

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



**88 kW GÜCÜNDE BÜTANOL – DİZEL YAKIT KARIŞIMIYLA
ÇALIŞABİLEN YENİ NESİL BİR DİZEL MOTORUN HAREKET
ELEMENLARININ TASARIMI**

HAZIRLAYANLAR

364962 Beyhan Bıkcın

364918 Hasan Taha Apak

364974 Batuhan Aksungur

364888 Hilal Dursun

PROJE SORUMLUSU

Prof. Dr. Zehra ŞAHİN

HAZİRAN 2021

TRABZON

ÖZET

Ulaşım için harcanan petrol, global petrol tüketiminin büyük çoğunluğunu oluşturmaktadır. Trafiğe kaydedilen motorlu kara taşıtlarının her geçen gün hızla arttığı göz önünde bulundurulduğunda tüketimin oldukça önemli bir bölümünün kara taşıtları tarafından harcandığı anlaşılabilir. Bununla beraber dünyadaki petrol yenilenemeyen bir enerji kaynağıdır ve rezervleri gün geçtikçe azalmaktadır. Ayrıca fosil yakıt tüketiminin neden olduğu çevre kirliliğinin büyük boyutlara ulaşmasıyla, insan sağlığına ciddi tehditler oluşturduğu tespit edilmiş ve küresel ısınma, iklimsel değişimler gibi çeşitli zararlar görülmeye başlanmıştır. Bu durum araştırmacıları alternatif yakıtlara yönlendirmiştir. Alternatif yakıtlar arasında alkoller eskiden beri ilgi çekmiştir ve alkoller üzerindeki çalışmalar hala devam etmektedir. N-bütanol ile ilgili çalışmalar ise son yıllarda başlamıştır ve ilgili alkolün özellikle dizel motorlarında kullanımı ile ilgili çalışmalar gün geçtikçe artmıştır.

Bu bitirme çalışması kapsamında %10 bütanol %90 dizel yakıtı karışımı ile çalışabilecek 88 kW gücünde, 1,6 silindir hacminde çevreci ve ekonomik bir 4 zamanlı aşırı doldurmalı dizel taşıt motorunun hareket elemanlarının tasarımı yapılmıştır. Ayrıca yapılan bu bitirme projesinin de daha önceden MM4007-Mühendislik Tasarımı dersi kapsamında termik ve dinamik hesapları yapılmıştır. Ardında da pistonun tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bitirme projesine biyel ve krank mili tasarımı ile devam edilmiştir. Daha sonra üç hareket elemanının montajı yapılmıştır ve montajda görülen bazı sorunlar dolayısıyla piston tasarımında bazı revizeler yapılmıştır. Son olarak, hareket elemanlarının örnek prototipi için piyasa araştırması yapılmıştır ve hareket elemanlarının üretimi üç boyutlu yazıcı kullanılarak yaptırılmıştır.

Lisans düzeyindeki bu bitirme çalışması gerçek bir dizel motoru üretimi için yeterli olmamakla birlikte, motorların nasıl tasarlanacağı ve dizel motorlarında alternatif yakıt kullanımı konusunda yol gösterici niteliği taşımaktadır. Ancak burada yapılan termik, dinamik ve hareket elemanlarının tasarımı gerçek motor tasarımında kullanılan aşamaların aynısıdır.

Anahtar Kelimeler: Yeni nesil dizel motoru, n-butanol, termik ve dinamik hesaplar, piston-biyel-krank mili tasarımı, çevreci motor

SUMMARY

The usage of petrol for transportation constitute major utilization of global petrol. Considering that motor land vehicles which saved to traffic increase, have major effect on consumption of petrol sources. Nevertheless, petrol is a nonrenewable resource and its reserve decreases day by day. According to consumption of fossil fuels, there are several adverse impact which are hazardous effects on human health and enviromental pollution. Therefore such as climate change and global warming become apparent. By this condition, researchers direct into alternative fuels. Among alternative fuels alcohol group take attention from of old and studies on alcohol groups continues nowadays. Studies concerns n-butanol start in recent years and studies including usage of related alcohol especially for diesel motors increase day by day.

As part of graduation project, design of movement components of turbocharged diesel engine which includes workable 10% butanol 90% diesel fuel mixture 88 kW power 1.6 cubic capacity, ecologically friendly and economical made. On the other hand concerning graduation project, calculations of thermic and dynamic are done before MM4007- Engineering Desing lecture. Subsequently design of piston done. Graduation project continued with piston rod and design of crank shaft. After that, installation of three motion component done and accordingly errors in installation period, certain revisions are done. Finally, for example prototype of motion components, market search made well and production of motion components done by using three-dimensional printer.

Since this graduation project level of bachelor degree is not enough to produce real diesel engine, this project have the exhibition of how engines designed and usage of alternative fuel in diesel engines. Nevertheless in this project, design of thermic, dynamic and motion components are closely associated with real engine designs.

Key Words : New generation diesel engine, n-butanol, thermic and dynamic calculations, piston- connecting rod-crank shaft desing, ecologically friendly engine

İÇİNDEKİLER

1. GİRİŞ	1
1.1. Bitirme Çalışmasının Amaç ve Kapsamı	1
1.2. İzlenecek Yol	2
2. BİYEL KOLUNUN TASARIMI	3
2.1 Biyel Kolu Tasarımına Giriş	3
2.2. Biyelin Ampirik Olarak Boyutlandırılması ve Mukavemet Kontrolleri.....	6
2.2.1. Biyel Boyu.....	6
2.2.2. Biyel Küçük Başı Hesabı	7
2.2.2.1 Biyel Küçük Başı Boyutlandırılması.....	7
2.2.2.2 Biyel Küçük Başı Mukavemet Kontrolleri	7
2.2.2.2.1. I-I Kesitinde Çekme Kontrolü	8
2.2.2.2.2. Burcun Presle Takılmasından Doğan Gerilmenin Kontrolü.....	9
2.2.2.2.3. II-II ve A-A Kesitinde Eğilme Kontrolü	11
2.2.2.2.3.1.Eksoz Sonunda Biyel Küçük Başı Üzerindeki Maksimum Çekme Kuvveti	11
2.2.2.2.3.2. Yanma Sonunda Biyel Küçük Başı Üzerindeki Maksimum Basma Kuvveti.....	11
2.2.2.2.3.3. Biyel Küçük Başı ve Biyel Şaftı İçin Bazı Büyüklükler	12
2.2.2.2.3.4. Maksimum Çekme Kuvveti Etkisi Altında Meydana Gelen Gerilme	13
2.2.3. Biyel Şaftı Hesabı.....	15
2.2.3.1. Biyel Şaftına Etki Eden Yardımcı Kuvvetler	16
2.2.3.1.1. Yanma Sonu Maksimum Basma Kuvveti	16
2.2.3.1.2. Emme Basıncında Maksimum Çekme	16
2.2.3.2. Şaftın Burkulma Kontrolü	17
2.2.3.3. Biyel Şaftının Basma Kontrolü	18
2.2.3.4. Biyel Şaftının Eğilme Kontrolü.....	18
2.2.3.5. Şafta Etki Eden Çekme Gerilmesi.....	19
2.2.4. Biyel Büyükbaş Hesabı	19
2.2.4.1. III-III Kesitinin Eğilme Kontrolü	21
2.2.4.2. Bağlama Cıvatalarının Kontrolü.....	23
3. KRANK MİLİNİN TASARIMI	25
3.1. Giriş	25
3.1.1. Genel Bilgiler ve Koşullar.....	26
3.1.1.1. Malzeme	26

3.1.1.1. Ortam Koşulları ve Termik Hesaplar	26
3.2. Krank Milinin Ampirik Olarak Boyutlandırılması	27
3.2.1. Silindirler Arası Uzaklık	28
3.2.2. Krank Muylularının Boyu ve Çapı	28
3.2.3. Ana Yatak Muylularının Boyu ve Çapı.....	28
3.2.4. Krank Kollarının Genişliği ve Derinliği.....	29
3.2.5. Geçiş Dairesi Yarıçapı ve Muylular Arası Mesafe	29
3.2.6. Karşı Ağırlıkla Beraber Kol Uzunluğu	30
3.2.7. Karşı Ağırlıksız Kol Uzunluğu.....	30
3.3. Krank Mili Mukavemet Hesapları	31
3.3.1. Krank ve Ana Yatak Muylusu Ezilme Kontrolü	32
3.3.2. Krank Milinin Yorulma Mukavemet Hesabı	33
3.3.3. Krank Milinin Statik Mukavemet Hesabı.....	38
3.4. Ana Yatak Konstrüksiyonu Yaklaşık Hesabı	42
3.4.1. Krank Milinin Yaklaşık Ağırlık Hesabı	42
3.4.2. Yatakların Mukavemet Kontrolü.....	42
3.4.3. Civataların Hesabı	43
3.5. Krank Milinin Denge Hesabı.....	44
3.6. Karşı Ağırlığın Kütlesi	45
3.7. İrdeleme.....	48
4. ÇEVRE ve MAALİYET ANALİZİ	50
4.1. Bitirme Projesinin Üretim Maliyeti.....	55
5. SONUÇLAR	57
6. KAYNAKÇA	58
7. EKLER.....	60

1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlarda yanma sonu ürünleri olarak atmosfer ortamına birçok gaz salınımı yapılmaktadır. Dünya Sağlık Örgütü (WHO) tarafından yapılan laboratuvar testlerinde atmosfere salınan bu gazlardan çevre ve insan sağlığına en fazla zararı olan gaz, halk arasında kara duman olarak da adlandırılan NO_x gazıdır. Dizel motorların yanma sonu ürünlerinden olan NO_x gazının emisyon değerleri Euro 6-Avrupa Emisyon Standartlarıncı belirlenen sınır değerlerinin çok üstündedir. Getirilen ciddi emisyon sınırlamaları nedeniyle çoğu Avrupa ülkesinde alternatif yakıtlı ve hibrit taşıtlara yönelim artmıştır. Yapılan testler ve araştırmalar sonucu görülmüştür ki alkol bazlı yakıt karışımları, dizel motorlarındaki emisyon değerlerini dikkate değer ölçüde azaltmaktadır. Bu durum da dizel motorlarından salınan yanma sonu gazlarının çevre ve insan sağlığına olan olumsuz etkilerini azaltmaktadır. Bununla beraber dizel motorları üzerinde yapılan çalışmalar göstermiştir ki, dizel yakıtı en iyi metil alkol türleriyle ve bu türler içerisinde ise n-bütanol ile karışım yapmaktadır. Ayrıca tarımsal ürünlerle de elde edilebilen n-bütanolün petrol yakıtlarıyla belirli oranlarda karıştırılarak doğrudan kullanılabilmesiyle birlikte, petrol arzının de azalacağı tespit edilmiştir. Türkiye gibi gelişmekte olan ülkelerde petrol arzının yıllar geçtikçe arttığı göz önünde bulundurulursa, alkol karışimli yakıtların ülke bütçesine büyük katkı sağlayacağı rahatlıkla söylenebilir.

Bitirme projesi kapsamında yapılan motor hareket elemanlarının tasarımı direkt olarak gerçek bir içten yanmalı motor üretiminde kullanılamamaktadır ve ampirik verilere dayanan hesap yöntemleri uygulanmıştır. Ancak bu proje daha ileri çevrim modellemesi ve sonlu elemanlar gibi yöntemlere dayalı tasarım çalışmalarının temelini oluşturabilir niteliktedir.

1.1. Bitirme Çalışmasının Amaç ve Kapsamı

Yapılan bu bitirme çalışmasının temel amaç ve kapsamı; 88 kW (118 BG) gücünde, 4000 devir/dakika nominal devir sayısında, 16.5 sıkıştırma oranlı, 1.6 litre silindir hacmine sahip, dört silindirli ve dört zamanlı, çevreci bir yakıt türü olan n-bütanol ile beraber %10 n-bütanol %90 dizel oranında yakıt karışımı ile çalışabilen, yüksek aşırı doldurmalı bir dizel motorunun elemanlarının tasarımını yapmaktır. Ayrıca bu bitirme çalışmasının bir diğer önem arz eden kapsamı; yapılan bu çalışmanın gerçek bir içten yanmalı motor elemanlarının tasarımında kullanılmasının uygun olmamasına rağmen, içten yanmalı motorlar üzerinde proje yapacak olan mühendis adaylarına bilgi ve kolaylık sağlaması ve otomotiv piyasasında içten yanmalı bir motor tasarlanırken bir ön bilgilendirme sunmasıdır.

1.2. İzlenecek Yol

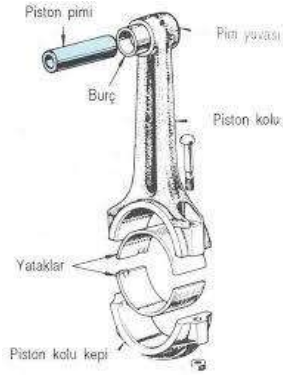
- Biyel kolunun ana boyutlarının ampirik veriler yardımıyla belirlenmesi
- Belirlenen ana boyutlar ile biyel kolunun öncelikle biyel küçük başı üzerindeki kritik kesitte çekme gerilmesinin kontrolü, burcun presle takılmasından doğan gerilmenin kontrolü, yine kritik kesitlerdeki eğilme gerilmelerinin kontrolü ve burcun etkisiyle iç ve dış yüzeylerde oluşan gerilmelerin kontrolleri olmak üzere mukavemet kontrollerinin yapılması
- Biyel şaftı için belirlenen ana boyutlar ile birlikte, burkulma kontrolü, basma gerilmesi kontrolü, eğilme gerilmesi kontrolü ve çekme gerilmesi kontrolleri olmak üzere mukavemet kontrollerinin yapılması
- Biyel büyük başı için belirlenen ana boyutlar ile birlikte, kritik kesitte meydana gelen eğilme gerilmesinin kontrolü, biyel küçük başı ile biyel kepini birbirine bağlayan cıvataların üzerlerine gelen çekme gerilmelerinin kontrollerinden yola çıkarak cıvata boyutlandırılmasının yapılması
- Ampirik olarak hesaplanmış olan boyutlara bağlı kalarak Solidworks programıyla biyel kolu mekanizmasındaki biyel üst gövdesi, biyel kepi, pim burcu ve yatak zarflarının tasarımlarının ve 3 boyutlu modellemelerinin yapılması
- Krank mili ana boyutlarının ampirik veriler yardımıyla belirlenmesi
- Belirlenen ana boyutlarla krank milinin ezilme, yorulma ve statik mukavemet hesaplarının yapılması
- Ampirik olarak hesaplanmış boyutlara bağlı kalarak Solidworks programıyla krank kolunun tasarlanması ve 3 boyutlu olarak modellenmesi
- Karşı ağırlığının 1/3 Simpson metodu kullanılarak kütesinin hesaplanması ve Solidworks programından alınan değerle kıyaslanması,
- Karşı ağırlığın krank yarıçapına indirgenmiş kütleyle dengeleyip dengelemediğinin kontrolü
- Solidworks programıyla parçaların montajı ve pistonun revize edilmesi
- Bitirme projesinin mali ve çevresel açıdan analiz edilmesi

2. BİYEL KOLUNUN TASARIMI

Bitirme projesinin bu bölümünde; termik ve dinamik hesapları yapılmış olan 88 kW gücündeki aşırı doldurmalı dizel motorumuzun biyel kolu tasarımı yapılacaktır.

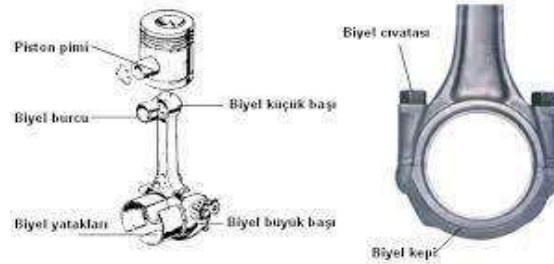
2.1 Biyel Kolu Tasarımına Giriş

Biyel kolu, pistonla krank milini birbirine bağlayan parçadır. Üst tarafı olan ve biyel küçük başı olarak adlandırılan kısmı perno yardımıyla pistonla ve diğer tarafı olan ve biyel büyük başı olarak adlandırılan kısmı ise krank pimi ile krank miline bağlanan biyel kolları, pistonun silindir içinde yaptığı aksel hareketi dönme hareketine çevirerek krank milinin dönmesini sağlar. Motorun, piston pernosu ile birlikte mekanik olarak en çok yüklenen yani üzerlerine en fazla gerilme kuvvetinin etki ettiği parçalarındandır.



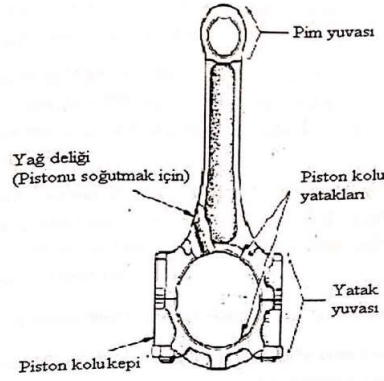
Şekil 2.1. Biyelin Kısımları

Biyel malzemesi olarak kır dökme demir kullanılır. Kır dökme demir ucuz olması, sınırlı yağlanması, aşınma ve kaynamaya karşı koyacak sertliğe sahip olmasından dolayı biyel için ideal malzemedir. Seri üretimde kokil kalıplar kullanılarak üretilir. Dökümle temel yapıtım oluşturulmasından sonra hassas talaş kaldırma yöntemleri ile pim ve krank yatakları işlenir. Ancak son zamanlarda motor güçlerinin artmasıyla çok daha fazla mukavemetli bir imalat yöntemi olan sıcak dövme metoduyla da imal edilebilmektedir.



Şekil 2.2. Biyelin Kısımları / Biyel Küçük Başı ve Büyük Başının Gösterimi

Biyelin krank miline bağlanan kısmına biyel büyük başı denir. Biyel büyük başı krank miline kolayca sökülüp takılabilmesi için Şekil 7.2'de görüldüğü gibi iki parçalı olarak yapılmıştır. Genellikle biyel kepleri, biyel büyük başlarına, biyel cıvata ve somunları ile bağlanır, bu cıvatalar karşılıklı iki adet olduğu gibi bazı büyük motorlarda ikişerden dört adet olabilir. Bazı biyelerde de biyel cıvataları, biyel büyük başında dış açılmış yuvalara sıkılır. Biyelin pistonu bağlanan kısmına ise biyel küçük başı denir. Piston, piston pimi vasıtasıyla biyel küçük başına bağlanır. Piston piminin, biyeye sabit bağlanan biyelerde, piston pimi, bir kilitleme cıvatası ile biyel küçük başına bağlanır. Tam serbest veya biyelde serbest, pim bağlama sistemlerinde ise piston piminin, biyel küçük başına yataklandırılması için biyel küçük başında bronz piston pimi burçları bulunur.

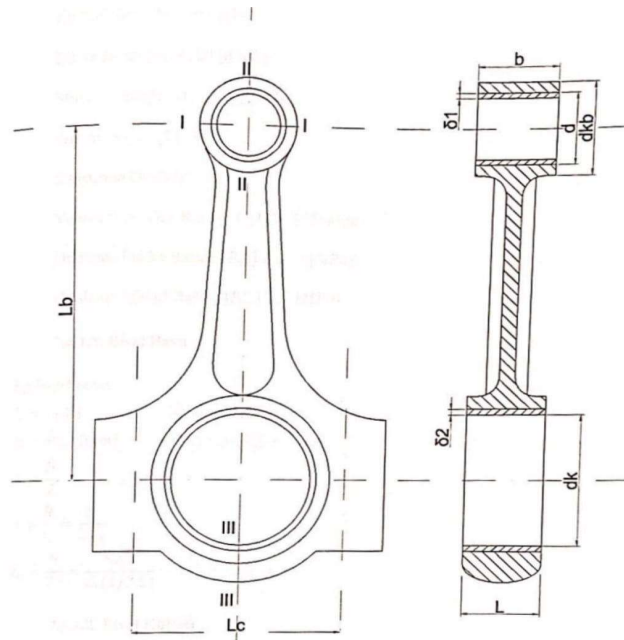


Şekil 2.3. Yağ Deliği Gösterilmiş Bir Biyel

Bazı biyelerde piston piminin yağlanması için biyel büyük başında konik biçimde bir yağ deliği bulunur. Yağ segmanlarının sıyrıp piston yağ akıtma deliklerinden kartere dönen yağlar, bu konik deliğe dolarak piston pimini yağlar. Bugünkü tam basınçlı yağlama sistemi bulunan motorlarda ise biyel küçük başından, biyel büyük başına uzanan ve biyel gövdesini boydan boya kateden bir yağ deliğinden piston pimleri basınçlı yağla yağlanır. Biyel muylusunda bulunan yağ deliği, krank milinin her dönüşünde bu delikle bir kere karşılaşarak piston pimine yağ gönderir. Ayrıca biyel küçük başının yan tarafında silindirleri yağlamak için bir yağ püskürtme deliği vardır. Pistonun her üst ölü noktaya çıkışında biyel muylusundaki yağ deliği, biyel küçük başındaki yağ püskürtme deliği ile karşılaşarak silindir cidarına ve supap mekanizmasına yağ püskürtür.

Ayrıca motorun dengesini korumak ve titreşim yapmadan düzgün çalışmasını sağlamak için biyel başı ve biyel kepleri numaralanmıştır. Biyel mekanizması motordan sökülüp takılırken bu numaralar motorun gerekli yönüne getirilerek piston biyel mekanizması motora takılır.

Tasarım projenin bu bölümde biyel; ampirik bağıntılardan yararlanarak önce boyutlandırılacak, daha sonra hesaplanan boyutların gerekli kontrolleri yapılacaktır. Boyutlar gerekli kontrolleri sağlamışsa bir sonraki aşamaya geçilecektir. Gerekli güvenliği sağlamayan herhangi bir boyut tespit edilirse ilgili boyut uygun şekilde yeniden boyutlandırılacaktır ve güvenli hale getirilecektir.



Şekil 2.4. Biyel Üzerindeki Önemli Boyutlar

Biyel Küçük Başlı Boyutları

d_{kb} : Biyel küçük başı dış çapı

d : Biyel küçük başı iç çapı

δ_1 : Burç et kalınlığı

b : Perno Genişliği

Biyel Büyük Başlı Boyutları

d_k : Krank muylusu çapı

L : Biyel büyük başı genişliği

δ_2 : Yatak zarfı kalınlığı

L_b : Biyel boyu

L_c : Cıvata eksenleri arasındaki mesafe

2.2. Biyelin Ampirik Olarak Boyutlandırılması ve Mukavemet Kontrolleri

Daha önceki bölümlerde yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen ve biyelin boyutlandırılmasında kullanılacak bazı değerler aşağıda verilmiştir. Bu değerlerden yararlanarak ve belirli ampirik bağıntılar kullanılarak biyel boyutlandırılacaktır.

Motor Türü : Yüksek Aşırı Doldurmalı Dizel Motoru

Efektif Güç [Ne] : 88 kW

Devir Sayısı [n] : 4000 devir/dk

Strok Uzunluğu [H] : 80,94907738 mm

Silindir Sayısı [z] : 4

Sıkıştırma Oranı [ε] : 16,5

Yanma Sonu Gaz Basıncı [P_z] : 13,97161844 MPa

Ortalama İndike Basınç [P_{mi}] : 1,925045196 MPa

Ortalama Efektif Basınç [P_{me}] : 1,652951927 MPa

Eksoz Gazları Basıncı [P_r] : 0,200772 MPa

2.2.1. Biyel Boyu

Biyel küçük başı ve biyel büyük başının merkezleri arasındaki uzaklığa biyel boyu (L_b) denilmektedir ve aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır.

$$L_b = \frac{H}{2 \cdot \lambda} \text{ mm} \quad (2.1)$$

$$\text{Biyel Oranı: } \lambda = \frac{R}{L_b} = \frac{I}{3,5}$$

$$L_b = \frac{80,94907738}{2 \cdot (1/3,5)} = 141,660885 \text{ mm}$$

2.2.2. Biyel Küçük Başı Hesabı

2.2.2.1 Biyel Küçük Başı Boyutlandırılması

$$\text{Biyel Küçük Başı Dış Çapı, } d_{kb} = (1,3 \div 1,7) \cdot D_1 \quad (2.2)$$

$$\text{Piston Pernosu Dış Çapı, } D_1 = 25,35951493 \text{ mm}$$

$$d_{kb} = 1,5 \cdot 25,35951493$$

$$d_{kb} = 38,0392724 \text{ mm}$$

$$\text{Biyel Küçük Başı İç Çapı, } d = (1,10 \div 1,25) \cdot D_1 \quad (2.3)$$

$$d = 1,15 \cdot 25,35951493$$

$$d = 29,1634422 \text{ mm}$$

$$\text{Burç Et Kalınlığı, } \delta = (0,083 \div 0,085) \cdot D_1 \quad (2.4)$$

$$\delta = 0,084 \cdot 25,35951493$$

$$\delta = 2,13019925 \text{ mm}$$

$$\text{Perno Genişliği, } b = (0,33 \div 0,35) \cdot D \quad (2.5)$$

$$\text{Silindir Çapı, } D = 79,848416 \text{ mm}$$

$$b = 0,34 \cdot 79,848416$$

$$b = 27,1484614 \text{ mm}$$

2.2.2.2 Biyel Küçük Başı Mukavemet Kontrolleri

Biyel küçük başı içerisinde bulunan perno aracılığı ile pistondan biyeye, farklı yönlerde kuvvetler iletilmektedir. Bu kuvvetlerin etkisi altında biyel küçük başının farklı eksenlerdeki kesitlerinde, birbirinden farklı gerilmeler meydana gelir. Biyel küçük başı üzerinde bulunan kritik bölgelerde oluşabilecek kritik durumlar için aşağıda sıralanan mukavemet kontrolleri yapılacaktır.

- I-I Kesitinde Çekme Kontrolü
- Burcun Presle Takılmasından Doğan Gerilme Kontrolü
- II-II ve A-A Kesitlerindeki Eğilme Kontrolleri

2.2.2.2.1. I-I Kesitinde Çekme Kontrolü

$$\sigma_{\zeta} = \frac{F_{\zeta}}{(d_{kb}-d).b} \text{ MPa}$$

$$F_{\zeta} = -m'.R. \omega^2.(1+\lambda) \text{ N} \quad (2.6)$$

$$\text{Hareketli kütle, } m' = m_p + m_b' \quad (2.8)$$

$$\text{Piston Kütlesi, } m_p = 1,233138388 \text{ kg}$$

$$\text{I-I Kesitinden Yukarıdaki Biyel Kütlesi, } m_b' = (0,06 \div 0,09).m_b \quad (2.9)$$

$$\text{Biyel Kütlesi, } m_b = 1,479766066 \text{ kg}$$

$$m_b' = 0,07 . 1,479766066$$

$$m_b' = 0,10358 \text{ kg}$$

$$m' = 1,233138388 + 0,10358$$

$$m' = 1,336722013 \text{ kg}$$

$$\text{Açısal Hız, } \omega = \frac{2\pi.n}{60} \text{ rad/s}$$

$$\omega = \frac{2\pi.4000}{60}$$

$$\omega = 418,879 \text{ rad/s}$$

$$F_{\zeta} = -1,336722013.((79,848416/2).10^{-3}). (418,879)^2.(1+1/3,5)$$

$F_{\zeta} = -12205,19424 \text{ (N)}$ (Buradaki – işareti kuvvetin biyel üzerinde yukarıya doğru etkiğini ve, çeki kuvveti olduğunu göstermektedir.)

$$\sigma_{\zeta} = \frac{12205,19424}{(38,0392724 - 29,1634422).27,1484614}$$

$$\sigma_{\zeta} = 50,65128722 \text{ MPa}$$

Bu gerilme değerinin emniyet sınırları içerisinde olup olmadığını göstergesi olarak emniyet gerilmesi değerinden küçük veya eşit olması gerekmektedir.

Alaşımli Çelikler İçin Emniyetli Çekme Gerilmesi Sınırları, $\sigma_{\zeta,em} = (150 \div 200) \text{ MPa}$

$$\sigma_{\zeta,em} > \sigma_{\zeta}$$

Biyel küçük başında yapılan boyutlandırmanın, çekme gerilmesi için kritik bir kesit olan I-I kesiti üzerine düşen çekme gerilmesinin emniyet gerilmesinden düşük olmasına bakılarak uygun olduğu söylenebilir.

2.2.2.2.2. Burcun Presle Takılmasından Doğan Gerilmenin Kontrolü

Bu bölümde Lamé formülleri adı altında, burcun pres ile takılmasından dolayı doğan gerilme biyel küçük başının iç ve dış kısımları için ayrı ayrı hesaplanacak ve emniyet gerilmesi ile kıyaslanarak emniyetli olup olmadıkları tespit edilecektir.

Lamé Formülleri;

$$\sigma_{iç} = P \cdot \frac{2 \cdot d^2}{d_{kb}^2 - d^2} \text{ MPa} \quad (2.10)$$

$$\sigma_{dış} = P \cdot \frac{d_{kb}^2 + d^2}{d_{kb}^2 - d^2} \text{ MPa} \quad (2.11)$$

Çap Farkından Meydana Gelen Ortalama Basınç:

$$P = \frac{\Delta}{d \cdot \left[\frac{\left(\frac{d_{kb}^2 + D_1^2}{d_{kb}^2 - D_1^2} \right) + \mu}{E_{biyel}} + \frac{\left(\frac{d^2 + D_1^2}{d^2 - D_1^2} \right) - \mu}{E_{burç}} \right]} \text{ Mpa} \quad (2.12)$$

$$\text{Burç Soğukken Burç ile Biyel Küçük Başları Arasındaki Boşluk, } \Delta = \Delta_1 + \Delta_{ter} \quad (2.13)$$

$$\text{Burcun Sıkılık Toleransı, } \Delta_1 = (0,0004 \div 0,0015) \cdot D \quad (2.14)$$

$$\Delta_1 = 0,0006 \cdot 79,848416$$

$$\Delta_1 = 0,04790905 \text{ mm}$$

$$\text{Sıcaklık Toleransı: } \Delta_{ter} = d \cdot (\alpha_{burç} - \alpha_{biyel}) \cdot \Delta T \text{ mm}$$

$$(7.15)$$

$$\text{Biyel Malzemesinin Genleşme Katsayısı, } \alpha_{biyel} = 1 \cdot 10^{-5} \text{ (1/K)}$$

$$\text{Burç Malzemesinin Genleşme Katsayısı, } \alpha_{burç} = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ (1/K)}$$

$$\text{Ortalama Biyel Küçük Başları ve Burç Sıcaklığı, } \Delta T = (100 \div 120) \text{ K} \quad (2.16)$$

$$\Delta T = 115 \text{ K}$$

$$\Delta_{ter} = 29,1634422 \cdot (1 \cdot 10^{-5} - 1,8 \cdot 10^{-5}) \cdot 115$$

$$\Delta_{ter} = 0,026830367 \text{ mm}$$

$$\Delta = 0,04790905 + 0,026830367$$

$$\Delta = 0,074739416 \text{ mm}$$

Poisson Oranı, $\mu = 0,3$

Biyel Malzemesi Elastisite Modülü, $E_{biyel} = 220000$ MPa

Burç Malzemesi Elastisite Modülü, $E_{burç} = 115000$ Mpa

$$P = \frac{0,074739416}{29,1634422 \cdot \left[\frac{\left(\frac{38,03927^2 + 25,359515^2}{38,03927^2 - 25,359515^2} \right) + 0,3}{220000} + \frac{\left(\frac{29,16344^2 + 25,35951^2}{29,16344^2 - 25,35951^2} \right) - 0,3}{115000} \right]}$$

$$P = 35,01287116 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{em} = (100 \div 150) \text{ MPa}$$

$$\sigma_{iç} = 35,01287116 \cdot \frac{2 \cdot 29,1634422^2}{38,0392724^2 - 29,1634422^2}$$

$$\sigma_{iç} = 99,8480261 \text{ MPa}$$

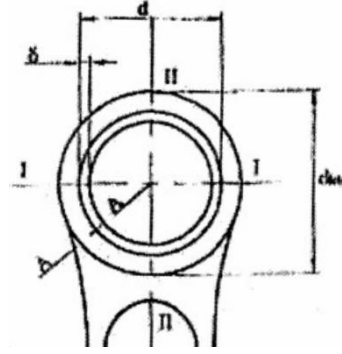
$\sigma_{em} > \sigma_{iç}$; Görüldüğü üzere I-I kesitinin iç kısmında burcun presle takılmasından doğan gerilme emniyetlidir.

$$\sigma_{dış} = 35,01287116 \cdot \frac{38,0392724^2 + 29,1634422^2}{38,0392724^2 - 29,1634422^2}$$

$$\sigma_{dış} = 134,860897 \text{ MPa}$$

$\sigma_{em} > \sigma_{dış}$; Görüldüğü üzere I-I kesitinin dış kısmında burcun presle takılmasından doğan gerilme emniyetlidir.

2.2.2.2.3. II-II ve A-A Kesitinde Eğilme Kontrolü



Şekil 2.5. Biyel küçük başı üzerinde II-II ve A-A kesitinin konumu

2.2.2.2.3.1. Eksoz İşlemi Sonunda Biyel Küçük Başı Üzerindeki Maksimum Çekme Kuvveti

$$F_{\text{ç}} = (-m').R.(\omega^2).(1+\lambda) \text{ N}$$

$$F_{\text{ç}} = -1,336722013.((79,848416/2).10^{-3}).(418,879)^2.(1+1/3,5)$$

$$F_{\text{ç}} = -12205,19424 \text{ N}$$

2.2.2.2.3.2. Yanma İşlemi Sonunda Biyel Küçük Başı Üzerindeki Maksimum Basma Kuvveti

$$F_b = -m.R.(\omega^2).(1+\lambda) + (P_{z,g} - P_0) \cdot \frac{\pi.D^2}{4} \text{ N} \quad (2.17)$$

Yanma Sonu Maksimum Gerçek Gaz Basıncı, $P_{z,g} = 13,97161844 \text{ MPa}$

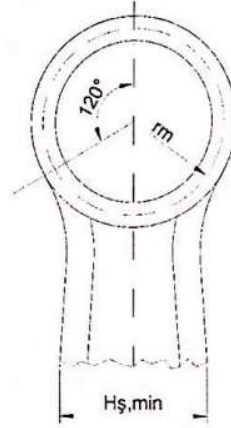
Atmosfer Basıncı, $P_0 = 0,1 \text{ MPa}$

$$F_b = -1,336722013.(79,848416/2).10^{-3}).(418,879)^2.(1+1/3,5) +$$

$$(13,97161844+0,1).10^6 \cdot \frac{\pi.79,848416^2}{4}$$

$$F_b = 57257,18042 \text{ N}$$

2.2.2.2.3.3. Biyel Küçük Başı ve Biyel Şaftı İçin Bazı Büyüklükler



Şekil 2.6. Biyel Şaftının Minimum Kalınlığı

$$\text{Ortalama Yarıçap: } r_m = \frac{d + d_{kb}}{4} \quad (2.18)$$

$$r_m = \frac{29,1634422 + 38,0392724}{4}$$

$$r_m = 16,8007 \text{ mm}$$

$$\text{Biyel Şaftının Minimum Kalınlığı: } h_s = d \cdot \cos 45^\circ \quad (2.19)$$

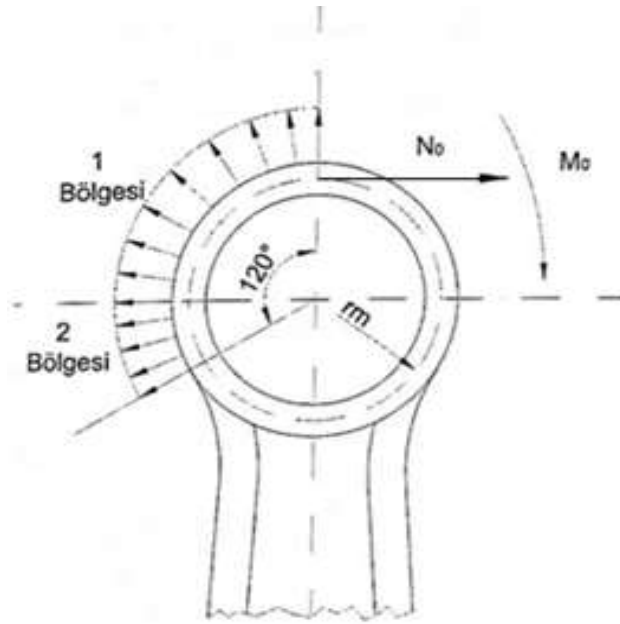
$$h_s = 29,1634422 \cdot \cos 45^\circ$$

$$h_s = 20,62167 \text{ mm}$$

Biyel küçük başından biyel şaftına geçiş çizimle uygun olarak belirlenebilir.

$$\text{Geçiş Açısı: } \varphi_g = 120^\circ$$

2.2.2.2.3.4. Maksimum Çekme Kuvveti Etkisi Altında Meydana Gelen Gerilme



Şekil 2.7. Biyele Çekme Kuvveti Etkisi Altında Etkiyen Kuvvet ve Moment

Burada kontrolünün yapılması gereken en tehlikeli, kritik konum A-A kesitindeki (2 bölgesi) $\varphi = \varphi_g$ konumudur. Bunun temel nedeni belirlenen noktanın konstrüksiyonundan dolayı o noktadaki eğilme momenti değerinin maksimum olmasından kaynaklanmaktadır.

$$N_0 = F_{\ç} \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_g) \text{ N} \quad (2.20)$$

$$N_0 = 12205,19424 \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 120)$$

$$N_0 = 5809,67246 \text{ N}$$

$$M_0 = F_{\ç} \cdot r_m \cdot (0,00033 \cdot \varphi_g - 0,0297) \text{ Nm} \quad (2.21)$$

$$M_0 = 12205,19424 \cdot (16,8007 \cdot 10^{-3}) \cdot (0,00033 \cdot 120 - 0,0297)$$

$$M_0 = 2,030049908 \text{ Nm}$$

$$\text{Normal Kuvvet, } N = N_0 \cdot \cos\varphi - (F_{\ç}/2) \cdot (\cos\varphi - \sin\varphi) \text{ N} \quad (2.22)$$

$$N = 5809,67246 \cdot \cos 120^\circ - (12205,19424/2) \cdot (\cos 120^\circ - \sin 120^\circ)$$

$$N = 5431,466467 \text{ N}$$

$$\text{Eğilme Momenti, } M_e = M_0 + N_0 \cdot r_m \cdot (1 - \cos\varphi) + (F_{\ç}/2) \cdot r_m \cdot (\cos\varphi - \sin\varphi) \text{ Nm} \quad (2.23)$$

$$M_e = 2,030049908 + 5809,67246 \cdot (16,8007 \cdot 10^{-3}) \cdot (1 - \cos 120^\circ) + (12205,19424/2) \cdot (16,8007 \cdot 10^{-3}) \cdot (\cos 120^\circ - \sin 120^\circ)$$

$$M_e = 8,384167247 \text{ Nm}$$

Burcun Etkisiyle İç ve Dış Yüzeylerde Oluşan Gerilmeler

$$K = \frac{E_{biyel} \cdot A_{kb}}{E_{biyel} \cdot A_{kb} + E_{burç} \cdot A_{burç}} \quad (2.24)$$

K : Burcun mukavemete etkisi nedeniyle tanımlanan katsayı.

A_{kb} : Biyel küçükbaşı kesit alanı.

$A_{burç}$: Burç kesit alanı.

$$A_{kb} = (d_{kb} - d) \cdot b \quad (2.25)$$

$$A_{kb} = (38,039 - 29,163) \cdot 27,148 = 240,965 \text{ mm}^2$$

$$A_{burç} = (d - D_1) \cdot b \quad (2.26)$$

$$A_{burç} = (29,163 - 25,359) \cdot 27,148 = 103,271 \text{ mm}^2$$

(2.24) bağıntısını kullanarak K katsayısını buluruz.

$$K = \frac{2,2 \cdot 10^5 \cdot 240,965}{2,2 \cdot 10^5 \cdot 240,965 + 1,5 \cdot 10^5 \cdot 103,271}$$

$$K = 0,816976$$

$$h_{kb} = \frac{d_{kb} - d}{2} \quad (2.27)$$

$$h_{kb} = \frac{38,039 - 29,163}{2} = 4,438 \text{ mm}$$

$$\sigma_{dış} = \left[2 \cdot M_e \cdot \frac{6 \cdot r_m + h_{kb}}{h_{kb}(2 \cdot r_m + h_{kb})} + K \cdot N \right] \cdot \frac{10^{-6}}{b \cdot h_{kb}} \text{ MPa} \quad (2.28)$$

$$\sigma_{iç} = \left[-2 \cdot M_e \cdot \frac{6 \cdot r_m - h_{kb}}{h_{kb}(2 \cdot r_m + h_{kb})} + K \cdot N \right] \cdot \frac{10^{-6}}{b \cdot h_{kb}} \text{ MPa} \quad (2.29)$$

$$\sigma_{em} = (160 - 240) \text{ MPa}$$

Daha önce hesaplamış olduğumuz değerleri (2.28) ve (2.29) bağıntılarında yerlerine koyarak iç ve dış gerilmeleri buluruz.

$$\sigma_{dış} = \left[2,838417 \cdot \frac{6,0168 + 0,004438}{0,004438 \cdot (2,0168 + 0,004438)} + 0,816976 \cdot 5431,466 \right] \cdot \frac{10^{-6}}{0,02715 \cdot 0,004438}$$

$$\sigma_{dış} = 123,5948 \text{ MPa}$$

$\sigma_{dış} \leq \sigma_{em}$ olduğundan sistem emniyetlidir.

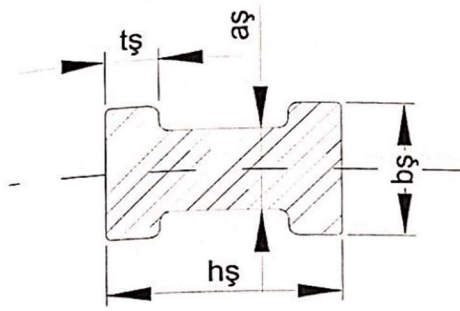
$$\sigma_{iç} = \left[-2.8,38417 \cdot \frac{6.0,0168 - 0,004438}{0,004438 \cdot (2.0,0168 + 0,004438) + 0,816976.5431,466} \right] \cdot \frac{10^{-6}}{0,02715.0,004438}$$

$$\sigma_{iç} = -42,6172 \text{ MPa}$$

$\sigma_{iç} \leq \sigma_{em}$ olduğundan sistem emniyetlidir.

2.2.3. Biyel Şaftı Hesabı

Biyel şaftının kesiti genellikle I profil şeklinde tasarlanır. Biyel gövdesi biyelin boylamasına eksenine göre simetrik olması gerekir. Biyel şaftının kesiti atalet kuvvetlerinden dolayı çekmeye, yanma basıncı altında ise basmaya maruz kalır. Biyel şaftlarında burkulma kontrolü de yapılması gerekir.



Şekil 2.8. Biyel şaftı kesitinde önemli boyutlar.

$$h_{ş,min} = (0,50 \div 0,55) \cdot d_{kb} \quad (2.30)$$

$$h_{ş,min} = 0,54225.38,0393$$

$$h_{ş,min} = 20,6268 \text{ mm}$$

$$h_{ş} = (1,2 \div 1,4) \cdot h_{ş,min} \quad (2.31)$$

$$h_{ş} = 1,3.20,6268$$

$$h_{ş} = 26,8148 \text{ mm}$$

$$b_s = (0,50 \div 0,70). h_s \quad (2.32)$$

$$b_s = 0,6.26,8148$$

$$b_s = 16,0889 \text{ mm}$$

$$a_s = t_s = (4 \div 7,5) = 6 \text{ mm}$$

2.2.3.1. Biyel Şaftına Etki Eden Yardımcı Kuvvetler

2.2.3.1.1. Yanma Sonu Maksimum Basma Kuvveti

Yanma sonunda yanmış gazların basıncı ile F_{bas} basma kuvveti oluşur. Maksimum basma kuvveti aşağıda verilen (2.33) bağıntısıyla hesaplanır.

$$F_{bas} = (P_{z,g} - P_0) \cdot \frac{\pi.D^2}{4} - m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot [1 + \lambda] \text{ N} \quad (2.33)$$

m : Pistonun kütlesi ve biyelin, biyel küçükbaşına indirgenmiş kütlelerinin toplamıdır.

$$m = m_p + 0,275 \cdot m_b \text{ kg}$$

$$m = 1,2331 + 0,275 \cdot 1,4798$$

$$m = 1,6401 \text{ kg}$$

$$F_{bas} = (13,9716 - 0,1) \cdot 10^6 \cdot 0,00501 - 1,6401 \cdot 0,0405 \cdot 418,879^2 \cdot [1,2857]$$

$$F_{bas} = 54487,367 \text{ N}$$

2.2.3.1.2. Emme Basıncında Maksimum Çekme

Eksoz strokunun sonunda serbest kütleler kuvveti dolayısı ile biyel şaftı çekmeye zorlanır. Bu çekme kuvvetinin maksimum değerini aşağıda verilen (2.34) bağıntısıyla;

$$F_{çek} = P_r \cdot \frac{\pi.D^2}{4} - m \cdot R \cdot \omega^2 \cdot [1 + \lambda] \text{ N} \quad (2.34)$$

P_r : Eksoz gazları basıncı.

$$F_{çek} = 0,200772 \cdot 0,00501 - 1,6401 \cdot 0,0405 \cdot 418,879^2 \cdot [1,2857]$$

$$F_{çek} = -14975,0067 \text{ N} , \text{ olarak buluruz.}$$

2.2.3.2. Şaftın Burkulma Kontrolü

Hızlı dizel motorlarında biyelin burkulma kontrolünün de yapılması gerekir. Burkulma hesabı için gerekli bağıntı aşağıdaki gibidir.

$$\lambda = \frac{l_b}{\dot{I}} \quad (2.35)$$

λ : Narinlik derecesi.

$$\dot{I} = \sqrt{\frac{I_{x-x}}{A}} \quad (2.36)$$

\dot{I} : Eylemsizlik yarıçapı.

$$I_{x-x} = \frac{b_s \cdot h_s^3 - (b_s - a_s) \cdot (h_s - 2 \cdot t_s)^3}{12} \text{ m}^4 \quad (2.37)$$

$$I_{x-x} = \left[\frac{16,0889 \cdot 26,8148^3 - (16,0889 - 6) \cdot (16,8149 - 2,6)^3}{12} \right] \cdot 10^{-12}$$

$$I_{x-x} = 23116,8768 \cdot 10^{-12} \text{ m}^4$$

$$A = b_s \cdot h_s - (b_s - a_s) \cdot (h_s - 2 \cdot t_s) \text{ m}^2 \quad (2.38)$$

$$A = 16,0889 \cdot 26,8148 - (16,0889 - 6) \cdot (26,8148 - 2,6)$$

$$A = 281,956 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

Bulduğumuz atalet momenti ve alan değerlerini (2.36) bağıntısında yerine koyarız.

$$\dot{I} = \sqrt{\frac{23116,8768 \cdot 10^{-12}}{281,956 \cdot 10^{-6}}}$$

$$\dot{I} = 0,009055$$

$$\lambda = \frac{141,6608 \cdot 10^{-3}}{0,009055}$$

$$\lambda = 15,645$$

Kritik narinlik derecesini, $\lambda_0 = \pi \cdot \left(\frac{E}{\sigma_E} \right)^{\frac{1}{2}}$ bağıntısı ile buluruz.

$$\lambda_0 = \pi \cdot \left(\frac{105000}{250} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$\lambda_0 = 64,3835$$

$\lambda < \lambda_0$ olduğuna göre burkulma elastiktir.

2.2.3.3. Biyel Şaftının Basma Kontrolü

Biyel yanma ile gaz basıncı altında basıya maruz kalır. Basma kuvvetini daha önce (2.33) bağıntısıyla bulmuştuk.

$$\sigma_b = \frac{F_{bas}}{A} \quad (2.39)$$

$$\sigma_b = \frac{54487,3669 \cdot 10^{-6}}{281,956 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_b = 193,2479 \text{ MPa}$$

2.2.3.4. Biyel Şaftının Eğilme Kontrolü

Biyel şaftı atalet kuvvetleri dolayısı ile eğilmeye zorlanır. Biyelin güvenli gerilme değerleri aralığında çalışıp çalışmadığını kontrol edebilmemiz için şaft kesitindeki maksimum eğilme momentini bilmeliyiz. Maksimum moment aşağıda verilen bağıntı ile hesaplanabilir.

$$M_{e,max} = \frac{R \cdot \omega^2 \cdot \rho \cdot A \cdot l_b^2}{9\sqrt{3}} \text{ Nm} \quad (2.40)$$

$$M_{e,max} = \frac{0,0405 \cdot 418,879^2 \cdot 780 \cdot 0,00501 \cdot 0,14166^2}{9\sqrt{3}}$$

$$M_{e,max} = 35,7086 \text{ Nm}$$

Eğilmedeki mukavemet momenti ise:

$$W_{x-x} = \frac{l_{x-x}}{\left(\frac{h_y}{2}\right)} \quad (2.41)$$

$$W_{x-x} = \frac{23116,8768 \cdot 10^{-1}}{\left(\frac{26,8148 \cdot 10^{-3}}{2}\right)}$$

$$W_{x-x} = 1,7242 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3, \text{ olarak bulunur.}$$

$$\sigma_e = \frac{M_{e,max}}{W_{x-x}} \text{ Pa} \quad (2.42)$$

$$\sigma_e = \frac{35,7068}{1,7242 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_e = 20710397,01 \text{ Pa} = 20,7104 \text{ MPa}$$

Bu hesaplamalara göre basma gerilmesinin en büyük değeri ile eğilme gerilmesinin en büyük değerini toplayarak biyel şaftına etki eden maksimum gerilmeyi buluruz.

$$\sigma_{top} = \sigma_e + \sigma_b = 193,2479 + 20,7104$$

$$\sigma_{top} = 213,9582 \text{ MPa}$$

Emniyet gerilmesi $\sigma_{em} = (200 \div 350) \text{ MPa}$ 'dır.

$\sigma_{top} \leq \sigma_{em}$ olduğundan sistem emniyetlidir.

2.2.3.5. Şafta Etki Eden Çekme Gerilmesi

Eksoz stroku sonunda atalet kuvvetlerinden dolayı oluşan çekme gerilmesi;

$$\sigma_{\zeta} = \frac{F_{\zeta ek}}{A} \text{ Pa} \tag{2.43}$$

$$\sigma_{\zeta} = \frac{-14975,0067}{281,956 \cdot 10^{-6}}$$

$\sigma_{\zeta} = -53111183,24 \text{ Pa} = 53,1112 \text{ MPa}$, olarak bulunur.

Emniyet gerilmemiz ise: $\sigma_{\zeta,em} = (160 \div 227) \text{ MPa}$ 'dır.

$\sigma_{\zeta} \leq \sigma_{\zeta,em}$ olduğundan sistem emniyetlidir.

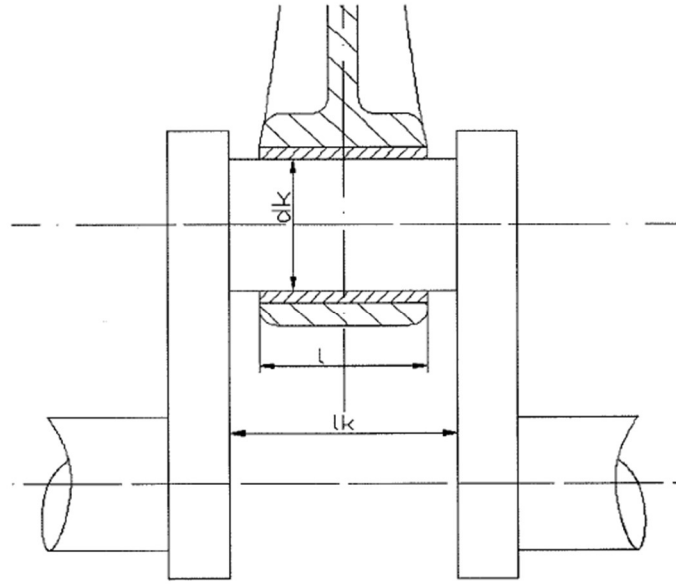
2.2.4. Biyel Büyükbaşı Hesabı

Biyel başı (biyel büyükbaşı) genellikle iki parçadan oluşur ve içinde iki parçalı yatak bulunur. Yatakların alt ve üst parçaları birbirinin aynısıdır ve ince yataklar kullanılabilmesi için rijitliği yüksek malzeme seçilir. Biyel büyükbaşı krank muylusu üzerinde çalışır fakat biyel büyükbaşının çeliği krank muylusuna temas etmez. Biyel büyükbaşı yuvasındaki iki parçalı yatak temas eder. Bu yataklar yumuşak malzemeden yapılır. Biyelin üzerine çok büyük kuvvetler bindiğinden şaftın kesit değişimi ani olmamalıdır. Geçiş noktalarında gerilme birikmeleri olmaması için geçişleri olabildiğince yumuşak yapılmalıdır.



Şekil 2.9. Biyel büyükbaşının görüntüsü.

Biyel krank mili bağlantısında önemli boyutların şematik gösterimi ve hesaplamaları aşağıda verildiği gibidir.



Şekil 2.10. Biyel krank mili bağlantısında önemli boyutlar.

$$d_k = 0,7 \cdot D \quad (2.44)$$

d_k : Krank muylusu çapı

$$d_k = 0,7 \cdot 79,8484$$

$$d_k = 55,8939 \text{ mm}$$

$$l_k = 0,42 \cdot D \quad (2.45)$$

l_k : Krank muylusunun boyu

$$l_k = 0,42 \cdot 79,8484$$

$$l_k = 33,5363 \text{ mm}$$

$$\delta_2 = (0,03 \div 0,05). d_k \quad (2.46)$$

δ_2 : Yatak zarfı kalınlığı

$$\delta_2 = 0,045.55,8939$$

$$\delta_2 = 2,5152 \text{ mm}$$

$$l_c = (1,30 \div 1,75). d_k \quad (2.47)$$

l_c : Civatalar arası uzaklık

$$l_c = 1,5.55,8939$$

$$l_c = 83,8408 \text{ mm}$$

$$l = (0,45 \div 0,95). d_k \quad (2.48)$$

l : Biyel büyükbaşı genişliği

$$l = 0,55.55,8939$$

$$l = 30,7416 \text{ mm}$$

2.2.4.1. III-III Kesitinin Eğilme Kontrolü

$$\frac{S}{l} \cong \frac{a_s}{b_s} \quad (2.49)$$

$$S \geq (4 - 5) \text{ mm}$$

$$S \cong \frac{30,7416.6}{16,0889}$$

$$S = 11,4644 \text{ mm}$$

Hesapladığımız değer şartları sağlıyor. Mukavemet açısından $S = 18 \text{ mm}$ olarak alındı.

$$F = R. \omega^2. [(m_p + m_A). (1 + \lambda) + (m_B - m')] \quad (2.50)$$

$$m_A = 0,275. m_m = 0,275.1,4798$$

$$m_A = 0,406935 \text{ kg}$$

$$m_B = (0,725. m_b) = 0,725.1,4798$$

$$m_B = 1,072830 \text{ kg}$$

$$m' = (0,20 \div 0,28) \cdot m_b$$

m' : Biyel küçükbaşı alt kapak kütlesi

$$m' = 0,25 \cdot 1,4798$$

$$m' = 0,369942 \text{ kg}$$

$$F = 0,04047 \cdot 418,879^2 \cdot [(1,23314 + 0,40693) \cdot (1 + 0,28571) + (1,0728 - 0,3699)]$$

$$F = 19966,6769 \text{ N}$$

$$M_e = \frac{F}{2} \cdot \left[\frac{l_c}{2} - \frac{d_k}{4} \right] \text{ Nm} \quad (2.50)$$

$$M_e = \frac{19966,6769}{2} \cdot \left[\frac{0,0838408}{2} - \frac{0,0558939}{4} \right]$$

$$M_e = 279,003817 \text{ Nm}$$

$$W_e = \frac{h_y \cdot S^2}{6} \text{ m}^3 \quad (2.51)$$

$$W_e = \frac{26,8148 \cdot 10^{-3} \cdot 0,018^2}{6}$$

$$W_e = 1,4480 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} \text{ N/m}^2 \quad (2.52)$$

$$\sigma_{em} = (100 \div 300) \text{ Mpa}$$

$$\sigma_e = \frac{279,003817}{1,448 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_e = 192,6821 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 = 192,6821 \text{ MPa}$$

$\sigma_e \leq \sigma_{em}$ olduğundan emniyetlidir.

2.2.4.2. Bağlama Civatalarının Kontrolü

Biyel büyük başı civataları merkezkaç kuvvetleri ve atalet kuvvetlerine maruz kalır. Civatalarda atalet kuvvetlerinden dolayı çekme gerilmesi meydana gelir. Biyel başını sıkan civata ve somunlar için yüksek dayanıklı çelik kullanılır. Biyel civataları biyelin büyük baş kapağı hariç biyelin ve pistonun kütlelerini karşılar.

Civataya Gelebilecek Çekme Kontrolü

$$F_{civ} = (1,35 \div 1,50) \cdot F \quad (2.53)$$

$$F = 1,50 \cdot 19966,6769$$

$$F_{civ} = 29950,0154 \text{ N}$$

$$\text{Civata sayısı: } i = 2$$

$$\sigma_{\zeta} = \frac{F_{civ}}{i \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right)} \quad (2.54)$$

Alaşımlı çelik malzemesi için emniyetli gerilme değeri;

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{Sf}$$

Sf ; Emniyet katsayısı

$$Sf = 1,5 \text{ seçildi.}$$

$$\sigma_{ak} = 422 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{em} = \frac{422 \cdot 10^6}{1,5}$$

$$\sigma_{em} = 281333333 \text{ Pa} = 281,33 \text{ MPa}$$

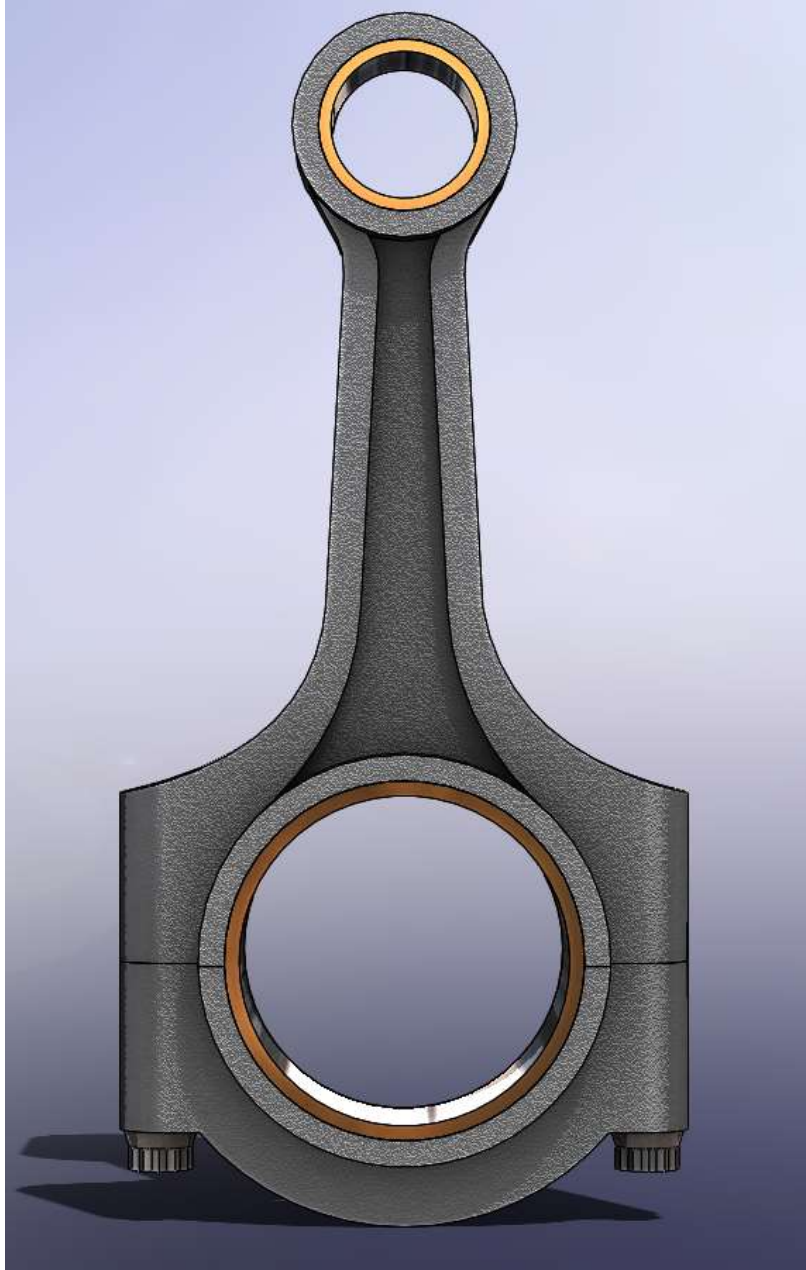
$$\sigma_{em} \geq \sigma_{\zeta} = \frac{F_{civ}}{i \cdot \left(\frac{\pi \cdot d^2}{4} \right)}$$

$$d \geq 0,008232 \text{ m}$$

$$d \geq 8,232 \text{ mm}$$

$$d = 9 \text{ mm}$$

Euro S-Series M10 civata seçimi yapıldı.



Şekil 2.11. Biyel Kolu Mekanizmasının 3D Modeli

3. KRANK MİLİNİN TASARIMI

Bitirme çalışmasının bu bölümünde; termik ve dinamik hesapları yapılmış olan 88 kW gücündeki aşırı doldurmalı dizel-bütanol yakıt karışımıyla çalışan motorun, krank mili tasarımı yapılacaktır. Tasarımda, önceki bölümlerde yer alan piston ve biyel tasarımlarından elde edilen verilerden yararlanılacaktır.

3.1. Giriş

Krank milleri, içten yanmalı motorlarda kimyasal enerjinin mekanik enerjiye dönüştürülmesi sonucu, pistonların verdiği doğrusal hareketi biyel kolları vasıtasıyla dairesel harekete dönüştüren motor iç parçalarıdır [1]. Krank mili sayesinde dönüştürülmüş dairesel hareket volana, oradan da tekerleklere aktarılır. Eksantrik, yani dış merkezli bir mil olan krank, motorun alt kısmında yer alır.

Krank milleri ya kalıpta sıcak preste dövülerek ya da dökümle elde edilir. Biyel kolunun çalışacağı bölgeler talaşlı imalatla hassas bir şekilde işlenir. Milin mekanik ve ısı özelliklerini iyileştirmek için taşlama, ovalama, ısı işlemler, indüksiyon sertleştirme, nitrojen kaplama, tuz banyosu işlemleri yapılabilmektedir. Krank mili yapılacak malzemeden aşınmaya, erimeye ve burulmaya karşı dayanımlı olması beklenir. Bu nedenle malzeme olarak genellikle düşük alaşımli çelikler tercih edilir. Döküm yoluyla üretilen krank mili küresel grafitli dökme demirle de üretilebilir.

Motorun alt kısmındaki krank yatağında dönen krank milinin hasara uğraması diğer motor problemlerini de beraberinde getirmektedir. Bu nedenle krank milinin tasarımı, mukavemeti ve elastikiyeti çok önemlidir. Krankta meydana gelebilecek hasarlara krank milinin mukavemet kontrolleri bölümünde daha ayrıntılı bir biçimde değinilecektir. Tasarım için hesaplar yapılırken benzer motorların verilerinden yararlanılmış ve deneysel yöntemlere dayalı bağıntılar kullanılmıştır.



Şekil 3.1. Krank mili

3.1.1. Genel Bilgiler ve Koşullar

Bu bölümde verilen değerler MM4007 Mühendislik Tasarımı dersi kapsamında hazırlanan tasarım projesinin termik hesaplar bölümünden, malzeme mukavemet değerleri Prof. Dr. Talat TEVRÜZ'un 'Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri' kitabından alınmıştır.

3.1.1.1. Malzeme

Bu çalışmada mil malzemesi olarak 34CrMo4 seçilmiştir. Malzemenin mukavemet değerleri aşağıdaki tablo 2.1'de verilmiştir.

Tablo 3.1. Malzemenin mukavemet değerleri

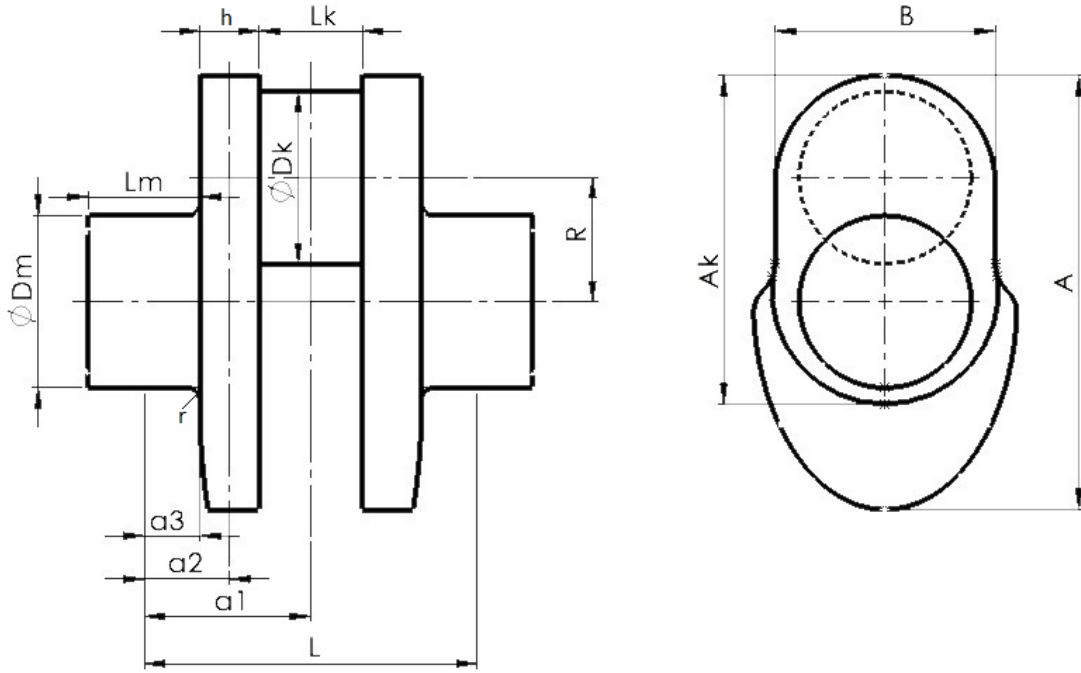
Sembol	Kopma Dayanımı σ_K [MPa]	Akma Dayanımı σ_{AK} [MPa]	Eğilme Dayanımı (sürekli mukavemet) σ_{eD} [MPa]
34CrMo4	1000	800	490

3.1.1.2. Ortam Koşulları ve Termik Hesaplar

Termik hesaplar sonunda bulunan değerler ve ortam koşulları aşağıda listelenmiştir. Krank milinin tasarımı sırasında verilen bu değerlerden yararlanılacaktır.

Ortam basıncı	: $P_0 = 0,1014$ MPa
Yanma sonu basıncı	: $P_z = 13,9716184391673$ MPa
Egzoz sonu basıncı	: $P_r = 0,200772$ MPa
Ortalama efektif basınç	: $P_{me} = 1,652951927$ MPa
Ortalama indike basınç	: $P_{mi} = 1,925045196$ MPa
Silindir çapı	: $D = 79,24848416$
Strok	: $H = 80,94907738$

3.2. Krank Milinin Ampirik Olarak Boyutlandırılması



Şekil 3.2. Krank milinin şematik resmi ve boyutları

- | | | | |
|---------|-----------------------------|---------|--|
| D_m : | Ana yatak muylularının çapı | A : | Karşı ağırlıkla beraber kolun uzunluğu |
| L_m : | Ana yatak muylularının boyu | A_k : | Karşı ağırlıksız kolun uzunluğu |
| H : | Krank kollarının derinliği | L : | Silindirler arası uzaklık |
| B : | Krank kollarının genişliği | a_1 : | Ana yatak ve krank muyluları arası mesafe |
| L_k : | Krank muylularının boyu | a_2 : | Ana yatak muylusu ve krank kolu arası mesafe |
| D_k : | Krank muylularının çapı | a_3 : | Ana yatak muylusu boyunun yarısı |
| R : | İki muylu arası uzaklık | | |

3.2.1. Silindirler Arası Uzaklık

İki silindir arasındaki uzaklık ve şekil 3.2’de L ile gösterilmiştir. Piston çapına bağlı olarak (3.1) bağıntısı kullanılarak hesaplanacaktır.

$$L = (1,25 \div 1,30) \cdot D \quad (3.1)$$

(3.1) bağıntısındaki katsayı aralığı, sunulan bu çalışmada 1,28 olarak seçilmiştir.

$$L = (1,28) \cdot D$$

$$L = (1,28) \cdot (79,24848) = 101,43806 \text{ mm}$$

3.2.2. Krank Muylularının Boyu ve Çapı

D_k krank muylusunun çapını ve L_k boyunu ifade etmek üzere piston çapına bağlı olarak aşağıdaki bağıntılarla hesaplanacaktır.

$$D_k = (0,64 \div 0,75) \cdot D \quad (3.2)$$

(3.2) bağıntısındaki katsayı aralığı, sunulan çalışmada 0,7 olarak seçilmiştir.

$$D_k = (0,7) \cdot D$$

$$D_k = (0,7) \cdot (79,24848) = 55,4739389 \text{ mm}$$

$$L_k = 0,42 \cdot D \quad (3.3)$$

$$L_k = (0,42) \cdot (79,24848) = 33,28436 \text{ mm}$$

3.2.3 Ana Yatak Muylularının Boyu ve Çapı

D_m ana yatak muylusunun çapını ifade etmek üzere piston çapına bağlı olarak aşağıdaki bağıntıyla hesaplanacaktır.

$$D_m = (0,7 \div 0,9) \cdot D \quad (3.4)$$

(3.4) bağıntısındaki katsayı aralığı, sunulan çalışmada 0,7 olarak seçilmiştir.

$$D_m = (0,7) \cdot D$$

$$D_m = (0,7) \cdot (79,24848) = 55,4739389 \text{ mm}$$

L_m ana yatak muylularının boyunu ifade etmektedir ve ana yatak muylusunun çapına bağlı olarak aşağıdaki bağıntıyla hesaplanacaktır.

$$L_m = (0,45 \div 0,84) \cdot D_m \quad (3.5)$$

(3.5) bağıntısındaki katsayı aralığı, sunulan çalışmada 0,65 olarak seçilmiştir.

$$L_m = (0,65).D_m$$

$$L_m = (0,65). (55,4739389) = 36,0580603 \text{ mm}$$

3.2.4. Krank Kollarının Genişliği ve Derinliği

B krank kolunun genişliğini ifade etmektedir ve piston çapına bağlı olarak aşağıdaki ampirik bağıntıyla hesaplanacaktır.

$$B = (0,9 \div 1,3).D \quad (3.6)$$

(3.6) bağıntısındaki katsayı aralığı, sunulan çalışmada 0,9 olarak seçilmiştir.

$$B = 0,9.D$$

$$B = (0,9). (79,24848) = 71,323636 \text{ mm}$$

Krank kolunun derinliği h olmak üzere, piston çapına bağlı olarak aşağıdaki ampirik bağıntıyla hesaplanacaktır.

$$h = (0,24 \div 0,27).D \quad (3.7)$$

(3.7) bağıntısındaki katsayı aralığı, sunulan çalışmada 0,24 olarak seçilmiştir.

$$h = (0,24).D$$

$$h = (0,24). (79,24848) = 19,019636 \text{ mm}$$

3.2.5. Geçiş Dairesi Yarıçapı ve Muylular Arası Mesafe

Geçiş dairesi yarıçapı ana yatak muylusunun çapına bağlı olarak aşağıdaki ampirik bağıntıyla hesaplanacaktır.

$$r = (0,035 \div 0,080). D_m \quad (3.8)$$

(3.8) bağıntısındaki katsayı aralığı, sunulan çalışmada 0,080 olarak seçilmiştir.

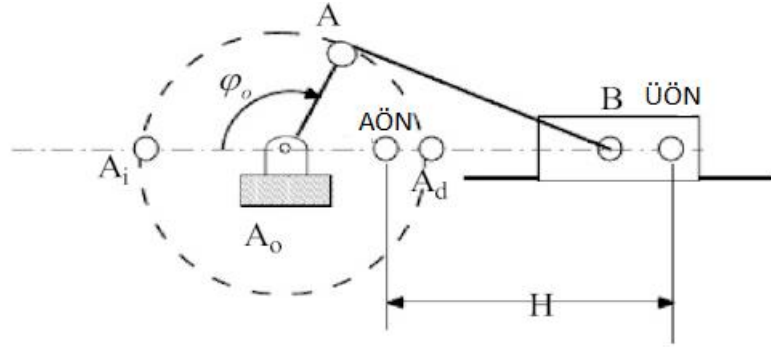
$$r = (0,080). D_m$$

$$r = (0,080). (55,4739389) = 4,4379151 \text{ mm}$$

R krank muylularının arasındaki mesafeyi ifade etmektedir. Santrik krank biyel mekanizması için bu mesafe strokun yarısıdır. Aşağıda hesaplanmıştır:

$$R = \frac{H}{2} \quad (3.9)$$

$$R = \frac{80,9490773783562}{2} = 40,47453869 \text{ mm}$$



Şekil 3.3. Santrik krank-biyel mekanizması

3.2.6. Karşı Ağırlıkla Beraber Kol Uzunluğu

Karşı ağırlıklı kol uzunluğu A olmak üzere krank kolunun genişliğine bağlı olarak aşağıdaki ampirik bağıntıyla hesaplanacaktır.

$$A = 1,9668 \cdot B \quad (3.10)$$

$$A = (1,9668) \cdot (71,323636) = 140,2865 \text{ mm}$$

3.2.7. Karşı Ağırlıksız Kol Uzunluğu

Karşı ağırlıksız kol uzunluğu A_k olmak üzere krank kolunun genişliğine bağlı olarak aşağıdaki ampirik bağıntıyla hesaplanacaktır.

$$A_k = (1,49) \cdot B \quad (3.11)$$

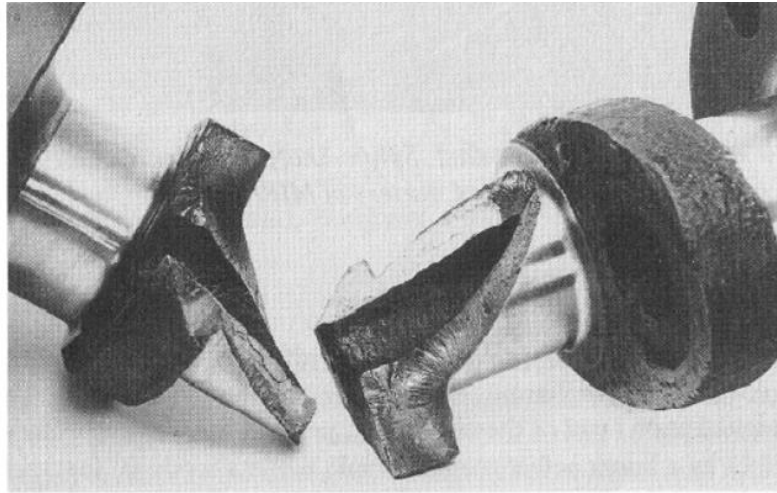
$$A_k = (1,49) \cdot 71,323636 = 106,2722 \text{ mm}$$

3.3. Krank Mili Mukavemet Hesapları

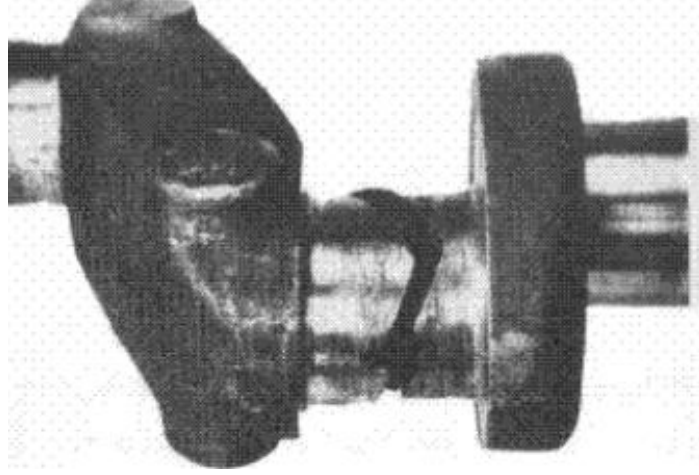
Krank mili kırılması maliyetli otomobil arızalarının başında gelmektedir. Ancak krank mili kırılmalarının sebepleri uzun çalışma sürelerinden sonra, nadir olarak malzeme yorgunluğuna bağlanabilmektedir. Günümüzde krank milleri son teknoloji kalite kontrol sistemleriyle dövme çelikten üretilmektedir. Krank mili kırılmalarının nedenleri daha ziyade şunlardır:

- Yanma bozuklukları, su darbeleri vs. sonucunda krank milinde mekanik zorlama.
- Bozuk bir şanzıman, gevşek denge ağırlıkları vs. nedeniyle motorun aniden teklemesi.
- Örneđin arızalı titreşim sönümleyicileri, arızalı volanlar veya kavramalar gibi aşırı dönme titreşimleri.
- Önceki yatak hasarları veya aşınmış yatak muyluları vs. nedeniyle malzeme zayıflaması.
- Krank mili yataklarının uygunsuz şekilde düzeltilmesi.
- Montaj öncesinde milde mekanik hasar oluşumu. [2]

Özellikle dizel motorlarda rulman aşınması, yetersiz yağlama ve deforme olmuş krank yatağı delikleri milin kırılmasına sebep olabilmektedir.



Şekil 3.4. Milin burulması sonucu meydana gelen kırılma [3]



Şekil 3.5. Milin eğilmesi sonucu meydana gelen kırılma [3]

3.3.1. Krank ve Ana Yatak Muylusu Ezilme Kontrolü

Krank miline ait mukavemet kontrolü iki durum göz önüne alınarak yapılır. Kontrollerden ilki Ü.Ö.N. 'da maksimum gaz basıncının etkidiği durumda ($P_g = P_z$) krank miline etki eden toplam gaz kuvvetinin (F_g) krank ve yatak muylularındaki basınç seviyesini belirlemektir.

$$F_g = (P_g - P_0) \cdot \pi \cdot \frac{D^2}{4} \quad (3.12)$$

Bölüm 3.1.1.2'deki değerlerin (3.12) bağıntısında yerine konarak maksimum gaz kuvveti hesaplanmıştır:

$$F_g = (13,97161844 - 0,1014) \cdot \pi \cdot \frac{79,24848416^2}{4} = 68415,59525 \text{ N}$$

Gaz kuvvetinin (F_g) krank ve yatak muylularında yaratacağı basınç aşağıdaki bağıntılarla hesaplanacaktır.

$$P_{ana} = \frac{F_g}{D_m \cdot L_m} \quad (3.13)$$

$$P_{ana} = \frac{68415,59525}{(55,47393891) \cdot (36,05806029)} = 34,20296417 \text{ MPa}$$

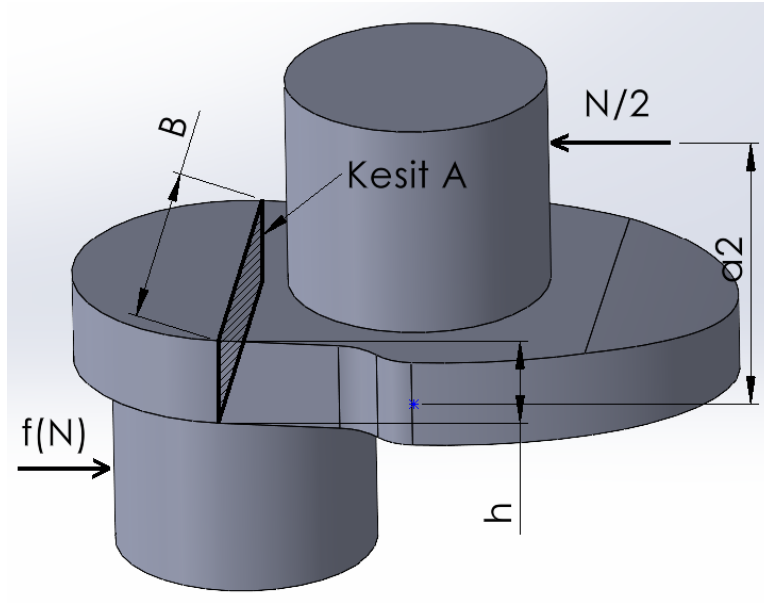
$$P_{krank} = \frac{F_g}{D_k \cdot L_k} \quad (3.14)$$

$$P_{krank} = \frac{68415,59525}{(55,47393891) \cdot (33,28436335)} = 37,05321118 \text{ MPa}$$

Hesaplanan basınç değerlerinin güvenlik açısından turbo şarjlı dizelerde $P_{ana} / P_{krank} < 35-55$ MPa [4] koşulunu sağlaması gerekmektedir. Görüldüğü üzere krank milinin seçilmiş yatak boyutları güvenlidir.

3.3.2. Krank Milinin Yorulma Mukavemet Hesabı

Krank milinin ikinci aşamadaki mukavemet kontrolü Şekil 3.6'da gösterilmiş A kesitinin mukavemet koşullarına uyup uymamasına göre yapılır. Bu kesit radyal kuvvetin neden olduğu reaksiyon kuvvetinin etkisiyle hem eğilme hem de basma-çekilme gerilmelerine maruz kalmaktadır. MM4007 Mühendislik Tasarımı dersi kapsamında hazırlanan tasarım projenin dinamik hesaplar kısmından alınan Tablo 3.2'de krank muylusuna etkiyen kuvvetler verilmiştir. Krank muylusuna etkiyen radyal ve teğetsel kuvvetlerin krank açısına göre değişimi şekil 3.7'de görülmektedir.

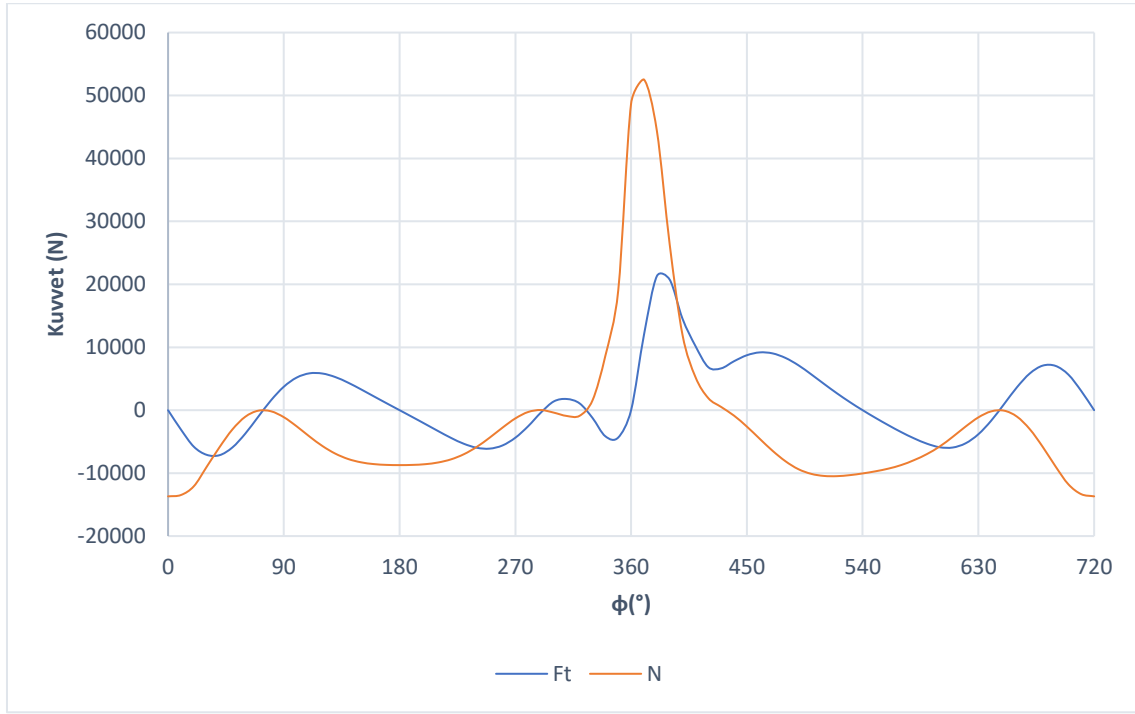


Şekil 3.6. Krank milinin A kesitine etkiyen kuvvetlerin şematik gösterimi

Tablo 3.2. Dinamik hesaplar (MM4007 Mühendislik Tasarımı) [7]

Krank mili açısı	Gaz Kuvveti	Atalet Kuvveti	Pistona Etkiyen Kuvvet	Krank Muylusuna Etkiyen Kuvvet	Teğetsel Kuvvet	Döndürme momenti
$\phi(^{\circ})$	Fg(N)	Fi(N)	Fp(N)	N(N)	Ft(N)	Md(Nm)
0	1285,423	-14975	-13689,6	-13689,5842	0	0
10,0	789,7	-14597,4	-13807,7	-13478,8	-3073,2	-124,4
20,0	148,5	-13494,0	-13345,6	-12092,6	-5795,8	-234,6
30,0	405,0	-11750,7	-11345,7	-9006,9	-7091,1	-287,0
40,0	405,0	-9500,2	-9095,2	-5875,1	-7148,0	-289,3
50,0	405,0	-6908,8	-6503,9	-3063,0	-5920,0	-239,6
60,0	405,0	-4159,7	-3754,8	-1047,0	-3731,2	-151,0
70,0	405,0	-1434,4	-1029,4	-82,5	-1065,4	-43,1
80,0	405,0	1104,6	1509,5	-173,8	1563,5	63,3
90,0	405,0	3327,8	3732,7	-1112,9	3732,7	151,1
100,0	405,0	5149,6	5554,6	-2568,5	5187,4	210,0
110,0	405,0	6532,8	6937,8	-4189,9	5858,0	237,1
120,0	405,0	7487,5	7892,5	-5691,8	5827,3	235,9
130,0	405,0	8064,6	8469,5	-6899,4	5266,9	213,2
140,0	405,0	8344,4	8749,4	-7753,2	4371,8	176,9
150,0	405,0	8422,9	8827,9	-8282,3	3310,5	134,0
160,0	405,0	8395,6	8800,6	-8565,4	2198,0	89,0
170,0	405,0	8343,2	8748,2	-8690,7	1091,1	44,2
180,0	405,0	8319,4	8724,4	-8724,4	0,0	0,0
190,0	407,4	8343,2	8750,6	-8693,2	-1091,4	-44,2
200,0	414,8	8395,6	8810,4	-8575,0	-2200,4	-89,1
210,0	432,1	8422,9	8855,0	-8307,7	-3320,6	-134,4
220,0	466,6	8344,4	8811,1	-7807,8	-4402,6	-178,2
230,0	520,9	8064,6	8585,4	-6993,8	-5339,0	-216,1
240,0	594,9	7487,5	8082,4	-5828,7	-5967,5	-241,5
250,0	700,9	6532,8	7233,7	-4368,7	-6107,9	-247,2
260,0	846,4	5149,6	5996,0	-2772,6	-5599,6	-226,6
270,0	1046,2	3327,8	4374,0	-1304,1	-4374,0	-177,0
280,0	1344,6	1104,6	2449,2	-281,9	-2536,7	-102,7
290,0	1773,7	-1434,4	339,4	27,2	-351,3	-14,2
300,0	2745,5	-4159,7	-1414,3	-394,3	1405,4	56,9
310,0	4957,7	-6908,8	-1951,1	-918,9	1776,0	71,9
320,0	8131,8	-9500,2	-1368,3	-883,9	1075,4	43,5
330,0	13722,9	-11750,7	1972,2	1565,6	-1232,6	-49,9
340,0	23047,8	-13494,0	9553,8	8656,8	-4149,1	-167,9
350,0	34096,8	-14597,4	19499,4	19035,0	-4340,0	-175,7
360,0	63697,0	-14975,0	48722,0	48722,0	0,0	0,0
370,0	68415,0	-14597,4	53817,6	52535,8	11978,1	484,8
380,0	62523,1	-13494,0	49029,0	44425,7	21292,7	861,8
390,0	44933,6	-11750,7	33182,9	26342,5	20739,3	839,4

Krank mili açısı	Gaz Kuvveti	Atalet Kuvveti	Pistona Etkiyen	Krank Muylusuna Etkiyen	Teğetsel Kuvvet	Döndürme momenti
$\phi(^{\circ})$	$F_g(N)$	$F_i(N)$	$F_p(N)$	$N(N)$	$F_t(N)$	$M_d(N.m)$
400,0	27970,5	-9500,2	18470,4	11931,0	14516,0	587,5
410,0	18125,2	-6908,8	11216,3	5282,4	10209,4	413,2
420,0	11037,1	-4159,7	6877,4	1917,7	6834,1	276,6
430,0	7855,6	-1434,4	6421,2	514,4	6646,1	269,0
440,0	6405,4	1104,6	7510,0	-864,5	7778,3	314,8
450,0	5404,1	3327,8	8731,9	-2603,3	8731,9	353,4
460,0	4684,0	5149,6	9833,6	-4547,2	9183,5	371,7
470,0	4156,2	6532,8	10689,0	-6455,4	9025,4	365,3
480,0	3759,1	7487,5	11246,6	-8110,6	8303,8	336,1
490,0	3433,6	8064,6	11498,1	-9366,6	7150,2	289,4
500,0	3068,5	8344,4	11413,0	-10113,5	5702,7	230,8
510,0	2713,4	8422,9	11136,3	-10448,0	4176,1	169,0
520,0	2373,1	8395,6	10768,6	-10480,9	2689,5	108,9
530,0	2045,0	8343,2	10388,2	-10320,0	1295,7	52,4
540,0	1726,9	8319,4	10046,3	-10046,3	0,0	0,0
550,0	1428,5	8343,2	9771,7	-9707,5	-1218,8	-49,3
560,0	1142,4	8395,6	9538,0	-9283,1	-2382,1	-96,4
570,0	868,6	8422,9	9291,5	-8717,3	-3484,3	-141,0
580,0	609,7	8344,4	8954,1	-7934,6	-4474,1	-181,1
590,0	491,3	8064,6	8555,8	-6969,7	-5320,5	-215,3
600,0	491,3	7487,5	7978,8	-5754,0	-5891,0	-238,4
610,0	491,3	6532,8	7024,1	-4242,1	-5930,9	-240,1
620,0	491,3	5149,6	5640,9	-2608,4	-5268,0	-213,2
630,0	491,3	3327,8	3819,1	-1138,6	-3819,1	-154,6
640,0	491,3	1104,6	1595,9	-183,7	-1652,9	-66,9
650,0	491,3	-1434,4	-943,1	-75,6	976,1	39,5
660,0	491,3	-4159,7	-3668,4	-1022,9	3645,4	147,5
670,0	491,3	-6908,8	-6417,5	-3022,4	5841,4	236,4
680,0	491,3	-9500,2	-9008,9	-5819,3	7080,2	286,6
690,0	491,3	-11750,7	-11259,4	-8938,4	7037,1	284,8
700,0	491,3	-13494,0	-13002,8	-11781,9	5646,9	228,6
710,0	925,3	-14597,4	-13672,0	-13346,4	3043,0	123,2
720,0	1285,4	-14975,0	-13689,6	-13689,6	0,0	0,0



Şekil 3.7. Krank mıylusuna etkiyen teğetsel (F_t) ve radyal kuvvetlerin (N) krank açısına göre değişimi

Tablo 3.2'den okunan maksimum ve minimum radyal kuvvet $N_{\max} = 52535,8 \text{ N}$, $N_{\min} = -13689,6 \text{ N}$ 'dur. Tepki kuvvetleri R_N ile adlandırılmak üzere aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır:

$$R_N = \frac{N}{2} \quad (3.15)$$

$$R_{N,\max} = \frac{52535,8}{2} = 26267,90036 \text{ N}$$

$$R_{N,\min} = \frac{-13689,6}{2} = -6844,792123 \text{ N}$$

Bu kuvvetlerin neden olduğu eğilme momentleri aşağıdaki bağıntıyla hesaplanacaktır.

$$M = R_N \cdot a_2 \quad (3.16)$$

(3.16) bağıntısındaki a_2 mesafesi verilen bağıntıyla bulunacaktır:

$$a_2 = \frac{L_m + h}{2} \quad (3.17)$$

$$a_2 = \frac{(36,05806029) + (19,0196362)}{2} = 27,53884824 \text{ mm}$$

(3.17) bağıntısında hesaplanan değer (3.16) bağıntısındaki yerine yazılarak maksimum ve minimum moment ;

$$M_{max} = (26267,90036). (27,53884824) = 723387,7216 \text{ Nmm}$$

$$M_{min} = (-6844,792123). (27,53884824) = -188497,6915 \text{ Nmm bulunmuştur.}$$

Şekil 3.6'da gösterilmiş A kesitinde meydana gelen normal gerilmenin maksimum ve minimum değerleri aşağıdaki bağıntıyla hesaplanacaktır:

$$\sigma = \frac{M}{W_A} + \frac{R_N}{B \cdot h} \quad (3.18)$$

(3.18) bağıntısındaki W_A eğilme mukavemet momentidir.

$$W_A = \frac{B \cdot h^2}{6} \quad (3.19)$$

$$W_A = \frac{(71,32363574). (19,0196362)^2}{6} = 4300,179992 \text{ mm}^3$$

Hesaplanan değer (3.18) bağıntısındaki yerine yazılır ve hesaplamalar tamamlanır.

$$\sigma_{max} = \frac{723387,7216}{4300,179992} + \frac{26267,90036}{(71,32363574). (19,0196362)} = 187,5864207 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{min} = \frac{-188497,6915}{4300,179992} + \frac{-6844,792123}{(71,32363574). (19,0196362)} = -48,88057428 \text{ MPa}$$

Ortalama gerilme ve gerilme genliği aşağıdaki bağıntılarla hesaplanacaktır:

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3.20)$$

$$\sigma_g = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (3.21)$$

$$\sigma_0 = \frac{187,5864207 - 48,88057428}{2} = 69,3529232 \text{ MPa}$$

$$\sigma_g = \frac{187,5864207 + 48,88057428}{2} = 118,2334975 \text{ MPa}$$

Genel değişken zorlanma için Soderberg denklemi aşağıda verilmiştir.

$$\sigma = \sigma_0 + \frac{\sigma_{Ak}}{\sigma_{eD}} \cdot \sigma_g \leq \frac{\sigma_{Ak}}{S} \quad (3.22)$$

(3.22) bağıntısındaki S emniyet katsayısı olmak üzere aşağıdaki gibi hesaplanacaktır:

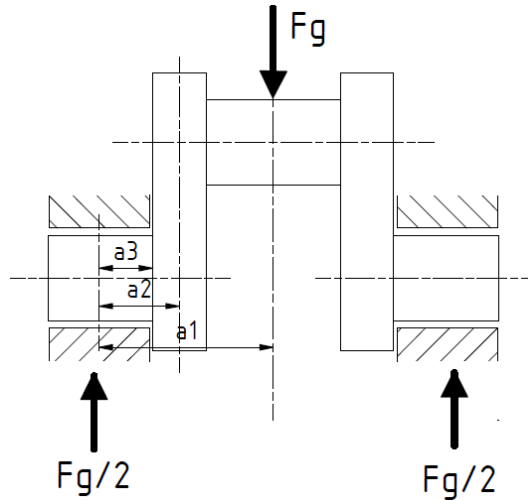
$$S = \frac{\sigma_{Ak} \cdot \sigma_{eD}}{\sigma_{eD} \cdot \sigma_0 + \sigma_g \cdot \sigma_{Ak}} \quad (3.23)$$

$$S = 3,04892916$$

Sünek malzemeler için emniyet katsayısı $S = (1,5 \div 2)$ [5] aralığında seçilebilmektedir. Görüldüğü üzere emniyet katsayısı yeterli büyüklüktedir.

3.3.3. Krank Milinin Statik Mukavemet Hesabı

İkiden fazla yatakla yataklanmış bulunan bir krank mili statik olarak belirsiz bir sistemdir. Gerçekte iki yatak üzerine yataklanmış bir tek silindirik krank mili de statik olarak belirsiz bir sistemdir. Buna rağmen pratik hesaplarda iki yataklı bir krank milinin iki mesnet üzerinde oturduğu ve dolayısıyla statik olarak belirli olduğu kabul edilir. Bu sebeple hesaplar nispeten basitleşmiş ve zorlanmalar için daha net bir fikir elde edilmiş olur. Böylece krank mili hesabında iki yatak arasındaki tek bir muylu hesap edilecektir [6].



Şekil 3.8. Krank mili kesitine etkiyen gaz kuveti

Şekil 3.8’de görülmekte olan a_1 ve a_3 mesafeleri aşağıda verilen bağıntılarla hesaplanacaktır, a_2 mesafesi bağıntı (3.17)’de hesaplanmış aşağıda tekrar verilmiştir.

$$a_1 = \frac{L_m + L_k}{2} + h \quad (3.24)$$

$$a_1 = \frac{36,05806029 + 33,28436335}{2} + 19,0196362 = 53,69084802 \text{ mm}$$

$$a_3 = \frac{L_m}{2} \quad (3.25)$$

$$a_3 = \frac{36,05806029}{2} = 18,02903015 \text{ mm}$$

$$a_2 = 27,53884824 \text{ mm}$$

Piston üst ölü noktada iken yanmanın meydana getirdiği basınç maksimum değerindedir. Bu durumda etki eden kuvvet maksimum gaz kuvveti olup atalet kuvvetleriyle bir miktar azaltılmış durumdadır. Bu kritik durumda muylular eğilmeye zorlanır.

Maksimum gaz kuvveti bağıntı (3.12)'de hesaplanmıştır. $F_g = 68415,59525 \text{ N}$ olmak üzere ana yatak muylularının eğilme gerilmesi aşağıdaki bağıntıyla hesaplanacaktır:

$$\sigma_{e,a} = \frac{M_{e,a}}{W_{e,a}} \quad (3.26)$$

$$M_{e,a} = F_g \cdot a_1$$

$$M_{e,a} = (68415,59525) \cdot (53,69084802) = 3673291,327 \text{ Nmm}$$

$$W_{e,a} = \frac{\pi \cdot D_m^3}{32} \quad (3.28)$$

$$W_{e,a} = \frac{\pi \cdot 55,47393891^3}{32} = 16759,72569 \text{ mm}^3$$

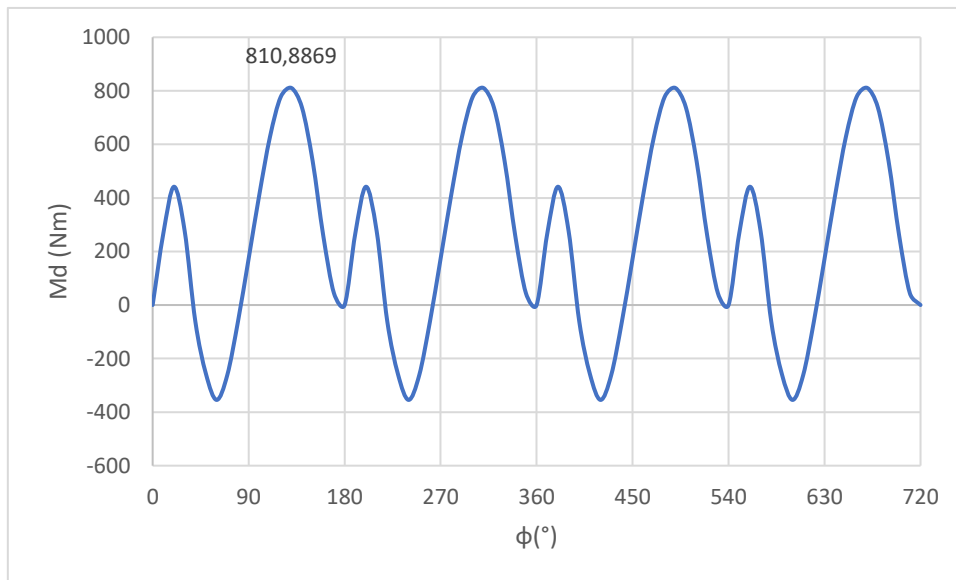
(3.28) bağıntısıyla bulunan eğilme atalet momenti ve (3.26) bağıntısıyla bulunan eğilme momentinin (3.26) bağıntısındaki yerine yazılmasıyla ana yatak muylusundaki eğilme gerilmesi bulunur:

$$\sigma_{e,a} = \frac{3673291,327}{16759,72569} = 219,1737141 \text{ MPa}$$

Ana yatak muylusu eğilme açısından emniyetlidir.

Tablo 3.3. Dinamik hesaplar, toplam döndürme momenti (MM4007 Mühendislik Tasarımı)

Emme		Sıkıştırma		Genişleme		Egzoz		M _{toplam}
$\phi(^{\circ})$	M _{d1}	$\phi(^{\circ})$	M _{d2}	$\phi(^{\circ})$	M _{d3}	$\phi(^{\circ})$	M _{d4}	-
0,0000	0,0000	180,0000	0,0000	360,0000	0,0000	540,0000	0,0000	0,0000
10,0000	-124,3844	190,0000	-44,1758	370,0000	484,8084	550,0000	-49,3303	266,9179
20,0000	-234,5835	200,0000	-89,0608	380,0000	861,8142	560,0000	-96,4154	441,7545
30,0000	-287,0081	210,0000	-134,4007	390,0000	839,4142	570,0000	-141,0264	276,9791
40,0000	-289,3117	220,0000	-178,1927	400,0000	587,5298	580,0000	-181,0856	-61,0601
50,0000	-239,6092	230,0000	-216,0917	410,0000	413,2211	590,0000	-215,3468	-257,8266
60,0000	-151,0169	240,0000	-241,5323	420,0000	276,6081	600,0000	-238,4368	-354,3780
70,0000	-43,1234	250,0000	-247,2150	430,0000	268,9975	610,0000	-240,0507	-261,3916
80,0000	63,2803	260,0000	-226,6429	440,0000	314,8222	620,0000	-213,2189	-61,7593
90,0000	151,0810	270,0000	-177,0346	450,0000	353,4190	630,0000	-154,5748	172,8907
100,0000	209,9561	280,0000	-102,6710	460,0000	371,6968	640,0000	-66,8989	412,0830
110,0000	237,1007	290,0000	-14,2176	470,0000	365,2994	650,0000	39,5073	627,6899
120,0000	235,8573	300,0000	56,8819	480,0000	336,0918	660,0000	147,5451	776,3761
130,0000	213,1742	310,0000	71,8813	490,0000	289,4024	670,0000	236,4291	810,8869
140,0000	176,9457	320,0000	43,5262	500,0000	230,8133	680,0000	286,5660	737,8513
150,0000	133,9890	330,0000	-49,8892	510,0000	169,0263	690,0000	284,8245	537,9505
160,0000	88,9611	340,0000	-167,9333	520,0000	108,8557	700,0000	228,5577	258,4412
170,0000	44,1633	350,0000	-175,6575	530,0000	52,4429	710,0000	123,1624	44,1112
180,0000	0,0000	360,0000	0,0000	540,0000	0,0000	720,0000	0,0000	0,0000



Şekil 3.9. Toplam döndürme momentinin krank açısına göre değişimi

Şekil 3.9’da görüleceği üzere maksimum toplam döndürme momenti 720 derecelik bir tam çevrim içinde 4 defa olmak üzere $M_d = 810,8869$ Nm olarak oluşacağı belirlenmiştir. Ana yatak muyluları için burulma açısından kontrol aşağıda verilmiştir.

$$\tau_b = \frac{M_b}{W_p} \quad (3.29)$$

Ana yatak muylularının burulmaya karşı koyan kesit ataleti aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır:

$$W_p = \frac{\pi \cdot D_m^3}{16} \quad (3.30)$$

$$W_p = \frac{\pi \cdot 55,47393891^3}{16} = 33519,45138 \text{ mm}^3$$

Böylece burulma gerilmesi aşağıda verilmiştir:

$$\tau_b = \frac{4 \cdot (810,8869) \cdot 1000}{33519,45138} = 96,76613324 \text{ MPa}$$

Krank muylusunda eğilme gerilmesi hesabı aşağıdaki bağıntılarla verilmiştir:

$$\sigma_{e,k} = \frac{M_{e,k}}{W_{e,k}} \quad (3.31)$$

$$M_{e,a} = \frac{F_g}{2} \cdot a_1 \quad (3.32)$$

$$M_{e,a} = \frac{(68415,59525)}{2} \cdot (53,69084802) = 1836645,663 \text{ Nmm}$$

Krank muylularının eğilmeye karşı koyan kesit ataleti aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır:

$$W_{e,k} = \frac{\pi \cdot D_k^3}{32} \quad (3.33)$$

$$W_{e,k} = \frac{\pi \cdot 55,47393891^3}{32} = 16759,72569 \text{ mm}^3$$

Böylece krank muylularının eğilme gerilmesi aşağıdaki gibi bulunur.

$$\sigma_{e,k} = \frac{1836645,663}{16759,72569} = 109,5868571 \text{ MPa}$$

Krank muyluları eğilme açısından emniyetlidir. Krank muylusu serbestçe hareket edebildiğinden hesaba katılmamıştır. Von Mises teoremine göre eş değer gerilme aşağıda hesaplanmıştır:

$$\sigma = \sqrt{\sigma_{e,a}^2 + 3 \cdot \tau_b^2} \leq \frac{\sigma_{Ak}}{S} \quad (3.34)$$

$$\sigma = \sqrt{219,1737141^2 + 3 \cdot 96,76613324^2} \leq \frac{800}{S}$$

$$\sigma = 275,91333 \text{ MPa}$$

3.4. Ana Yatak Konstrüksiyonu Yaklaşık Hesabı

Bir önceki bölüm olan biyel hesapları ve yukarıda ampirik bağıntılarla hesaplanmış gerekli değerler aşağıda verilmiştir.

- Krank muylusu çapı : $d_k = 55,47393891 \text{ mm}$
- Burç kalınlığı : $U = 2,496327251 \text{ mm}$
- Civatalar arası mesafe : $L_1 = 1,5 \cdot d_k = 83,21090836 \text{ mm}$
- Yatak zarfının dış çapı : $d_1 = d_k + 2 \cdot U = 60,46659341 \text{ mm}$

3.4.1. Krank Milinin Yaklaşık Ağırlık Hesabı

Çeliğin yoğunluğu $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ olmak üzere krank milinin yaklaşık ağırlığı aşağıdaki bağıntıyla hesaplanacaktır:

$$G_k = \left[8 \cdot h \cdot B \cdot A + \frac{5 \cdot \pi \cdot D_m^2 \cdot L_m}{4} + \frac{4 \cdot \pi \cdot D_k^2 \cdot L_k}{4} \right] \cdot \rho \cdot g \quad (3.35)$$

$$G_k = \left[8 \cdot 19,0196362 \cdot 71,32363574 \cdot 140,2864591 + \frac{5 \cdot \pi \cdot 55,47393891^2 \cdot 36,05806029}{4} + \frac{4 \cdot \pi \cdot 55,47393891^2 \cdot 33,28436335}{4} \right] \cdot 7800 \cdot 9,81 \cdot 10^{-9}$$

$$G_k = 141,1168721 \text{ N}$$

3.4.2. Yatakların Mukavemet Kontrolü

Piston üst ölü noktadan ortalama 35 derece sonra iken bu durumda $P_k = (0,4 \div 0,5) \cdot P_z$ basıncının neden olduğu teğetsel kuvvet maksimum burulma momenti meydana getirir. Ayrıca radyal kuvvette muyluyu eğilmeye zorlar.

$$P_k = 0,45 \cdot P_z \quad (3.36)$$

$$P_k = 0,45 \cdot (13,97161844) = 6,287228298 \text{ MPa}$$

Böylece yataklara etkiyen kuvvet aşağıdaki bağıntıyla hesaplanır:

$$F_k = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot P_k + \frac{G_k}{z + 1} \quad (3.37)$$

$$F_k = \frac{\pi \cdot 79,24848416^2}{4} \cdot (6,287228298) + \frac{141,1168721}{4 + 1} = 31040,31366 \text{ N}$$

Yatağa etkiyen eğilme momenti aşağıdaki bağıntıyla hesaplanacaktır:

$$M_e = \frac{F_k}{2} \cdot \left[\frac{L_1}{2} - \frac{d_1}{4} \right] \quad (3.38)$$

$$M_e = \frac{31040,31366}{2} \cdot \left[\frac{83,21090836}{2} - \frac{60,46659341}{4} \right] = 411110,4207 \text{ Nmm}$$

$$W_e = \frac{\pi \cdot (d_1^3 - d_m^3)}{32} \quad (3.39)$$

$$W_e = \frac{\pi \cdot (60,46659341^3 - 55,47393891^3)}{32} = 15974,11355 \text{ mm}^3$$

$$\sigma_e = \frac{M_e}{W_e} \quad (3.40)$$

$$\sigma_e = \frac{411110,4207}{15974,11355} = 25,73603972 \text{ MPa}$$

3.4.3. Civataların Hesabı

Biyelde kullanılan bağlama civatalarının çapı aşağıdaki bağıntıyla yapılacaktır:

$$\sigma = \frac{1,25 \cdot F_k}{i \cdot \frac{\pi \cdot d_{civ}^2}{4}} \quad (3.41)$$

$$d_{civ} = \sqrt{\frac{1,25 \cdot F_k \cdot 4}{2 \cdot \pi \cdot \sigma}}$$

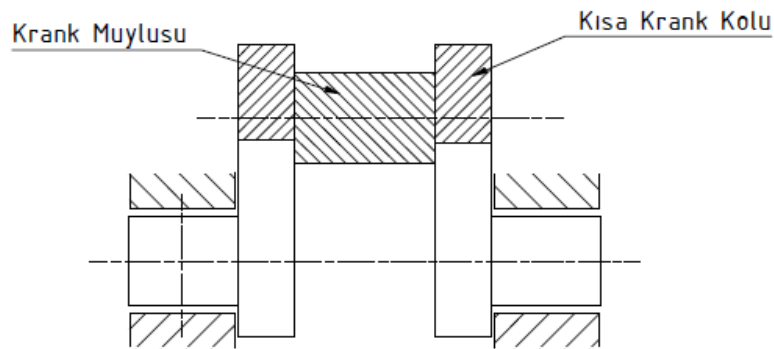
Biyel hesaplarında seçilen civatanın emniyet gerilmesi $\sigma_{em} = 281,3333333 \text{ MPa}$ olmak üzere civata çapı;

$$d_{civ} = \sqrt{\frac{1,25.31040,31366.4}{2. \pi. 281,3333333}} = 9,37017113 \text{ mm}$$

bulunur. Biyel hesaplarında seçilen M10 civata yerine M12 civata kullanılması gerekmektedir. Tasarım buna göre revize edilmiştir.

3.5. Krank Milinin Denge Hesabı

Dengeleme açısından krank kollarına karşı ağırlıklar kullanılmalıdır. Karşı ağırlıklar kütleyi arttırıp doğal frekansı düşürmektedir.



Şekil 3.10. Kısa krank kolu ve krank muylusu şematik gösterimi

Krank muylusunun kütlesi aşağıdaki bağıntıyla hesaplanacaktır:

$$m_m = \rho. \frac{\pi. D_k^2. L_k}{4} \quad (3.42)$$

$$m_m = 7800. + \frac{\pi. 55,47393891^2. 33,28436335}{4} = 0,62748413 \text{ kg}$$

Kısa krank kolunun dengelenmemiş kütlesi aşağıdaki bağıntıyla hesaplanacaktır:

$$m_{kk} = B. h. \left[\frac{A_k}{2} - \frac{D_m}{2} \right]. \rho \quad (3.43)$$

$$m_{kk} = (19,0196362). 71,32363574. \left[\frac{106,2722173}{2} - \frac{55,47393891}{2} \right]. 7800. 10^{-9}$$

$$m_{kk} = 0,268750499 \text{ kg}$$

Krank yarıçapına indirgenmiş dengelenmiş kütle aşağıdaki ampirik bağıntıyla hesaplanmaktadır.

$$m'_c = (100 \div 200) \quad (3.44)$$

$$m_c = m'_c \cdot A_p \quad (3.45)$$

Piston alanı $A_p = 0,004932554 \text{ m}^2$ olmak üzere (3.44) nolu bağıntıdan katsayı olarak 100 seçilmiştir. Krank yarıçapına indirgenmiş dengelenmiş kütle:

$$m_c = 100 \cdot 0,004932554 = 0,493255355 \text{ kg}$$

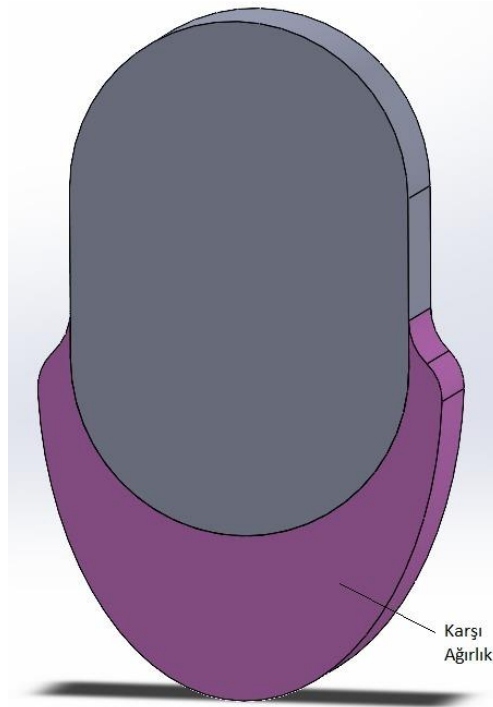
Böylece karşı ağırlıkta dengelenmesi gereken krank yarıçapına indirgenmiş kütle aşağıda hesaplanmıştır:

$$m_{den} = m_m + m_{kk} - m_c \quad (3.46)$$

$$m_{den} = 0,62748413 + 0,268750499 - 0,493255355 = 0,402979273 \text{ kg}$$

3.6. Karşı Ağırlığın Kütlesi

Bu bölümde ampirik olarak hesaplanmış boyutlara bağlı kalarak Solidworks programıyla çizilmiş krank kolunun karşı ağırlığının (Şekil 3.11) kütlesi hesaplanacak ve krank yarıçapına indirgenmiş kütleyle dengeleyip dengelemediğinin kontrolü yapılacaktır.



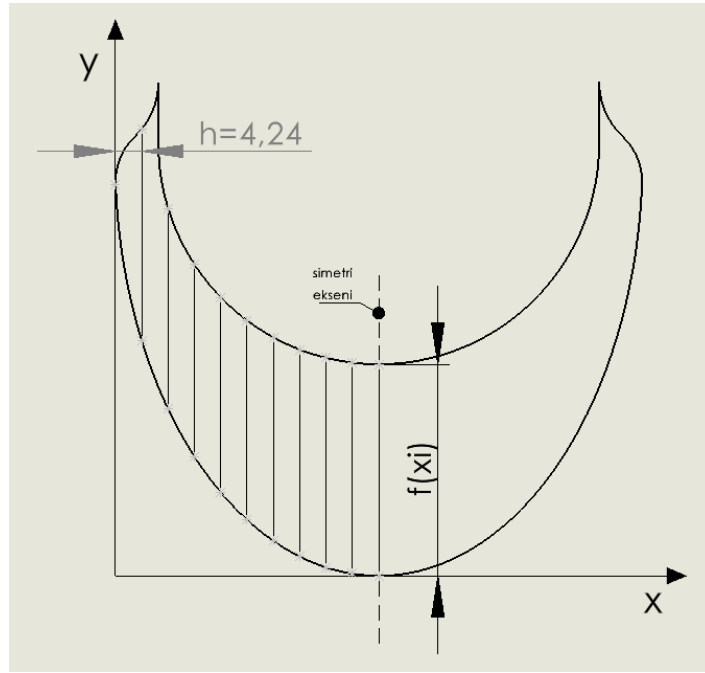
Şekil 3.11. Krank kolu karşı ağırlığı

Karşı ağırlığın kütlesi hesaplanırken aşağıdaki bağıntı kullanılacaktır:

$$m_{ka} = \rho \cdot h \cdot A \quad (3.47)$$

(3.47) bağıntısındaki A karşı ağırlığın kesit alanını ifade etmektedir ve 1/3 Simpson metoduyla hesaplanacaktır (şekil 3.12). Bağıntı (3.48)'de Simpson kuralı verilmiştir:

$$A = \frac{h}{3} \cdot [f(x_0) + 2 \cdot \sum_{i=1,3,5\dots}^{n-1} f(x_i) + \sum_{j=2,4,6\dots}^{n-2} f(x_j) + f(x_n)] \quad (3.48)$$



Şekil 3.12. Karşı ağırlığın kesitine Simpson metodunun uygulanması

Tablo 3.4. Simpson metoduyla alan hesabı

x_i	$f(x_i)$
0	0
1	34,03
2	32,36
3	30,87
4	31,33
5	32,04
6	32,71
7	33,27
8	33,67
9	34,26
10	34
A [mm²]	2692,313

Aralık $h = 4,24$ mm olmak üzere Tablo 3.4'te hesaplanmıştır. Bulunan değerler (3.47) bağıntısında yerine yazılarak aşağıda hesaplanmıştır:

$$m_{ka} = 7800 \cdot (19,02) \cdot 2692,3 \cdot 10^{-9} = 0,399 \text{ kg}$$

Simpson ile alan hesabında yaklaşık bir değer elde edilmektedir. Bu nedenle daha doğru bir sonuç için Solidworks programının hesapladığı kütle değeri aşağıda verilmiştir:

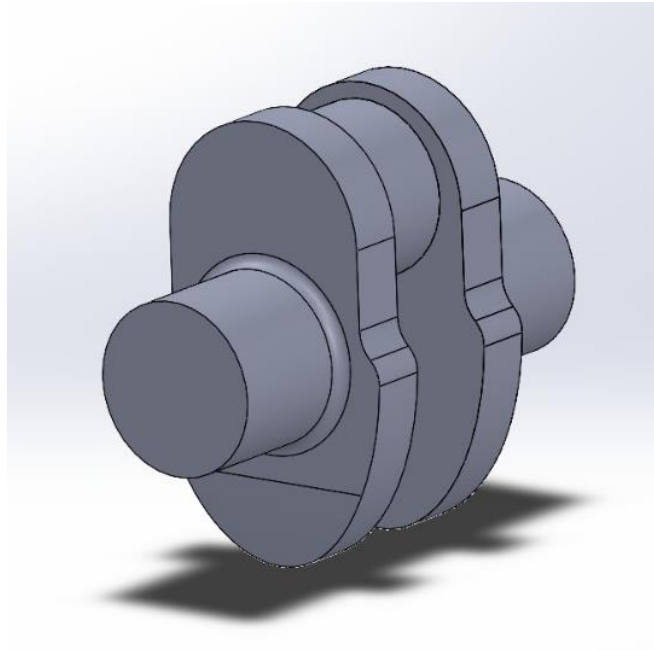
$$m_{ka,s} = 0,40306 \cong 0,403 \text{ kg}$$

Böylece (3.46) bağıntısında hesaplanmış olan dengelenmesi gereken kütleyle karşı ağırlığın kütlelerinin %0,02'lik bir hatayla eşit olduğu görülmüştür:

$$m_{den} = 0,402979273 \cong 0,403 \text{ kg}$$

$$m_{den} \cong m_{ka,s}$$

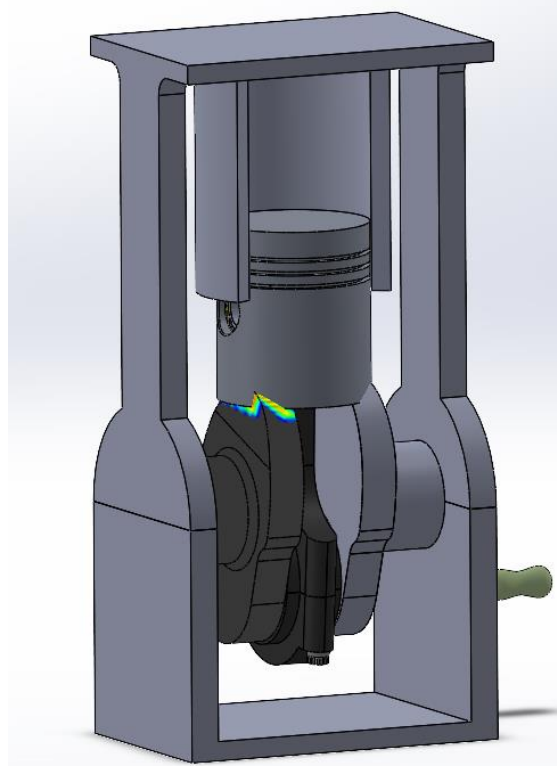
Yapılan tüm kontroller sonucu ne mukavemet ne de krank kolunun ağırlık dengesi açısından bir sorun çıkmamış ve krank milinin 3d modeli oluşturulmuştur.



Şekil 3.13. Krank milinin Solidworks programıyla oluşturulmuş 3d modeli

3.7. İrdeleme

Hesaplamalar sonucunda yapılan boyutlandırmanın mukavemet açısından bir sorun yaratmadığı görülmüştür. Ancak montaj durumunda krank kolu piston eteğine çarptığı görülmüştür. (Şekil 3.14)



Şekil 3.14. Piston biyel krank mekanizması montaj (çarpan bölge renklendirilmiştir)

Yapılan literatür araştırmasında yeni nesil motorların piston etek boylarının genellikle kısa ve boşaltılmış olduğu gözlemlenmiştir. Buradan yola çıkarak piston eteğinde boşaltmalar yapılmasına karar verilmiştir. Pistona yapılan revize şekil 3.16’da görülmektedir.



Şekil 3.15. Revize edilmiş piston

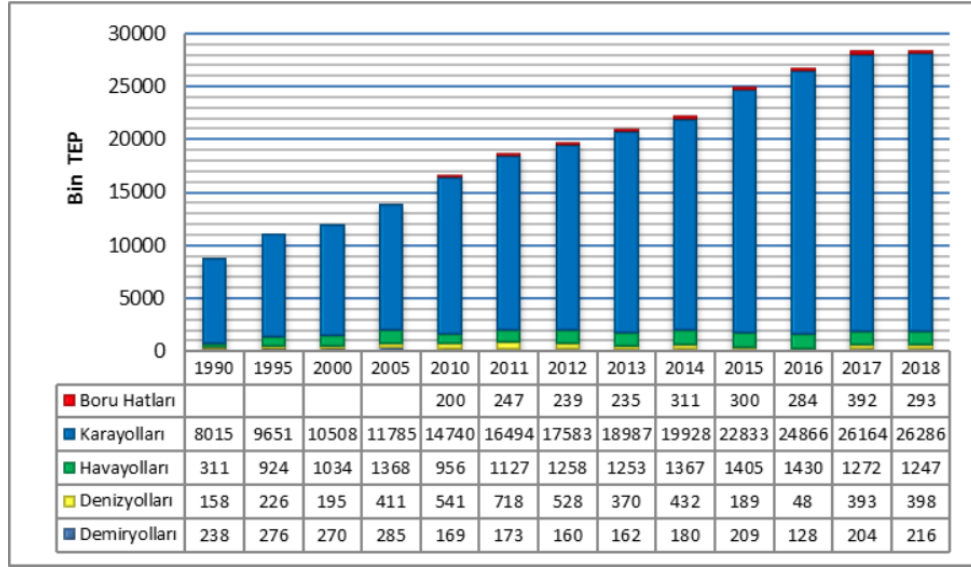
Yapılan boşaltmayla birlikte pistonun kütlesinde 0,061 kg azalma olmuştur. Böylece 1,2331 kg olan piston kütlesi 1,172 kg'a düşmüştür. Piston kütlesinin azalmasıyla birlikte tasarım projesi kapsamında dinamik hesaplar bölümünde hesaplanmış olan atalet kuvveti (F_i), pistona etkiyen kuvvet (F_p), krank muylusuna etkiyen radyal (N) ve teğetsel kuvvet (F_t), ve döndürme momentinde (M_d) değişim görülecektir. Hesaplar yapılırken kullanılan ve maksimum gaz basıncının etki ettiği krank açısı olan 380°'de kuvvetlerde ve momentte meydana gelecek değişim tablo 3.5'te görülmektedir.

Tablo 3.5. Dinamik hesaplardaki değişim

m_p [kg]	ϕ [°]	F_g [N]	F_i [N]	F_p [N]	Q [N]	K [N]	N [N]	F_t [N]	M_d [Nm]
1,2331	380	62523,1	-13494,0	49029,0	4814,2	49264,8	44425,7	21292,7	861,8
1,172	380	62523,1	-12992,2	49530,9	4863,4	49769,1	44880,4	21510,7	870,6
sapma	-	-	501,9	501,9	49,3	504,3	454,8	218,0	8,8
Değişim %	-	-	-3,72	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02	1,02

Gerçek bir pistonun tasarımı sırasında seçilen kütleyle göre tasarlanan pistonun üretimi yapılmalı ve tartılarak başta seçilen kütleyle kıyaslanmalıdır. Gerekli durumda tasarım yenilenmeli ve dinamik hesaplarda tekrarlanmalıdır. Ancak lisans düzeyindeki bu bitirme çalışmasında, kısıtlı imkanlar nedeniyle bu adımları gerçekleştirmek mümkün değildir. Bu ve kütle azalması sonucu kuvvetlerdeki değişimin az olması nedeniyle dinamik hesaplarda ki değişim ihmal edilerek tasarımlar tamamlanmıştır. Ancak kuvvetler ve döndürme momentinde meydana gelen değişim her bir krank açısı için Ek 1'de verilmiştir.

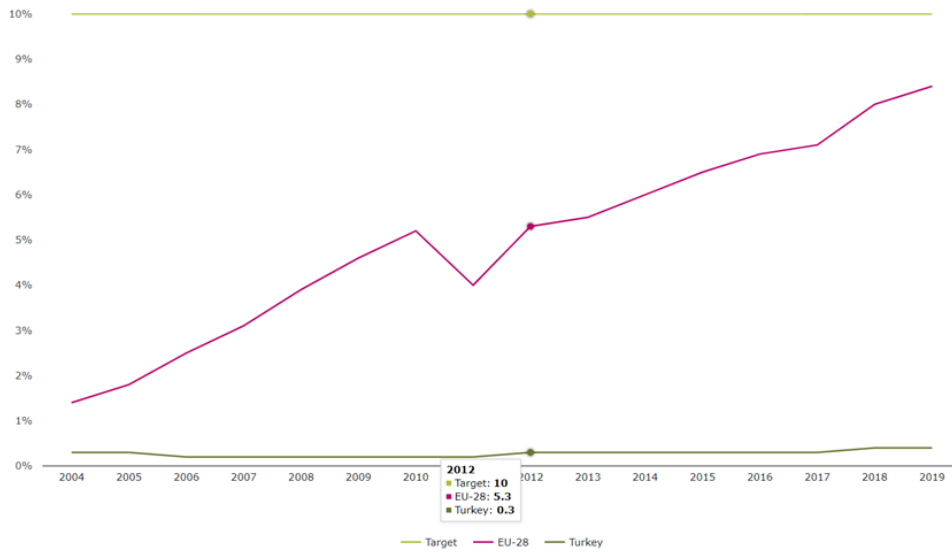
4. ÇEVRE ve MAALİYET ANALİZİ



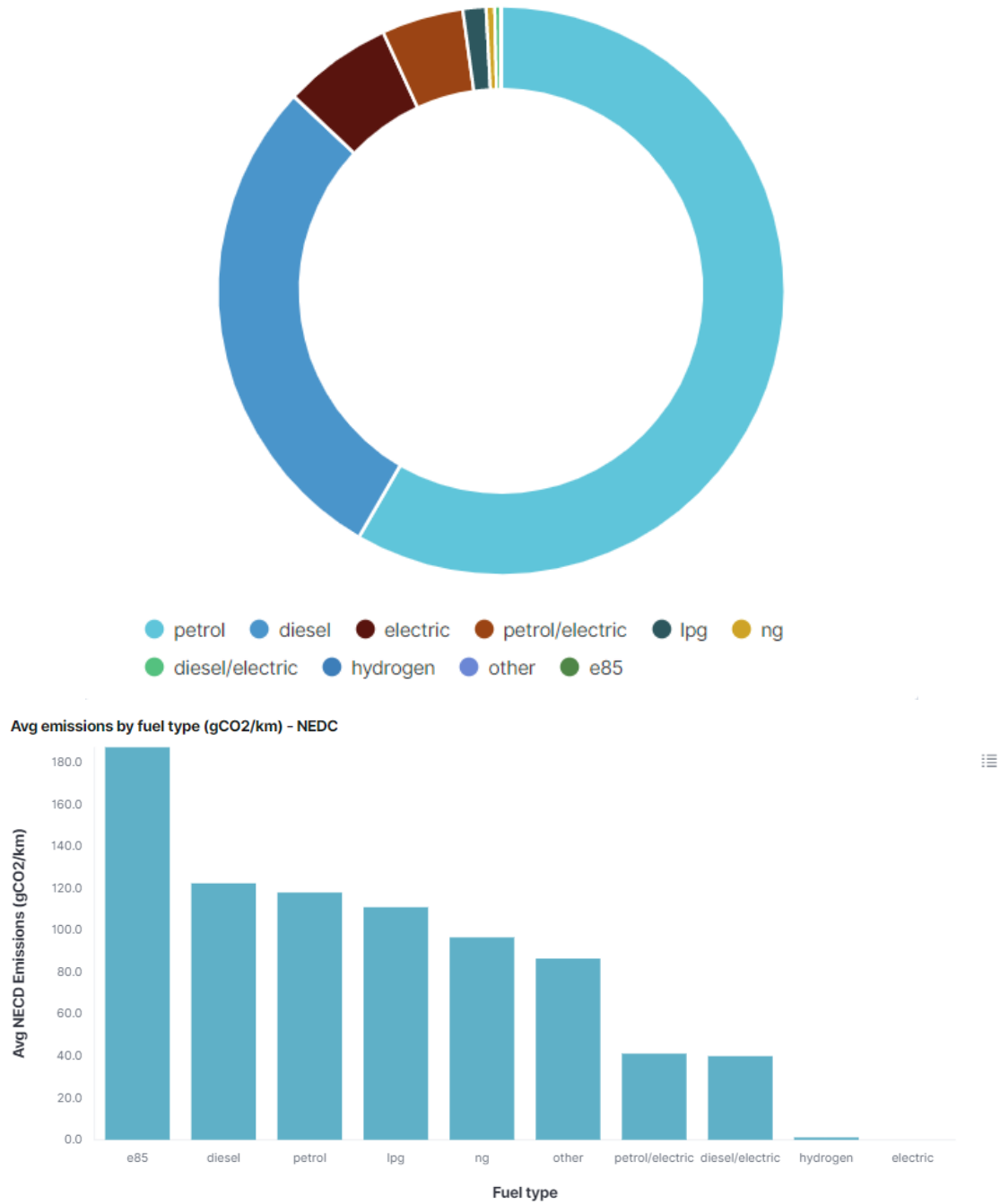
Şekil 4.1. Ulaştırma tipine göre nihai enerji tüketimi (Bin Ton Eşdeğer Petrol) [8]

Şekil 4.1’den de görüleceği üzere ulaştırma alanında en büyük yakıt tüketimi kara taşıtlarına aittir. Taşıtların enerji verimliliğini artırmak, yenilenebilir ya da düşük karbonlu yakıtların kullanıldığı motorların tercihi ulaşım kaynaklı petrol tüketimini azaltmada önemlidir.

Günümüzde içten yanmalı motorlarda alternatif yakıtlara yönelim ve konu üzerindeki çalışmalar hızla artmıştır. Son yıllarda araştırmacılar çalışmalarını ağır alkoller üzerine yoğunlaştırmıştır. Bir biyokütle enerji dönüşümü olan alkol yakıtları petrol yakıtına alternatif olarak, bitkisel atıklar ve yenilenebilir biyolojik kaynaklardan da elde edilebilmektedir.[9]

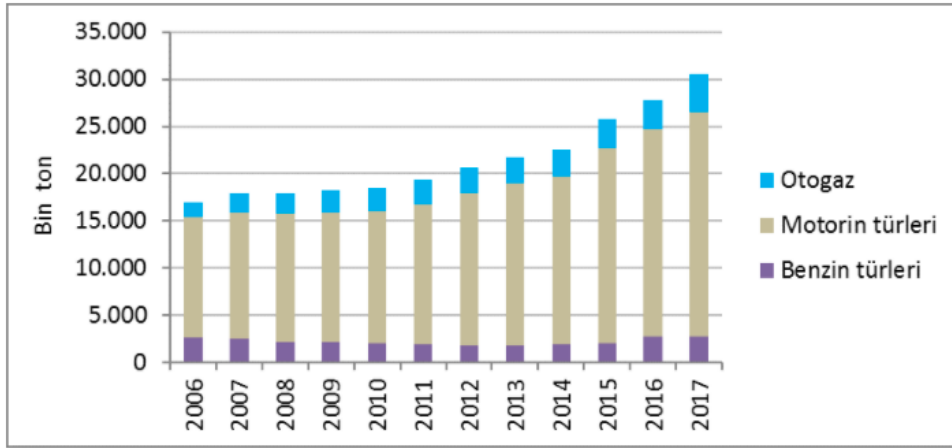


Şekil 4.2. Avrupa ve Türkiye’de 2019 yılı ulaşırmada yenilenebilir enerji kullanımı [10]



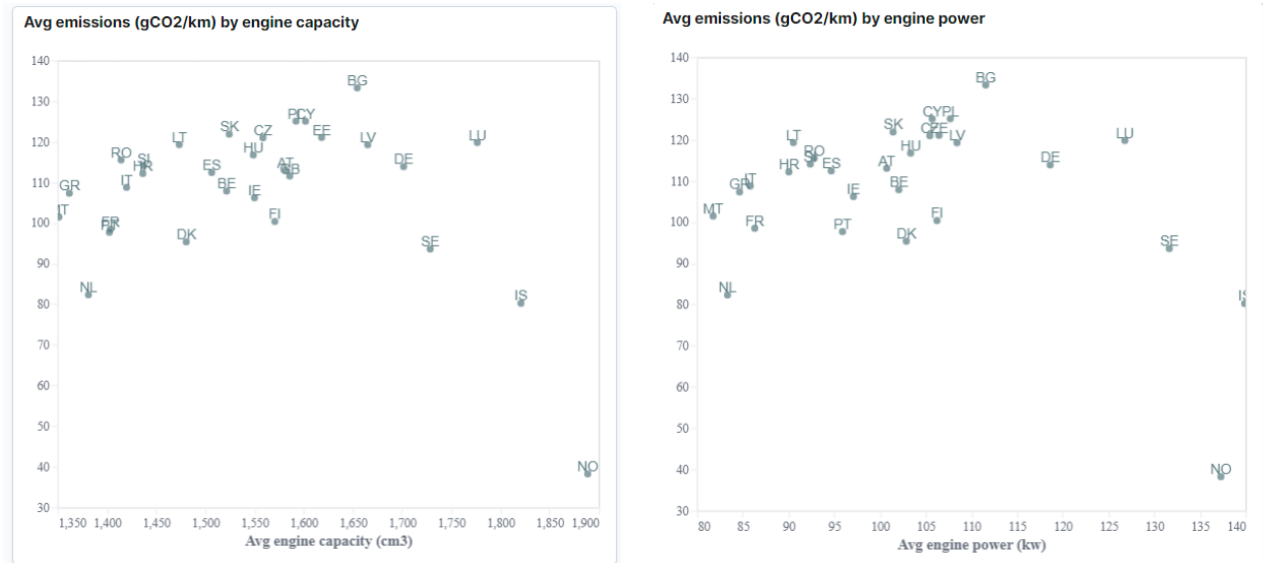
Şekil 4.3. 2019 yılı Avrupa’da trafiğe kayıtlı taşıtların yakıt türlerine göre sınıflandırılması ve NEDC metoduna göre ortalama CO₂ emisyonları [11]

Avrupa Çevre Ajansı (European Environment Agency)’nın 2019 verilerine göre yeni trafiğe kaydedilen taşıtların %94,11’i petrol yakıtlarıyla çalışırken bunların %28,62’si dizel yakıtlıdır. Ayrıca Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu’nun verilerine bakıldığında Karayolu taşıtlarının en çok tükettiği yakıt motorin türleridir.



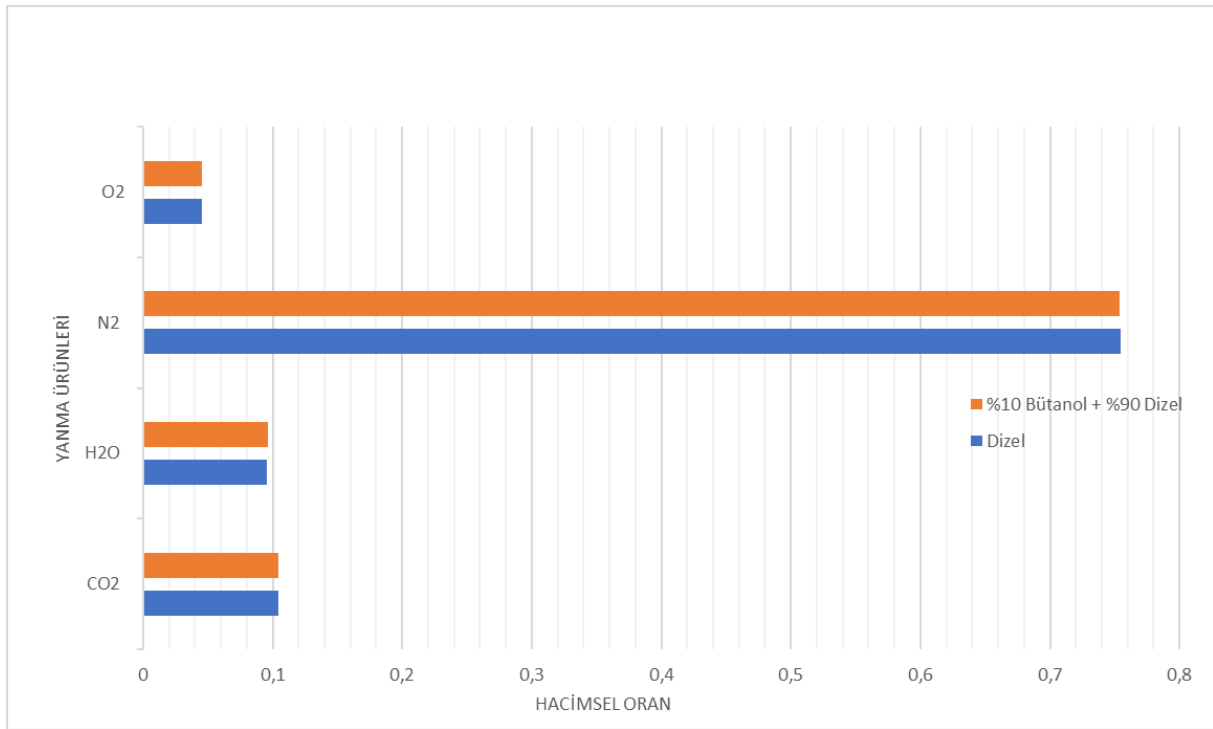
Şekil 4.4. Türkiye’de karayolu taşıtlarının yakıt türlerine göre tüketim miktarları [12]

Günümüzde emisyon değerlerine getirilen ciddi kısıtlamalar nedeniyle, 2030 yılından itibaren dizel motorlu taşıtların bazı Avrupa başkentlerinde kullanılmasına kısıtlamalar getirileceği basından bilinmektedir. Bu durum bizlere bitirme projesinde çalıştığımız konunun önemini bir kere daha göstermektedir çünkü taşıtın yakıt tüketimini etkileyen önemli faktörler arasında içten yanmalı motorun tasarımı yer almaktadır.



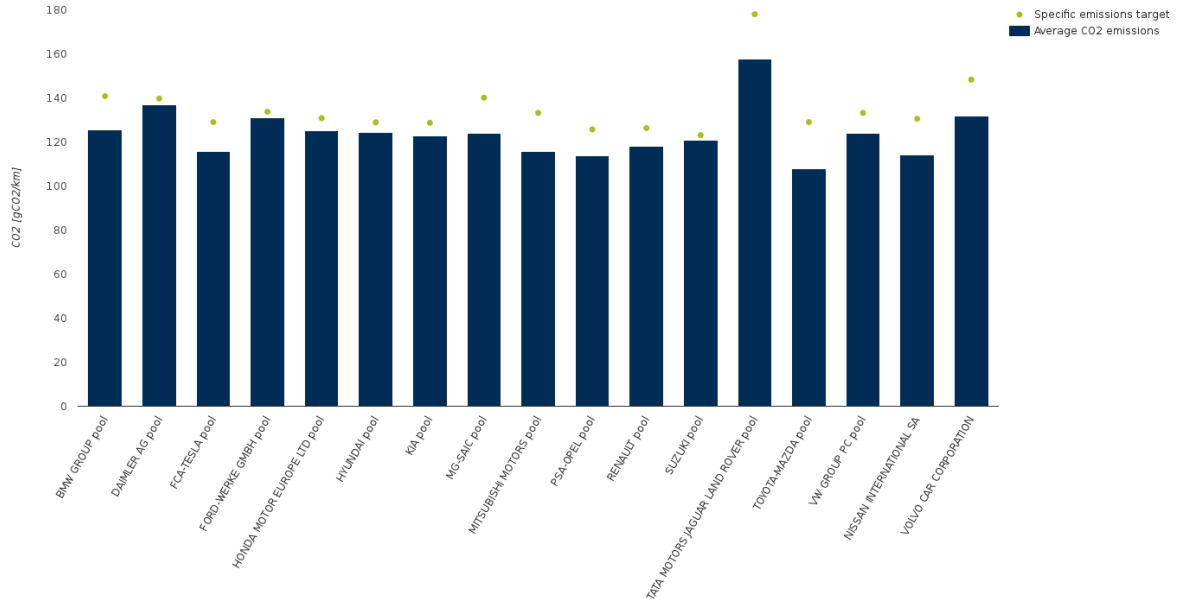
Şekil 4.5. Avrupa ülkelerinde ortalama motor gücü ve ortalama motor hacmine bağlı olarak CO₂ emisyonu

Motorda yapılan tasarımsal değişiklikler yakıt tüketimini ve dolayısıyla emisyonları azaltabilir fakat bu yöndeki çalışmaların maliyeti fazladır. Alkoller petrol yakıtlarıyla belirli oranlarda karıştırılarak, motorda pek fazla bir yapısal bir değişikliğe gidilmeden kullanılabilir. Alkoller üzerine çalışmalar eskiden beri ilgi çekmiştir ve günümüzde de bu çalışmalar devam etmektedir. Özellikle yeni nesil bir alkol olan n-bütanol üzerine çalışmalar son zamanlarda hız kazanmıştır. n-bütanolün ısı değeri 3800 kJ/kg'dır ve dizel yakıtının ısı değerine yakındır.

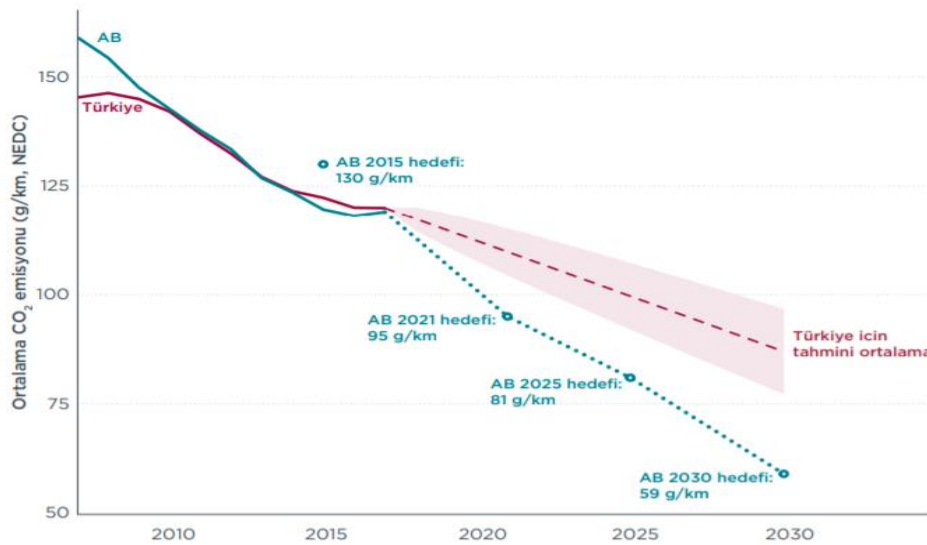
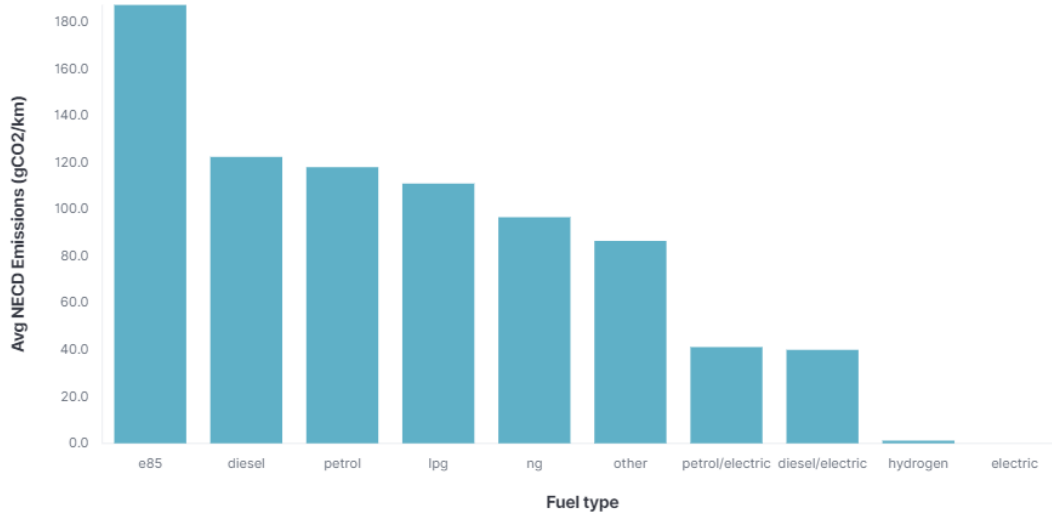


Şekil 4.7. Bitirme projesi motorunun yakıtta göre yanma ürünlerinin hacimsel oranları [7]

Güz döneminde yapılan tasarım projemizde 88 kW, yüksek aşırı doldurmalı, bütanol-dizel yakıt karışımı ile çalışan, 1,6 litre hacimli motorun termik hesapları yapılmış ve yanma ürünleri hesaplanmıştır. Günümüz teknikleri ile n-bütanolün üretimi biraz pahalıdır. Bu nedenle bitirme çalışmamızda dizel yakıtıyla birlikte %10 gibi düşük bir oranda n-bütanol kullanımı tercih edilmiştir. Şekil 4.7'de görüleceği üzere aynı özelliklere sahip dizel yakıtla çalışan bir motorun yanma ürünlerine kıyasla H₂O'nun hacimsel oranı daha fazlayken, CO₂'nin hacimsel oranı daha azdır. Bu da n-bütanol kullanımının sera gazı etkisine olumlu katkı sağlayacağı anlamına gelmektedir. Ancak CO₂'nin azalmasından n-bütanol kullanımıyla yanmanın biraz bozulduğu anlaşılmaktadır.



Avg emissions by fuel type (gCO2/km) - NEDC



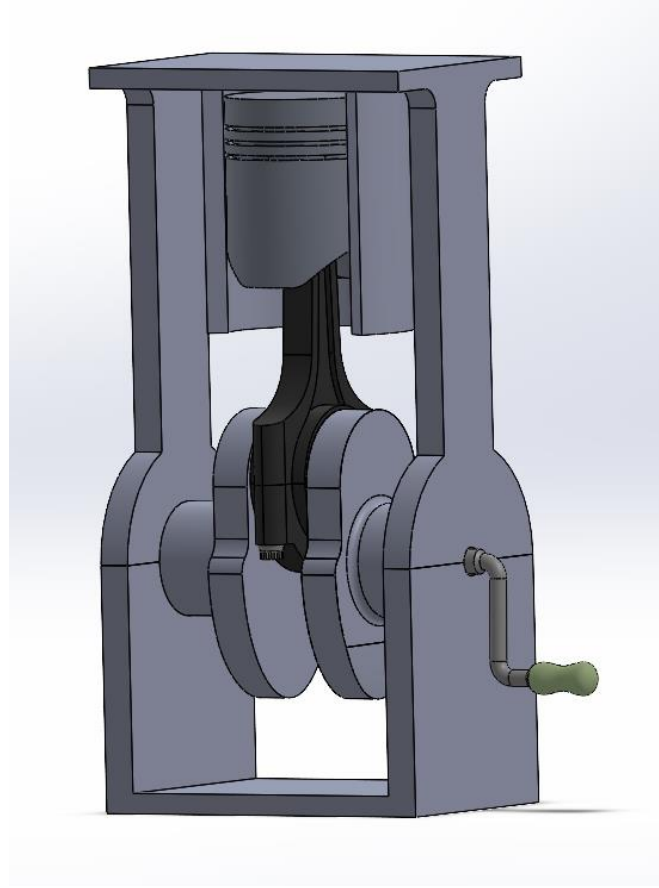
Şekil 4.6. Sırasıyla markalara yakıt türlerine ve yıllara göre taşıtların CO₂ emisyonu [11],[13]

Türkiye’de TUIK tarafından düzenlenen “2014 Sera Gazı Emisyon Envanteri” sonuçlarına göre toplam sera gazı emisyonu CO₂ eşdeğerinde 467,6 milyon ton olarak hesaplanmıştır. Sera gazları arasında, en fazla salınım değerine sahip gaz CO₂’dir. Bu sebeple, tüm değerler CO₂ eşdeğerinde hesaplanmaktadır [14]. CO₂ emisyonu, atmosfere salınan karbonu ifade etmektedir ve alınan karbonun fazla miktarda olması sera etkisine sebep olmaktadır. Bu durum dünya ısısının artması ve birçok türün yok olması demektir. Küresel ısınma sürecinin hızlanması buzulların erimesi ve dünyadaki su seviyesinin yükselmesini de beraberinde getirmektedir. Bu nedenle şekil 4.6’da görülebileceği üzere CO₂ salınımını azaltmaya yönelik hedefler belirlenmiş olup bu konuda çalışmalar devam etmektedir.

Taşıtlarda alternatif yakıtlara yönelimin bir nedeni olarak da petrol fiyatlarının yüksek orandaki seyri göz önünde bulundurulmadır. Goldman Sachs tahminlerine göre 2021 yılı Brent petrolünün varil fiyatı ortalama 72,61 dolar olacak ve 2022 yılında bu fiyat ortalama 75 dolara çıkacaktır. Ulusal Enerji Ajansı’nın The World Energy Outlook raporunda ülke bazında petrol talep artışının , gelişmekte olan ülkelerden kaynaklanacağı vurgulanmıştır. Bu da esasen gelişmekte olan ülkelerin petrole ve dolayısıyla petrol ithalatına bağımlılıklarının artacağı anlamına gelmektedir. [15] OECD/UEA tarafından yapılan çalışmalarda, Türkiye de bu ülkeler arasında gösterilmektedir. Dolayısıyla, Türkiye’nin alternatif yakıt kullanımına yönelmesi büyük önem arz etmektedir. Bütanol tarımsal atıklardan üretilmektedir, alkol katkılı yakıtlar ülkenin enerji arz güvenliğini pozitif yönde etkileyecektir.

4.1. Bitirme Projesinin Üretim Maliyeti

Yapılan piyasa araştırması sonucu tasarımı yapılmış olan 88 kW gücünde 4000 dev/dk nominal devirli, 1,6 litre hacimli, yüksek aşırı doldurmalı dizel-bütanol yakıt karışımıyla çalışan motor hareket elemanlarının (piston, biyel, krank mili) 3d yazıcı ile üretilmesine karar verilmiştir. Mekanizmanın üzerinde bulunduğu stant sadece çalışma prensibini göstermek adına tasarlanmış olup hesaplara katılmamıştır.



Şekil 4.7. Piston biyel krank mekanizmasının Solidworks programıyla oluşturuluş montajı

Aslında motor üretimi pahalı ve zor bir süreçtir . Tablo 4.1’de yalnızca piston biyel krank mekanizmasının çalışma prensibini gösteren bir prototipin basit üretim maliyeti verilmiştir.

Tablo 4.1. Üretim Maliyetleri

3 adet PLA filament	439 ₺
İşçilik	661 ₺
Yapıştırıcı ve zımpara (montaj için)	50 ₺
Toplam	1150 ₺

5. SONUÇLAR

Bu çalışmada 4000 d/dak 'da 88 kW güç üretecek yüksek aşırı doldurmalı, %10 n-bütanol %90 dizel oranında yakıt karışımı ile çalışan, 1,6 litre hacimli motorun hareket elemanlarının; ampirik bağıntılar ile birlikte hesap, tasarım ve prototip üretimleri gerçekleştirilmiştir.

Bir alternatif yakıt olarak alkoller her zaman dikkat çekmiş olup günümüzde de araştırmalar devam etmektedir. Bu bitirme çalışma sayesinde son zamanlarda üzerindeki çalışmalar hız kazanmış olan yeni nesil alkol n-bütanolün içten yanmalı motorlarda kullanımı hakkında bilgi sahibi olunmuştur. Yakıt karışımı içerisinde n-bütanol kullanımının içten yanmalı motorumuzun performansında bir miktar azalmaya sebep olmasına karşın zararlı emisyonları azalttığı tespit edilmiştir. Ayrıca yenilenebilir bir enerji kaynağı olan alkolün belirli bir oranda dizel yakıtı ile karıştırılıp bu yakıt karışımının kullanılması ise bariz bir şekilde petrol tüketimini azaltacak ve bu da yenilenemeyen bir enerji kaynağı olan petrole olan arzın azalmasına sebebiyet verecek ve bununda ülke ekonomisi üzerinde dolaylı olarak olumlu sonuçlar doğuracağı tespit edilmiştir.

Bitirme çalışmasında, ana boyutları ampirik olarak boyutlandırılan krank mili ve biyelin statik ve dinamik mukavemet kontrolleri yapılmış ve gerilmelere karşı dayanıklı oldukları görülmüştür.

Parçaların montajı sırasında görülen krank kolunun piston eteğine çarpması sorunu piston eteğinde boşaltma yapılarak çözülmüştür. Yapılan boşaltma sonrası meydana gelecek dinamik hesaplardaki değişim çalışmada verilmiştir. Ancak dinamik ve piston mukavemet hesaplarında meydana gelen bu değişim bitirme çalışmasında ihmal edilmiştir. Piston revize edildikten sonra prototip olarak üretimi yapılan mekanizmanın sorunsuz şekilde çalıştığı gözlemlenmiştir.

Çalışma sonunda bitirme projesi kapsamında yapılan motor hareket elemanlarının tasarımı direkt olarak gerçek bir içten yanmalı motor üretimde kullanılamamaktadır. Ancak bu proje daha ileri çevrim modellemesi ve sonlu elemanlar gibi yöntemlere dayalı tasarım çalışmalarının temelini oluşturabilir ve içten yanmalı motor tasarımı üzerinde çalışacak olan mühendis adaylarına bir yol gösterici olacak niteliktedir.

6. KAYNAKÇA

1. Sahin, Z., “ Motor Elemanları Tasarımı Ders Notu”, Yayınlanmamış, KTÜ, Trabzon, 2020.
2. Durgun, O., “İçten Yanmalı Motorlar Temel İlkeler”, GMO Yayınları, Trabzon, 2018 .
3. HEMA Endüstri Aş., “Krank Milleri”, (<https://www.hemaendustri.com/krank-milleri>) [1]
4. MS Motorservice International GmbH., “ Krank Mili Hasarları Sebepleri ve Onları Önlemenin Yolları”, 03.02.20 [2]
5. Hoag L. K., 2006. Vehicular Engine Design, SAE International, USA. [3]
6. Çakır, E., “Dizel Motorunun Gerçek Çevrimi ve Piston-Biyel Mekanizmasının Kinematik, Dinamik ve Mukavemet Hesapları”, İstanbul, 2007 [4]
7. Tevrüz,T., “Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri Cilt I ”, Çağlayan Kitabevi, İstanbul, 2014 [5]
8. Alpay, O., “1500 D/D da 90 kw üretecek dört silindirli dizel motoru için krank-biyel-piston zinciri ve volan: Hesap, tasarım ve numune üretimi”, İstanbul, 2008 [6]
9. Bıkcın, B., Dursun, H., Apak, H., Aksungur, B., “88 kW gücünde bütanol-dizel yakıtı karışımı ile çalışabilen bir yeni nesil dizel motorunun hareket elemanlarının tasarımı “(MM 4007 Mühendislik Tasarımı) ” [7]
10. T.C Çevre ve Şehircilik Bakanlığı, Çevresel Göstergeler, 2018 [8], [12]
11. Özer, S., “Alkollerin İçten Yanmalı Motorlarda alternatif Yakıt Olarak Kullanılması”, Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi, 19(1), 97- 114, 2014 [9]
12. Eurostat., “Renewable energy in transport 2019 data ” 15.01.2021 [10]
13. European Environment Agency., “CO2 emissions from new passenger cars registered in EU27, UK, Iceland and Norway”, 2019 [11]
14. The International Council on Clean Transportation.,“Türkiye’de CO2 emisyonlarının ve yakıt tüketiminin azaltılmasına yardımcı bir politika aracı olarak Özel Tüketim Vergisi”, 2019 [13]
15. GAZBİR., “Karbon Emisyonu ”, (<https://www.gazbir.org.tr/uploads/page/Karbon%20Emisyonu-Rev-Son.pdf>) [14]

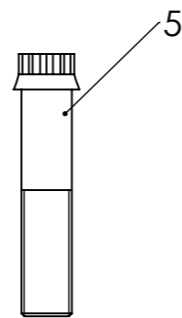
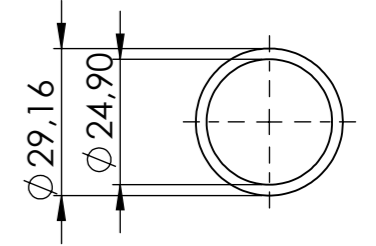
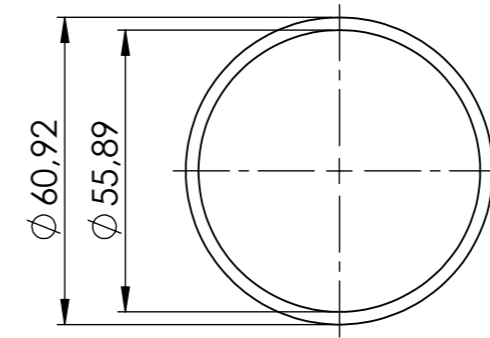
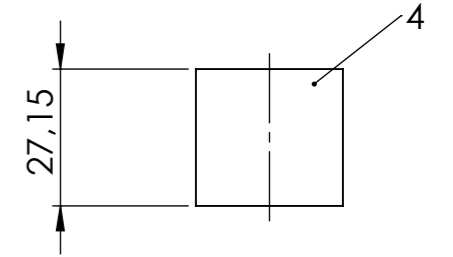
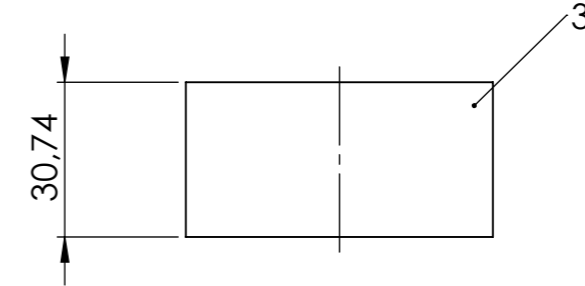
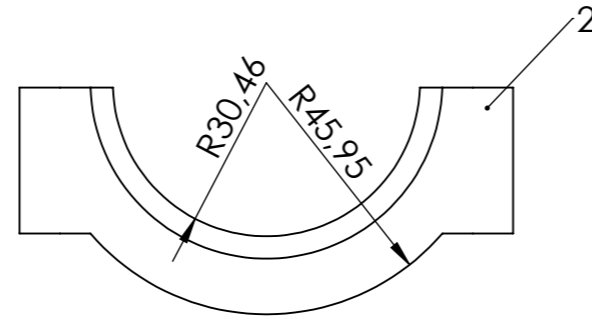
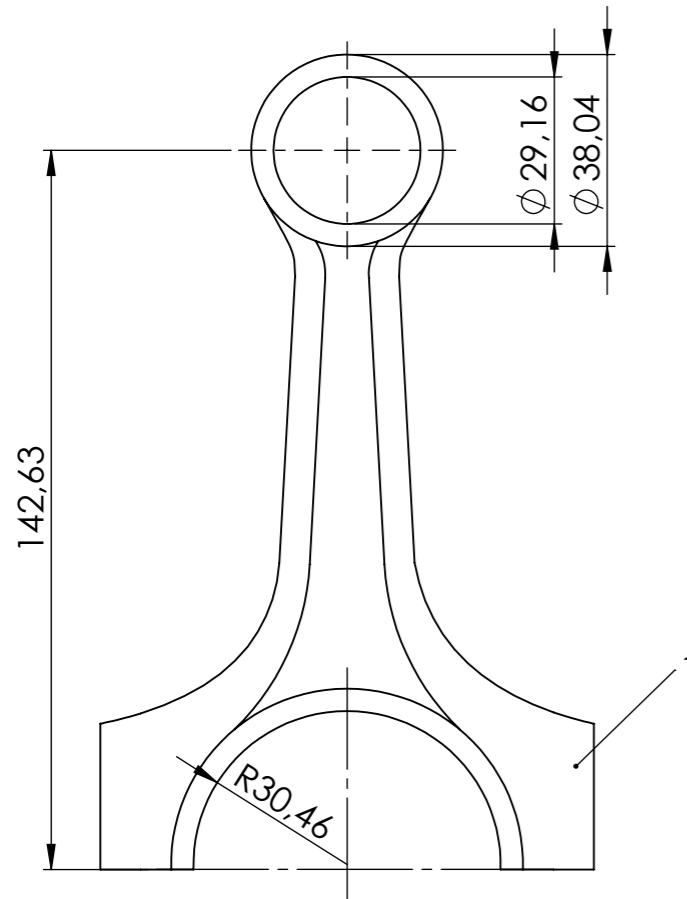
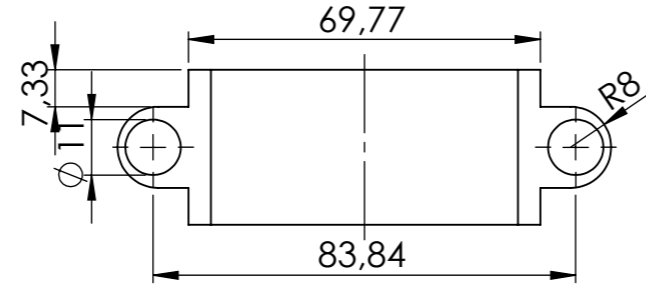
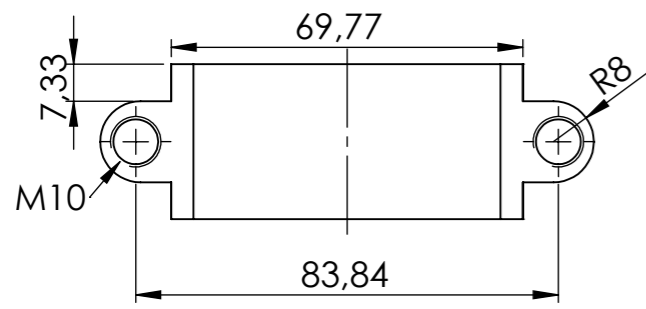
16. International Energy Agency,. “The World Energy Outlook” , 2020
(<https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2020/outlook-for-fuel-supply>) [15]
17. “Properties of pearlitic grey cast iron” (https://www.researchgate.net/figure/Average-properties-of-pearlitic-grey-cast-iron-compact-graphite-iron-and-ductile-iron_tbl1_262549168)
18. Yeşilyurt, K., “Dizel Yakıtına Farklı Ağır Alkoller (1-Bütanol, 1-Pentanol ve 1-Hekzanol)İlave Edilmesinin Tek Silindirli Bir Dizel Motorunun Performans, Yanma ve Egzoz Emisyon Karakteristiklerine Etkileri”, Uluslararası Mühendislik Araştırma ve Geliştirme Dergisi, 2020
20. <https://www.dw.com/tr/hamburgda-dizel-yasağı-başladı/a-44021166>

EK 1

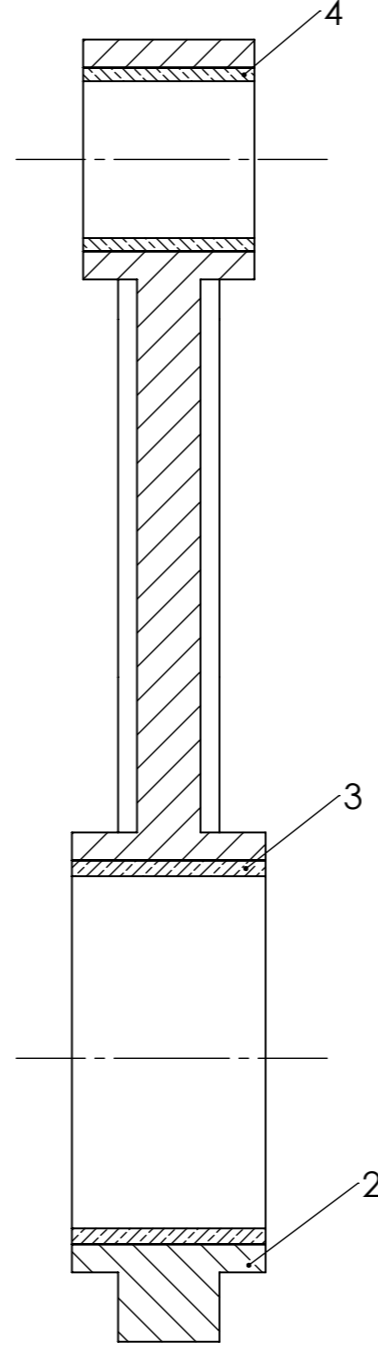
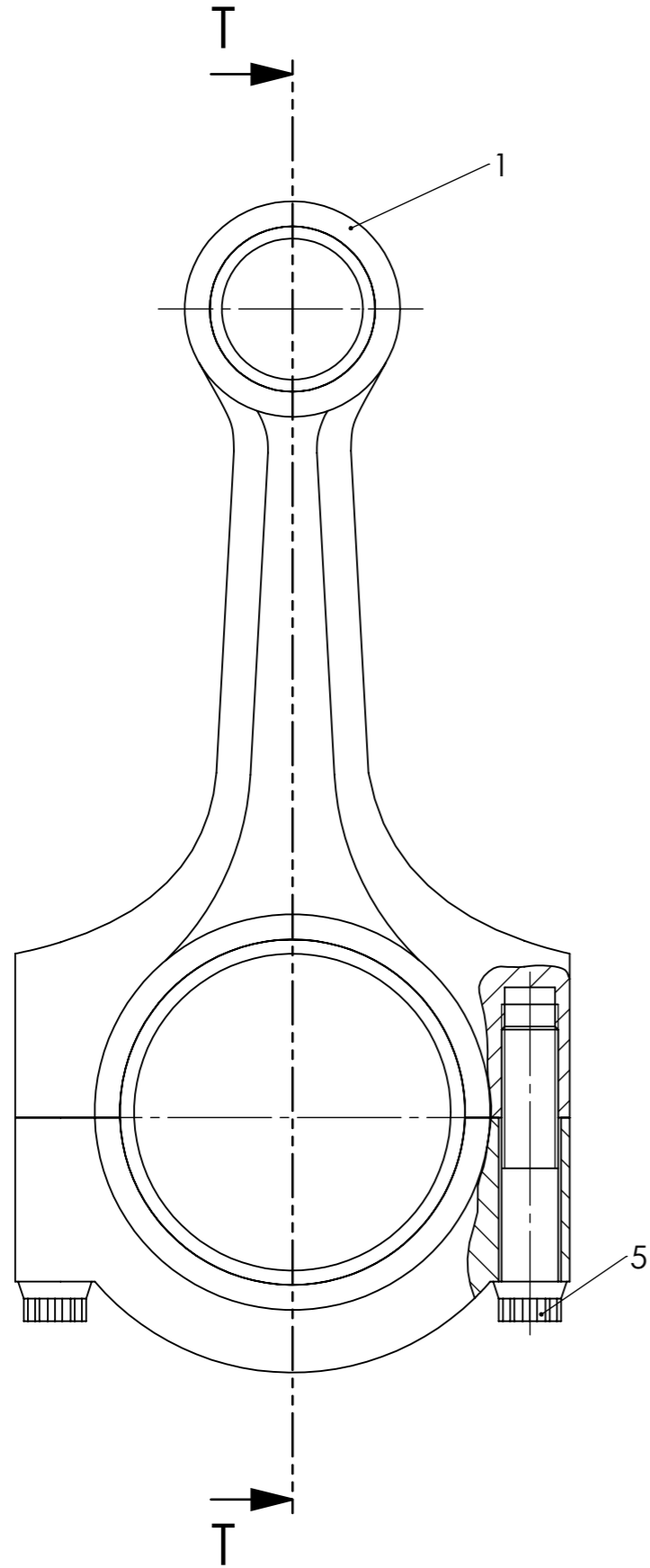
$m_p = 1,172$ kg için dinamik hesaplar

$\phi(^{\circ})$	$F_i(N)$	$F_p(N)$	$Q(N)$	$K(N)$	$N(N)$	$F_t(N)$	$M_d(Nm)$
0	-14418	-13132,6	0	-13132,6	-	0	0
					13132,612		
10,0	-14054,4	-13264,7	-658,9	-13281,1	-12948,8	-2952,3	-119,5
20,0	-12992,2	-12843,7	-1261,1	-12905,4	-11637,8	-5577,9	-225,8
30,0	-11313,6	-10908,7	-1574,5	-11021,7	-8659,9	-6817,9	-276,0
40,0	-9146,8	-8741,9	-1633,3	-8893,1	-5646,8	-6870,3	-278,1
50,0	-6651,9	-6246,9	-1401,2	-6402,1	-2942,0	-5686,1	-230,1
60,0	-4005,0	-3600,0	-919,4	-3715,6	-1003,8	-3577,4	-144,8
70,0	-1381,0	-976,0	-272,0	-1013,3	-78,2	-1010,2	-40,9
80,0	1063,5	1468,4	430,6	1530,3	-169,0	1520,9	61,6
90,0	3204,0	3609,0	1076,0	3766,0	-1076,0	3609,0	146,1
100,0	4958,1	5363,0	1572,6	5588,8	-2479,9	5008,5	202,7
110,0	6289,8	6694,8	1866,0	6950,0	-4043,2	5652,9	228,8
120,0	7209,0	7614,0	1944,4	7858,3	-5490,9	5621,7	227,5
130,0	7764,6	8169,6	1832,5	8372,6	-6655,1	5080,3	205,6
140,0	8034,1	8439,0	1576,7	8585,1	-7478,1	4216,7	170,7
150,0	8109,6	8514,6	1229,0	8602,8	-7988,3	3193,0	129,2
160,0	8083,3	8488,3	833,5	8529,1	-8261,4	2120,0	85,8
170,0	8032,9	8437,8	419,1	8448,2	-8382,4	1052,4	42,6
180,0	8010,0	8415,0	0,0	8415,0	-8415,0	0,0	0,0
190,0	8032,9	8440,3	-419,3	8450,7	-8384,9	-1052,7	-42,6
200,0	8083,3	8498,2	-834,4	8539,0	-8271,0	-2122,4	-85,9
210,0	8109,6	8541,7	-1232,9	8630,2	-8013,8	-3203,1	-129,6
220,0	8034,1	8500,7	-1588,2	8647,8	-7532,8	-4247,5	-171,9
230,0	7764,6	8285,5	-1858,5	8491,4	-6749,5	-5152,4	-208,5
240,0	7209,0	7803,9	-1992,9	8054,3	-5627,9	-5761,9	-233,2
250,0	6289,8	6990,8	-1948,4	7257,2	-4221,9	-5902,8	-238,9
260,0	4958,1	5804,5	-1702,0	6048,9	-2684,1	-5420,8	-219,4
270,0	3204,0	4250,2	-1267,2	4435,1	-1267,2	-4250,2	-172,0
280,0	1063,5	2408,1	-706,1	2509,5	-277,2	-2494,1	-100,9
290,0	-1381,0	392,7	-109,5	407,7	31,5	-406,5	-16,5
300,0	-4005,0	-1259,6	321,7	-1300,0	-351,2	1251,6	50,7
310,0	-6651,9	-1694,2	380,0	-1736,3	-797,9	1542,1	62,4
320,0	-9146,8	-1015,0	189,6	-1032,6	-655,6	797,7	32,3
330,0	-11313,6	2409,2	-347,7	2434,2	1912,6	-1505,8	-60,9
340,0	-12992,2	10055,7	-987,4	10104,1	9111,6	-4367,1	-176,8
350,0	-14054,4	20042,3	-995,6	20067,0	19565,0	-4460,8	-180,5
360,0	-14418,0	49279,0	0,0	49279,0	49279,0	0,0	0,0
370,0	-14054,4	54360,6	2700,4	54427,6	53065,8	12098,9	489,7
380,0	-12992,2	49530,9	4863,4	49769,1	44880,4	21510,7	870,6
390,0	-11313,6	33620,0	4852,6	33968,4	26689,4	21012,5	850,5
400,0	-9146,8	18823,7	3516,9	19149,4	12159,2	14793,7	598,8
410,0	-6651,9	11473,3	2573,6	11758,4	5403,4	10443,3	422,7

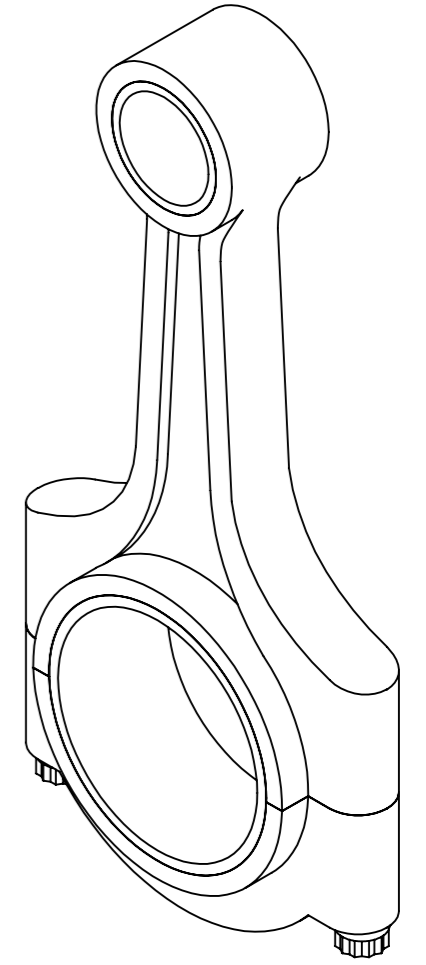
420,0	-4005,0	7032,1	1795,8	7257,8	1960,8	6987,9	282,8
430,0	-1381,0	6474,6	1804,6	6721,4	518,7	6701,3	271,2
440,0	1063,5	7468,9	2190,0	7783,4	-859,8	7735,7	313,1
450,0	3204,0	8608,1	2566,4	8982,6	-2566,4	8608,1	348,4
460,0	4958,1	9642,0	2827,2	10048,0	-4458,6	9004,6	364,5
470,0	6289,8	10446,0	2911,5	10844,2	-6308,6	8820,3	357,0
480,0	7209,0	10968,1	2801,0	11320,1	-7909,8	8098,2	327,8
490,0	7764,6	11198,2	2511,8	11476,4	-9122,2	6963,7	281,9
500,0	8034,1	11102,6	2074,3	11294,7	-9838,4	5547,6	224,5
510,0	8109,6	10823,0	1562,2	10935,2	-10154,1	4058,6	164,3
520,0	8083,3	10456,4	1026,7	10506,7	-10176,9	2611,5	105,7
530,0	8032,9	10077,9	500,6	10090,3	-10011,7	1257,0	50,9
540,0	8010,0	9736,9	0,0	9736,9	-9736,9	0,0	0,0
550,0	8032,9	9461,3	-470,0	9473,0	-9399,2	-1180,1	-47,8
560,0	8083,3	9225,7	-905,9	9270,1	-8979,2	-2304,1	-93,3
570,0	8109,6	8978,3	-1295,9	9071,3	-8423,3	-3366,8	-136,3
580,0	8034,1	8643,7	-1614,9	8793,3	-7659,5	-4319,0	-174,8
590,0	7764,6	8255,9	-1851,9	8461,0	-6725,4	-5134,0	-207,8
600,0	7209,0	7700,3	-1966,5	7947,4	-5553,2	-5685,4	-230,1
610,0	6289,8	6781,1	-1890,0	7039,6	-4095,3	-5725,7	-231,7
620,0	4958,1	5449,4	-1597,9	5678,8	-2519,9	-5089,1	-206,0
630,0	3204,0	3695,3	-1101,7	3856,0	-1101,7	-3695,3	-149,6
640,0	1063,5	1554,8	-455,9	1620,2	-179,0	-1610,3	-65,2
650,0	-1381,0	-889,7	248,0	-923,6	-71,3	920,9	37,3
660,0	-4005,0	-3513,7	897,3	-3626,5	-979,8	3491,6	141,3
670,0	-6651,9	-6160,6	1381,9	-6313,7	-2901,4	5607,5	227,0
680,0	-9146,8	-8655,5	1617,1	-8805,3	-5591,1	6802,5	275,3
690,0	-11313,6	-10822,4	1562,1	-10934,5	-8591,4	6764,0	273,8
700,0	-12992,2	-12500,9	1227,5	-12561,0	-11327,2	5429,0	219,7
710,0	-14054,4	-13129,1	652,2	-13145,3	-12816,4	2922,1	118,3
720,0	-14418,0	-13132,6	0,0	-13132,6	-13132,6	0,0	0,0



5	Euro,S-Series M10 Biyel Civatası				
4	Biyel Zarfı				
3	Biyel Yatağı				
2	Biyel Alt Gövde				
1	Biyel Üst Gövde				
Sıra No	Parça Adı	Standart No	Adet	Malzeme	Açıklama
Çizen	Adı Soyadı Hasan Taha APAK	Tarih	KTÜ Mühendislik Fak. Makina Müh. Bölümü		
Sınıf - No	II.Öğretim - 364918				
Kontrol	Prof.DR.Zehra ŞAHİN				
Ölçek 1:1	Biyel Kolu Mekanizması Parçaları			Resim No	

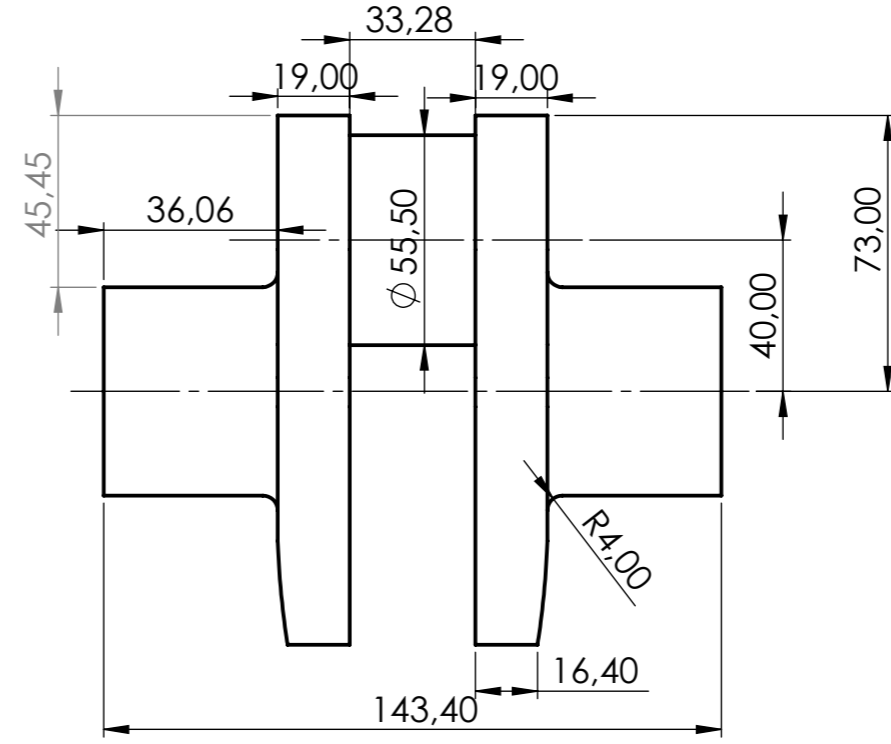
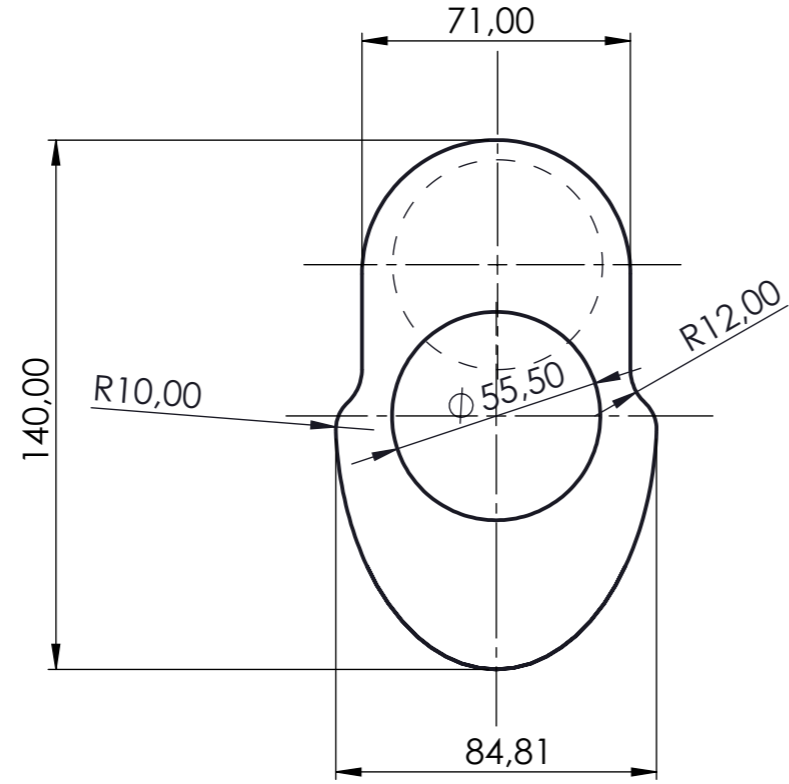


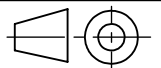
T-T



İzometrik Görünüm
Ölçek; 1:1.5

5	Euro,S-Series M10-Biyel Civatası	S50	2	St 60-2	HAZIR
4	Biyel Burcu	-	1	Bronz	İMALAT
3	Biyel Yatağı	-	1	Bronz	İMALAT
2	Biyel Alt Gövde	-	1	Kır Dökme Demir	İMALAT
1	Biyel Üst Gövde	-	1	Kır Dökme Demir	İMALAT
Sıra No	Parça Adı	Standart No	Adet	Malzeme	Açıklama
Çizen	Adı Soyadı Hasan Taha APAK	Tarih 03.07.2021	KTÜ Mühendislik Fak. Makina Müh. Bölümü		
Sınıf - No	364918 - 4.Sınıf / II.Öğretim				
Kontrol	Prof.DR.Zehra ŞAHİN				
Ölçek	1:1.2	Biyel Kolu Mekanizması			Resim No
					2



	Adı Soyadı	Tarih	KTÜ Mühendislik Fak. Makina Müh. Bölümü
Çizen	Beyhan BIKCIN	03.07.2021	
Proje sorumlusu	Prof. Dr. Zehra Şahin		
Ölçek 1:1	KRANK MİLİ		Resim no:
			3