün çarpılmasıyla bulunabilir.  $i_{top} = i_1 \cdot i_2$
- Birinci kademedeki hız düşüşü  $i_1 \approx 1.2 \cdot \sqrt{i_t}$  tavsiye edilir (Akkurt, 2012). İkinci kademe çevrim oranı hesaplanması için  $i_2 = i_t / i_1$  kullanılır.

$$i_1 \approx 1.2 \cdot \sqrt{i_t} = 1.2 \cdot \sqrt{5.77} = 2.88$$

$$i_2 = i_t / i_1 = 5.77 / 2.88 = 2$$

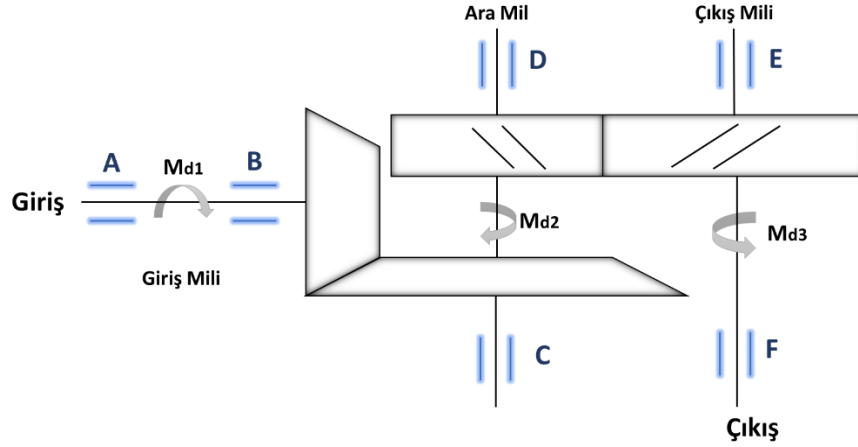
- $i_1 = 2.88$  ve  $i_2 = 2$  olarak seçildi
- Döndüren dişlinin diş sayısı  $z_1$ , dişli çark mekanizmasının tüm boyutu, alt kesilme, kavrama oranı ve verim olmak üzere dört hususa bağlı olarak seçilir. Genellikle bu dört hususu bağdaştıran en uygun çözüm, diş sayısının  $z_1 = 16-20$  arası seçilmesidir (Akkurt, 2012).
- $z_1 = 16$  olarak seçilirse  $i_1 = z_2 / z_1$ 'den  $z_2 \approx 46$  olarak tayin edilir.
- $z_3 = 22$  olarak seçilirse  $i_2 = z_4 / z_3$ 'den  $z_4 \approx 44$  olarak tayin edilir.

$$i_t = i_1 \cdot i_2 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} = \frac{46}{16} \cdot \frac{44}{22} = 5.75$$

$$Hata = \frac{i_t - i_{t,gerçek}}{i_{t,gerçek}} = \frac{5.77 - 5.75}{5.75} = 0.3 \%$$

- Yapılan bu hata kabul edilebilecek maksimum hata miktarı %2'den küçüktür.

### 3. Mil çaplarının kabaca tayin edilmesi



Şekil 1. Millerdeki Döndürme Momentleri ve Yatakların İsimlendirilmesi

#### 3.1. Giriş mili çapının kabaca tayin edilmesi

- $P_g = 18 \text{ kW}$  ve  $n_g = 1150 \text{ d/d}$  olarak verilmiştir.
- Giriş momenti aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$M_{d1} = 9550 \cdot \frac{P_g}{n_g} = 9550 \cdot \frac{18}{1150} = 149.5 \text{ Nm} = \mathbf{149500 \text{ Nmm}}$$

- Giriş mili  $z_1$  dişlisi ile yekpare üretilecek.
- Tablo A-2.7. Sementasyon çeliklerinin mukavemet değerleri:

16 MnCr 5 çeliği için  $\sigma_{AK} = 653 \text{ N/mm}^2$  okunur (Akkurt, 2012).

- Tablo A-2.3. Sürekli mukavemet değerlerinin “yaklaşık hesabı” :  
Sementasyon çeliği DIN 17210 için burulma durumunda  $\tau_{AK}$  hesabı  $\tau_{AK} = 0.7\sigma_{AK}$  olarak okunur (Akkurt, 2012).

$$\tau_{EM} = \tau_{AK}/S$$

- $\tau_{EM} = 0.7\sigma_{AK} / S$  olarak hesaplanır.
- İlk etapta mil çapı, sadece burulma varmış gibi belirlenir. Bu sebeple burulma emniyeti için emniyet katsayısı 6...10 gibi yüksek değerlerde seçilir.

Emniyet katsayısı  $S = 8$  alınırsa.

$$\tau_{EM} = 0.7 \times 635 / 8 = 55.56 \text{ N/mm}^2 \text{ olarak hesaplanır.}$$

$$\tau_b = \frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{em}$$

Formülünden  $d$  çekilirse:  $d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot \tau_{EM}}}$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1495000}{\pi \cdot 55.59}}$$

$$d \geq 23.92 \text{ mm}$$

- Giriş mil çapı 25 mm seçilir

### 3.2. Ara mil çapının kabaca tayin edilmesi

- 1. kademe konik dişli çark  $\eta_1 = 0.97$
- 2. kademe helisel dişli çark  $\eta_2 = 0.98$
- Rulmanlı yatakların verimi  $\eta_y = 0.97$
- Ara mile gelen moment aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$M_{d2} = M_{d1} \cdot i_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_y^2 = 149500 \cdot 2.88 \cdot 0.97 \cdot 0.97^2$$

$$M_{d2} = 392960.5 \text{ Nmm}$$

- Ara mil ile  $z_3$  dişlisi ile yekpare üretilecek.
- Tablo A-2.7. Sementasyon çeliklerinin mukavemet değerleri:  
16 MnCr 5 çeliği için  $\sigma_{AK} = 653 \text{ N/mm}^2$  okunur (Akkurt, 2012).
- Tablo A-2.3. Sürekli mukavemet değerlerinin “yaklaşık hesabı” :  
Sementasyon çeliği DIN 17210 için burulma durumunda  $\tau_{AK}$  hesabı  $\tau_{AK} = 0.7\sigma_{AK}$  olarak okunur (Akkurt, 2012).

$$\tau_{EM} = \tau_{AK}/S$$

- $\tau_{EM} = 0.7\sigma_{AK} / S$  olarak hesaplanır.

- İlk etapta mil çapı, sadece burulma varmış gibi belirlenir. Bu sebeple burulma emniyeti için emniyet katsayısı 6...10 gibi yüksek değerlerde seçilir.

Emniyet katsayısı  $S = 8$  alınırsa.

$\tau_{EM} = 0.7 \times 635 / 8 = 55.56 \text{ N/mm}^2$  olarak hesaplanır.

$$\tau_b = \frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{em}$$

Formülünden  $d$  çekilirse:  $d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot \tau_{EM}}}$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 392960.5}{\pi \cdot 55.59}}$$

$$d \geq 33.02 \text{ mm}$$

- Ara mil çapı 35 mm seçilir**

### 3.3. Çıkış mili çapının kabaca tayin edilmesi

- 1. kademe konik dişli çark  $\eta_1 = 0.97$
- 2. kademe helisel dişli çark  $\eta_2 = 0.98$
- Rulmanlı yatakların verimi  $\eta_y = 0.97$
- Çıkış miline gelen moment aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$M_{d3} = M_{d1} \cdot i_t \cdot \eta_t$$

$$M_{d3} = M_{d1} \cdot i_1 \cdot i_2 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_y^2$$

$$M_{d3} = 149500 \cdot 2.88 \cdot 2 \cdot 0.97 \cdot 0.98 \cdot 0.97^3$$

$$M_{d3} = 747096.5 \text{ Nmm}$$

- Tablo A-2.7. Sementasyon çeliklerinin mukavemet değerleri:  
16 MnCr 5 çeliği için  $\sigma_{AK} = 653 \text{ N/mm}^2$  okunur (Akkurt, 2012).
- Tablo A-2.3. Sürekli mukavemet değerlerinin “yaklaşık hesabı” :  
Sementasyon çeliği DIN 17210 için burulma durumunda  $\tau_{AK}$  hesabı  $\tau_{AK} = 0.7\sigma_{AK}$  olarak okunur (Akkurt, 2012).

$$\tau_{EM} = \tau_{AK}/S$$

- $\tau_{EM} = 0.7\sigma_{AK} / S$  olarak hesaplanır.
- İlk etapta mil çapı, sadece burulma varmış gibi belirlenir. Bu sebeple burulma emniyeti için emniyet katsayısı 6...10 gibi yüksek değerlerde seçilir.

Emniyet katsayısı  $S = 7$  alınırsa.

$\tau_{EM} = 0.7 \times 635 / 7 = 63.5 \text{ N/mm}^2$  olarak hesaplanır.

$$\tau_b = \frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot d^3} \leq \tau_{em}$$

Formülünden  $d$  çekilirse:  $d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot \tau_{EM}}}$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 747096.5}{\pi \cdot 63.5}}$$

$$d \geq 39.13 \text{ mm}$$

- Çıkış mil çapı 40 mm seçilir

#### 4. Modül ve Temel Dişli Boyutlarının Hesaplanması ve Mukavemet Kontrolü

##### 4.1. Birinci Kademe için Modülün Hesaplanması

- Taksimat konileri yarı açıları

Mekanizmanın kesişme açısı  $\varphi=90^\circ$  olduğundan taksimat konilerinin yarı açıları

$$\tan\varphi_{01} = 1 / i_1 = z_1 / z_2 = 16 / 46; \quad \varphi_{01} = 19.2^\circ$$

$$\varphi_{02} = \varphi - \varphi_{01} = 90 - 19.18 = 70.8^\circ$$

- Seçilen malzeme 16MnCr5 olmakla birlikte aşağıdaki mukavemet değerlerine sahiptir.

$$\sigma_{em} = 210 \text{ N/mm}^2 \text{ ve } P_{em} = 880 \text{ N/mm}^2$$

- Aşırı yük (darbe) faktörü ( $K_A$ ): Elektrik veya Türbinde orta darbeleri için 1.25 seçilebilir.

Tablo 2.3. Motor için çalışma faktörü ( $K_{omot}$ ) değerleri [2].

İŞ MAKİNASI	MOTORUN CİNSİ		
	Elektrik veya Türbin	Çok Silindirli İçten Yanmalı	Tek Silindirli İçten Yanmalı
Düzensiz	1.00	1.25	1.50
Orta Darbeleri	1.25	1.50	1.75
Ağır Darbeleri	1.75	2.00	2.25



- Dinamik Yük Faktörü ( $K_v$ ):**  $K_v$  değeri aşağıdaki tabodan 20 m/s çevre hızına karşılık normal işçiliğe sahip olan 1.3 değeri belirlenmiştir.

**Cetvel 1.** Dinamik yük faktörü ( $K_v$ ) değerleri

Çevre hızı (m/s)	2	4	12	20	40	60
Çok yüksek kalite işçilik	1	1	1,1	1,15	1,2	1,25
Normal işçilik	1	1,1	1,25	1,3	-	-
Kaba işçilik (döküm)	1,5	2,0	-	-	-	-

- Form faktörü ( $\gamma$ ):**  $\gamma$  değeri cetveldен hesaplanır.

$$\varphi_{01} = 19.2^\circ \text{ için } z_{e\beta} = z_1 / \cos 19.2^\circ = 16 / \cos 19.2^\circ = \mathbf{16.94}$$

		Form faktörü ( $\gamma$ ) değerleri ( $\alpha_n = 20^\circ$ için)							
$z_{e\beta}$	13	14	15	16	18	20	30	50	100
$\gamma$	9,5	9,3	9,0	8,8	8,4	8,1	7,5	6,8	6,3

Buradan interpolasyon ile  $\gamma = 8.613$

- Profil kavrama oranı ( $\epsilon_\alpha$ ):**  $\beta_0 = 0^\circ$  için  $\epsilon_\alpha = 1.73$  alınır.

**Cetvel 3.** Profil kavrama oranı ( $\epsilon_\alpha$ ) için helis açısına bağlı olarak yaklaşık değerler

$\beta_0$	$15^\circ$	$30^\circ$	$45^\circ$
	1,73	1,65	1,41

- Genişlik oranı ( $\Psi$ ):** Hassas işlenmiş ve iki tarafından yataklanmış dişlilerde  $\Psi = 8$

	( $\psi = b/p_n$ )
İşlenmemiş döküm dişlilerde	2
Kaba işlenmiş dişlilerde	3...4
Hassas işlenmiş ve iki tarafından yataklanmış dişlilerde	5...8
Çok iyi işlenmiş, iki taraftan yataklanmış dişlilerde ve iyi yapılmış ok dişlilerde	9...14

#### 4.1.1. Diş Dibi Mukavemetine Göre Modül Hesabı:

Diş dibi mukavemetine göre inceleme aşağıdaki denklem ile yapılmaktadır:

$$m_n = 0.6 \sqrt[3]{\frac{K_a \cdot K_v \cdot M_{d1} \cdot \gamma \cdot \cos \beta_0}{z_1 \cdot \sigma_{em} \cdot \epsilon_\alpha \cdot \Psi}}$$

$$m_n = 0.6 \cdot \sqrt[3]{\frac{1.25 \cdot 1.3 \cdot 149500 \cdot 8.613 \cdot \cos 0}{16 \cdot 210 \cdot 1.73 \cdot 8}}$$

$$m_n = 2.13 \text{ mm}$$

#### 4.1.2. Yüzey Zorlanmasına Göre Modül Hesabı:

$$m_n = 0.9 \cdot \sqrt[3]{\frac{K_a \cdot K_v \cdot M_{d1} \cdot E(i+1) \cdot \cos^4 \beta_0}{z_1^2 \cdot P_{em}^2 \cdot i \cdot \Psi}}$$

$$m_n = 0.9 \cdot \sqrt[3]{\frac{1.25 \cdot 1.3 \cdot 149500 \cdot 210000(2.88+1) \cdot \cos^4 0}{16^2 \cdot 880^2 \cdot 2.88 \cdot 8}}$$

$$m_n = 3.16 \text{ mm}$$

Diş dibi mukavemetine ve yüzey zorlanmasına göre yapılan modül hesapları sonucunda emniyetli olması için büyük olan  $m_n = 3.16 \text{ mm}$  modülü alınmıştır.

#### 4.1.3. Standart Modülün Hesaplanması

- Dişli çarkın dış

$$m_e = m_n \left( 1 + \frac{\Psi_m}{z_1} \sin \varphi_1 \right)$$

$$m_e = 3.16 \left( 1 + \frac{8}{16} \sin 19.2 \right)$$

$$m_e = 3.69 \text{ mm}$$

- Standart modül tablosundan 1. GRUP'tan dış modül  $m_e = 4 \text{ mm}$  seçilir.

Dış modül  $m_e = 4$  için ortalama modül  $m_n$  tekrar hesaplanır.

$$4 = m_n \left( 1 + \frac{8}{16} \sin 19.2 \right)$$

$$m_n = 3.2 \text{ mm}$$

#### 4.1.4. Birinci kademe dişlilerin boyutları

- Taksimat dairelerinin çapları :

$$d_{01} = m \cdot z_1 = 4 \cdot 16 = 64 \text{ mm}$$



$$d_{02} = m \cdot z = 4 \cdot 46 = 184 \text{ mm}$$

- **Baş dairelerinin çapları :**

$$d_{b1} = d_{01} + 2 \cdot m \cdot \cos \varphi_1 = 64 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 19.2 = 71.56 \text{ mm}$$

$$d_{b2} = d_{02} + 2 \cdot m \cdot \cos \varphi_2 = 184 + 2 \cdot 4 \cdot \cos 70.8 = 186.63 \text{ mm}$$

- **Taban dairelerinin çapları :**

$$d_{t1} = d_{01} - 2.5 \cdot m \cdot \cos \varphi_1 = 64 - 2.5 \cdot 4 \cdot \cos 19.2 = 54.56 \text{ mm}$$

$$d_{t2} = d_{02} - 2.5 \cdot m \cdot \cos \varphi_2 = 184 - 2.5 \cdot 4 \cdot \cos 70.8 = 180.71 \text{ mm}$$

- **Koninin uzunluğu :**

$$R_a = \frac{d_{01}}{2 \cdot \sin \varphi_1} = \frac{64}{2 \cdot \sin 19.2} = 97.3 \text{ mm}$$

- **Dişlilerin genişliği :**

$$b = \varphi_{mm} = 8 \cdot 4 = 32 \text{ mm}$$

$$b \leq \frac{R_a}{3} = \frac{97.3}{3} = 32.43$$

olduğu için  $b = 32 \text{ mm}$  uygundur.

	Konik pinyon	Konik çark
Dış modül: $m_e$ [mm]	4	
Çevrim oranı: $i$	2.88	
Diş sayısı: $z$	16	46
Konik yarı açısı: $\varphi$	$19.2^\circ$	$70.8^\circ$
Diş genişliği: $b = \varphi_{mm}$ [mm]	32	
Yuvarlanma dairesi çapı: $d_0$ [mm]	64	184

#### 4.1.5. Birinci kademe için yüzey basınç kontrolü (Akkurt, 2012)

- Dinamik faktör  $K_v = 1$
- Her iki dişlinin iki taraftan yataklandığı kabul edilirse yük dağılım faktörü  $K_m = 1.1$
- Çalışma faktörü  $K_0 = 1.25$
- Her iki dişli çelikten yapıldığı için Malzeme faktörü  $K_E = 192 \sqrt{N/mm^2}$
- Sıfır dişli çark mekanizmasında  $\alpha = 20^\circ$  için  $K_\alpha = 1.76$
- Çevrim oranı faktörü  $K_i$ ,  $i = 2.88$  için

$$K_i = \sqrt{\frac{i+1}{i}}$$
$$K_i = \sqrt{\frac{2.88+1}{2.88}} = 1.16$$

$$K_i = 1.16$$

- Sonsuz ömür için dişlilerin sürekli yüzey basıncı mukavemet sınırı  $p_{HD} = 1470$  N/mm<sup>2</sup> (Tablo A-17.2-11).
- Sonsuz ömür için ömür faktörü  $K_L = 1$  (Tablo A-17.2-25)
- Sonsuz ömür ve yağ viskozitesi  $\nu = 100$  (cSt) için yağlama faktörü  $K_y = 1$  (Tablo A-17.2-20)
- Modül değerleri  $m < 15$  olduğundan boyut faktörü  $K_{bp} = 1$  (Tablo A-17.2-20)
- Güvenilirlik faktörü  $K_R = 0.9$
- Karşı dişli aynı malzemeden yapıldığı için karşı dişin sertlik faktörü  $K_{CHB} = 1$  (Tablo A-17.2-17) olarak seçilir.

Buna göre döndüren dişli çarkın hesap yüzey basıncı mukavemet sınırı:

$$p_{HDc1} = p_{HD} \cdot K_L \cdot K_y \cdot K_{bp} \cdot K_R \cdot K_{CHB}$$

$$p_{HDc1} = 1470 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.9 \cdot 1$$

$$p_{HDc1} = 1323 \text{ N/mm}^2$$

Nominal yüzey basınç değeri:

$$p_{H,max} = K_E \cdot K_\alpha \cdot K_i \sqrt{\frac{2M_{d1}}{bd_0^2} K_0 \cdot K_V \cdot K_m}$$

$$p_{H,max} = 192 \cdot 1.76 \cdot 1.16 \sqrt{\frac{2 \cdot 149500}{32 \cdot 64^2} \cdot 1.25 \cdot 1 \cdot 1.1}$$

$$p_{H,max} = 694.23 \text{ N/mm}^2$$

$$S_H = \frac{p_{HDc1}}{p_{H,max}} = \frac{1323}{694.23} = 1.9$$

Mekanizma yüzey basıncı bakımından emniyetlidir.

#### 4.2. İkinci Kademe için Modülün Hesaplanması:

- Seçilen malzeme 16MnCr5 olmakla birlikte aşağıdaki mukavemet değerlerine sahiptir.  
 $\sigma_{em} = 210 \text{ N/mm}^2$  ve  $P_{em} = 880 \text{ N/mm}^2$
- Aşırı yük (darbe) faktörü ( $K_A$ ): Elektrik veya Türbinde orta darbeleri için 1.25 seçilebilir.
- Dinamik Yük Faktörü ( $K_v$ ):  $K_v$  değeri aşağıdaki tabodan 20 m/s çevre hızına karşılık normal işçiliğe sahip olan 1.3 değeri belirlenmiştir.
- Form faktörü ( $\gamma$ ):  $\gamma$  değeri cetveldən  
 $\beta = 20^\circ$  seçilirse  
 $z_{n3} = z_3 / \cos^3 \beta = 22 / \cos^3 20^\circ = 26.5 = 26$  alındı.  
 $z_{n4} = z_4 / \cos^3 \beta = 44 / \cos^3 20^\circ = 53 = 53$  alındı.  
Buradan interpolasyon  $z_{n3} = 26$  için  $\gamma = 7.74$  hesaplanır
- Profil kavrama oranı ( $\epsilon_\alpha$ ):  $\beta_0 = 20^\circ$  için interpolasyon ile  $\epsilon_\alpha = 1.57$  hesaplanır.
- Genişlik oranı ( $\Psi$ ): Hassas işlenmiş ve iki tarafından yataklanmış dişlilerde  $\Psi = 8$

##### 4.2.1. Diş Dibi Mukavemetine Göre Modül Hesabı:

Diş dibi mukavemetine göre inceleme aşağıdaki denklem ile yapılmaktadır:

$$m_n = 0.6 \sqrt[3]{\frac{K_a \cdot K_v \cdot M_{d2} \cdot \gamma \cdot \cos \beta_0}{z_3 \cdot \sigma_{em} \cdot \epsilon_\alpha \cdot \Psi}}$$

$$m_n = 0.6 \sqrt[3]{\frac{1.25 \cdot 1.3 \cdot 392960.5 \cdot 7.74 \cdot \cos 20}{22 \cdot 210 \cdot 1.57 \cdot 8}}$$

$$m_n = 2.586 \text{ mm}$$

##### 4.2.2. Yüzey Zorlanmasına Göre Modül Hesabı:

$$m_n = 0.9 \sqrt[3]{\frac{K_a \cdot K_v \cdot M_{d2} \cdot E(i+1) \cdot \cos^4 \beta_0}{z_3^2 \cdot P_{em}^2 \cdot i \cdot \Psi}}$$

$$m_n = 0.9 \sqrt[3]{\frac{1.25 \cdot 1.3 \cdot 392960.5 \cdot 210000(2+1) \cdot \cos^4 20}{22^2 \cdot 880^2 \cdot 2 \cdot 8}}$$

$$m_n = 3.66 \text{ mm}$$

Diş dibi mukavemetine ve yüzey zorlanmasına göre yapılan modül hesapları sonucunda emniyetli olması için büyük olan standart modül olarak daha çok tercih ediliyor 1.GRUP'tan olması için  $m_n = 4 \text{ mm}$  modülü alınmıştır.

#### 4.2.3. İkinci kademe dişlilerin boyutları

- Taksimat dairelerinin çapları :

$$d_{03} = \frac{m_n}{\cos \beta_0} z_3 = \frac{4}{\cos 20} 22 = 93.65 \text{ mm}$$

$$d_{04} = \frac{m_n}{\cos \beta_0} z_4 = \frac{4}{\cos 20} 44 = 187.3 \text{ mm}$$

- Baş dairelerinin çapları :

$$d_{b3} = d_{03} + 2 \cdot m = 93.65 + 2 \cdot 4 = 101.65 \text{ mm}$$

$$d_{b4} = d_{04} + 2 \cdot m = 187.3 + 2 \cdot 4 = 195.3 \text{ mm}$$

- Taban dairelerinin çapları :

$$d_{t3} = d_{03} - 2.5 \cdot m = 93.65 - 2.5 \cdot 4 = 83.65 \text{ mm}$$

$$d_{t4} = d_{04} - 2.5 \cdot m = 187.3 - 2.5 \cdot 4 = 177.3 \text{ mm}$$

- Dişlilerin genişliği :

Genişlik faktörü  $\phi_d = b/d_{03} = 0.8$  için

$$b_1 = \phi_d \cdot d_{03} = 0.8 \cdot 93.65 = 74.92 \text{ mm için } 75 \text{ mm}$$

$$b_2 = b_1 - 6 = 75 - 6 = 69 \text{ mm alınabilir}$$

- Eksenler arası mesafe

$$a = (d_{01} + d_{02})/2 = (76.62 + 161.24)/2 = 127.68 \text{ mm}$$

	Helisel pinyon	Helisel çark
Modül: m [mm]	4	
Çevrim oranı: i	2	
Diş sayısı: z	22	44
Helis açısı: $\beta_0$	20°	
Diş genişliği: b [mm]	75	70
Yuvarlanma dairesi çapı: $d_0$ [mm]	93.65	187.3

#### 4.2.4. İkinci Kademe için yüzey basınç kontrolü (Akkurt, 2012)

- Dinamik faktör  $K_V=1$
- Her iki dişlinin iki taraftan yataklandığı kabul edilirse yük dağılım faktörü  $K_m=1.1$
- Çalışma faktörü  $K_0 = 1.25$
- Her iki dişli çelikten yapıldığı için Malzeme faktörü  $K_E = 192 \sqrt{N/mm^2}$
- Sıfır dişli çark mekanizmasında  $\beta_0= 20^\circ$  ve  $\alpha_0 = 20^\circ$  için  $K_{\alpha\beta} = 1,72$
- Çevrim oranı faktörü  $K_i$ ,  $i=2$  için

$$K_i = \sqrt{\frac{i+1}{i}}$$
$$K_i = \sqrt{\frac{2+1}{2}} = 1.225$$

$$K_i = 1.225$$

- Sonsuz ömür için dişlilerin sürekli yüzey basıncı mukavemet sınırı  $p_{HD} = 1470 \text{ N/mm}^2$  (Tablo A-17.2-11).
- Sonsuz ömür için ömür faktörü  $K_L = 1$  (Tablo A-17.2-25)
- Sonsuz ömür ve yağ viskozitesi  $\nu = 100$  (cSt) için yağlama faktörü  $K_y=1$  (Tablo A-17.2-20)
- Modül değerleri  $m<15$  olduğundan boyut faktörü  $K_{bp}=1$  (Tablo A-17.2-20)
- Güvenilirlik faktörü  $K_R = 0.9$
- Karşı dişli aynı malzemeden yapıldığı için karşı dişin sertlik faktörü  $K_{CHB} = 1$  (Tablo A-17.2-17) olarak seçilir.

Buna göre döndüren dişli çarkın hesap yüzey basıncı mukavemet sınırı:

$$p_{HDc1} = p_{HD} \cdot K_L \cdot K_y \cdot K_{bp} \cdot K_R \cdot K_{CHB}$$

$$p_{HDc1} = 1470 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 0.9 \cdot 1$$

$$p_{HDc1} = 1323 \text{ N/mm}^2$$

Nominal yüzey basınç değeri:

$$p_{H,max} = K_E \cdot K_{\alpha\beta} \cdot K_i \sqrt{\frac{2M_{d2}}{bd_0^2}} K_0 \cdot K_V \cdot K_m$$

$$p_{H,max} = 192 \cdot 1.72 \cdot 1.25 \sqrt{\frac{2 \cdot 392960.5}{75 \cdot 93.65^2} \cdot 1.25 \cdot 1 \cdot 1.1}$$

$$p_{H,max} = 529.1 \text{ N/mm}^2$$

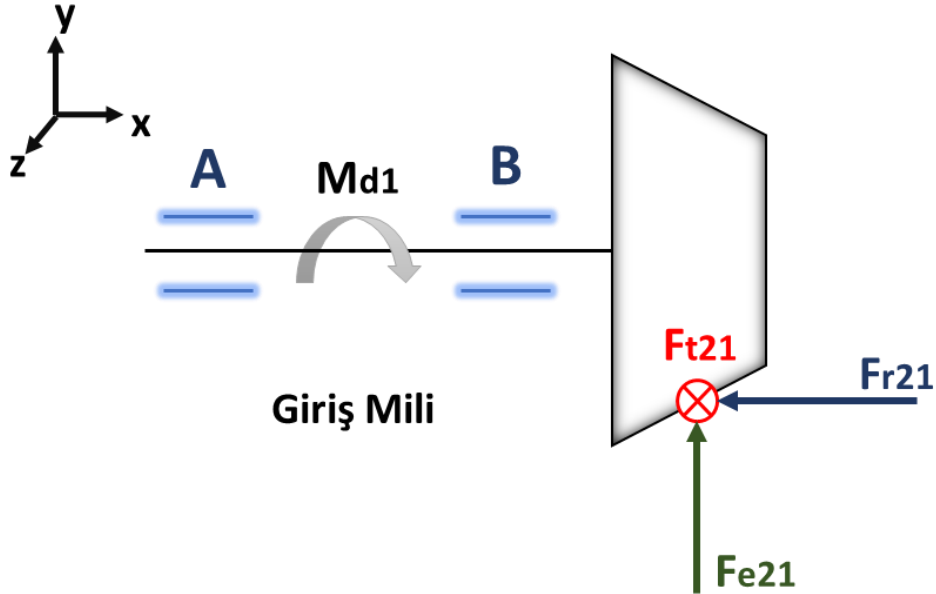
$$S_H = \frac{p_{HDc1}}{p_{H,max}} = \frac{1323}{529.1} = 2.5$$

Mekanizma yüzey basıncı bakımından emniyetlidir.

## 5. Yataklara Gelen Kuvvetlerin Hesaplanması

$F_e$  = Eksenel Kuvvetler,  $F_r$  = Radyal Kuvvetler ve  $F_t$  = Teğetsel Kuvvetler

### 5.1. Giriş Milinin Yataklarına Gelen Kuvvetlerin Tayini



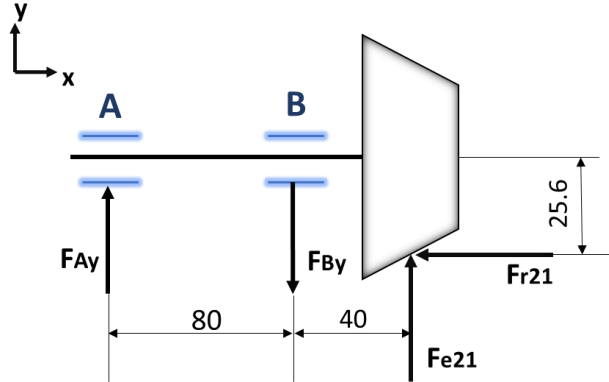
$$d_{0m1} = m_{n1} \cdot z_1 = 3.2 \cdot 16 = 51.2 \text{ mm}; \quad r_{0m1} = d_{0m1} / 2 = 25.6 \text{ mm}$$

$$F_{t12} = F_{t21} = 2M_{b1} / d_{0m1} = 2 \cdot 149500 / 51.2 = 5839.8 \text{ N}$$

$$F_{r12} = F_{e21} = F_{t12} \cdot \tan \alpha_0 \cdot \cos \varphi_{01} = 5839.8 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 19.2^\circ = 2007.3 \text{ N}$$

$$F_{e12} = F_{r21} = F_{t12} \cdot \tan \alpha_0 \cdot \sin \varphi_{01} = 5839.8 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 19.2^\circ = 699 \text{ N}$$

- **x-y Düzlemine Göre**



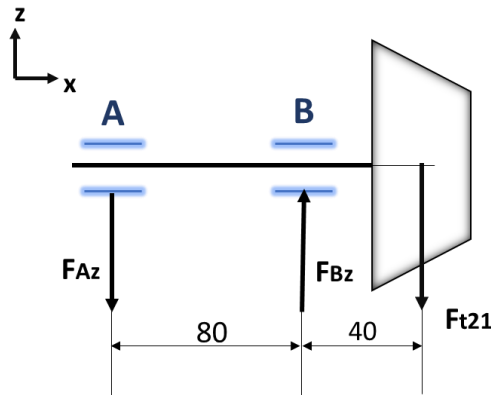
$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow F_{By} \cdot 80 - F_{e21} \cdot 120 + F_{r21} \cdot r_{0m1} = 0; \quad F_{By} \cdot 80 - 2007.3 \cdot 120 + 699 \cdot 25.6 = 0$$

$$F_{By} = 2787.3 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow F_{Ay} - F_{By} + F_{r21} = 0; \quad F_{Ay} - 2787.3 + 2007.3 = 0$$

$$F_{Ay} = 780 \text{ N}$$

- **x-z Düzlemine Göre**



$$\Sigma M_A = 0 \Rightarrow F_{Bz} \cdot 80 - F_{t21} \cdot 120 = 0; \quad F_{Bz} \cdot 80 - 5839.8 \cdot 120 = 0$$

$$F_{Bz} = 8759.7 \text{ N}$$

$$\Sigma F_z = 0 \Rightarrow F_{Az} - F_{Bz} + F_{t21} = 0; \quad F_{Az} - 8759.7 + 5839.8 = 0$$

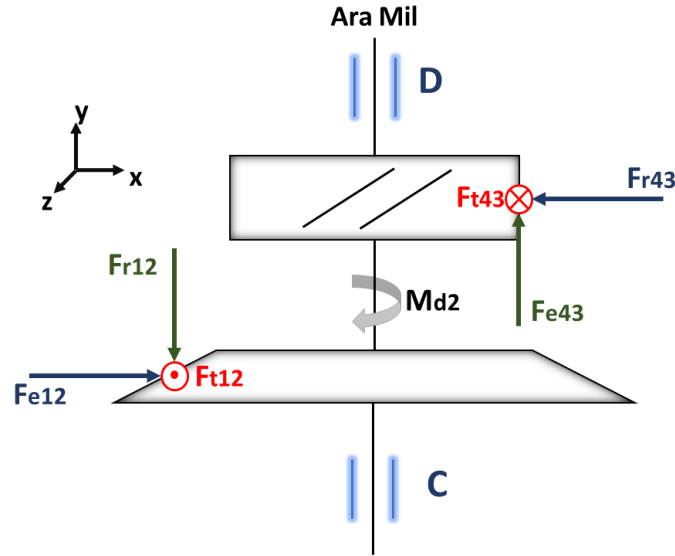
$$F_{Az} = 2919.9 \text{ N}$$

- **A ve B yatağına gelen radyal kuvvetlerin bileşkelerinin hesaplanması**

$$F_{A,r} = \sqrt{F_{Ay}^2 + F_{Az}^2} = \sqrt{780^2 + 2919.9^2} = 3022.3 \text{ N}$$

$$F_{B,r} = \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2} = \sqrt{2787.3^2 + 8759.7^2} = 9192.5 \text{ N}$$

## 5.2. Ara Milin Yataklarına Gelen Kuvvetlerin Tayini



$$d_{0m2} = m_{n1} \cdot z_2 = 3.2 \cdot 46 = 147.2 \text{ mm}; \quad r_{0m2} = d_{0m2}/2 = 73.6 \text{ mm}$$

$$d_{03} = 93.65 \text{ mm}; \quad r_{03} = 46.825 \text{ mm}$$

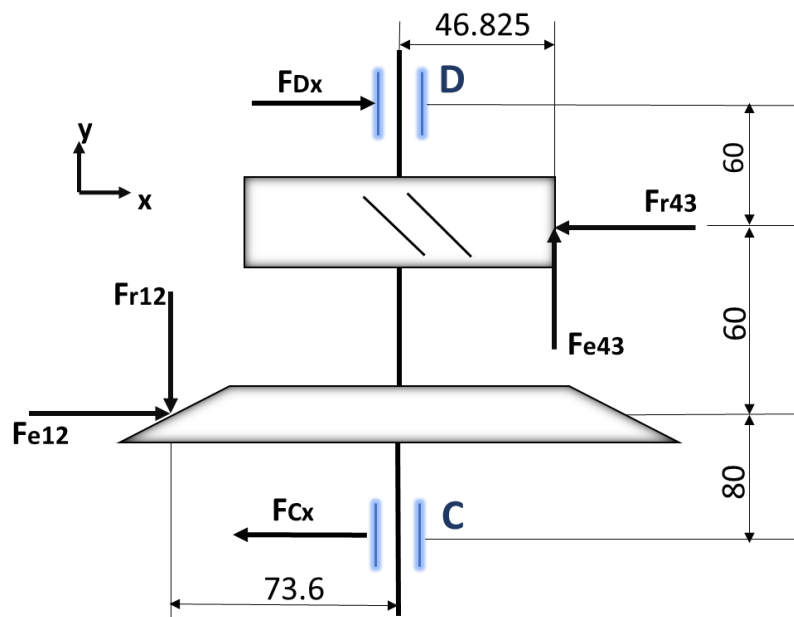
$$d_{04} = 187.3 \text{ mm}; \quad r_{04} = 93.65 \text{ mm}$$

$$F_{t34} = F_{t43} = 2M_{d3}/d_{04} = 2 \cdot 747096.5/187.3 = 7977.5 \text{ N}$$

$$F_{r34} = F_{r43} = F_{t34} \cdot \tan \alpha_0 / \cos \beta_1 = 7977.5 \cdot \tan 20^\circ / \cos 20^\circ = 3089.9 \text{ N}$$

$$F_{e34} = F_{e43} = F_{t34} \cdot \tan \beta_1 = 7977.5 \cdot \tan 20^\circ = 2903.6 \text{ N}$$

- x-y Düzlemine Göre





$$\Sigma M_C = 0 \Rightarrow F_{e12} * 80 - F_{r12} * 73.6 - F_{e43} * 46.825 + F_{Dx} * 200 - F_{r43} * 140 = 0$$

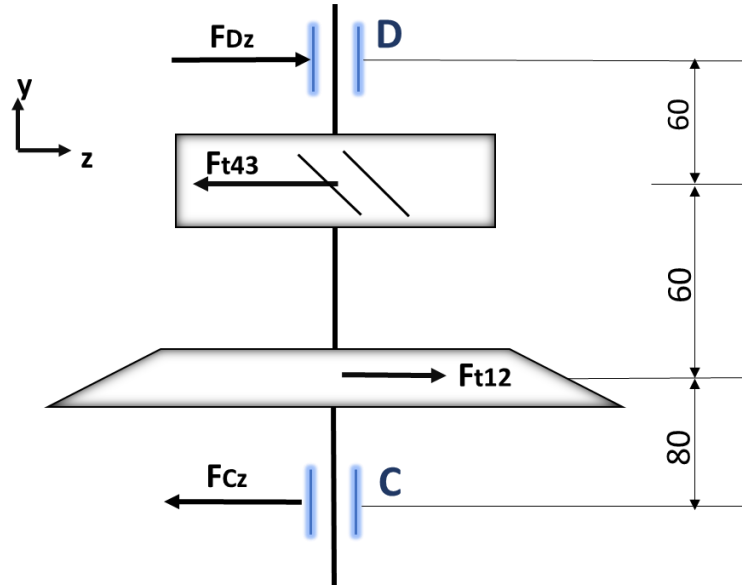
$$699 * 80 - 2007.3 * 73.6 - 2903.6 * 46.825 + F_{Dx} * 200 - 3089.9 * 140 = 0$$

$$F_{Dx} = 3001.7 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow -F_{Cx} + F_{Dx} + F_{e12} - F_{r43} = 0; -F_{Cx} + 3001.7 + 699 - 3089.9 = 0$$

$$F_{Cx} = 610.8 \text{ N}$$

- y-z Düzlemine Göre



$$\Sigma M_C = 0 \Rightarrow F_{t12} * 80 - F_{t43} * 140 + F_{Dz} * 200 = 0; 5839.8 * 80 - 7977.5 * 140 + F_{Dz} * 200 = 0$$

$$F_{Dz} = 2953 \text{ N}$$

$$\Sigma F_y = 0 \Rightarrow -F_{Cz} + F_{t21} - F_{t43} + F_{Dz} = 0; -F_{Cz} + 5839.8 - 7977.5 + 2953 = 0;$$

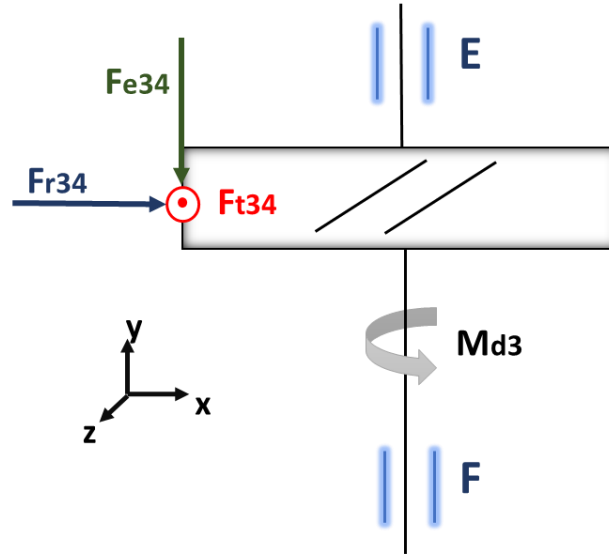
$$F_{Cz} = 815.3 \text{ N}$$

- C ve D yatağına gelen radyal kuvvetlerin bileşkelerinin hesaplanması

$$F_{C,r} = \sqrt{F_{Cx}^2 + F_{Cz}^2} = \sqrt{610.8^2 + 815.3^2} = 1018.7 \text{ N}$$

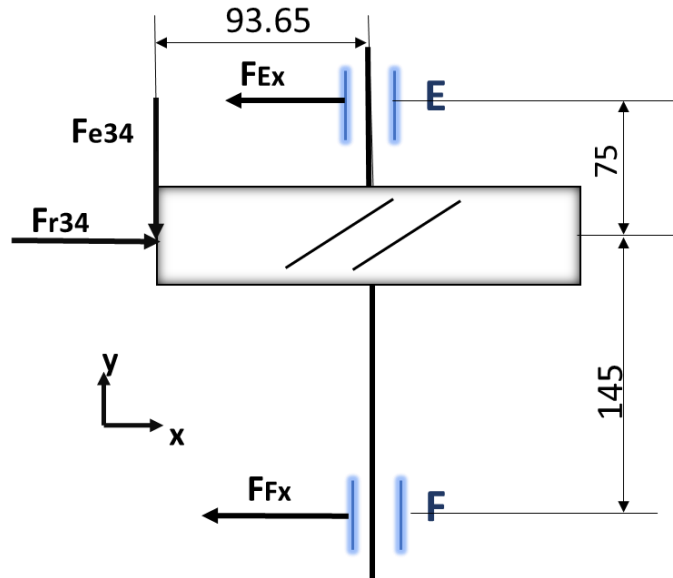
$$F_{D,r} = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dz}^2} = \sqrt{3001.7^2 + 2953^2} = 4210.7 \text{ N}$$

### 5.3. Çıkış Milinin Yataklarına Gelen Kuvvetlerin Tayini



$$F_{t34} = 7977.5 \text{ N}; \quad F_{r34} = 3089.9 \text{ N}; \quad F_{e34} = 2903.6 \text{ N}; \quad r_{04} = 93.65 \text{ m}$$

- x-y Düzlemine Göre



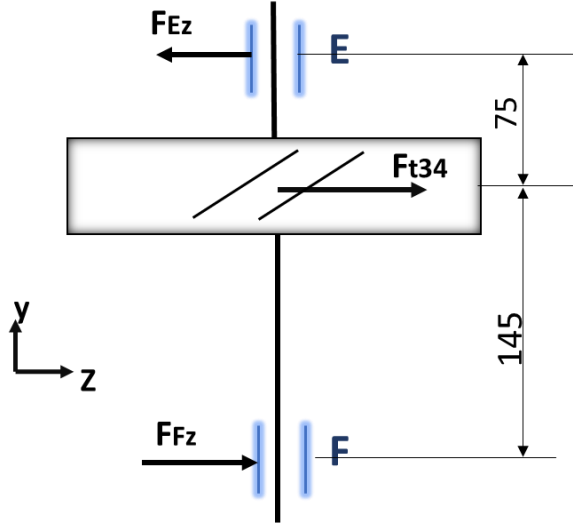
$$\Sigma M_F = 0 \Rightarrow F_{r34} \cdot 145 - F_{e34} \cdot 93.65 - F_{Ex} \cdot 220 = 0; \quad 3089.9 \cdot 145 - 2903.6 \cdot 93.65 - F_{Ex} \cdot 220 = 0;$$

$$F_{Ex} = 800.5 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow -F_{Ex} - F_{Fx} + F_{r34} = 0; \quad -800.5 - F_{Fx} + 3089.9 = 0;$$

$$F_{Fx} = 2289.4 \text{ N}$$

- y-z Düzlemine Göre



$$\Sigma M_F = 0 \Rightarrow F_{Ez} * 220 - F_{t34} * 145 = 0; \quad F_{Ez} * 220 - 7977.5 * 145 = 0;$$

$$F_{Ez} = 5257.9 \text{ N}$$

$$\Sigma F_x = 0 \Rightarrow -F_{Ez} + F_{t34} - F_{Fz} = 0; \quad -5257.9 + 7977.5 - F_{Fz} = 0;$$

$$F_{Fz} = 2719.6 \text{ N}$$

- E ve F yatağına gelen radyal kuvvetlerin bileşkelerinin hesaplanması

$$F_{E,r} = \sqrt{F_{Ex}^2 + F_{Ez}^2} = \sqrt{800.5^2 + 5257.9^2} = 5318.5 \text{ N}$$

$$F_{F,r} = \sqrt{F_{Dx}^2 + F_{Dz}^2} = \sqrt{2289.4^2 + 2719.6^2} = 3554.9 \text{ N}$$

## 6. Rulmanlı Yatakların Hesaplanması ve Seçimi

### 6.1. Giriş Milinin Yataklanması

Eksenel yük A yatağına taşıtılacaktır. Redüktör her iki yönde döndürülebilecektir. Fakat konstrüksiyondan dolayı (konik çarklar) dönüş yönü değişse de eksenel kuvvetin yönü değişmemektedir. Bu yüzden diğer yatağın seçiminde ekstra hesaba gerek yoktur. B yatağı sadece radyal yük alacaktır.

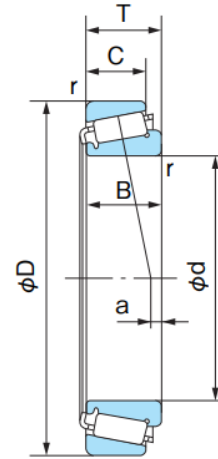
#### 6.1.1. A Yatağının Seçimi

Radyal yükler Konik Makaralı Rulmanlara uygulandığında, rulmanın iç temas açısının reaksiyonu eksenel yük meydana getirir. Bu oluşan eksenel yük, kapta ve konide ayırıcı bir kuvvet oluşturur, bu da normalde Konik Makaralı Rulmanların çift olarak ya da çok sıralı takımlar olarak monte edilmesiyle giderilir.

Tablo 1. Çift Sıra Konik Makaralı Rulman Yapılandırmaları ve Özellikleri

Seriler veya Yapılandırma	Kesit	Örnek Rulman Numarası	Ayar
Sırt sırtta (DB montaj)		E32208JDB10	İki adet tek sıra Konik makaralı rulmanların kombinasyonu. İki montaj sistemi kullanılır; biri önceden ayarlanmış ara parçalar kullanılarak yapılır diğeri tork ya da uç oynatma kontrolü kullanan ayar gerektirir.
Yüz yüze (DF montaj)		E32208JDF	
KBE KDE		150KBE030	Çift iç veya dış bilezik. Ayar normalde ara parça kullanılarak yapılır. Ara parça kullanılmazsa, lütfen uç oynatma spesifikasyonlarıyla ilgili olarak NACHI ile iletişime geçiniz.
KBD		150KBD030	

- **Yatak Tipi:** Yüz yüze çift sıra konik makaralı rulman
- **Yatak Büyüklüğü:** Yatağın oturacağı mil çapı  $d=30\text{mm}$
- **İstenen Ömür:**  $L_h = 15000$  saat
- **Milin dönme hızı:** 1150 devir/dakika
- **Yatağa gelen bileşke radyal yük:**  $F_{A,r} = 3022.3 \text{ N}$
- **Yatağa gelen eksenel yük:**  $F_{A,a} = 699 \text{ N}$



Sınır boyutları (mm)							Rulman No.	(Ref.) ISO355 Boyut serisi	Temel dinamik yük hesabı Cr (N)	Temel statik yük hesabı Cor (N)	Sınırlama hızı (min <sup>-1</sup> )	
d	D	T	B	C	Koni r (min)	Kap					Gresle yağlama	Sıvı yağla yağlama
30	55	17	17	13	1	1	H-E32006J	4CC	38200	48000	7000	9400
	62	17,25	16	14	1	1	H-E30206J	3DB	41500	44800	6500	8700
	62	21,25	20	17	1	1	H-E32206J	3DC	50700	57900	6500	8700
	72	20,75	19	16	1,5	1,5	H-E30306J	2FB	59600	60100	5800	7700
	72	20,75	19	14	1,5	1,5	H-E30306DJ	7FB	50900	54900	4900	6800
	72	28,75	27	23	1,5	1,5	H-E32306J	2FD	82200	91600	5900	7900

- Seçilen **H-E30306DJ** rulmanı için temel dinamik yük hesabı  $C_r = 50900$  N

### ■ Dinamik eşit radyal yük

$$Pr = XFr + YFa$$

$\frac{Fa}{Fr} \leq e$		$\frac{Fa}{Fr} > e$	
X	Y	X	Y
1	0	0,4	$Y_1$

Tablodan e ve  $Y_1$  değerleri.

Bitişme ve bant boyutları (mm)								Yük merkezi (mm) a (°)	Sabit (e)	Eksenel yük faktörü		Kütle (kg) Referans	Rulman No.
da (min)	db (maks)	Da (min)	Db (min)	S <sub>1</sub> (min)	S <sub>2</sub> (min)	Koni	Kap			Y <sub>1</sub>	Y <sub>0</sub>		
						ra (maks)							
35,5	35	47	52	3	4	1	1	3,4	0,43	1,39	0,77	0,177	H-E32006J
35,5	37	53	57	2	3	1	1	3,1	0,37	1,60	0,88	0,236	H-E30206J
35,5	37	52	58	2	4	1	1	5,3	0,37	1,60	0,88	0,292	H-E32206J
38,5	40	62	66	3	4,5	1,5	1,5	5,1	0,31	1,90	1,05	0,411	H-E30306J
38,5	40	55	68	3	6,5	1,5	1,5	-2,9	0,83	0,73	0,04	0,400	H-E30306DJ
38,5	39	59	66	3	5,5	1,5	1,5	9,8	0,31	1,90	1,05	0,588	H-E32306J

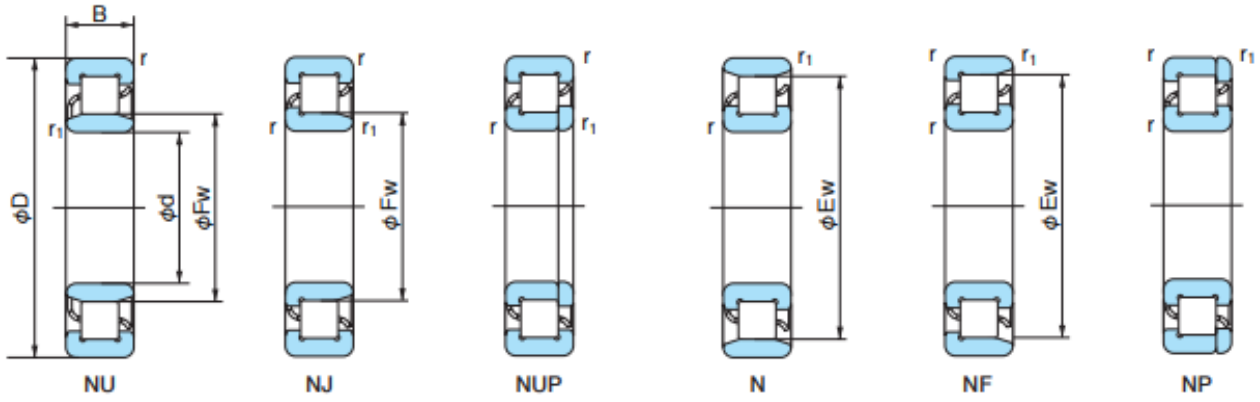
- $F_a / F_r = 669 / 3022.3 = 0.22$  olarak hesaplanır ve e sabiti tablodan  $e = 0.73$  olarak okunur
- $F_a / F_r < e$  olduğu için  $Pr = XFr + YFa$  formülü  $Pr = Fr$  şeklinde yazılır.

$$F = Pr = 3022.3$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{F} \right)^p = \frac{10^6}{60 * 1150} \left( \frac{50900}{3022.3} \right)^3 = 69230 \text{ saat} > 15000 \text{ saat}$$

### 6.1.2. B Yatağının Seçimi

- **Yatak Tipi:** Silindirik makaralı rulman
- **Yatak Büyüklüğü:** Yatağın oturacağı mil çapı  $d=30\text{mm}$
- **İstenen Ömür:**  $L_h = 15000$  saat
- **Milin dönme hızı:** 1150 devir/dakika
- **Yatağa gelen bileşke radyal yük:**  $F_{B,r} = 9192.5 \text{ N}$
- **Yatağa gelen eksenel yük:**  $F_{B,a} = 0 \text{ N}$



Sınır boyutları (mm)							Rulman No.						Temel dinamik yük hesabı $C_r$ (N)	Temel statik yük hesabı $C_{or}$ (N)	Sınırlama hızı $(\text{min}^{-1})^{(1)}$	
d	D	B	Ew	Fw	r (min)	r1 (min)	NU	NJ	NUP	N	NF	NP			Gresle yağlama	Sıvı yağla yağlama
30	62	20	—	37,5	1	0,6	NU 2206 EG	NJ	NUP	—	—	—	49000	50000	9500	12000
	72	19	62	42	1,1	1,1	NU 306	NJ	NUP	N	NF	NP	38500	35000	8500	11000
	72	19	—	40,5	1,1	1,1	NU 306 EG	NJ	NUP	—	—	—	53000	50000	8500	10000
	72	27	—	42	1,1	1,1	NU 2306	NJ	NUP	—	—	—	51500	51000	8200	9800
	72	27	—	40,5	1,1	1,1	NU 2306 E	NJ	NUP	—	—	—	74500	77500	8000	9500

- Seçilen **NUP 2306E** rulmanı için temel dinamik yük hesabı  $C_r = 74500 \text{ N}$

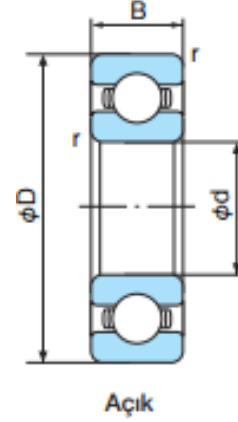
$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{F} \right)^p = \frac{10^6}{60 * 1150} \left( \frac{74500}{9192.5} \right)^{10/3} = 15496 \text{ saat} > 15000 \text{ saat}$$

## 6.2. Ara Milin Yataklanması

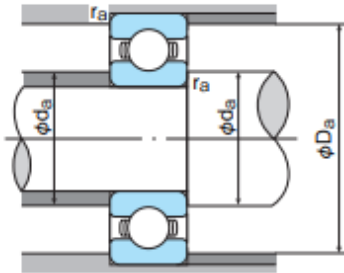
İki yatağa da eksenel yük ve radyal yük taşıtılacaktır.

### 6.2.1. C Yatağının Seçimi

- Yatak Tipi:** Sabit bilyalı rulman
- Yatak Büyüklüğü:** Yatağın oturacağı mil çapı  $d=40$  mm
- İstenen Ömür:**  $L_h = 15000$  saat
- Milin dönme hızı:**  $n_2 = n_1 / i_1 = 1150 / 2.88 = 399.3$  d/d
- Yatağa gelen bileşke radyal yük:**  $F_{C,r} = 1018.9$  N
- Yatağa gelen eksenel yük:**  $F_{C,a} = 896.3$  N



Sınır boyutları (mm)				Rulman No.						
d	D	B	r (min)	Açık tip	Muhafaza tipi	Temaslı conta tipi		Temassız conta tipi		
50	65	7	0,3	6810	6810ZE	6810ZZE	6810NSE	6810-2NSE	6810NKE	6810-2NKE
	72	12	0,6	6910	6910ZE	6910ZZE	6910NSE	6910-2NSE	6910NKE	6910-2NKE
	80	10	0,6	16010	—	—	—	—	—	—
	80	16	1	6010	6010ZE	6010ZZE	6010NSE	6010-2NSE	6010NKE	6010-2NKE
	90	20	1,1	6210	6210ZE	6210ZZE	6210NSE	6210-2NSE	6210NKE	6210-2NKE
	110	27	2	6310	6310ZE	6310ZZE	6310NSE	6310-2NSE	6310NKE	6310-2NKE



#### ■ Dinamik eşit radyal yük

$$Pr = XFr + YFa$$

#### ■ Statik eşit radyal yük

Aşağıdaki değerlerden büyük olanı

$$Pr = 0,6Fr + 0,5Fa$$

$$Pr = Fr$$

$\frac{f_0 Fa}{Cor}$	e	$\frac{Fa}{Fr} \leq e$		$\frac{Fa}{Fr} > e$	
		X	Y	X	Y
0,172	0,19				2,30
0,345	0,22	1	0	0,56	1,99
0,689	0,26				1,71
1,03	0,28				1,55
1,38	0,30	1	0	0,56	1,45
2,07	0,34				1,31
3,45	0,38				1,15
5,17	0,42	1	0	0,56	1,04
6,89	0,44				1,00

$$1N = 0,102 \text{ kgf}$$

Temel dinamik yük hesabı Cr (N)	Temel statik yük hesabı Cor (N)	Faktör fo	Sınırlama hızı (min <sup>-1</sup> )			Bitişme ve bant boyutları (mm)			Kütle (kg)	Rulman No.
			Gresle yağlama		Sıvı yağla yağlama	da (min)	Da (maks)	ra (maks)		
			Açık tip, ZE, ZZE, NKE, 2NKE	NSE, 2NSE	Açık tip, ZE					
6400	5800	16,1	10000	5300	12000	52	63	0,3	0,052	6810
14500	11700	16,1	9500	5300	11000	54	68	0,6	0,125	6910
16100	13100	16,1	8500	—	10000	57	73	0,6	0,180	16010
21800	16600	15,6	8500	5000	10000	55	75	1,0	0,264	6010
35000	23200	14,4	7100	4800	8600	57	83	1,0	0,463	6210
62000	38000	13,1	6400	4300	7500	60	100	2,0	1,07	6310

- Seçilen **6910 rulmanı** için:
- $f_0 * F_a / C_{0r} = 16.1 * 896.3 / 11700 = 1.22$  ve e sabiti tablodan  $e = 0.27$  olarak okunur
- $F_a / F_r = 896.3 / 1018.7 = 0.88$  olarak hesaplanır  $F_a / F_r > e$  olduğu için  $Pr = XFr + YFa$  formülünden  $X=0.56$  ve  $Y=1.25$  alınabilir

$$Pr = 0.56Fr + 1.25Fa = 0.56 * 1018.7 + 1.25 * 896.3$$

$$F = Pr = 1691 \text{ N}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{F} \right)^p = \frac{10^6}{60 * 399.3} \left( \frac{14500}{1691} \right)^3 = 26316 \text{ saat} > 15000 \text{ saat}$$

### 6.2.2. D Yatağının Seçimi

- **Yatak Tipi:** Sabit bilyalı rulman
- **Yatak Büyüklüğü:** Yatağın oturacağı mil çapı  $d=40 \text{ mm}$
- **İstenen Ömür:**  $L_h = 15000 \text{ saat}$
- **Milin dönme hızı:**  $n_2 = n_1 / i_1 = 1150 / 2.88 = 399.3 \text{ d/d}$
- **Yatağa gelen bileşke radyal yük:**  $F_{D,r} = 4210.7 \text{ N}$
- **Yatağa gelen eksenel yük:**  $F_{D,a} = 896.3 \text{ N}$
- Seçilen **6210 rulmanı** için:
- $f_0 * F_a / C_{0r} = 14.4 * 896.3 / 23200 = 0.56$  ve e sabiti tablodan  $e = 0.24$  olarak okunur
- $F_a / F_r = 896.3 / 4210.7 = 0.21$  olarak hesaplanır  $F_a / F_r < e$  olduğu için  $Pr = Fr$  alınabilir

$$F = Pr = 4210.7 \text{ N}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{F} \right)^p = \frac{10^6}{60 * 399.3} \left( \frac{35000}{4210.7} \right)^3 = 23930 \text{ saat} > 15000 \text{ saat}$$

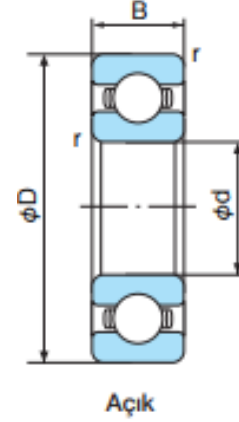


### 6.3.Çıkış Milinin Yataklanması

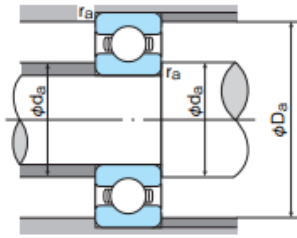
İki yatağa da eksenel yük ve radyal yük taşıtılacaktır.

#### 6.3.1. E Yatağının Seçimi

- **Yatak Tipi:** Sabit bilyalı rulman
- **Yatak Büyüklüğü:** Yatağın oturacağı mil çapı  $d=60$  mm
- **İstenen Ömür:**  $L_h = 15000$  saat
- **Milin dönme hızı:**  $n_3 = n_1 / i_t = 1150 / 5.77 = 199.3$  d/d
- **Yatağa gelen bileşke radyal yük:**  $F_{E,r} = 5318.5$  N
- **Yatağa gelen eksenel yük:**  $F_a = 2903.6$  N



Sınır boyutları (mm)				Rulman No.							
d	D	B	r (min)	Açık tip	Muhafaza tipi		Temaslı conta tipi		Temassız conta tipi		
55	72	9	0,3	6811Z	6811Z	6811ZZ	—	—	—	—	—
	80	13	1	6911	6911Z	6911ZZ	—	—	—	—	—
	90	11	0,6	16011	—	—	—	—	—	—	—
	90	18	1,1	6011	6011ZE	6011ZZE	6011NSE	6011-2NSE	6011NKE	6011-2NKE	—
	100	21	1,5	6211	6211ZE	6211ZZE	6211NSE	6211-2NSE	6211NKE	6211-2NKE	—
	120	29	2	6311	6311ZE	6311ZZE	6311NSE	6311-2NSE	6311NKE	6311-2NKE	—
60	78	10	0,3	6812	6812Z	6812ZZ	—	—	—	—	—
	85	13	1	6912	6912Z	6912ZZ	—	—	—	—	—
	95	11	0,6	16012	—	—	—	—	—	—	—
	95	18	1,1	6012	6012ZE	6012ZZE	6012NSE	6012-2NSE	6012NKE	6012-2NKE	—
	110	22	1,5	6212	6212ZE	6212ZZE	6212NSE	6212-2NSE	6212NKE	6212-2NKE	—
	130	31	2,1	6312	6312ZE	6312ZZE	6312NSE	6312-2NSE	6312NKE	6312-2NKE	—



■ **Dinamik eşit radyal yük**  
 $P_r = X F_r + Y F_a$

■ **Statik eşit radyal yük**  
Aşağıdaki değerlerden büyük olanı  
kullanılmalıdır:  
 $P_{or} = 0,6 F_r + 0,5 F_a$   
 $P_{or} = F_r$

$\frac{F_a}{F_r}$	e	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$	
		X	Y	X	Y
0,172	0,19	—	—	—	2,30
0,345	0,22	1	0	0,56	1,99
0,689	0,26	—	—	—	1,71
1,03	0,28	—	—	—	1,55
1,38	0,30	1	0	0,56	1,45
2,07	0,34	—	—	—	1,31
3,45	0,38	—	—	—	1,15
5,17	0,42	1	0	0,56	1,04
6,89	0,44	—	—	—	1,00

1N=0,102kgf

Temel dinamik yük hesabı $C_r$ (N)	Temel statik yük hesabı $C_{or}$ (N)	Faktör $f_o$	Sınırlama hızı ( $\text{min}^{-1}$ )			Bitişme ve bant boyutları (mm)			Kütle (kg)	Rulman No.
			Gresle yağlama		Sıvı yağla yağlama	$d_a$ (min)	$D_a$ (maks)	$r_a$ (maks)		
			Açık tip, ZE, ZZE, NKE, 2NKE	NSE, 2NSE						
8800	8100	16,2	8700	—	10000	57	70	0,3	0,083	6811
16000	13200	16,2	8200	—	9600	60	75	1,0	0,177	6911
15200	13500	16,5	7700	—	9000	62	83	0,6	0,260	16011
28300	21300	15,4	7700	4500	9000	61	84	1,0	0,384	6011
43500	29300	14,4	6400	4300	7700	64	91	1,5	0,607	6211
71500	44500	13,1	5800	4000	6800	65	110	2,0	1,37	6311
11500	10600	16,3	8000	—	9500	62	76	0,3	0,106	6812
15200	13500	16,5	7600	—	9000	65	80	1,0	0,191	6912
16200	14300	16,5	7100	—	8500	67	88	0,6	0,280	16012
29400	23200	15,5	7100	4100	8500	66	89	1,0	0,418	6012
52500	36000	14,3	6000	3800	7100	69	101	1,5	0,783	6212
82000	52000	13,2	5400	3600	6300	72	118	2,0	1,70	6312

- Seçilen **6212 rulmanı** için:
- $f_0 * F_a / C_{0r} = 14.3 * 2903.6 / 36000 = 0.12$  ve e sabiti tablodan  $e = 0.27$  olarak okunur
- $F_a / F_r = 2903.6 / 5318.5 = 0.55$  olarak hesaplanır  $F_a / F_r > e$  olduğu için  $Pr = XFr + YFa$  formülünden  $X=0.52$  ve  $Y1=1.65$  alınabilir

$$Pr = XFr + YFa = 0.52 * 5318.5 + 1.65 * 2903.6 = 7769.3 \text{ N}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{F} \right)^p = \frac{10^6}{60 * 199.3} \left( \frac{52500}{7556.6} \right)^3 = 25803 \text{ saat} > 15000 \text{ saat}$$

### 6.3.2. F Yatağının Seçimi

- **Yatak Tipi:** Sabit bilyalı rulman
- **Yatak Büyüklüğü:** Yatağın oturacağı mil çapı  $d=60 \text{ mm}$
- **İstenen Ömür:**  $L_h = 15000 \text{ saat}$
- **Milin dönme hızı:**  $n_3 = n_1 / i_t = 1150 / 5.77 = 199.3 \text{ d/d}$
- **Yatağa gelen bileşke radyal yük:**  $F_{F,r} = 3554.9 \text{ N}$
- **Yatağa gelen eksenel yük:**  $F_a = 2903.6 \text{ N}$
- Seçilen **6212 rulmanı** için:
- $f_0 * F_a / C_{0r} = 14.3 * 2903.6 / 36000 = 0.12$  ve e sabiti tablodan  $e = 0.27$  olarak okunur
- $F_a / F_r = 2903.6 / 3554.9 = 0.82$  olarak hesaplanır  $F_a / F_r > e$  olduğu için  $Pr = XFr + YFa$  formülünden  $X=0.52$  ve  $Y1=1.65$  alınabilir

$$Pr = XFr + YFa = 0.52 * 3554.9 + 1.65 * 2903.6 = 6781.7 \text{ N}$$

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{F} \right)^p = \frac{10^6}{60 * 199.3} \left( \frac{52500}{6781.7} \right)^3 = 38797.5 \text{ saat} > 15000 \text{ saat}$$

## 7. Kama hesapları

### 7.1. Konik çark için kama hesabı

- Tablo A-9.1. Uygu kamalarının standart boyutları:

Milin konik çark ile geçtiği yerdeki çapı 70 mm için  $b \times h = 20 \times 12$  mm ve  $t_1 = 7.5$  mm  $t_2 = 4.9$  mm okunur.

$$l = l_1 - b$$

- Tablo A-2.5. Genel imalat çeliklerinin mukavemet değerleri tablosundan E335 (St60-2) malzemesi kama için seçilirse  $\sigma_K = 590$  N/mm<sup>2</sup> ve  $\sigma_{AK} = 335$  N/mm<sup>2</sup>

- Kamanın ezilmesi:**

Çark için Tablo A-2.7. Sementasyon çeliklerinin mukavemet değerleri: 16MnCr5 için  $\sigma_K = 900$  N/mm<sup>2</sup> okunur. Kamanın  $\sigma_K$  değeri daha küçük olduğu için kama ezilir.

$$p_{ez,em} = \sigma_{kop} / S$$

$$p = \frac{2 \cdot M_2}{t_1 \cdot (l_1 - b) \cdot z \cdot k \cdot d} \leq p_{em}$$

Formülden  $l_1$  çekilirse:

$$l_1 \geq \frac{2 \cdot M_2}{\left(\frac{\sigma_{kop}}{S}\right) \cdot t_1 \cdot z \cdot k \cdot d} + b$$

Burada z uygu kama sayısı, k taşıma faktörü; çevredeki tek kama için  $k=1$  ve dökme demir için tam değişken zorlanma durumunda  $p_{em} = 20 \dots 50$  N/mm<sup>2</sup> olması istendiğinden emniyet katsayısı  $S = 3$  alınabilir.

$$l_1 \geq \frac{2 \cdot 392960.5}{\left(\frac{590}{3}\right) \cdot 7.5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 70} + 12$$

$$l_1 \geq 27.6 \text{ mm}$$

- **Kamanın Kesilmesi:**

$$\tau_{em} = \frac{\tau_D}{S} \cdot \frac{K_y \cdot K_b}{K_\phi}$$

Tam değişken zorlanmada yüzey düğünlük faktörü  $K_y$  ve boyut faktörü  $K_b$  ihmal edilebilir.

Çentik faktörü  $K_\phi$  milde uygu kaması kanalı ve burulma zorlanması durumunda St50 için 1,6 alınabilir.

Emniyet faktörü kural gereği 2..3 arasında olması gerektiği için motorlarda  $S=2$  seçilebilir.

$$\tau_D = 0.42 \cdot \sigma_k = 0.42 \cdot 590 = 247.8 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{em} = \frac{247.8}{2} \cdot \frac{1}{1.6}$$

$$\tau_{em} = 77.44 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_b}{b \cdot (l_1 - b) \cdot d \cdot z \cdot k} \leq \tau_{em}$$

Formülden  $l_1$  çekilirse:

$$l_1 \geq \frac{2 \cdot M_b}{\tau_{em} \cdot b \cdot d \cdot z \cdot k} + b$$

$$l_1 \geq \frac{2 \cdot 392960.5}{77.44 \cdot 20 \cdot 70 \cdot 1 \cdot 1} + 20$$

$$l_1 \geq 27.25 \text{ mm}$$

- **Standart kama boylarından A tipi kama için  $l_1=30$  mm seçilir.**

## 7.2. Helisel çark için kama hesabı

- Tablo A-9.1. Uygu kamalarının standart boyutları:

Mil çapı helisel çarkın geçtiği yer 60 mm için **bxh=18x11 mm** ve **t<sub>1</sub>=7.0 mm t<sub>2</sub>=4.4 mm** okunur.

$$l = l_1 - b$$

- Tablo A-2.5. Genel imalat çeliklerinin mukavemet değerleri tablosundan E335 (St60-2) malzemesi kama için seçilirse  $\sigma_K = 590 \text{ N/mm}^2$  ve  $\sigma_{AK} = 335 \text{ N/mm}^2$

- **Kamanın ezilmesi:**

Çark için Tablo A-2.7. Sementasyon çeliklerinin mukavemet değerleri: 16MnCr5 için  $\sigma_K = 900 \text{ N/mm}^2$  okunur. Kamanın  $\sigma_K$  değeri daha küçük olduğu için kama ezilir.

$$p_{ez,em} = \sigma_{kop} / S$$

$$p = \frac{2 \cdot M_\varphi}{t_1 \cdot (l_1 - b) \cdot z \cdot k \cdot d} \leq p_{em}$$

Formülden  $l_1$  çekilirse:

$$l_1 \geq \frac{2 \cdot M_2}{\left(\frac{\sigma_{kop}}{S}\right) \cdot t_1 \cdot z \cdot k \cdot d} + b$$

Burada z uygun kama sayısı, k taşıma faktörü; çevredeki tek kama için  $k=1$  ve dökme demir için tam değişken zorlanma durumunda  $p_{em} = 20...50 \text{ N/mm}^2$  olması istendiğinden emniyet katsayısı  $S = 3$  alınabilir.

$$l_1 \geq \frac{2 \cdot 747096.5}{\left(\frac{590}{3}\right) \cdot 7 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 60} + 18$$

$$l_1 \geq 36.1 \text{ mm}$$

- **Kamanın Kesilmesi:**

$$\tau_{em} = \frac{\tau_D}{S} \cdot \frac{K_y \cdot K_b}{K_\varphi}$$

Tam değişken zorlanmada yüzey düğünlük faktörü  $K_y$  ve boyut faktörü  $K_b$  ihmal edilebilir.

Çentik faktörü  $K_\varphi$  milde uygun kaması kanalı ve burulma zorlanması durumunda St50 için 1,6 alınabilir.

Emniyet faktörü kural gereği 2..3 arasında olması gerektiği için motorlarda  $S=2$  seçilebilir.

$$\tau_D = 0.42 \cdot \sigma_k = 0.42 \cdot 590 = 247.8 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{em} = \frac{247.8}{2} \cdot \frac{1}{1.6}$$

$$\tau_{em} = 77.44 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{2 \cdot M_b}{b \cdot (l_1 - b) \cdot d \cdot z \cdot k} \leq \tau_{em}$$

Formülden  $l_1$  çekilirse:

$$l_1 \geq \frac{2 \cdot M_b}{\tau_{em} \cdot b \cdot d \cdot z \cdot k} + b$$

$$l_1 \geq \frac{2 \cdot 747096.5}{77.44 \cdot 18 \cdot 60 \cdot 1 \cdot 1} + 18$$

$$l_1 \geq 35.87 \text{ mm}$$

- Standart kama boylarından A tipi kama için  $l_1=40$  mm seçilir.

### 7.3. Diğer kamalar için

- Giriş mili 25 mm için standart kama değerleri  
 $b \times h=8 \times 7$ ,  $t_1=4.0$  ve  $t_2= 3.3$  mm
- Çıkış mili 55 mm için standart kama değerleri  
 $b \times h=16 \times 10$ ,  $t_1=6.0$  ve  $t_2= 4.2$  mm

## 8. Konstrüksiyon

**EK 1:** Montaj resmi

**EK 2:** Çıkış mili imalat resmi

Proje Adı : İki Kademeli Dişli Kutusu  
Hazırlayan : Eren Çelik

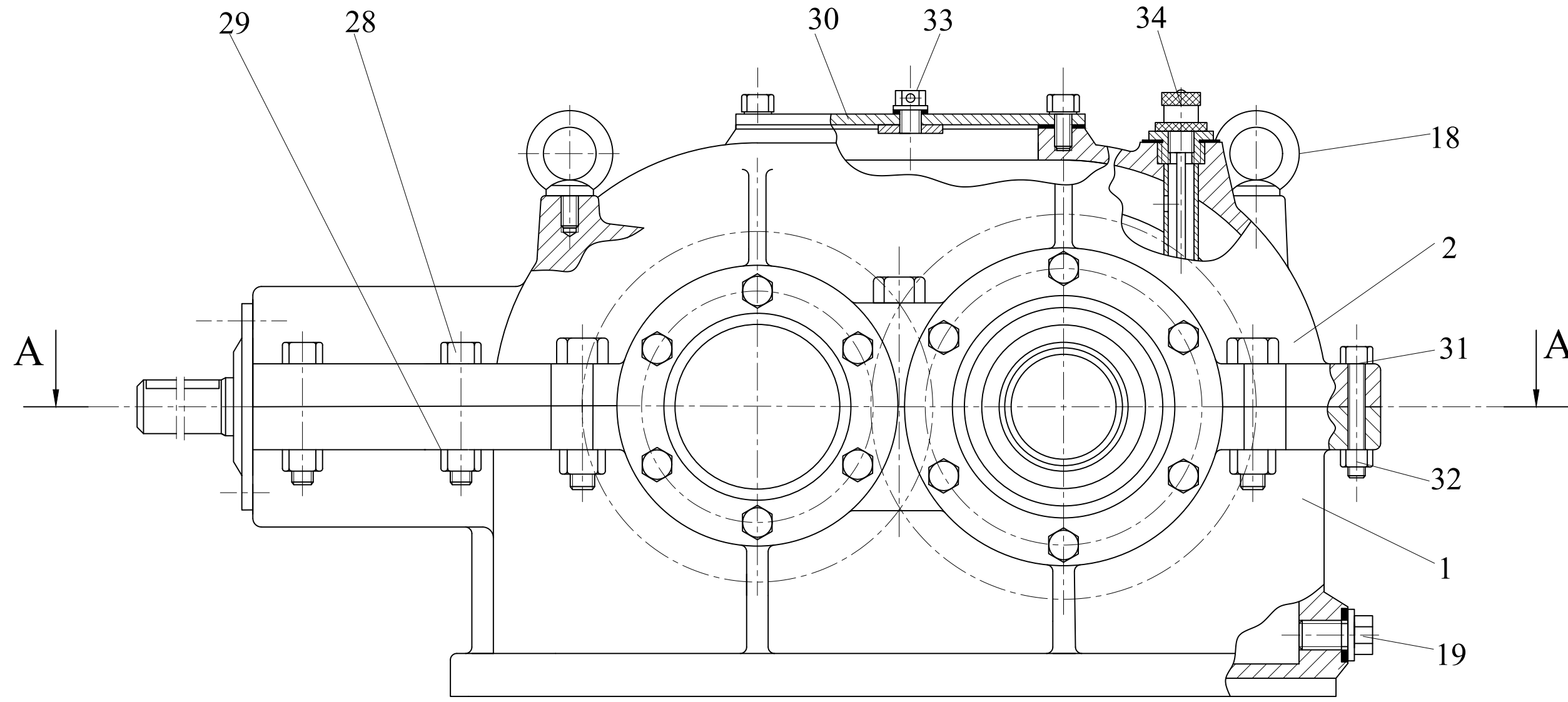


### Kaynakça

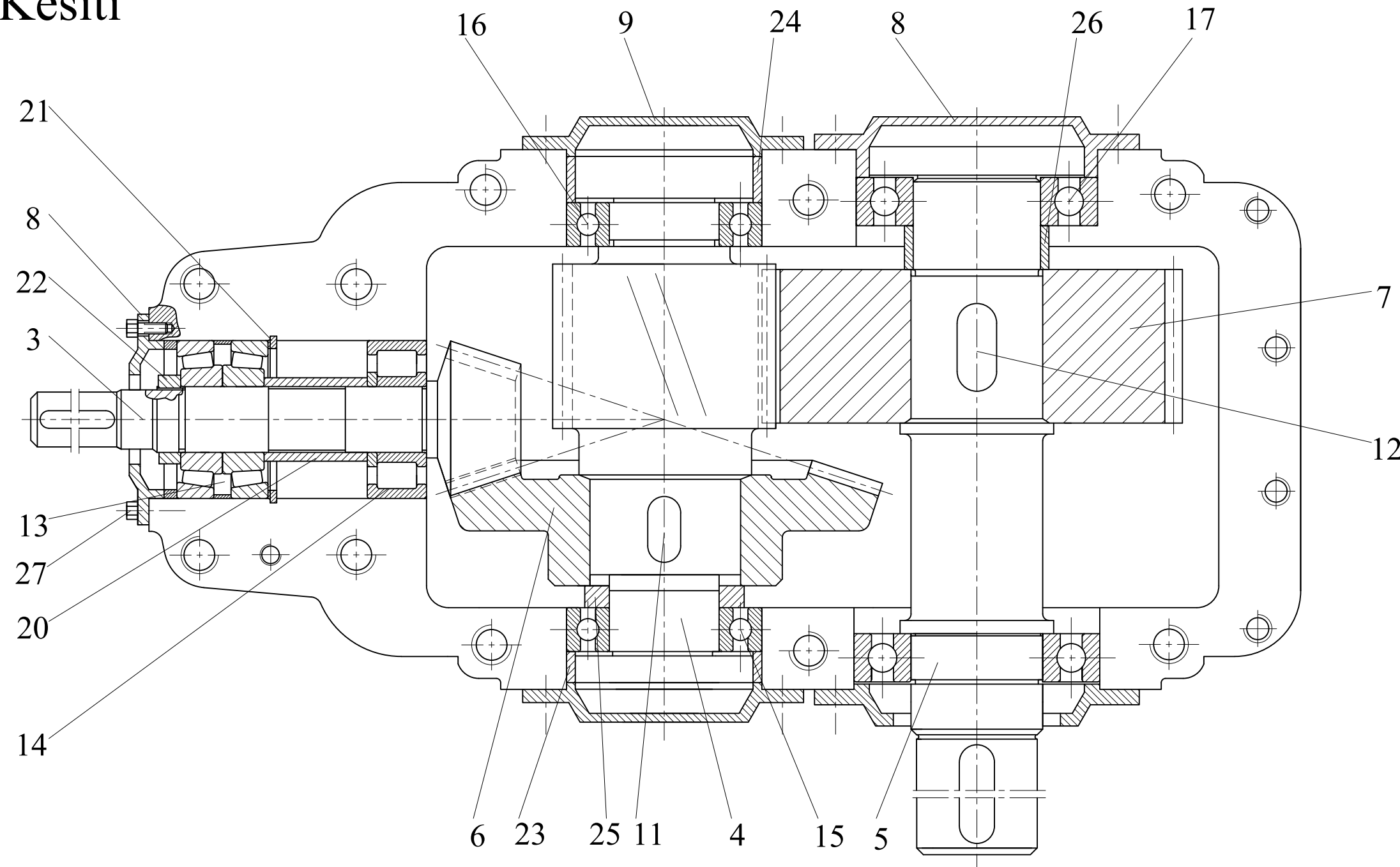
Akkurt, M. (1998). Makine Elemanları, Cilt I, Birsen Kitapevi, İstanbul.

Akkurt, M. (1998). Makine Elemanları, Cilt II, Birsen Kitapevi, İstanbul.

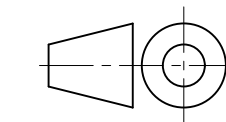
Nachi. (2013). Bilyalı ve Rulmanlı Yataklar. <http://saygilirulman.com.tr/pdf/Binder1.pdf>



A-A Kesiti

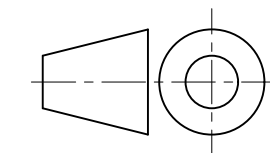
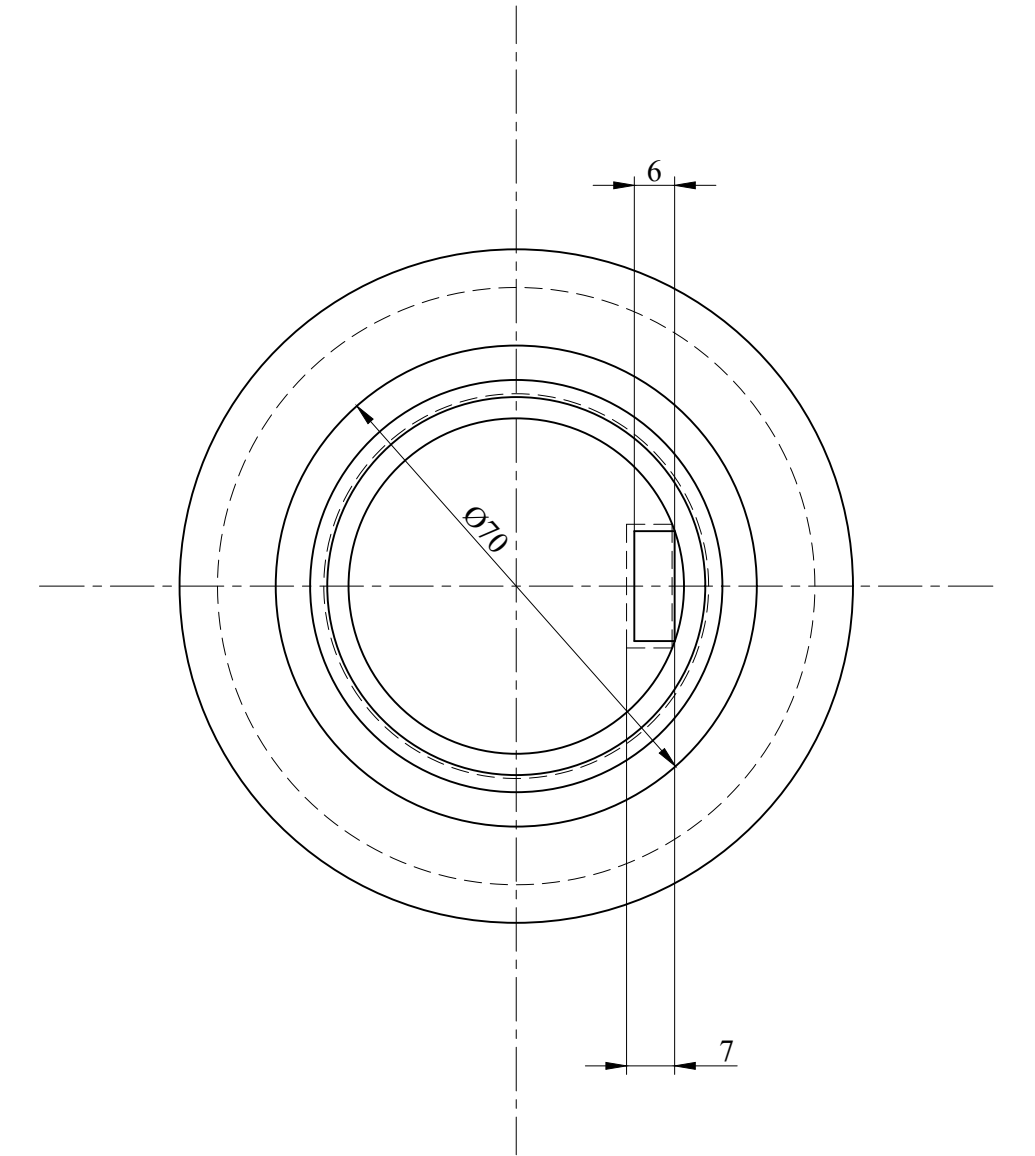
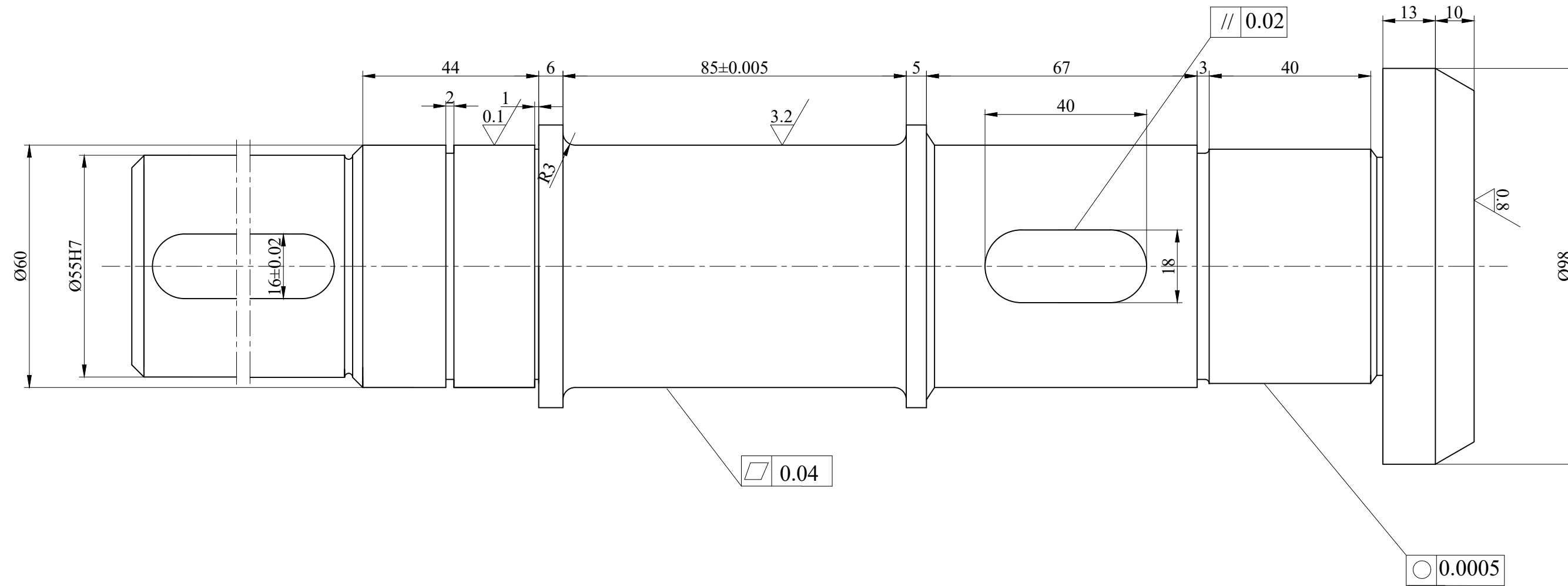


34	Gresor	1		
33	Delikli civata M10	1	Standart	
32	Altı köşe başlı somun M8	12	Standart	
31	Altı köşe başlı civata M8	28	Standart	
30	Üst kapak	12	GG20	
29	Altı köşe başlı somun M10	10	Standart	
28	Altı köşe başlı civata M10	10	Standart	
27	Altı köşe başlı civata M5	6	Standart	
26	Çıkış mil burcu	1	GG20	Ø60 x 20
25	Ara mil burcu	1	GG20	Ø50 x 10
24	Ara mil burcu	1	GG20	Ø80 x 15
23	Ara mil burcu	1	GG20	Ø80 x 20
22	Sabitleme kelepçesi	1		
21	Giriş mili sol yatağın sekmanı	1	Standart	Ø70
20	Giriş mili burcu	1		
19	Yağ tapası M14	1	Standart	
18	Taşıma halkası M10	4	Standart	
17	Çıkış mili yatakları 6212 rulmanı	2	Standart	Ø60
16	Ara mil yukarı yatağı 6210 rulmanı	1	Standart	Ø40
15	Ara mil aşağı yatağı 6910 rulmanı	1	Standart	Ø40
14	Giriş mili sağ yatağı NUP 2306E	1	Standart	Ø30
13	Giriş mili sol yatağı H-E30306DJ	2	Standart	Ø30
12	Çıkış Mili Kama - A tipi b <sub>x</sub> h=18x11	1	St60-2	l=40
11	Ara Mil Kama - A tipi b <sub>x</sub> h=20x12	1	St60-2	l=30
8	Çıkış Mili Kapağı	2	GG20	
9	Ara Mil Kapağı	2	GG20	
8	Giriş Mili Kapağı	1	GG20	
7	Helisel Çark	1	16MnCr5	
6	Konik Çark	1	16MnCr5	
5	Çıkış Mili	1	16MnCr5	
4	Ara Mil - Helisel pinyon işlenmiş	1	16MnCr5	
3	Giriş Mili - Konik pinyon işlenmiş	1	16MnCr5	
2	Üst Gövde	1	GG20	
1	Alt Gövde	1	GG20	
No	Parça İsmi	Adet	Malzeme	Açıklama
İki Kademeli Dişli Kutusu			İstanbul Teknik Üniversitesi	
Ölçek 1:2	Prof. Dr. Hikmet Kocabaş	Fakülte Makina	Ad Soyad Eren Çelik	No 030160304
			Teslim tarihi: 01.02.2021	





12.5 / ( 0.1 / , 0.8 / , 3.2 / )



Çıkış Mili			İstanbul Teknik Üniversitesi	
Ölçek 1:1	Prof. Dr. Hikmet Kocabaş	Fakülte	Ad Soyad	No
		Makina	Eren Çelik	030160304
		Teslim tarihi: 01.02.2021		