

T.C.  
KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ



**BİTİRME PROJESİ**

**90 kW GÜCÜNDE DOĞALGAZ-DİZEL YAKITI KARIŞIMI İLE ÇALIŞABİLEN  
BİR YENİ NESİL DİZEL MOTORUNUN HAREKET ELEMANLARININ TASARIMI**

347793 Gökhan ÖZER

347871 Furkan KARAKAYA

347813 Burhan BEKAR

364843 Ahmet Enes TARCAN

4.Sınıf I. Öğretim

Danışman: Prof. Dr. Zehra ŞAHİN

Bölüm Başkanı: Prof. Dr. Burhan ÇUHADAROĞLU

ŞUBAT 2021

TRABZON

T.C.  
KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
MÜHENDİSLİK FAKÜLTESİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ BÖLÜMÜ



**BİTİRME PROJESİ**

**90 kW GÜCÜNDE DOĞALGAZ-DİZEL YAKITI KARIŞIMI İLE ÇALIŞABİLEN  
BİR YENİ NESİL DİZEL MOTORUNUN HAREKET ELEMANLARININ TASARIMI**

347793 Gökhan ÖZER

347871 Furkan KARAKAYA

347813 Burhan BEKAR

364843 Ahmet Enes TARCAN

4.Sınıf I. Öğretim

Danışman: Prof. Dr. Zehra ŞAHİN

Bölüm Başkanı: Prof. Dr. Burhan ÇUHADAROĞLU

ŞUBAT 2021

TRABZON

## ÖNSÖZ

Motor tasarımı kapsamında ihtiyaç duyulan bilgileri öğrenmiş ve bu doğrultuda bir bilinç kazanmış olmamız, her dünya vatandaşı gibi bizleri de gururlandırmıştır. Bu gururu elde ederken bize çok yardımcı dokunan sayın Prof. Dr. Zehra ŞAHİN'e, sabrı ve yönlendirmelerinden dolayı teşekkürü borç bilir, en derin saygılarımızı sunarız. Çalışmalarımız sırasında bizlere yardımını esirgemeyen aile fertlerimize minnet duygularımızı sunar, doğal gaz-dizel motor tasarımına dair yaptığımız çalışmanın sizlere faydasının dokunmasını dileriz.

## ÖZET

Sunulan bitirme projesinde 90 kW güç üreten, nominal devri 4000 devir/dakika ve sıkıştırma oranı 16,5 olan 4 silindirli yeni nesil çevreci bir motor hareket elemanları tasarımı amaçlanmıştır. Taşıt motorunun %20 doğal gaz %80 dizel yakıt karışımı ile çalışması planlanmıştır. Doğal gaz yüksek yanma verimine sahip olması, çevreci olması ve 2020 yılında Türkiye’de Karadeniz’de doğal gaz kaynağının bulunması nedenleriyle tercih edilmiştir. Söz konusu projede 2020 güz döneminde motor ana boyutlarının ön hesabı, termik hesapları, dinamik hesapları yapılmıştır ve piston elemanı boyutlandırılmıştır. 2021 bahar döneminde ise biyel ve krank milinin hesapları yapılmıştır, teknik resimleri çizilmiştir. Solidworks’te üç hareket elemanı (piston, biyel ve krank mili) bir araya getirilerek çalışması gözlemlenmiştir, daha sonra da prototipi üretilmiştir.

## **ABSTRACT**

In the presented final project, it is aimed to design motion elements of a new generation environmental friendly 4 cylinder engine that produces 90 kW power, has a nominal speed of 4000 rpm and a compression ratio of 16.5. The vehicle engine is planned to operate with a mixture of 20% natural gas and 80% diesel fuel. Natural gas has been preferred due to its high combustion efficiency, environmental friendliness and the availability of natural gas resources in the Black Sea in Turkey in 2020. In the project in question, preliminary calculations, thermal calculations, dynamic calculations of engine main dimensions were made in the fall of 2020, and the piston element was dimensioned. In the spring of 2021, the calculations of the connecting rod and the crankshaft have been made and their technical drawings have been drawn. Three moving elements (piston, connecting rod and crankshaft) were assembled and observed to work in Solidworks, and then the prototype was produced.

# İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	I
ÖZET.....	II
ABSTRACT.....	III
İÇİNDEKİLER.....	IV
<b>1 BİYEL TASARIMI.....</b>	<b>1</b>
1.1 Genel Bilgiler.....	1
1.2 Biyel Tasarımı İle İlgili Genel Bilgiler.....	1
1.3 Biyel Boyu Hesabı.....	2
1.4 Biyel Kütlesi Hesabı.....	3
1.5 Biyel Küçükbaşı Hesabı.....	3
1.6 Mukavemet Kontrolleri.....	4
1.6.1 I-I Kesitinde Çekme Kontrolü.....	4
1.6.2 Burcun Preste Takılmasından Doğacak Gerilmeler.....	5
1.6.3 II-II ve A-A Kesitlerinin Kontrolü.....	6
1.7 Biyel Şaftı Hesabı.....	9
1.7.1 Biyel Şaftına Etki Eden Kuvvetler.....	10
1.7.2 Biyel Şaftının Burkulma Kontrolü.....	11
1.7.3 Biyel Şaftının Basma Kontrolü.....	11
1.7.4 Biyel Şaftının Salınım Nedeniyle Eğilmesi.....	12
1.7.5 Biyel Şaftına Etki Eden Çekme Gerilmesi.....	12
1.8 Biyel Büyük Başı.....	12
1.9 Mukavemet Kontrolleri.....	13
1.9.1 III-III Kesitinin Eğilme Kontrolü.....	13
1.9.2 Bağlama Cıvataları Kontrolü.....	15
<b>2 KRANK MİLİ TASARIMI.....</b>	<b>17</b>
2.1 Giriş.....	17

2.1.1	Karşı Ağırlıklar .....	18
2.2	Krank Milinin Ampirik Olarak Boyutlandırılması .....	18
2.2.1	Krank Milinin Mukavemet Hesapları.....	20
2.2.2	Krank Milinin Mukavemet Kontrolleri .....	21
2.3	Krank Milinin Dizaynı İle İlgili İrdelemeler.....	35
2.4	Krank Mili İle İlgili Sonuçlar .....	36
3	ÇEVRE VE MALİYET ANALİZİ.....	37
4	ETİK KURALLARA UYGUNLUK .....	38
5	SONUÇLAR.....	39
6	KAYNAKÇA .....	40
7	EKLER.....	41

## **ŞEKİLLER DİZİNİ**

<b>Şekil 1: Biyel Ana Boyutları .....</b>	<b>2</b>
<b>Şekil 2: Biyel Katı Modeli .....</b>	<b>16</b>
<b>Şekil 3: Krank Mili Ana Boyutları .....</b>	<b>17</b>
<b>Şekil 4: Krank Milinin Katı Modeli.....</b>	<b>35</b>



# 1 BİYEL TASARIMI

## 1.1 Genel Bilgiler

Biyel, pistondan gelen kuvveti krank miline ileten elemandır. Biyel küçükbaşı, biyel büyükbaşı ve biyel şaftı olmak üzere üç ana parçadan meydana gelmektedir. Biyel küçükbaşı pistonla birlikte gidip gelme hareketi yaparken biyel büyükbaşı krank mili ile birlikte dönme hareketi yapmaktadır. Böylece biyel, gidip gelme ve salınım hareketinin bileşkesi şeklinde bir hareket yapmaktadır.

Biyel pistondan gelen gaz kuvvetleri ve eylemsizlik kuvvetinin bileşkesi olan  $F_p$  kuvvetinin K bileşenini krank miline iletir. Biyel gövdesine yönleri ve şiddetleri değişen kuvvetler etki ettiği için biyelin sürekli mukavemet özellikleri iyi olmalıdır. Bu nedenle biyel alaşımlı ve alaşımsız çeliklerden çentik etkisi oluşmayacak şekilde plastik şekil verme yöntemiyle üretilir ve yüzeyinde önemli bir talaş kaldırma işlemi uygulanmaz.

Biyel küçükbaşının içinde sıkı geçme olarak takılan ve piston pernosu üzerinde yataklama sağlayan bronz burç bulunur. Biyel küçükbaşı büyük et kalınlığına sahip bir halkaya benzemektedir ve bileşke kuvvetinin durumuna göre bazen basmaya bazen çekmeye zorlanır.

Biyel büyükbaşı ise 2 parçadan oluşur. Alt kapak biyel gövdesine iki veya daha fazla bağlama cıvatasıyla bağlanır. Krank muylusu üzerinde yeterli yataklama sağlanması için bağlama cıvataları merkezlemeli olarak tasarlanır, zamanla gevşememeleri için ön gerilmeli olarak takılırlar ve monte edilirken belirli bir momente kadar sıkılırlar. Ayrıca biyel büyükbaşı içinde ise iki parçalı yatak zarfları yer alır. Yatak zarfları yatak metalinden yapılır.

Biyel şaftının kesiti I profil şeklinde tasarlanır. Biyel şaftı K kuvvetinin işaretine göre bazen basmaya bazen çekmeye, salınım hareketi nedeniyle de yana doğru eğilmeye zorlanır. Ayrıca biyel boyu fazla kesiti küçük ise burulmaya zorlanır.[1]

## 1.2 Biyel Tasarımı İle İlgili Genel Bilgiler

$d_{kb}$  : Biyel küçük başı dış çapı

$d$  : Biyel küçük başı iç çapı

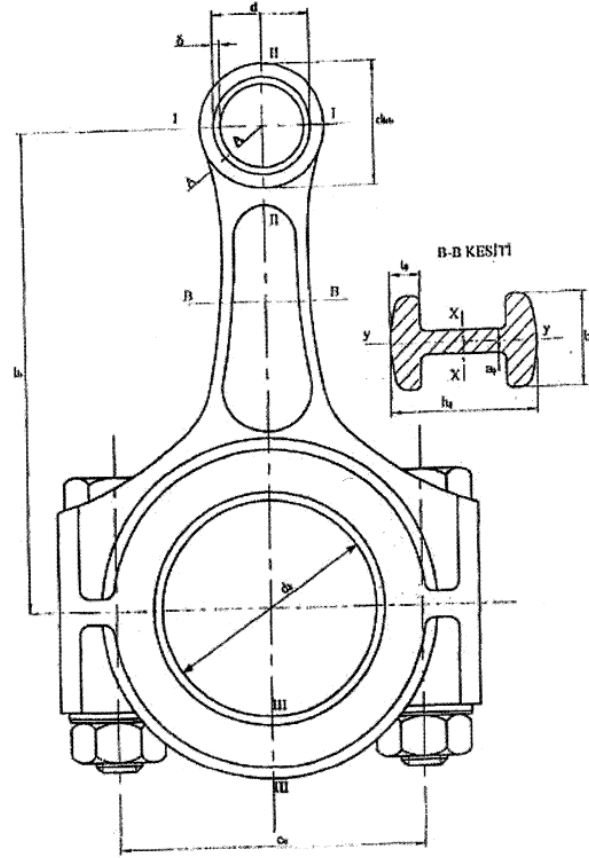
$l_b$  : Biyel uzunluğu

$c_c$  : Bağlama cıvatalarının eksenleri arasındaki mesafe

$d_k$  : Krank muylusu çapı

$D = 76,13993$  mm

$D_1 = 32$  mm



Şekil 1: Biyel Ana Boyutları

### 1.3 Biyel Boyu Hesabı

$$\lambda = \frac{R}{l_b} = \frac{H}{2l_b} \rightarrow l_b = \frac{R}{\lambda} = \frac{H}{2\lambda} \quad (1.1)$$

Sunulan proje kapsamında  $\lambda = \frac{1}{3,5}$  seçilmiştir. Ayrıca daha önceki hesaplamalardan

$H = 88,03299$  mm olduğu bilinmektedir. Seçilen ve hesaplanan değerler (1.1) bağıntısında yerine yazılarak biyel boyu aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$l_b = \frac{88,03299}{2 \times \frac{1}{3,5}}$$

$$l_b = 154,06004 \text{ mm}$$

#### 1.4 Biyel Kütlesi Hesabı

$$m_b = (250 \div 400)A_p \quad (1.2)$$

Sunulan proje kapsamında  $300A_p$  seçilmiştir. (1.2) bağıntısında  $A_p$  değeri yerine yazılarak biyel kütlesi hesaplanmıştır.

$$m_b = 300 \times \frac{\pi \times D^2}{4} = 300 \times \frac{\pi \times (76,13993)^2}{4}$$

$$m_b = 1,365 \text{ kg}$$

#### 1.5 Biyel Küçükbaşı Hesabı

Biyel küçükbaşının gerekli matematiksel hesaplamaları belirlenen aralıklardan uygun seçimler yapılarak aşağıdaki gibi yapılmıştır.

$$d_{kb} = (1,3 \div 1,7)D_1$$

Sunulan proje kapsamında  $1,4D_1$  seçilmiştir. Öyleyse;

$$d_{kb} = 1,4 \times 31 = 44,8 \text{ mm}$$

$$d = (1,10 \div 1,25)D_1$$

Sunulan proje kapsamında  $1,15D_1$  seçilmiştir. Öyleyse;

$$d = 1,15 \times 31 = 36,8 \text{ mm}$$

$$\delta_1 = (0,083 \div 0,085)D_1$$

Sunulan proje kapsamında  $0,084D_1$  seçilmiştir. Öyleyse;

$$\delta_1 = 0,084 \times 31 = 2,688 \text{ mm}$$

$$b = (0,33 \div 0,45)D = 0,36D$$

Sunulan proje kapsamında  $0,36D$  seçilmiştir. Öyleyse;

$$b = 0,36 \times 76,13993$$

$$b = 27,41037 \text{ mm}$$

Yüzen perno seçilmiştir.

## 1.6 Mukavemet Kontrolleri

### 1.6.1 I-I Kesitinde Çekme Kontrolü

$$F_{\zeta} = -m' \times R \times \omega^2 \times (1 + \lambda) \quad (1.3)$$

(1.3) bağıntısında kullanılan değerler aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$m' = m_p + m'_b$$

$$m'_b = (0,06 \div 0,09)m_b$$

Sunulan proje kapsamında  $0,08 \times 1,36595$  seçilmiştir. Öyleyse;

$$m'_b = 0,10928 \text{ kg}$$

$$m' = 0,91 + 0,10928 = 1,01928 \text{ kg}$$

Ayrıca daha önce yapılan hesaplamalardan  $R = 44,0165 \text{ mm}$  ve  $\omega = 418,87902 \text{ rad/s}$  olduğu bilinmektedir. Bilinen ve hesaplanan değerler (1.3) bağıntısında yazılarak işlem aşağıdaki gibi sonuçlanmıştır.

$$F_{\zeta} = -(0,10928) \times (44,0165 \times 10^{-3}) \times (418,87902)^2 \times \left(1 + \frac{1}{3,5}\right)$$

$$F_{\zeta} = -10121,13572 \text{ N}$$

$$A = (d_{kb} - d) \times b \quad (1.4)$$

Gerekli değerler (1.4) bağıntısında yerine yazılarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$A = (44,8 - 36,8) \times 27,41037$$

$$A = 219,28296 \times 10^6 \text{ m}^2$$

$$\sigma_{\zeta} = \frac{F_{\zeta}}{A} \quad (1.5)$$

(1.3) ve (1.4) bağıntılarında elde edilen sonuçlar (1.5) bağıntısında yerine yazılarak çekme kontrolü aşağıdaki gibi yapılmıştır.

$$\sigma_{\zeta} = \frac{-10121,13572}{219,28296 \times 10^6} = -46,1556 \text{ MPa}$$

Alaşımlı çelikler için  $\sigma_{em} \leq (150 \div 200) \text{ MPa}$  olduğundan emniyetli olduğu görülmüştür.

### 1.6.2 Burcun Preste Takılmasından Doğacak Gerilmeler

$$P = \frac{\Delta}{d \times \left[ \frac{(d_{kb}^2 + d^2)/(d_{kb}^2 - d^2) + \mu}{E_{biyel}} + \frac{(d^2 + D_1^2)/(d^2 - D_1^2) - \mu}{E_{burç}} \right]} \quad (1.6)$$

(1.6) bağıntısında kullanılacak değerler aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\Delta = \Delta_1 + \Delta_{ter}$$

$$\Delta_1 = (0,0004 \div 0,0015)D_1 = 0,0007 \times 32$$

Sunulan proje kapsamında  $0,0007 \times 32$  seçilmiştir. Öyleyse;

$$\Delta_1 = 0,0224 \text{ mm}$$

$$\Delta_{ter} = d \times (\alpha_{burç} - \alpha_{biyel}) \Delta T;$$

$$\alpha_{burç} = 1,8 \times 10^{-5} \text{ 1/K}, \quad \alpha_{biyel} = 1,0 \times 10^{-5} \text{ 1/K}, \quad \Delta T = (100 \div 150)K$$

Sunulan proje kapsamında  $\Delta T = 120K$  seçilmiştir. Öyleyse;

$$\Delta_{ter} = 36,8 \times (1,8 \times 10^{-5} - 1,0 \times 10^{-5}) \times 120$$

$$\Delta_{ter} = 0,03533 \text{ mm}$$

$$\Delta = 0,0224 + 0,03533 = 0,05773 \text{ mm}$$

$$E_{biyel} = 2,2 \times 10^5 \text{ MPa}$$

$$E_{burç} = 1,15 \times 10^5 \text{ MPa}$$

$$\mu: \text{Poisson oranı } \mu = 0,3$$

Bulunan değerler (1.6) bağıntısında yerine yazılarak P aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$P = \frac{0,05773}{36,8 \times \left[ \frac{(44,8^2 + 36,8^2)/(44,8^2 - 36,8^2) + 0,3}{2,2 \times 10^5} + \frac{(36,8^2 + 32^2)/(36,8^2 - 32^2) - 0,3}{1,15 \times 10^5} \right]}$$

$$P = 18,5 \text{ MPa}$$

Buna göre biyel küçük başının iç ve dış yüzeylerinde oluşacak gerilmeler ve bunların kontrol sonuçları şöyledir:

$$\sigma_{iç} = P \times \frac{2 \times d^2}{(d_{kb}^2 - d^2)} \quad (1.7)$$

Gerekli değerler (1.7) bağıntısında yerine yazılarak biyel küçük başının iç yüzeyinde oluşacak gerilme aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\sigma_{i} = 18,5 \times \frac{2 \times 36,8^2}{(44,8^2 - 36,8^2)}$$

$$\sigma_{i} = 76,75686 \text{ MPa}$$

$\sigma_{i} = 76,75686 < (100 \div 150) \text{ MPa}$  olduğundan emniyetli olduğu görülmüştür.

$$\sigma_{dış} = P \times \frac{d_{kb}^2 + d^2}{(d_{kb}^2 - d^2)} \quad (1.8)$$

Gerekli değerler (1.8) bağıntısında yerine yazılarak biyel küçük başının dış yüzeyinde oluşacak gerilme aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\sigma_{dış} = 18,5 \times \frac{44,8^2 + 36,8^2}{(44,8^2 - 36,8^2)}$$

$$\sigma_{dış} = 95,25686 \text{ MPa}$$

$\sigma_{dış} = 95,25686 < (100 \div 150) \text{ MPa}$  olduğundan emniyetli olduğu görülmüştür.

### 1.6.3 II-II ve A-A Kesitlerinin Kontrolü

#### a) Egzoz Sonunda Maksimum ekme

$$F_{} = -m' \times R \times \omega^2 \times (1 + \lambda) \quad (1.9)$$

Gerekli değerler (1.9) bağıntısında yerine yazılarak egzoz sonunda maksimum çekme kuvveti hesaplanmıştır.

$$F_{} = -10121,13572$$

#### b) Yanma Sonunda Maksimum Basma

$$F_b = -m_p \times R \times \omega^2 \times (1 + \lambda) + P_z \times \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (1.10)$$

Gerekli değerler (1.10) bağıntısında yerine yazılarak egzoz sonunda maksimum çekme kuvveti aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$F_b = -0,91 \times 44,0165 \times (418,87902)^2 \times \left(1 + \frac{1}{3,5}\right) + 16,60446 \times \frac{\pi \times 76,13993^2}{4}$$

$$F_b = 66567,07756 \text{ N}$$

Biyel küçük başından biyel şaftına geçiş çizimle uygun şekilde belirlenir.

$$h_s \cong d \times \cos 45$$

$$h_s \cong 36,8 \times \cos 45$$

$$h_s \cong 19,33185 \text{ mm}$$

$$r_m \cong \frac{d_{kb} + d}{4} = \frac{44,8 + 36,8}{4}$$

$$r_m = 20,4 \text{ mm}$$

### 1.6.3.1 Maksimum Çekme Etkisindeki Gerilme

$$N_0 = F_c \times (0,572 - 0,0008\varphi_p) = (-10121,13572) \times (0,572 - 0,0008 \times 120)$$

$$N_0 = -4817,6606 \text{ N}$$

$$M_0 = F_c \times r_m \times (0,00033\varphi_p - 0,0297)$$

$$M_0 = (-10121,13572) \times (20,4) \times (0,00033 \times 120 - 0,0297)$$

$$M_0 = -2044,06457 \text{ Nmm}$$

#### a) Normal Kuvvet

$$N = N_0 \cos \varphi - \frac{F_c}{2} \times (\cos 120 - \sin 120)$$

$$N = (-4817,6606) \times \cos 120 - \frac{(-10121,13572)}{2} \times (\cos 120 - \sin 120)$$

$$N = -4504,03395 \text{ Nmm}$$

#### b) Eğilme Momenti

$$M_e = M_0 + N_0 \times r_m \times (1 - \cos \varphi) + \frac{F_c}{2} \times r_m \times (\cos \varphi - \sin \varphi)$$

$$M_e = -2044,06457 + (-4817,6606) \times (20,4) \times (1 - \cos 120) + \frac{-10121,13572}{2} \times (20,4) \times (\cos 120 - \sin 120)$$

$$M_e = -8442,04814 \text{ Nmm}$$

### 1.6.3.2 Burcun Etkisiyle İç ve Dış Yüzelerde Oluşan Gerilmeler

K, burcun mukavemete katkısı nedeniyle tanımlanan katsayıdır ve aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$K = \frac{E_{biyel} \times F_{kb}}{E_{biyel} \times F_{kb} + E_{burç} \times F_{burç}} \quad (1.11)$$

(1.11) bağıntısında kullanılacak değerler aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$F_{kb} = b(d_{kb} - d) = 27,41037 \times (44,8 - 36,8)$$

$$F_{kb} = 219,28296 \text{ mm}^2$$

$$F_{burç} = b(d - D_1) = 27,41037 \times (36,8 - 32)$$

$$F_{burç} = 131,56978 \text{ mm}^2$$

Bulunan değerler (1.11) bağıntısında yerine yazılarak K aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$K = \frac{(2,2 \times 10^5) \times 219,28296}{(2,2 \times 10^5) \times 219,28296 + (1,15 \times 10^5) \times 131,56978}$$

$$K = 0,76125$$

$$h_{kb} = \frac{d_{kb} - d}{2} \quad (1.12)$$

Gerekli değerler (1.12) bağıntısında yerine yazılarak  $h_{kb}$  aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$h_{kb} = \frac{44,8 - 36,8}{2} \times 10^{-3} = 0,004$$

$$\sigma_{dış} = \left[ 2M_e \times \frac{6r_m + h_{kb}}{h_{kb} \times (2r_m + h_{kb})} + K \times N \right] \times \frac{10^{-6}}{b \times h_{kb}} \quad (1.13)$$

Gerekli değerler (1.13) bağıntısında yerine yazılarak burcun etkisiyle dış yüzeyde oluşacak gerilme aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\sigma_{dış} = \left[ 2(-8442,04814) \times \frac{6 \times (20,4 \times 10^{-3}) + 0,004}{0,004 \times 2 \times (20,4 \times 10^{-3}) + 0,004} + 0,76125 \times (-4504,03395) \right] \times \frac{10^{-6}}{27,41037 \times 0,004}$$

$$\sigma_{dış} = -108,65182 \text{ MPa}$$



Alaşımlı çelikler için  $\sigma_{em} \leq (160 \div 240)$  MPa olduğundan emniyetli olduğu görülmüştür.

$$\sigma_{iç} = \left[ -2M_e \times \frac{6r_m - h_{kb}}{h_{kb} \times (2r_m - h_{kb})} + K \times N \right] \times \frac{10^{-6}}{b \times h_{kb}} \quad (1.14)$$

Gerekli değerler (1.14) bağıntısında yerine yazılarak burcun etkisiyle iç yüzeyde oluşacak gerilme aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\sigma_{iç} = \left[ -2(-8442,04814) \times \frac{6 \times (20,4 \times 10^{-3}) - 0,004}{h_{kb} \times (2r_m - 0,004)} + 0,76125 \times (-4504,03395) \right] \times \frac{10^{-6}}{27,41037 \times 0,004}$$

$$\sigma_{iç} = 115,45155 \text{ MPa}$$

Alaşımlı çelikler için  $\sigma_{em} \leq (160 \div 240)$  MPa olduğundan emniyetli olduğu görülmüştür.

### 1.6.3.3 Maksimum Basma Kuvvetinin Etkisi

$$F_{basma} = (P_{z,g} - P_0)A_p - m_p \times R \times \omega^2 \times (\cos\varphi + \lambda\cos2\varphi) \quad (1.15)$$

$$\varphi = (10^\circ \div 20^\circ) \text{ KMA}$$

Sunulan proje kapsamında  $\varphi$  değeri  $15^\circ$  olarak seçilmiştir ve gerekli değerler yerine koyularak  $F_{basma}$  aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$F_{basma} = (16,60446 - 0,1014) \frac{\pi \times 76,13993^2}{4} - 0,91 \times 44,0165 \times 418,87902^2 \times \left( \cos15 + \frac{1}{3,5} \cos30 \right)$$

$$F_{basma} = -8527,45095 \text{ N}$$

## 1.7 Biyel Şaftı Hesabı

Proje kapsamında biyel şaftı boyutları belirlenen aralıklardan uygun değerler seçilerek aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$h_{ş.min} = (0,50 \div 0,55)d_{kb}$$

Sunulan proje kapsamında  $h_{ş.min} = (0,51)d_{kb}$  seçilmiştir. Öyleyse;

$$h_{ş.min} = (0,51) \times 44,8$$

$$h_{ş.min} = 22,848 \text{ mm}$$

$$h_s = (1,2 \div 1,4)h_{s,\min}$$

Sunulan proje kapsamında  $h_s = (1,3)h_{s,\min}$  seçilmiştir. Öyleyse;

$$h_s = (1,3) \times 22,848$$

$$h_s = 29,7024 \text{ mm}$$

$$b_s = (0,55 \div 0,75)h_s$$

Sunulan proje kapsamında  $b_s = (0,6)h_s$  seçilmiştir. Öyleyse;

$$b_s = (0,6) \times 29,7024$$

$$b_s = 17,82144$$

$$a_s \cong t_s = (4 \div 7,5)$$

Sunulan proje kapsamında  $a_s = 5 \text{ mm}$  seçilmiştir.

### 1.7.1 Biyel Şaftına Etki Eden Kuvvetler

#### a) Yanma Sonunda Maksimum Basma

$$F_b = (P_{z,g} - P_0)A_p - m_p \times R \times \omega^2 \times (1 + \lambda) \quad (1.16)$$

$$m \cong m_p + 0,275m_b$$

$$m \cong (0,91) + 0,275 \times 1,36595$$

$$m = 1,28564 \text{ kg}$$

Gerekli değerler (1.16) bağıntısında yerine yazılarak  $F_b$  aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$F_b = (16,60446 - 0,1014) \frac{\pi \times 76,13993^2}{4} - 0,91 \times (44,0165 \times 10^{-3}) \times 418,87902^2 \times \left(1 + \frac{1}{3,5}\right)$$

$$F_b = 62375,39587 \text{ N}$$

#### b) Emme Başlangıcındaki Maksimum Çekme

$$F_c = P_r \times A_p - m' \times R \times \omega^2 \times (1 + \lambda) \quad (1.17)$$

$$P_r = 0,18961 \text{ MPa}$$

Gerekli değerler (1.17) bağıntısında yerine yazılarak  $F_c$  hesaplanmıştır.

$$F_c = -12766,00742 \text{ N}$$

### 1.7.2 Biyel şaftının Burkulma Kontrolü

$$P_{kr} = \frac{\pi^2 \times EI_{x-x}}{l_b^2} ; i = \sqrt{\frac{I_{x-x}}{A_s}} ; \lambda = \left(\frac{l_b}{i}\right) \text{ narinlik derecesi}$$

$$I_{x-x} = \frac{b_s \times h_s^3 - (b_s - a_s)(h_s - 2t_s)^3}{12} \quad (1.18)$$

(1.18) bağıntısında seçilen değerler yerine yazılarak  $I_{x-x}$  aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$I_{x-x} = \frac{(17,82144) \times (29,7024)^3 - (17,82144 - 5)(29,7024 - 2 \times 5)^3}{12}$$

$$I_{x-x} = 30745,00485 \times 10^{-12} \text{ m}^4$$

$$A_s = b_s \times h_s - (b_s - a_s) \times (h_s - 2t_s) \quad (1.19)$$

(1.19) bağıntısında seçilen değerler yerine yazılarak  $A_s$  aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$A_s = (17,82144) \times (29,7024) - (17,82144 - 5) \times (29,7024 - 2 \times 5)$$

$$A_s = 276,7264 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$i = \sqrt{\frac{I_{x-x}}{A_s}} = \sqrt{\frac{30745,00485 \times 10^{-12}}{276,7264 \times 10^{-6}}}$$

$$i = 10,54 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$\lambda = \left(\frac{l_b}{i}\right) \text{ narinlik derecesi}$$

$$\lambda = \left(\frac{0,15406}{10,54 \times 10^{-3}}\right) = 14,6167$$

Alaşımlı elik için narinlik derecesi  $\lambda < 60$  olduğundan burkulma yoktur.

### 1.7.3 Biyel şaftının Basma Kontrolü

$$\sigma_b = \frac{F_b}{A_s} = \frac{62375,39587}{276,7264 \times 10^{-6}}$$

$$\sigma_b = 225,40457$$

#### 1.7.4 Biyel Şaftının Salınım Nedeniyle Eğilmesi

$$\sigma_e = \frac{M_{e,max}}{W_{x-x}}$$

$$M_{e,max} = \frac{R \times \omega^2 \times \rho \times A_s \times l_b^2}{9\sqrt{3}} \quad (1.20)$$

(1.20) bağıntısında değerler yerine yazılarak  $M_{e,max}$  aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$M_{e,max} = \frac{(44,0165 \times 10^{-3}) \times 418,87902^2 \times (7,8 \times 10^{-3}) \times (276,7264 \times 10^{-6}) \times (154,06004 \times 10^{-3})^2}{9\sqrt{3}}$$

$$M_{e,max} = 25,38135 \text{ MPa}$$

$$W_{x-x} = \frac{I_{x-x}}{h_s/2} = \frac{30745,00485 \times 10^{-12}}{(29,7024 \times 10^{-3})/2}$$

$$W_{x-x} = 2,070 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\sigma_e = \frac{25,38135}{2,070 \times 10^{-6}} = 12,26032 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{top} = \sigma_e + \sigma_b$$

$$\sigma_{top} = 12,26032 + 225,40457 = 237,66489$$

$\sigma_{top} < (200 \div 350) \text{ MPa}$  olduğundan emniyetlidir.

#### 1.7.5 Biyel Şaftına Etki Eden Çekme Gerilmesi

$$\sigma_\zeta = \frac{F_\zeta}{A_s} = \frac{-12766,00742}{276,7264 \times 10^{-6}}$$

$$\sigma_\zeta = -46,13224 \text{ MPa}$$

### 1.8 Biyel Büyük Başı

#### a) Krank Muylusu Boyutları

$$d_k = 0.70 \times (D) \quad (1.21)$$

(1.21) bağıntısında silindir çapının yerine yazılması sonucu  $d_k$  aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$d_k = 0.70 \times (76,13993) = 53,298 \text{ mm}$$

$$l_k = 0,42 \times (D) \quad (1.22)$$

(1.22) bağıntısında silindir çapının yerine yazılması sonucu  $l_k$  aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$l_k = 0,42 \times (76,13993) = 31,97877 \text{ mm}$$

### **b) Yatak Zarfı Kalınlığı**

$$\delta_2 = (0,03 \div 0,05) d_k \quad (1.23)$$

(1.23) bağıntısında  $\delta_2$  hesaplamak için verilen aralıktan 0,05 değeri seçilmiştir ve krank muylusu boyutlarında hesaplanan  $d_k$  değeri yerine yazılarak yatak zarf kalınlığı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\delta_2 = 0,05 \times (53,298) = 2,6649 \text{ mm}$$

### **c) Bağlama Cıvataları Aralığı**

$$C_c = (1,3 \div 1,75) d_k \quad (1.24)$$

(1.24) bağıntısında  $C_c$  hesaplamak için verilen aralıktan 1,7 değeri seçilmiştir ve krank muylusu boyutlarında hesaplanan  $d_k$  değeri yerine yazılarak yatak zarf kalınlığı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$C_c = 1,7 \times (53,298) = 90,6066 \text{ mm}$$

### **d) Biyel Büyük Başı Genişliği**

$$l = l_k - (2 \div 3) \quad (1.25)$$

(1.25) bağıntısında biyel büyük başı genişliğini hesaplamak için verilen formülde krank muylusu boyutlarında hesaplanan  $l_k$  değeri yerine yazılarak ve verilen aralıktan uygun değer seçilerek biyel büyük başı genişliği aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$l = 31,97877 - 3 = 28,97877 \text{ mm}$$

## **1.9 Mukavemet Kontrolleri**

### **1.9.1 III-III Kesitinin Eğilme Kontrolü**

$$s = \frac{C_c}{2} - \frac{d_k}{2} \quad (1.26)$$

(1.26) bağıntısında daha önce hesaplanan bağlama cıvataları aralığı ve krank muylusu çapı yerine yazılarak  $s$  aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$s = \frac{90,6066}{2} - \frac{53,298}{2} = 18,6543$$

$$M_e = \frac{F}{2} \times \left[ \frac{C_c}{2} - \frac{d_k}{4} \right]$$

Biyelin A noktasına indirgenmiş kütlesi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$m_A = 0,275m_b = 0,275 \times (1,36595)$$

$$m_A = 0,37564 \text{ kg}$$

Biyelin B noktasına indirgenmiş kütlesi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$m_B = 0,275m_b = 0,275 \times (1,36595)$$

$$m_B = 0,99031 \text{ kg}$$

$$m' = (0,2 \div 0,28)m_b$$

Sunulan projede 0,26 değeri seçilmiştir ve  $m_b$  değeri yerine yazılarak  $m'$  aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$m' = 0,26 \times (1,36595) = 0,3551 \text{ kg}$$

$F = R \times w^2 \times [(m_p + m_A) \times (1 + \lambda) + m_B - m']$  bağıntısından  $F$  kuvveti aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$F = (44,0165 \times 10^{-3}) \times (418,87902)^2 \\ \times \left[ (0,91 + 0,37564) \times \left( 1 + \frac{1}{3,5} \right) + 0,99031 - 0,3551 \right]$$

$$F = 17671,85 \text{ N}$$

$F$  kuvveti, bağlama civata aralığı ve krank muylusu yerine yazılarak  $M_e$  aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$M_e = \frac{17671,85}{2} \times \left[ \frac{90,6066}{2} - \frac{53,298}{4} \right] \times 10^{-3}$$

$$M_e = 282,56 \text{ Nm}$$

$$W_e = \frac{1 \times s^2}{6} \tag{1.27}$$

(1.27) bağıntısında biyel büyük başı genişliği (l) ve 's' değerini yerine yazarak  $W_e$  aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$W_e = \frac{28,97877 \times 18,6543^2}{6} \times 10^{-9}$$

$$W_e = 1,68 \times 10^{-6}$$

Eğilme kontrolü  $W_e$  ve  $M_e$  değerleri yardımıyla aşağıdaki gibi yapılmıştır.

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} = \frac{282,56}{1,68 \times 10^{-6}} = 168,19 \text{ MPa}$$

$\sigma_e = (100 \div 300)$ MPa aralığında olduğundan hesaplanan değer emniyetlidir.

### 1.9.2 Bağlama Cıvataları Kontrolü

Cıvataya gelebilecek olan çekme kuvveti aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$F_{civ} = (1,35 \div 1,5) \times F \quad (1.28)$$

(1.28) bağıntısında 1,4 değeri seçilmiştir ve eğilme kontrolünde hesaplanan F kuvveti yerine yazılarak cıvataya gelen çekme kuvveti aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$F_{civ} = 1,4 \times (17671,85)$$

$$F_{civ} = 24740,59 \text{ N}$$

Cıvata sayısı;  $i=2$

Cıvata malzemesi için ıslah çeliklerden Ck35 seçilmiştir. Ck35 için akma değeri  $\sigma_{akma} = 422 \text{ MPa}$ 'dır. S emniyet katsayısı 2 olarak alınarak ve  $\sigma_{em}$  aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{S} = \frac{422}{2}$$

$$\sigma_{em} = 211 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{em} = \frac{F_{civ}}{\frac{2\pi d^2}{4}} \leq 211 \text{ MPa} \quad (1.29)$$

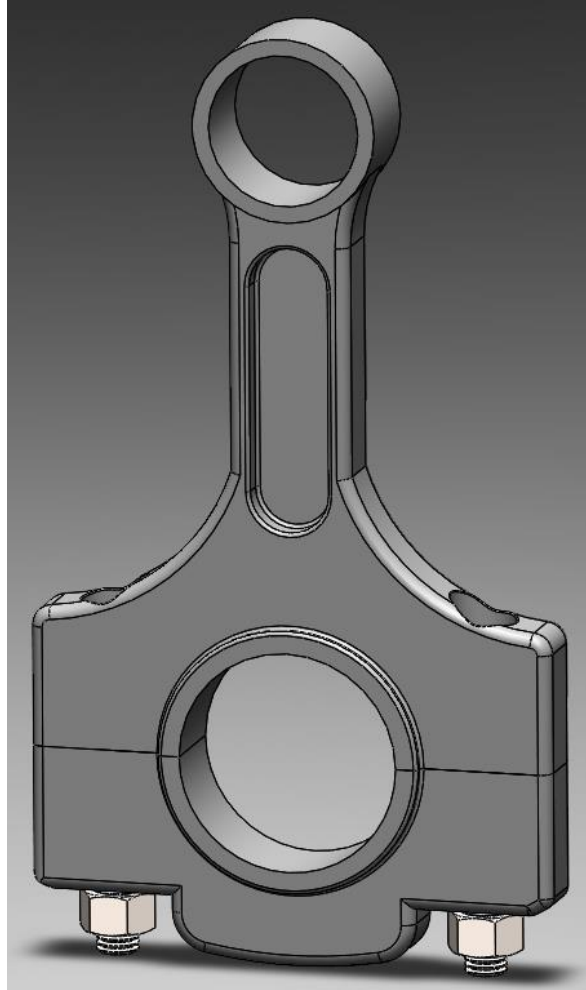
(1.29) bağıntısında daha önce hesaplanan cıvataya gelebilecek olan çekme kuvvetini yerine yazarak cıvata çapı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$d \geq \sqrt{\frac{F_{civ} \times 2}{\pi \times 211}} = \sqrt{\frac{2 \times 24740,59}{\pi \times 211}}$$

$$d \geq 8,64 \text{ mm}$$

Yeterli emniyetin sağlanabilmesi için M10 cıvata seçildi.

Şekil 1'de hesaplamalar sonucunda elde edilen biyelin şematik resmi gösterilmiştir.



**Şekil 2:** Biyel Katı Modeli



## 2 KRANK MİLİ TASARIMI

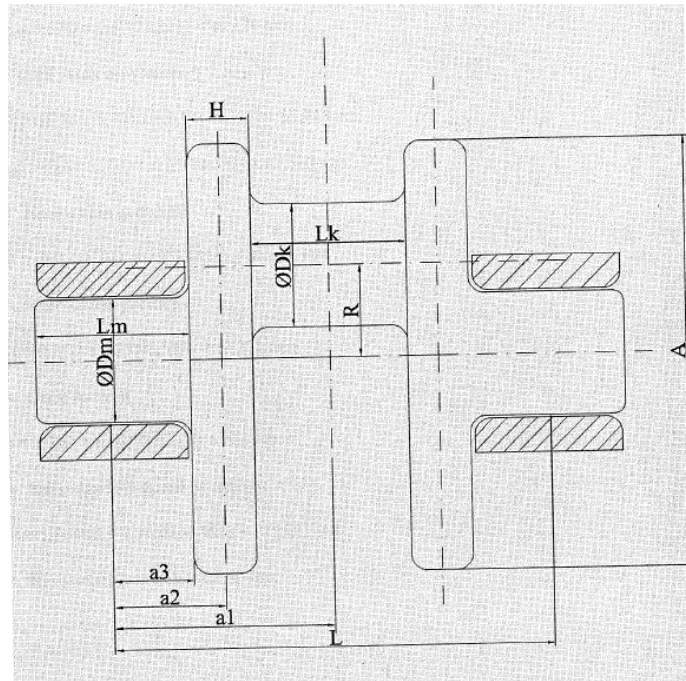
### 2.1 Giriş

Krank mili, motorlarda pistonun gidip gelme hareketi ile elde ettiği enerjiyi motor miline ileterek dönme hareketinin gerçekleşmesini sağlayan motor elemanıdır. Krank mili çoğunlukla döküm yöntemi ile iletilir. Biyel kolunun çalışacağı bölgeler talaşlı imalatla işlenir. Krank mil malzemesi düşük alaşımlı çeliktir. Döküm ile üretilen krank mili küresel grafitli dökme demirle de üretimi gerçekleştirilebilir. Malzeme özellikleri aşınmaya, eğilmeye, burulmaya karşı dayanıklı olması için krank mil kesitinin ortasına denk gelen kısımları yumuşak alaşımlarla üretilir.

Krank milinin çok yüksek mukavemetli ve esnek olması istenir. Bu iki koşul orta noktada buluşarak krank milinin zorlanmalarda çatlamaması veya kırılmaması için esneklik sağlanır.

Krankın mukavemetini artırmak için muylu ve kolun birleştiği yer sertleşmenin uygulandığı bölge içine alınır. Bu bölgede gerilim yoğunlaşmasını gidermek amacıyla muylu ile kolun birleştiği yere dövme yöntemiyle yuvarlanma kavisi verilir.

Krank milinin sürtünme yüzeylerinin yağlanmasında, krank mili içine açılan yağ kanallarından faydalanılmaktadır. Bu kanallar hem krank mili hem de krank pim yatay eksenleri yönünde açılır ve krank kollarına paralel olarak açılmış kanallarla birleştirilir. Bunun nedeni muylu ile biyel arasındaki yağ filmini azaltmaktır.[2]



Şekil 3: Krank Mili Ana Boyutları

Krank milinin tasarımı karşı ağırlıklar ile başlar.

### 2.1.1 Karşı Ağırlıklar

Motorların krank millerinin dengelenmesi bakımından başlıca iki önemli kuvvet vardır bunlar;

- Atalet (eylemsizlik) kuvveti
- Merkezkaç kuvveti

Krank milini dengelemek ve sarsıntı oluşmasını engellemek için muylulara ters yönde ağırlıklar ile imal edilir. Atalet eksenel hareket yapan piston ve biyelin ağırlık merkezinin üst tarafında kalan ve eksenel hareket yaptığı varsayılan parçaların kütleleri nedeniyle oluşmaktadır. Merkezkaç kuvveti ise döner hareket yapan krank kolu ve biyelin ağırlık merkezi altında kalan bölümlerinin kütleleri tarafından meydana getirilmektedir. Merkezkaç kuvvetinin dengelenmesinde karşı ağırlıklardan yararlanır. Bunlar hem merkezkaç kuvvetinin dışa uyguladığı kuvveti hem de krank milindeki eğilme gerilmelerini karşılar, diğer yandan da ana yataklarının yükü azaltılır.[3]

## 2.2 Krank Milinin Ampirik Olarak Boyutlandırılması

### a) Silindirler Arası Uzaklık:

$$L = (1.25 \div 1.30)D \quad (2.1)$$

(2.1) denkleminde 1.25 değeri seçilmiştir.

$$L = 1.25 \times D = 1.25 \times 76.13993 = 95.17491$$

### b) Krank Muylularının Boyu ve Çapı:

$$l_k = 0.42D \quad (2.2)$$

$$l_k = 0.42 \times 76.13993 = 31.97877$$

(2.2) denkleminde değerler yerine yazılarak krank muylularının boyu hesaplanmıştır.

$$d_k = (0.64 \div 0.75)D \quad (2.3)$$

(2.3) denkleminde değerler yerine yazılarak krank muylularının çapı hesaplanmıştır.

$$d_k = 0.7 \times 76.13993 = 53.29795$$

**c) Ana Yatak Muylularının Boyu ve Çapı:**

$$d_m = (0.70 \div 0.90)D \quad (2.4)$$

$$d_m = 0.70 \times 76.13993 = 53.29795$$

(2.4) denkleminde değerler yerine yazılarak ana yatak muylularının çapı hesaplanmıştır.

$$l_m = (0.45 \div 0.84)d_m \quad (2.5)$$

$$l_m = 0.55 \times 53.29795 = 29.31387$$

(2.5) denkleminde değerler yerine yazılarak ana yatak muylularının boyu hesaplanmıştır

**d) Krank Kollarının Genişliği ve Uzunluğu:**

$$B = (1.05 \div 1.30)D \quad (2.6)$$

$$B = 1.1 \times 76.13993 = 83.75392$$

(2.6) denkleminde değerler yerine yazılarak krank kollarının uzunluğu hesaplanmıştır.

$$H = (0.24 \div 0.27)D \quad (2.7)$$

$$H = 0.25 \times 76,13993 = 19.03498$$

(2.7) denkleminde değerler yerine yazılarak krank kollarının genişliği hesaplanmıştır.

**e) Geçiş Dairesinin Yarıçapı:**

$$r = (0.035 \div 0.080)d_m \quad (2.8)$$

$$r = 0.080 \times 53.29795 = 4.26384$$

(2.8) denkleminde değerler yerine yazılarak geçiş dairesinin yarıçapı hesaplanmıştır.

**f) Karşı Ağırlıkla Kolun Uzunluğu:**

$$A = 1.9668 \times B \quad (2.9)$$

$$A = 1.9668 \times 83.75392 = 164.72721$$

(2.9) denkleminde değerler yerine yazılarak karşı ağırlıkla kolun uzunluğu hesaplanmıştır.

**g) Karşı Ağırlıksız Kolun Uzunluğu:**

$$A_k = 1.49 \times B \quad (2.10)$$

$$A_k = 1.49 \times 83.75392 = 124.79334$$

(2.10) denkleminde değerler yerine yazılarak karşı ağırlıksız kolun uzunluğu hesaplanmıştır.

### 2.2.1 Krank Milinin Mukavemet Hesapları

$$a_1 = \frac{l_m + l_k}{2} + H \quad (2.11)$$

$$a_1 = \frac{29,31387 + 31,97877}{2} + 19,03498 = 49.6813 \text{ mm}$$

(2.11) denkleminde değerler yerine yazılarak  $a_1$  değeri hesaplanmıştır.

$$a_2 = \frac{l_m + H}{2} \quad (2.12)$$

$$a_2 = \frac{29.31387 + 19,03498}{2} = 24.17443$$

(2.12) denkleminde değerler yerine yazılarak  $a_2$  değeri hesaplanmıştır.

$$a_3 = \frac{l_m}{2} \quad (2.13)$$

$$a_3 = \frac{29.31387}{2} = 14.65694$$

(2.13) denkleminde değerler yerine yazılarak  $a_3$  değeri hesaplanmıştır.

#### a) Eğilme Mukavemet Momentleri:

$$W_1 = \frac{B \times H^2}{6} \quad (2.14)$$

$$W_1 = \frac{83.75392 \times 19.03498^2}{6} = 5057.76611$$

(2.14) denkleminde değerler yerine yazılarak  $W_1$  değeri hesaplanmıştır.

$$W_2 = \frac{B^2 \times H}{6} \quad (2.15)$$

$$W_2 = \frac{83.75392^2 \times 19.03498}{6} = 22254.17301$$

(2.15) denkleminde değerler yerine yazılarak  $W_2$  değeri hesaplanmıştır.

**b) Burulma Mukavemet Momentleri:**

$$\frac{B}{H} = \frac{83,75392}{19.03498} = 4.4$$

Grafikten:  $\alpha_1 = 0.286$   $\alpha_2 = 0.750$

$$W'_1 = \alpha_1 \times B \times H^2 \quad (2.16)$$

$$W'_1 = 0.286 \times 83.75392 \times 19.03498^2 = 8679.12665$$

(2.16) denkleminde değerler yerine yazılarak  $W'_1$  değeri hesaplanmıştır.

$$W'_2 = \frac{\alpha_1}{\alpha_2} \times B \times H^2 \quad (2.17)$$

$$W'_2 = \frac{0.286}{0.750} \times 83.75392 \times 19.03498^2 = 11572.16886$$

(2.17) denkleminde değerler yerine yazılarak  $W'_2$  değeri hesaplanmıştır.

**c) Ana Yatak Muylusunun Mukavemet Kontrolü:**

$$W''_1 = \pi \times \frac{d_m^3}{32} \quad (2.18)$$

$$W''_1 = \pi \times \frac{53.29795^3}{32} = 14863.85327$$

(2.18) denkleminde değerler yerine yazılarak  $W''_1$  değeri hesaplanmıştır.

**d) Krank Mili Mukavemet Momenti:**

$$W''_2 = \pi \times \frac{d_k^3}{32} \quad (2.19)$$

$$W''_2 = \pi \times \frac{53.29795^3}{32} = 14863.85327$$

(2.19) denkleminde değerler yerine yazılarak  $W''_2$  değeri hesaplanmıştır.

**2.2.2 Krank Milinin Mukavemet Kontrolleri**

Burada krank millerinin mukavemet kontrolü iki durum göz önüne alınarak yapılacaktır. Bunlardan birincisi Ü.Ö.N. 'da maksimum gaz basıncının etki gösterdiği durum; ikincisi ise maksimum teğetsel kuvvetin etki ettiği durumdur.

### 2.2.2.1 Ü.Ö.N.' da Maksimum Gaz Basıncının Etkidiği Durum

Ü.Ö.N. 'da maksimum gaz basıncı etkisinde ana yatak muyluları, krank kolları ve krank muyluları eğilmeye ve burulmaya uğrar. Burada bunların kontrolü yapılmaktadır.

### 2.2.2.2 Ana Yatak Muylusu Mukavemet Kontrolü

**a) Eğilmeye Göre Mukavemet Kontrolü: ( Ü.Ö.N' da maksimum gaz basıncının etki ettiği durum için )**

$$F_g = (P_g - P_0) \times \pi \times \frac{D^2}{4} ; \quad P_g = P_z \quad (2.20)$$

(2.20) denkleminde ön hesaplamalarda bulunan değerlerin yerine yazılması ile gaz kuvveti aşağıdaki şekilde hesaplanmıştır.

$$F_g = (16,60446 - 0,1014) \times \pi \times \frac{76,13993^2}{4}$$

$$F_g = 75141,4042 \text{ N}$$

$$M_{e,1} = \frac{F_g}{2} \times a_3 \quad (2.21)$$

(2.21) denkleminde (2.20) denkleminde hesaplanan gaz kuvvetini ve krank milinin mukavemet hesaplarında hesaplanan  $a_3$  değerinin yerine yazılması sonucu  $M_{e,1}$  değerini bulup eğilmeye göre mukavemet kontrolü aşağıdaki gibi yapılmıştır.

$$M_{e,1} = \frac{75141,4042}{2} \times 20,93848$$

$$M_{e,1} = 786673,3941 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_1 = \frac{M_{e,1}}{W_1''} = \frac{786673,3941}{14863,85327}$$

$$\sigma_1 = 37,0477 \text{ MPa}$$

### **b) Burulmaya Göre Mukavemet Kontrolü**

$M_d$  ; Diğer silindirlere gelen döndürme momenti (4 silindirli bir motorda 3 pistonun yarattığı moment olarak alınır.)

$$M_{d,ort} = 258,0221 \text{ Nm}$$

$$M'_d = \frac{M_{d.ort}}{z} \times (z - 1) \quad (2.22)$$

(2.22) bağıntısından diğer silindirlere gelen döndürme momenti hesaplanmıştır ve burulmaya göre mukavemet kontrolü aşağıdaki gibi yapılmıştır.

$$M'_d = \frac{258,0221}{4} \times (4 - 1)$$

$$M'_d = 193,51658 \text{ Nmm}$$

$$\tau_1 = \frac{M'_d}{2 \times W_1''}$$

$$\tau_1 = \frac{193,51658}{2 \times 14863,85327}$$

$$\tau_1 = 6,50964 \text{ MPa}$$

### c) Toplam Gerilme:

$$\sigma_{top} = \sqrt{(\sigma_1)^2 + 4(\tau_1)^2}$$

Burulma ve Eğilmeye göre mukavemet kontrolleri sonucu bulunan gerilmeler yukarıdaki denklemde yerine yazılarak toplam gerilme aşağıdaki gibi hesaplanmıştır ve kontrol yapılmıştır.

$$\sigma_{top} = \sqrt{(37,0477)^2 + 4(6,50964)^2}$$

$$\sigma_{top} = 39,26874 \text{ MPa} < \sigma_{em} = 440 \text{ MPa}$$

### 2.2.2.2.1 Krank Kolu Mukavemet Kontrolleri

#### a) Krank Kollarının Eğilme Gerilmesi (Dar Taraf) :

$$M_{e,2} = \frac{F_g}{2} \times a_2 \quad (2.23)$$

(2.23) denkleminde (2.20) denkleminde hesaplanan gaz kuvvetini ve krank milinin mukavemet hesaplarında hesaplanan  $a_3$  değerinin yerine yazılması sonucu  $M_{e,2}$  değerini bulup eğilmeye göre mukavemet kontrolü aşağıdaki gibi yapılmıştır.

$$M_{e,2} = \frac{75141,4042}{2} \times 24,17443$$

$$M_{e,2} = 908250,3075 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_2 = \frac{M_{e,2}}{W_1} = \frac{908250,3075}{14863,85327}$$

$$\sigma_2 = 179,57539 \text{ MPa}$$

**b) Krank Kollarının Basma Gerilmesi :**

$$\sigma_3 = \frac{F_g}{2 \times B \times H} = \frac{75141,4042}{2 \times 83,75392 \times 19,03498}$$

$$\sigma_3 = 23,56632 \text{ MPa}$$

**c) Döndürme Momentinden Dolayı Oluşan Eğilme Gerilmesi (Geniş Taraf):**

$$\sigma_4 = \frac{M'_d}{W_2} = \frac{193,51658}{22254,17301}$$

$$\sigma_4 = 8,69574 \text{ MPa}$$

**d) Toplam Gerilme**

$$\sigma_{\text{top,dar}} = \sigma_2 + \sigma_3 = 179,57539 + 23,56632$$

$$\sigma_{\text{top,dar}} = 203,14171 \text{ MPa} < \sigma_{e,em} = 440 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{top,geniş}} = \sigma_3 + \sigma_4 = 23,56632 + 8,69574$$

$$\sigma_{\text{top,geniş}} = 32,26206 \text{ MPa} < \sigma_{e,em} = 440 \text{ MPa}$$

**2.2.2.2 Krank Muylusu Mukavemet Kontrolleri**

**a) Krank Muylusunun Eğilme Gerilmesi**

$$M_{e,3} = \frac{F_g}{2} \times a_1 \tag{2.24}$$

(2.24) bağıntısıyla krank muylusunun eğilme gerilmesi hesaplanmıştır.

$$M_{e,3} = \frac{75141,40416}{2} \times 49,6813$$

$$M_{e,3} = 1866561,321 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_5 = \frac{M_{e,3}}{W_2''} = \frac{1866561,321}{14863,85327} \tag{2.25}$$

$$\sigma_5 = 125,57722 \text{ MPa}$$



## b) Döndürme Momentinden Dolayı Oluşan Burulma

$$\tau_2 = \frac{M'_d}{2 \times W_2''} \quad (2.26)$$

(2.26) bağıntısıyla döndürme momentinden dolayı oluşan burulma hesaplanmıştır.

$$\tau_2 = \frac{193,51658}{2 \times 14863,85327}$$

$$\tau_2 = 6,50964$$

## c) Toplam Gerilme

$$\sigma_{\text{top}} = \sqrt{(\sigma_5)^2 + 4(\tau_2)^2} = \sqrt{(125,57722)^2 + 4(6,50964)^2}$$

$$\sigma_{\text{top}} = 126,25031 \text{ MPa} < \sigma_{\text{em}} = 440 \text{ MPa}$$

### 2.2.2.3 Maksimum Teğetsel Kuvvetin Etki Ettiği Durum

Dinamik hesaplardan maksimum teğetsel kuvvet KMA  $\varphi = 390^\circ$  KMA 'da ortaya çıkmaktadır.

$$F_t = F_{t,\text{max}} = 17149,67018 \text{ N}$$

$$N = 21783,17155 \text{ N}$$

Diğer silindirlere gelen  $M'_d$  momentine karşılık gelen  $F'_t$  teğetsel kuvveti aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$F'_t = \frac{M'_d}{R} = \frac{193,51658}{44,0165} \quad (2.27)$$

$$F'_t = 4396,45542 \text{ N}$$

#### 2.2.2.3.1 Ana Yatak Muylusu Mukavemet Kontrolü

##### a) Maksimum Teğetsel Kuvvetten Kaynaklanan Gerilme

$$M_{e,1} = \frac{F_t}{2} \times a_3 = \frac{17149,67018}{2} \times 14,65694 \quad (2.28)$$

$$M_{e,1} = 125680,84342 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_1 = \frac{M_{e,1}}{W_1''} \quad (2.29)$$

Gerekli değerler (2.29) bağıntısında yerine koyularak maksimum teğetsel kuvvetten kaynaklanan gerilme aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\sigma_1 = \frac{125680,84342}{14863,85327}$$

$$\sigma_1 = 8,45547 \text{ MPa}$$

### b) Radyal Kuvvetten Kaynaklanan Eğilme Gerilmesi

$$M_{e,2} = \frac{N}{2} \times a_3 = \frac{21783,17155}{2} \times 14,65694 \quad (2.30)$$

$$M_{e,2} = 159637,31921 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_2 = \frac{M_{e,2}}{W_1''} \quad (2.31)$$

Gerekli değerler (2.31) bağıntısında yerine koyularak radyal kuvvetten kaynaklanan eğilme gerilmesi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\sigma_2 = \frac{159637,31921}{14863,85327}$$

$$\sigma_2 = 10,73997 \text{ MPa}$$

### c) Döndürme Momentinden Kaynaklanan Burulma

$$\tau_1 = \frac{M'_{b,1}}{2 \times W_1''} \quad (2.32)$$

$$M'_{b,1} = (F_t + F'_t) \times R = (17149,67018 + 4396,45542) \times 44,0165 \quad (2.33)$$

$$M'_{b,1} = 948385,03747 \text{ Nmm}$$

Gerekli değerler (2.32) bağıntısında yerine koyularak döndürme momentinden kaynaklanan burulma aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\tau_1 = \frac{948385,03747}{2 \times 14863,85327}$$

$$\tau_1 = 31,9024 \text{ MPa}$$

### d) Toplam Gerilme

$$\sigma_{\text{top}} = \sqrt{(\sigma_1 + \sigma_2)^2 + 4(\tau_1)^2} = \sqrt{(8,45547 + 10,73997)^2 + 4(31,9024)^2}$$

$$\sigma_{\text{top}} = 66,6297 \text{ MPa} < \sigma_{\text{em}} = 440 \text{ MPa}$$

### 2.2.2.3.2 Krank Kolu Mukavemet Kontrolleri

#### a) Radyal Kuvvetten Kaynaklanan Eğilme Gerilmesi (Dar Taraf)

$$M_{e,3} = \frac{N}{2} \times a_2 = \frac{21783,17155}{2} \times 24,17443 \quad (2.34)$$

$$M_{e,3} = 263297,87791 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_3 = \frac{M_{e,3}}{W_1} \quad (2.35)$$

Gerekli değerler (2.35) bağıntısında yerine koyularak radyal kuvvetten kaynaklanan eğilme gerilmesi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\sigma_3 = \frac{263297,87791}{5057,76611}$$

$$\sigma_3 = 52,05814 \text{ MPa}$$

#### b) Radyal Kuvvetten Kaynaklanan Basma Gerilmesi

$$\sigma_4 = \frac{N}{2 \times B \times H} \quad (2.36)$$

Gerekli değerler (2.36) bağıntısında yerine koyularak radyal kuvvetten kaynaklanan basma gerilmesi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\sigma_4 = \frac{21783,17155}{2 \times 83,75392 \times 19,03498}$$

$$\sigma_4 = 6,83177 \text{ MPa}$$

#### c) Maksimum Teğetsel Kuvvetten Kaynaklanan Eğilme Gerilmesi (Geniş Taraf)

$$M_{e,4} = \frac{F_t}{2} \times R = \frac{17149,67018}{2} \times 44,0165$$

$$M_{e,4} = 377434,2287 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_5 = \frac{M_{e,4}}{W_2} \quad (2.37)$$

Gerekli değerler (2.37) bağıntısında yerine koyularak geniş taraf için maksimum teğetsel kuvvetten kaynaklanan eğilme gerilmesi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\sigma_5 = \frac{377434,2287}{22254,17301}$$

$$\sigma_5 = 16,96016 \text{ MPa}$$

**d) Diğer Silindirlerden Gelen Momentlerin Oluşturduğu Gerilme (Geniş Taraf)**

$$\sigma_6 = \frac{M'_d}{W_2} \quad (2.38)$$

Gerekli değerler (2.38) bağıntısında yerine koyularak geniş taraf için diğer silindirlerden gelen momentlerin oluşturduğu gerilme aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\sigma_6 = \frac{193,51658}{22254,17301}$$

$$\sigma_6 = 8,69574 \text{ MPa}$$

**e) Maksimum Teğetsel Kuvvetin Oluşturduğu Burulma Gerilmesi (Dar Taraf)**

$$M_{b,2} = \frac{F_t}{2} \times a_2$$

$$M_{b,2} = \frac{17149,67018}{2} \times 24,17443$$

$$M_{b,2} = 207291,7506 \text{ Nmm}$$

$$\tau_2 = \frac{M_{b,2}}{W'_1} \quad (2.39)$$

Gerekli değerler (2.39) bağıntısında yerine koyularak dar taraf için maksimum teğetsel kuvvetin oluşturduğu burulma gerilmesi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\tau_2 = \frac{207291,7506}{8679,12665}$$

$$\tau_2 = 23,88394 \text{ MPa}$$

**f) Maksimum Teğetsel Kuvvetin Oluşturduğu Burulma Gerilmesi (Geniş Taraf)**

$$\tau_3 = \frac{M_{b,2}}{W'_2} \quad (2.40)$$

Gerekli değerler (2.40) bağıntısında yerine koyularak geniş taraf için maksimum teğetsel kuvvetin oluşturduğu burulma gerilmesi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\tau_3 = \frac{207291,7506}{11572,16886}$$

$$\tau_3 = 17,91296 \text{ MPa}$$

### g) Toplam Gerilme

Dar taraf için toplam gerilme aşağıdaki bağıntı yoluyla hesaplanır.

$$\sigma_{\text{top,dar}} = \sqrt{(\sigma_3 + \sigma_4)^2 + 4(\tau_2)^2} \quad (2.41)$$

Daha önce (2.35), (2.36) ve (2.39) bağıntılarından elde ettiğimiz değerler (2.41) bağıntısında yerine koyularak dar taraf için toplam gerilme aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\sigma_{\text{top,dar}} = \sqrt{(52,05814 + 6,83177)^2 + 4(23,88394)^2}$$

$$\sigma_{\text{top,dar}} = 85,72738 \text{ MPa}$$

Ayrıca müsaade edilen toplam gerilmenin  $\sigma_{em} = 440 \text{ MPa}$  olduğu bilinmektedir. Dolayısıyla dar taraf için hesaplanan toplam gerilme  $\sigma_{\text{top,dar}} < \sigma_{em}$  olduğundan gerilme emniyetlidir.

Geniş taraf için toplam gerilme aşağıdaki bağıntı yoluyla hesaplanır.

$$\sigma_{\text{top,geniş}} = \sqrt{(\sigma_4 + \sigma_5 + \sigma_6)^2 + 4(\tau_3)^2} \quad (2.42)$$

Daha önce (2.36), (2.37), (2.38) ve (2.40) bağıntılarından elde ettiğimiz değerler (2.42) bağıntısında yerine koyularak dar taraf için toplam gerilme aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\sigma_{\text{top,geniş}} = \sqrt{(6,83177 + 16,96016 + 8,69574)^2 + 4(17,91296)^2}$$

$$\sigma_{\text{top,geniş}} = 48,36264 \text{ MPa}$$

Dolayısıyla geniş taraf için hesaplanan toplam gerilme  $\sigma_{\text{top,geniş}} < \sigma_{em}$  olduğundan gerilme emniyetlidir.

### 2.2.2.3.3 Krank Muylusu Mukavemet Kontrolleri

#### a) $F'_t$ ve $F_t$ Kuvvetlerinden Gelen Gerilme

$$M_{e,5} = \frac{F_t + F'_t}{2} \times a_1$$

$$M_{e,5} = \frac{17149,67018 + 4396,45542}{2} \times 49,6813$$

$$M_{e,5} = 535219,7649 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_7 = \frac{M_{e,5}}{W''_2} \quad (2.43)$$

$F'_t$  ve  $F_t$  kuvvetlerinden gelen gerilme gerekli değerler (2.43) bağıntısında yerine koyularak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\sigma_7 = \frac{535219,7649}{14863,8533}$$

$$\sigma_7 = 36,00814 \text{ MPa}$$

### **b) Radyal Kuvvetin Oluşturduğu Eğilme Gerilmesi**

$$M_{e,6} = \frac{N}{2} \times a_1$$

$$M_{e,6} = \frac{21783,17155}{2} \times 49,6813$$

$$M_{e,6} = 541108,14 \text{ Nmm}$$

$$\sigma_8 = \frac{M_{e,6}}{W''_2} \quad (2.44)$$

Radyal kuvvetin oluşturduğu eğilme gerilmesi gerekli değerler (2.44) bağıntısında yerine koyularak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\sigma_8 = \frac{541108,14}{14863,8533}$$

$$\sigma_8 = 36,4043 \text{ MPa}$$

### **c) $F_t$ ve $F'_t$ Kuvvetlerinin Oluşturduğu Burulma Gerilmesi**

$$M_{b,3} = (F_t + F'_t) \times R$$

$$M_{b,3} = (17149,67018 + 4396,45542) \times 44,0165$$

$$M_{b,3} = 948385,0375 \text{ Nmm}$$

$$\tau_4 = \frac{M_{b,3}}{2 \times W''_2} \quad (2.45)$$

$F_t$  ve  $F'_t$  kuvvetlerinin oluşturduğu burulma gerilmesi gerekli değerler (2.45) bağıntısında yerine koyularak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\tau_4 = \frac{948385,0375}{2 \times 14863,8533} = 31,9024 \text{ MPa}$$

#### d) Toplam Gerilme

Toplam gerilme aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır.

$$\sigma_{\text{top}} = \sqrt{(\sigma_7 + \sigma_8)^2 + 4(\tau_4)^2} \quad (2.46)$$

Daha önce (2.43), (2.44) ve (2.45) bağıntılarından elde ettiğimiz değerler (2.46) bağıntısında yerine koyularak toplam gerilme aşağıdaki gibi hesaplanmıştır

$$\sigma_{\text{top}} = \sqrt{(36,00814 + 36,4043)^2 + 4(31,9024)^2}$$

$$\sigma_{\text{top}} = 96,51225 \text{ MPa}$$

Ayrıca müsaade edilen toplam gerilmenin  $\sigma_{\text{em}} = 440 \text{ MPa}$  olduğu bilinmektedir. Dolayısıyla hesaplanan toplam gerilme  $\sigma_{\text{top}} < \sigma_{\text{em}}$  olduğundan gerilme emniyetlidir.

#### 2.2.2.4 Ana Yatak Konstrüksiyonu ve Yaklaşık Hesabı

Hesaplamalarda kullanılacak büyüklükler aşağıda verilmiştir.

Ana yatak muylusu çapı:  $d_m = 53,29795 \text{ mm}$

Yatak zarfının dış çapı :  $d_1 = 1,25 \times d_m = 66,62244 \text{ mm}$

Burç kalınlığı :  $U = \left(\frac{1}{25} \div \frac{1}{30}\right) \times d_m$

Cıvatalar arası mesafe :  $L_1 = (1,5 \div 1,75) \times d_m$

Sunulan proje kapsamında burç kalınlığı için belirtilen aralıktan  $\frac{1}{30}$  değeri seçilerek işlemlere devam edilmiştir. Öyleyse burç kalınlığı;

$$U = \frac{1}{30} \times d_m = 1,7766 \text{ mm olarak hesaplanmıştır.}$$

Sunulan proje kapsamında cıvatalar arası mesafe için belirtilen aralıktan 1,65 değeri seçilerek işlemlere devam edilmiştir. Öyleyse cıvatalar arası mesafe;

$$L_1 = 1,65 \times d_m = 87,94162 \text{ mm olarak hesaplanmıştır.}$$

### 2.2.2.5 Krank Milinin Yaklaşık Ağırlık Hesabı

Krank milinin ağırlığı yaklaşık olarak aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$G_k = \left[ 8 \times H \times B \times A + \frac{5\pi \times (d_m)^2 \times l_m}{4} + \frac{4\pi \times (d_k)^2 \times l_k}{4} \right] \times \rho \times g \quad (2.47)$$

Gerekli değerler (2.47) bağıntısında yerine yazılarak krank milinin ağırlığı yaklaşık olarak aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$G_k = \left[ 8 \times 19,03498 \times 83,75392 \times 164,72721 + \frac{5\pi \times (53,29795)^2 \times 29,31387}{4} + \frac{4\pi \times (53,29795)^2 \times 31,97877}{4} \right] \times 7800 \times 9,81$$

$$G_k = 207,61836 \text{ N}$$

### 2.2.2.6 Yatakların Mukavemet Kontrolü

$$P_k = (0,4 \div 0,5) \times P_z$$

Sunulan proje kapsamında belirtilen aralıktan 0,45 değeri seçilerek işlemlere devam edilmiştir.

$$P_k = 0,45 \times P_z = 0,45 \times 16,60446$$

$$P_k = 7,47201 \text{ MPa olarak hesaplanmıştır.}$$

Yatağa etkiyen kuvvet aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$F_k = \left[ \frac{\pi \times (D)^2}{4} \times P_k + \frac{G_k}{z + 1} \right]$$

$$F_k = \left[ \frac{\pi \times (76,13993)^2}{4} \times 7,47201 + \frac{207,61836}{4 + 1} \right]$$

$$F_k = 34062,93081 \text{ N}$$

$$M_e = \frac{F_k}{2} \times \left( \frac{L_1}{2} - \frac{d_1}{4} \right) \quad (2.48)$$

Yatağa etkiyen kuvvet, yatak zarfının dış çapı ve civatalar arası mesafe (2.48) bağıntısında yerine konularak  $M_e$  aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$M_e = \frac{34062,93081}{2} \times \left( \frac{87,94162}{2} - \frac{66,62244}{4} \right)$$

$$M_e = 465217,8838 \text{ Nmm}$$



$$W'' = \frac{\pi \times (d_1^3 - d_m^3)}{32}$$

$$W'' = \frac{\pi \times (66,62244^3 - 53,29795^3)}{32}$$

$$W'' = 14167,11342 \text{ mm}^3$$

$$\sigma = \frac{M_e}{W''} = \frac{465217,8838}{14167,11342}$$

$$\sigma = 32,83787 \text{ MPa}$$

### 2.2.2.7 Cıvataların Hesabı

$$\sigma = \frac{1,25 \times F_k}{i \times \frac{\pi \times d_{civ}^2}{4}} ; \quad \sigma \leq (80 \div 120) \text{ MPa}$$

$$d_{civ} \geq \sqrt{\frac{1,25 \times F_k \times 4}{2 \times \pi \times 120}} \quad (2.49)$$

(2.49) bağıntısında gerekli değerler yerine yazılarak cıvata çapı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$d_{civ} \geq \sqrt{\frac{1,25 \times 34062,93081 \times 4}{2 \times \pi \times 120}}$$

$$d_{civ} \geq 15,02953 \text{ mm}$$

Öyleyse emniyet açısından M16 cıvata kullanılır.

### 2.2.2.8 Karşı Ağırlıkta Denge Kontrolü

#### a) Krank Muylusu Kütlesi

Krank muylusu kütlesi aşağıdaki bağıntı yardımıyla bulunur.

$$m_m = \rho \times \frac{\pi \times (d_k)^2}{4} \times l_k \quad (2.50)$$

Gerekli değerler (2.50) bağıntısında yerine yazılarak krank muylusu kütlesi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$m_m = 7800 \times \frac{\pi \times (53,29795)^2}{4} \times 31,97877$$

$$m_m = 0,5565 \text{ kg}$$

### b) Kısa Krank Kolunun Dengelenmemiş Kütlesi

Kısa krank kolunun dengelenmemiş kütlesi aşağıdaki bağıntı yardımıyla bulunur.

$$m_{\text{kısa,kol}} = B \times H \times \left( \frac{A_k}{2} - \frac{d_m}{2} \right) \times \rho \quad (2.51)$$

Gerekli değerler (2.51) bağıntısında yerine yazılarak kısa krank kolunun dengelenmemiş kütlesi aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$m_{\text{kısa,kol}} = 83,75392 \times 19,03498 \times \left( \frac{124,79334}{2} - \frac{53,29795}{2} \right) \times 7800$$

$$m_{\text{kısa,kol}} = 0,44453 \text{ kg}$$

### c) Krank Yarıçapına İndirgenmiş Dengelenmemiş Kütle

$$m_c' = \frac{m_c}{A_p}$$

$$m_c' = (100 \div 200) \text{ kg/m}^2$$

Sunulan proje kapsamında belirtilen aralıktan 170 değeri seçilerek işlemlere devam edilmiştir. Öyleyse krank yarıçapına indirgenmiş dengelenmemiş kütle aşağıdaki bağıntı yardımıyla hesaplanır.

$$m_c = 170 \times \frac{\pi \times D^2}{4} \quad (2.52)$$

Gerekli değerler (2.52) bağıntısında yerine yazılarak krank yarıçapına indirgenmiş dengelenmemiş kütle aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$m_c = 170 \times \frac{\pi \times (76,13993)^2}{4}$$

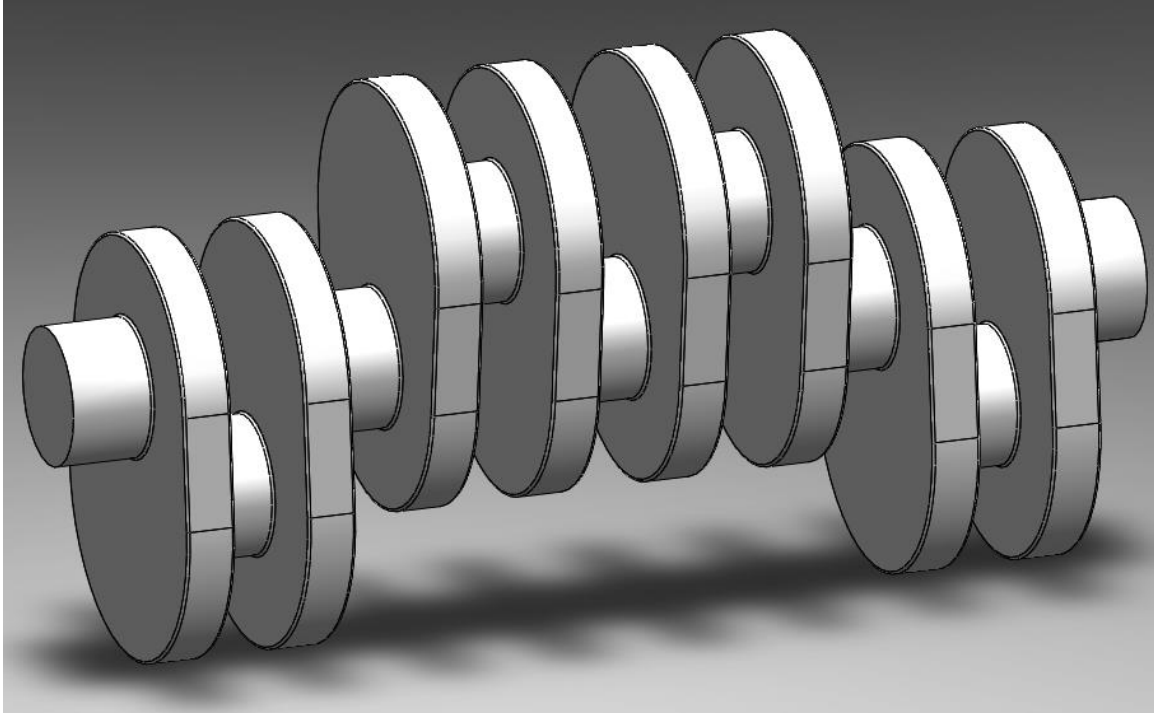
$$m_c = 0,77404 \text{ kg}$$

### d) Karşı Ağırlıkta Dengelemesi Gereken Krank Yarıçapına İndirgenmiş Kütle

$$m_{\text{den}} = m_m + m'_{\text{kısa,kol}} - m_c \quad (2.53)$$

(2.50), (2.51) ve (2.52) bağıntılarında hesaplanan (2.53) de yerine konularak karşı ağırlıkta dengelemesi gereken krank yarıçapına indirgenmiş kütle hesaplanmıştır.

$$m_{\text{den}} = 0,5565 + 0,44453 - 0,77404 = 0,22699 \text{ kg}$$



**Şekil 4:** Krank Milinin Katı Modeli

#### e) Karşı Ağırlığın Ağırlık Merkezi Hesabı

Krank kolunun karşı ağırlığının alanı bulunurken iteratif yöntemlerden biri olan Simpson yönteminden yararlanılmıştır. Bu yöntemle hesaplama yapılırken alan 8 eşit parçaya bölünmüş ve her bir aralık “h” olarak belirtilmiştir.

### 2.3 Krank Milinin Dizaynı İle İlgili İrdelemeler

Krank milleri motorların en pahalı ve en önemli parçalarıdır. Hasar görmesi durumunda tamiri mümkün olmadığı gibi yapımında meydana gelen kusurların da düzeltilmesi son derece zordur. Böyle bir durumda krank milinin değiştirilmesi gerekir. Bu da yüksek maliyet gerektirir. Bu nedenlerle krank milinin tasarımına önem verilmeli ve etki eden tüm kuvvetleri karşılayacak şekilde en uygun tasarım yapılmalıdır.

Krank mili malzemesi olarak çelik yada sfero dökme demir kullanılır. Krank mili eksiz yani kaynaksız olmak zorunda olduğundan tek parça üretilir.

Krank mili tasarlanırken krank kollarına, ana yatak muylusuna ve krank muylusuna etki eden gerilmeler incelenirse en yüksek gerilmenin krank kollarında meydana geldiği görülür. Krank kolları eğilme, basma ve yine döndürme momentinden kaynaklanan eğilme gerilmelerine maruz kalmaktadır. Tasarım yapılırken bu gerilmeler göz önüne alınmalıdır.

Ayrıca malzeme seçimi de krank kollarına göre yapılmalıdır. Seçilen malzemenin emniyet gerilmesi krank kollarına etki eden toplam gerilmeyi karşılayabilmelidir.

Krank mili tasarımında bir başka önemli nokta da ağırlıkların birbirini dengelemesidir. Eğer dengeleme sağlanamazsa sarsıntılı çalışma meydana gelir. Oluşan merkezkaç kuvvetlerinin etkisiyle krank mili titreşimli çalışır ve bir süre sonra da kırılma meydana gelir. Çok silindri motorlarda peş peşe dizilen karşı ağırlıklar birbirinin merkezkaç kuvvetini sönmleyip titreşime engel olurlar. Böylece krank miline etki eden kuvvetler azalır. Bunun sonucunda krank milinin ömrü artar.

#### **2.4 Krank Mili İle İlgili Sonuçlar**

1. Krank mili eksiz yani kaynaksız olmak zorunda olduğundan tek parça üretilir.
2. Krank mili malzemesi olarak darbe direnci yüksek olan ve tek parça üretilebilen çelik malzemeler ile sfero dökme demir kullanılır.
3. Krank mili tasarlanırken etki eden tüm gerilmeleri karşılayacak şekilde tasarım yapılmalıdır.
4. Çok silindri motorlarda peş peşe dizilen karşı ağırlıklar birbirinin merkezkaç kuvvetini sönmleyip titreşime engel olurlar.

### 3 ÇEVRE VE MALİYET ANALİZİ

Bu bitirme projesi için seçtiğimiz motorun yakıtı dizel ve doğalgaz karışımıdır. Dizel motorumuzda kullandığımız doğal gazın oktan sayısı yüksektir bu özelliğinden dolayı yanma odasında bazı değişiklikler yapılarak sıkıştırma oranında bir düşüş sağlamalıyız. Dizel motoruna doğal gaz yakıtı eklediğimizde motorun gücünde gözle görülür bir düşüş olduğunu gözlemleriz ancak egzoz emisyonu ve yakıt tüketiminde görülen düşüş dikkate alındığında motor gücünde oluşacak kayıplar belirli bir oranda kabul edilebilir sayılır.

Doğal gaz çıkarıldığı haliyle kullanılabilirdiği için diğer yakıtlara göre daha ucuzdur. Renksiz, kokusuz, zehirli olmayan ve havadan hafif bir gazdır bu yönlerinden dolayı çevre dostu bir gazdır. Kendinden tutuşma sıcaklığı ve yanması için gerekli hava karışım oranı diğerlerine göre daha yüksek olmasından dolayı güvenli bir gazdır. Boru hatlarıyla taşındığından ekstra kirlilik oluşturmamaktadır. Oktan sayısı yüksek olmasından dolayı motor sessiz ve vuruntusuz çalışmasına katkı sağlar. Temiz bir yakıttır ve araç bakım giderlerini azaltır.

Doğal gazlı araçların desteklenmesinin en önemli nedeni çevresel avantajlarıdır. Lokal seviyelerde emisyonlarda kükürt ve partiküllerde çok büyük bir düşüş sağlamaktadır. Ayrıca sera etkisi gazlarında da %20 oranında bir azalmaya sebep olmaktadır.

Doğalgaz başta CO<sub>2</sub> emisyonu olmak üzere taşıt kaynaklı kirliliği azaltıcı etkiye sahip olması ve daha düşük satış fiyatından dolayı benzin ve dizel yakıtlara göre önemli bir alternatif olarak görülmektedir. Günümüzde dünyanın karşılaştığı en önemli sorunlar arasında çevre ve insan sağlığı ile ekonomik sorunlar yer almaktadır. Bu problemlerin azaltılmasında doğalgazın önemli bir potansiyele sahip olduğu ortaya çıkmaktadır. Dünya genelinde doğal gazlı taşıt sayısının hızla artışı da bu problemlerin azaltılması düşüncesinin bir sonucudur.

Yapılan projenin üretimi için Karadeniz Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümünde bulunan 3D yazıcı kullanılmıştır. 3D yazıcının kullanımı için gereken izinler alındıktan sonra parçaların üretimi için gereken iki adet esun pla+ marka filament satın alınmıştır. Bu filamentlerin toplam tutarı 420 ₺'dir. Tüm parçaların üretimi ve montajı Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği laboratuvarında gerçekleştirilmiştir. Projenin üretiminde ve montajında katkıları bulunan Arş. Gör. Furkan Erman KAN ve Prof. Dr. Zehra ŞAHİN 'e yardımlarından dolayı teşekkür ederiz.

## **4 ETİK KURALLARA UYGUNLUK**

Yapılan proje kapsamında yararlanılan kaynakların hepsi kaynakçada yazılmış olup kaynakça dışında bilgi alınmamıştır. Ders notlarından alınan bilgiler proje içerisindeki metinlerde numaralandırılmamıştır fakat kaynakçada belirtilmiştir. Proje hazırlanmasında mühendisliğin temel ilkelerinden olan az maliyet, en az çevre hasarı ve en yüksek verim ilkesine dayanarak, çalışmalar bu ilke çerçevesinde yapılmaya çalışılmıştır. Hazır olarak kullanılan parçalar hali hazırda sektörde kullanılan standartlar doğrultusunda seçilmiş ve hesaplarda kullanılmıştır. Parça malzemeleri proje içinde belirtilmiştir.

## 5 SONUÇLAR

Motorun hareket elemanları tasarlanırken önce benzer motorlardan yararlanılarak ön hesaplar yapılmıştır. Arkasından termik hesaplar yapılmış ve termik hesaplardan yararlanılarak indikatör diyagramı çizilmiştir. Motor ön hesabının ardından yapılan termik hesaplar sonucunda gerekli basınç değerleri belirlenerek ve verilen ampirik bağıntılardan bazı basınç aralıkları alınarak indikatör diyagramı çizilmiştir. İndikatör diyagramı üzerinden okunan değerler sonucu dinamik hesaplara başlanmıştır, hesaplar sonunda moment diyagramı çizilmiştir. Daha sonra indikatör ve moment diyagramından yararlanılarak, ampirik bağıntılar kullanılarak motorun üç hareket elemanı; piston, biyel ve krank milinin tasarımı yapılmış, teknik resimleri çizilmiştir. Solidworks'te üç eleman bir araya getirilmiş hareket uyumuna bakılmıştır. Yapılan bu simülasyonda hareket elemanlarının çalışmasının birbiri ile eş ve uyumlu olduğu görülmüştür. Son olarak Karadeniz Teknik Üniversitesinde üç boyutlu yazıcıdan prototipi üretilmiştir. Projenin termik hesapları yapılırken basit yanma hesabı yapıldığında motorun dizel motoruna göre daha çevreci olduğu görülmüştür çünkü karbondioksit salınımının daha az olduğu hesaplanmıştır.

## 6 KAYNAKÇA

[1] Şahin, Z., ‘‘Motor Elemanları Tasarımı Ders Notları [Yayınlanmamış]’’, KTÜ, Trabzon, 2020.

[2] Prof. Dr. Orhan DENİZ, ‘‘İçten Yanmalı Motorlar Ders Notları’’, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul, 2008.

[3] Durgun, O., Bilgin, A., Şahin, Z., Bayraktar, H., ‘‘Motor Tasarımı Projesi’’, Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Trabzon, 2012.

[4] Durgun, O., ‘‘İçten Yanmalı Motorlar Temel İlkeler’’, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon, 2018.



## **7 EKLER**

**EK-1: Pistonun teknik resmi ayrı bir dosya olarak verilecektir.**

**EK-2: Biyel kolunun teknik resmi ayrı bir dosya olarak verilecektir.**

**EK-3: Biyel alt çenenin teknik resmi ayrı bir dosya olarak verilecektir.**

**EK-4: Krank milinin teknik resmi ayrı bir dosya olarak verilecektir.**

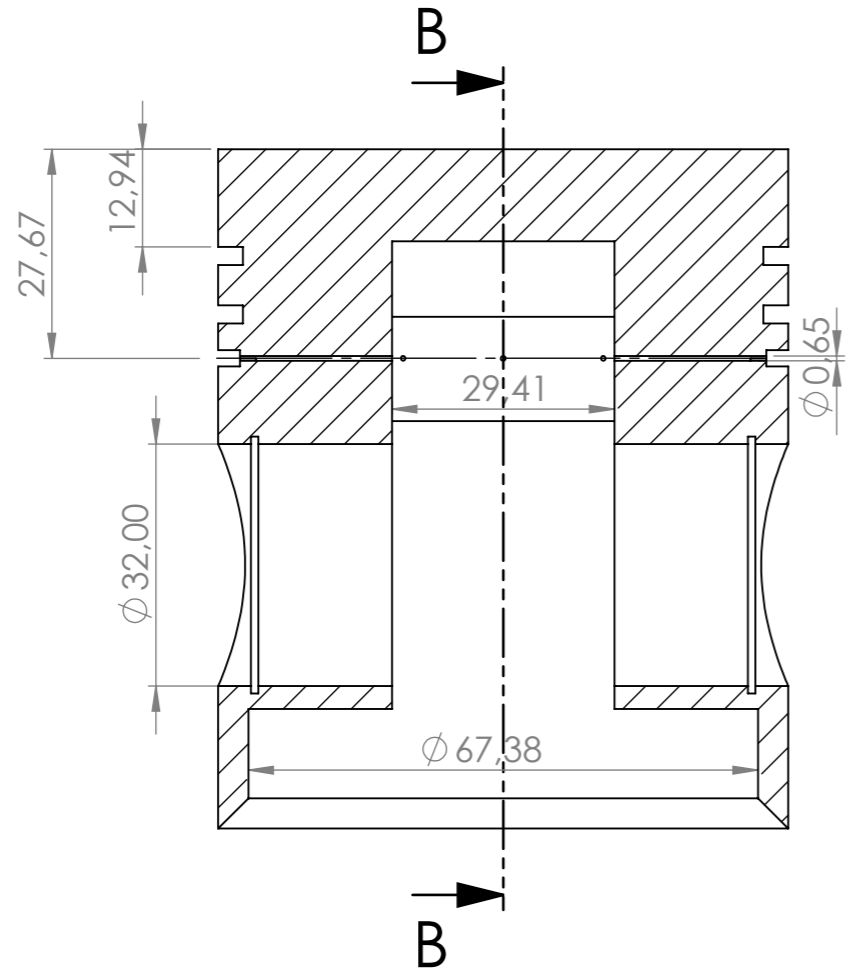
**EK-5: Pernonun teknik resmi ayrı bir dosya olarak verilecektir.**

**EK-6: Burcun teknik resmi ayrı bir dosya olarak verilecektir.**

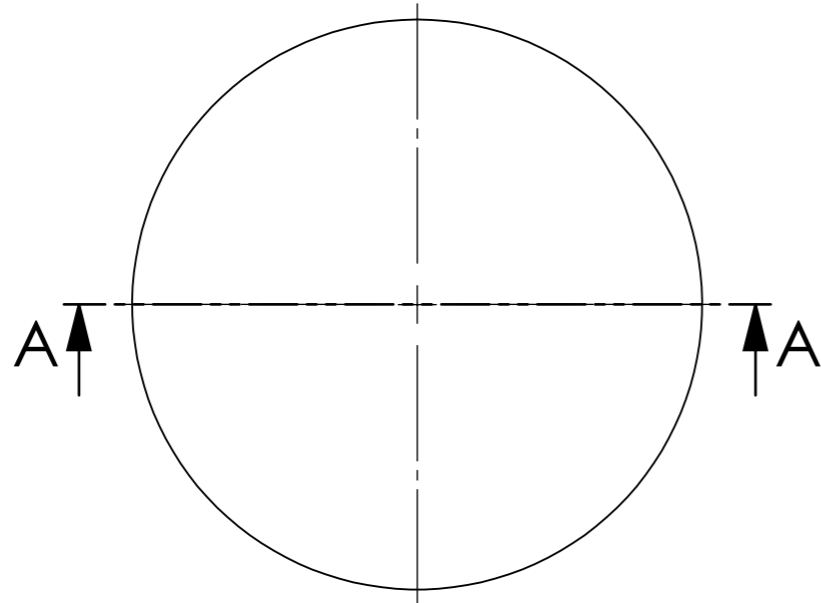
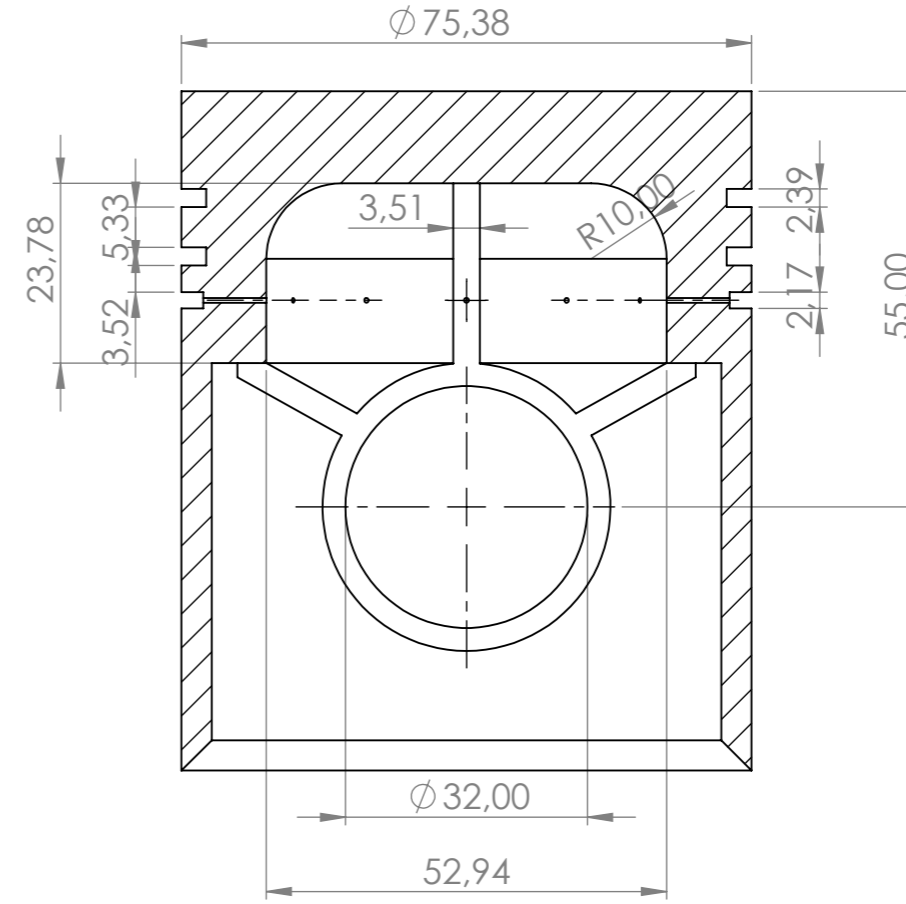
**EK-7: Rondelanın teknik resmi ayrı bir dosya olarak verilecektir.**

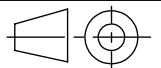
**EK-8: Montajın teknik resmi ayrı bir dosya olarak verilecektir.**

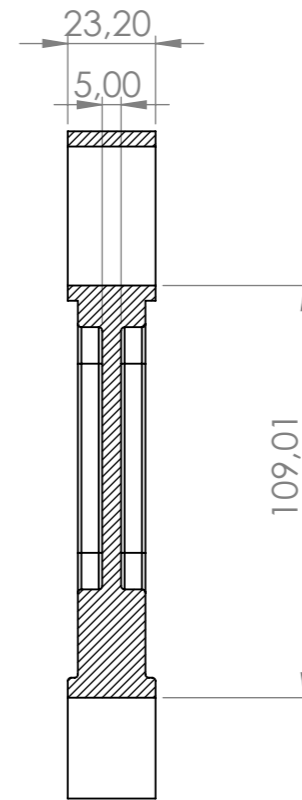
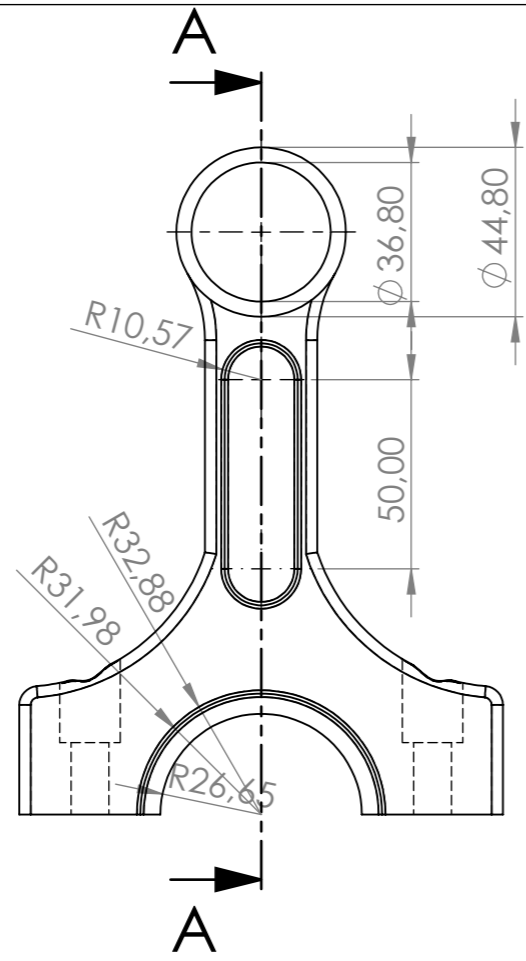
### KESİT A-A



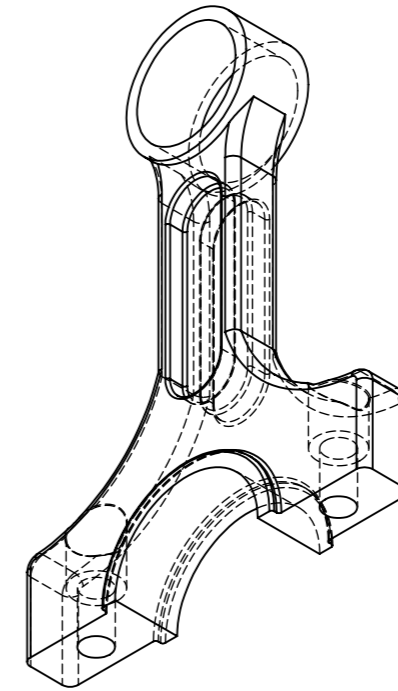
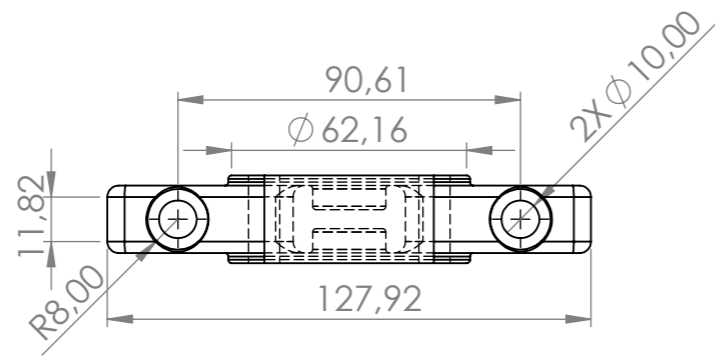
### KESİT B-B



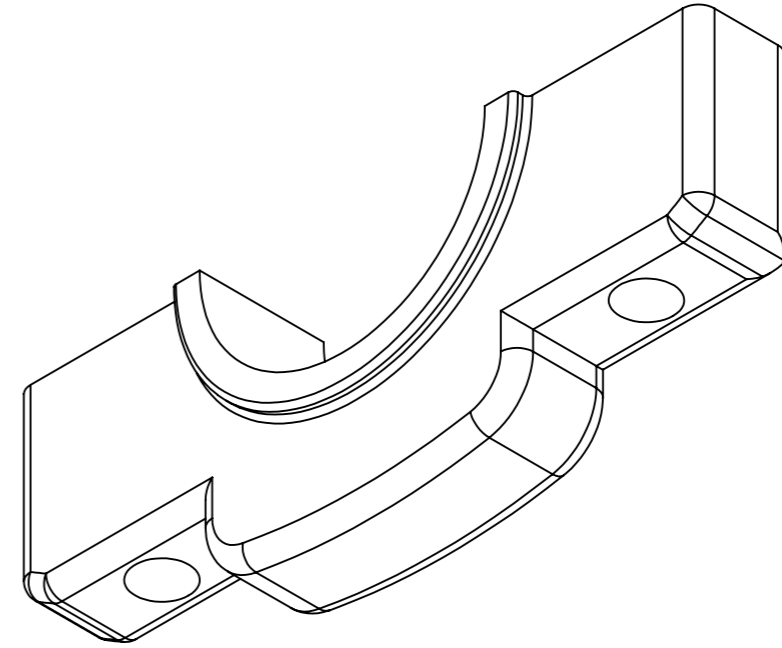
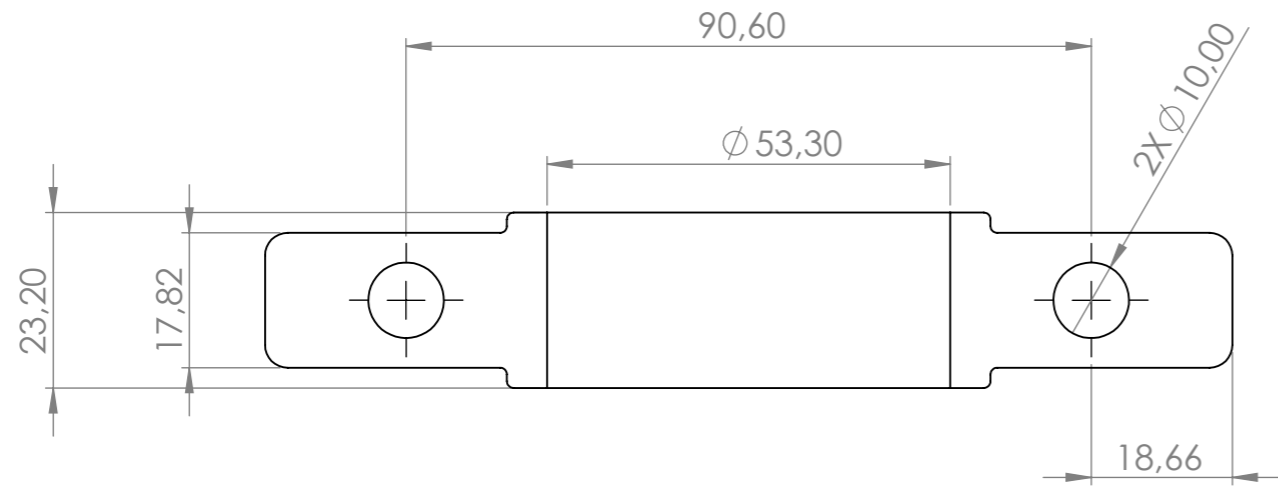
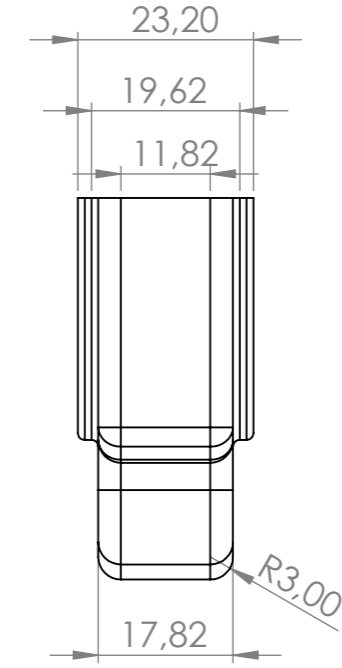
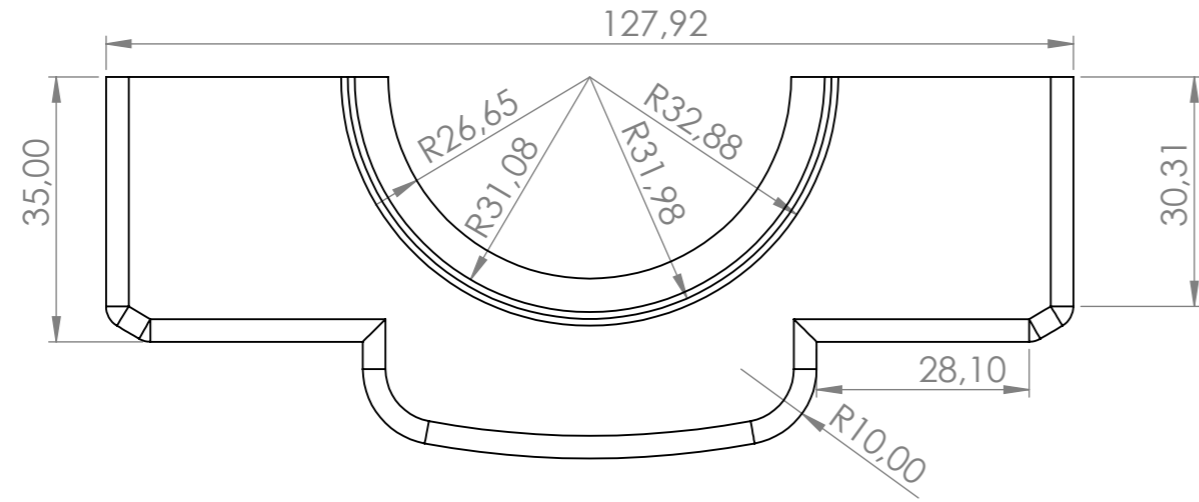
Çizen	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ Mühendislik Fak. Makina Müh. Bölümü
Sınıf - No			
Kontrol			
Ölçek 1:1	Piston		Resim No
			



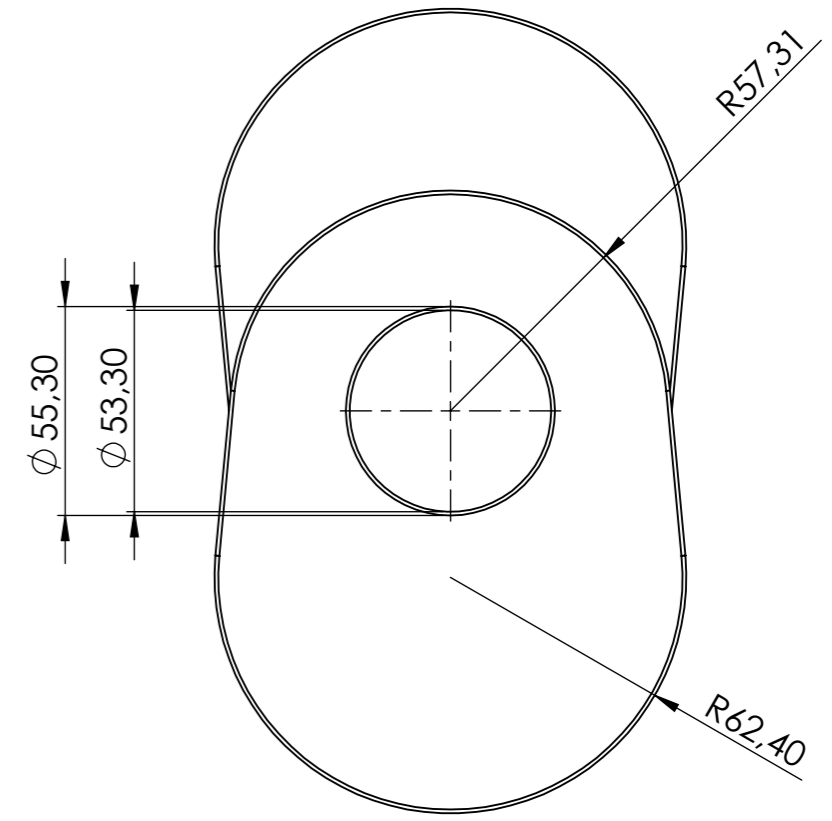
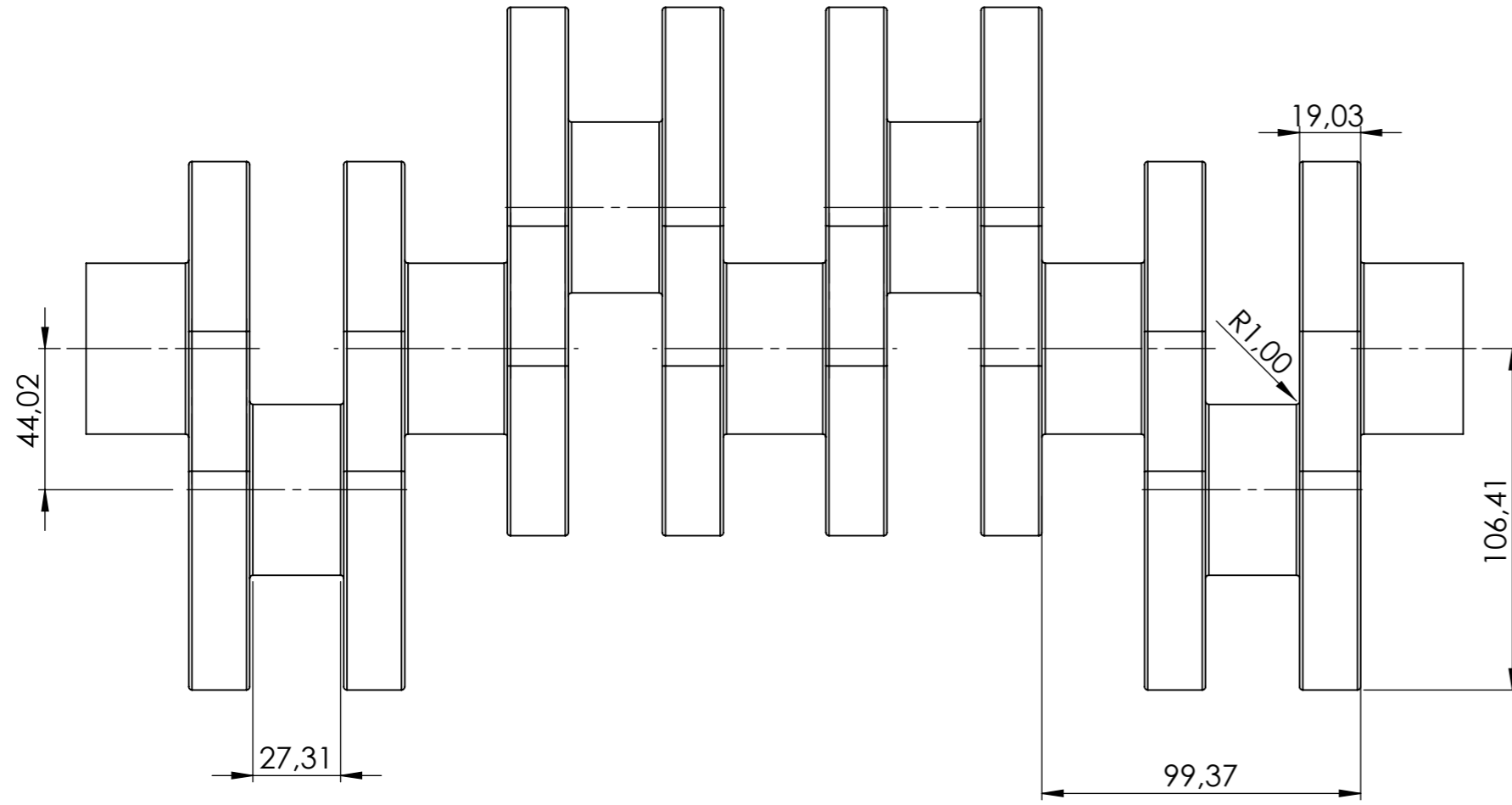
SECTION A-A



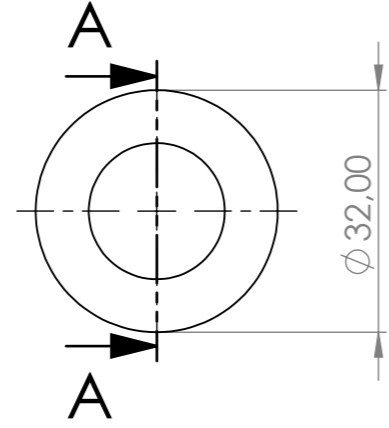
	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ Mühendislik Fak. Makina Müh. Bölümü
Çizen			
Sınıf - No			
Kontrol			
Ölçek 1:1	Biyel Kolu		Resim No



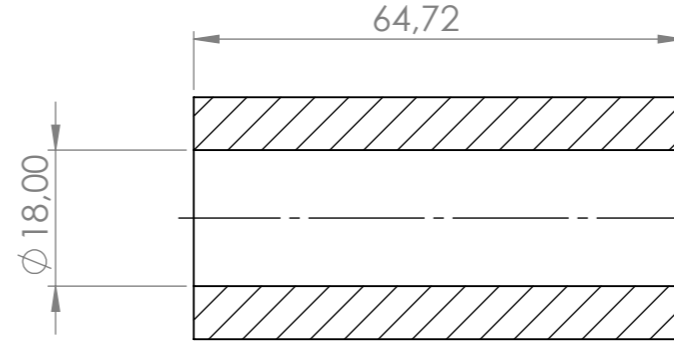
Çizen	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ Mühendislik Fak. Makina Müh. Bölümü
Sınıf - No			
Kontrol			
Ölçek 1:1	Biyel Alt Çene		Resim No
			



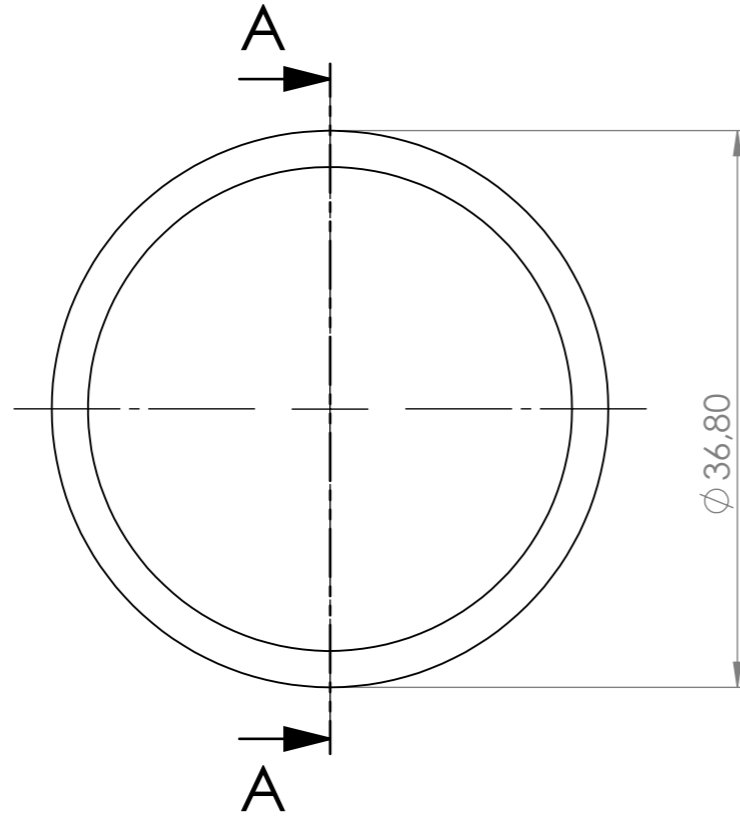
	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ Mühendislik Fak. Makina Müh. Bölümü
Çizen			
Sınıf - No			
Kontrol			
Ölçek 1:1	Krank Mili		Resim No
			



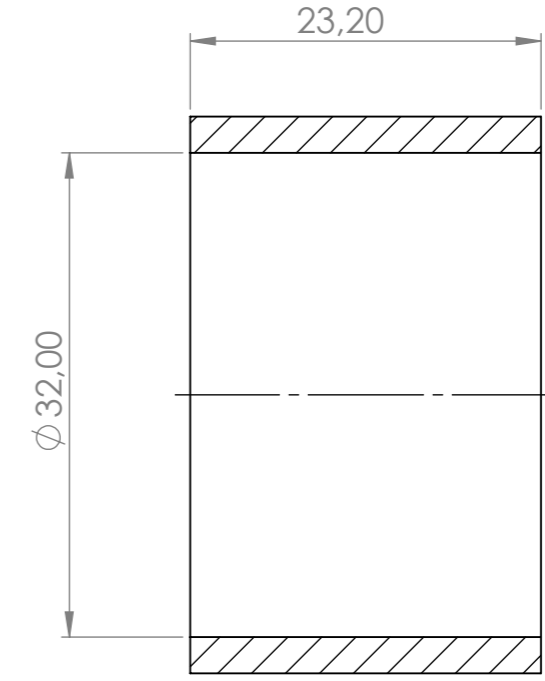
## KESİT A-A

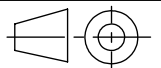


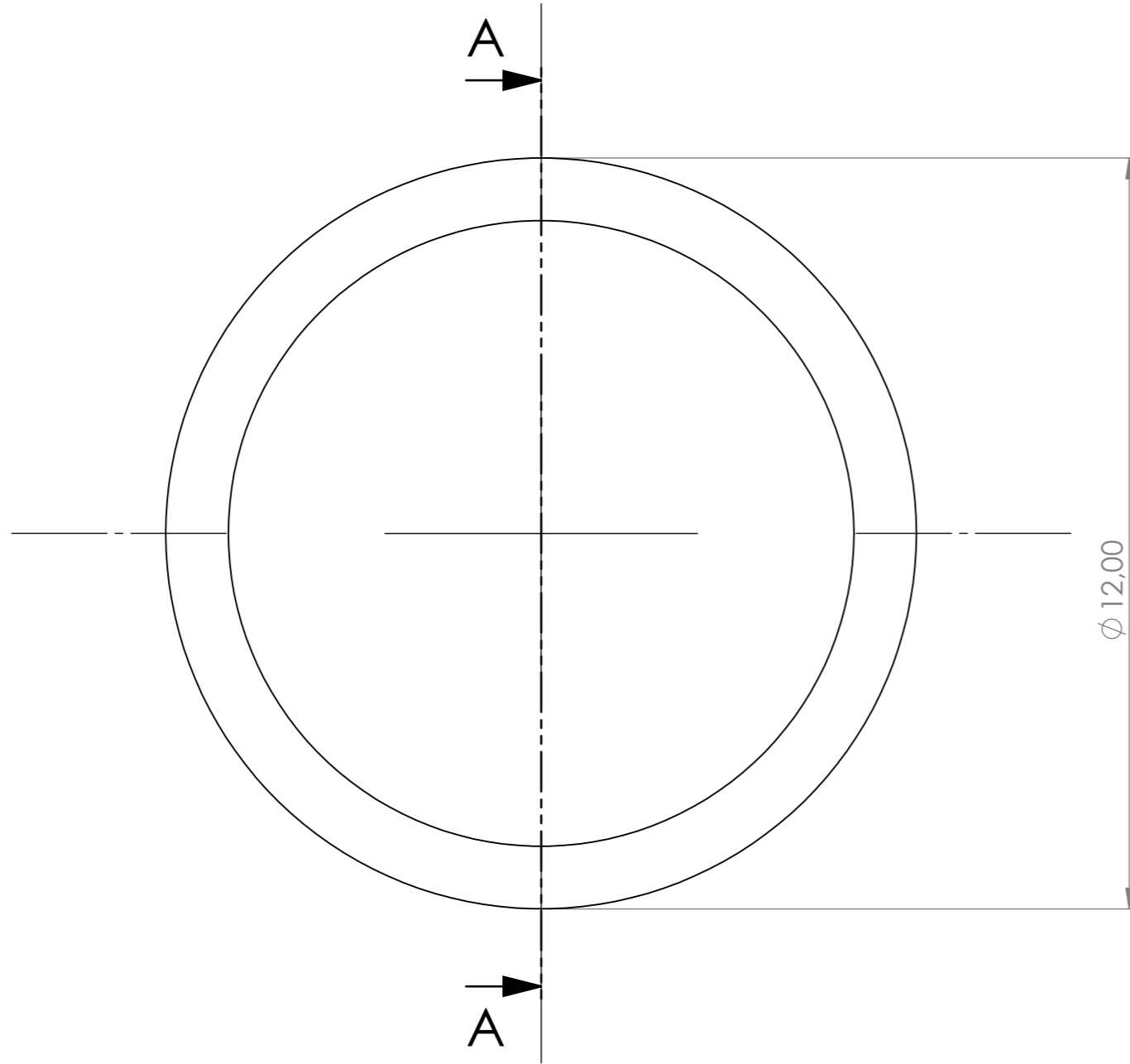
	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ Mühendislik Fak. Makina Müh. Bölümü
Çizen			
Sınıf - No			
Kontrol			
Ölçek 1:1	Perno		Resim No



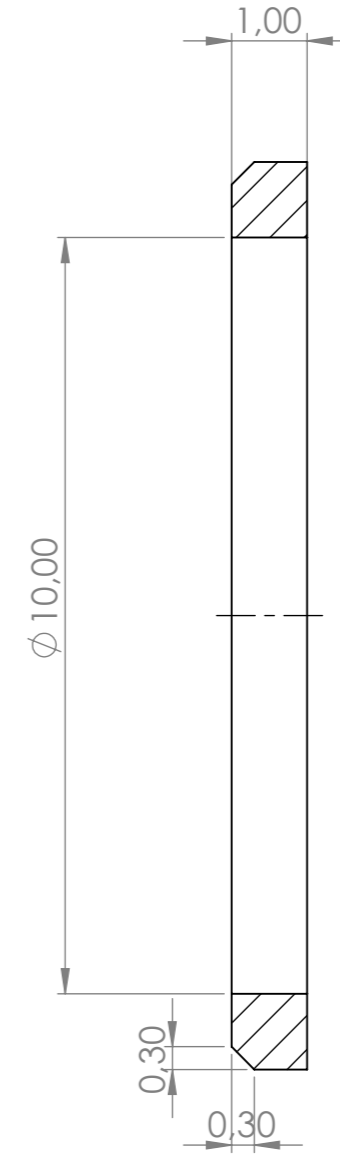
### KESİT A-A



	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ Mühendislik Fak. Makina Müh. Bölümü
Çizen			
Sınıf - No			
Kontrol			
Ölçek 1:1	Burç		Resim No
			

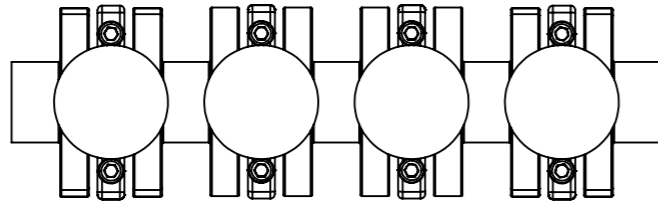
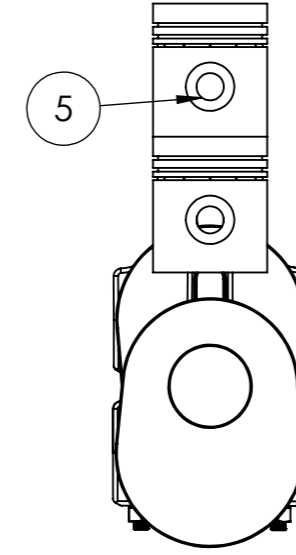
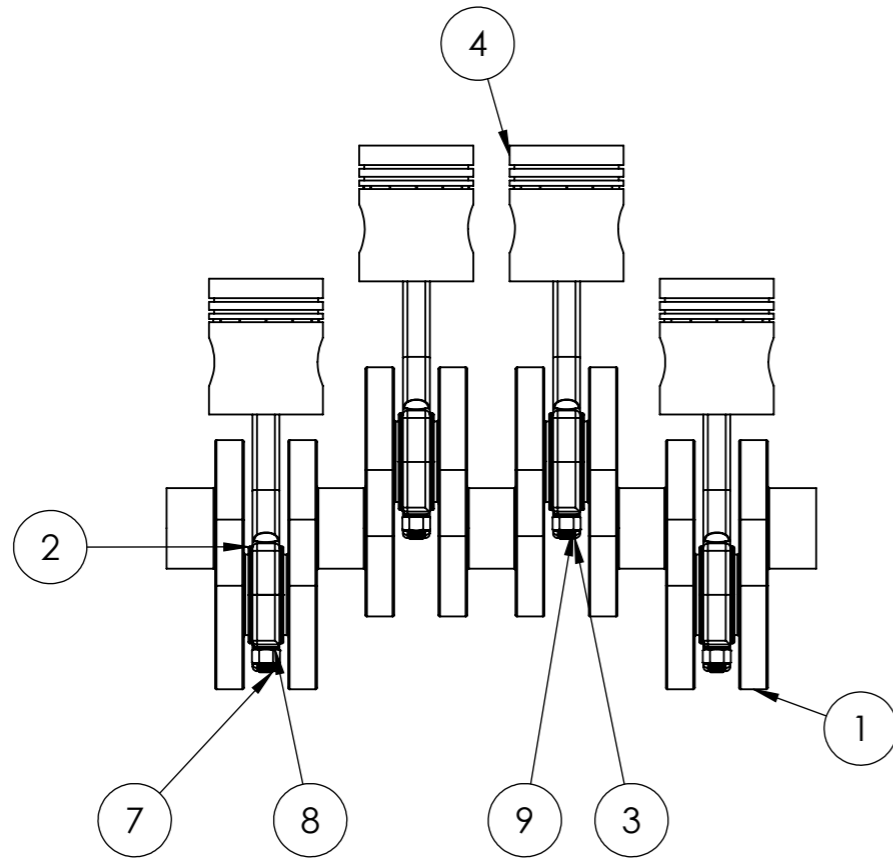


### KESİT A-A



	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ Mühendislik Fak. Makina Müh. Bölümü
Çizen			
Sınıf - No			
Kontrol			
Ölçek 1:1	Rondela		Resim No





ITEM NO.	PART NUMBER	DESCRIPTION	QTY.
1	Krank Mili		1
2	Biyel Üst		4
3	Biyel Alt Tabla		4
4	Piston		4
5	Perno		4
6	Burç		4
7	ISO 4762 M10 x 70 - 70S		8
8	Rondela		8
9	ISO - 4034 - M10 - S		8

Çizen	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ Mühendislik Fak. Makina Müh. Bölümü
Sınıf - No			
Kontrol			
Ölçek 1:5	Montaj		Resim No